С. Н. КОЖЕВНИКОВ, Я. И. ЕСИПЕНКО,
Я. М. РАСКИН

ЭЛЕМЕНТЫ МЕХАНИЗМОВ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ,
ИСПРАВЛЕННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Под редакцией
докт. техн. наук проф. *С. Н. КОЖЕВНИКОВА*

23

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО ОБОРОННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
Москва 1956

Книга содержит описание 3169 механизмов и их элементов, применяющихся в машинах различных отраслей промышленности, а также описание элементов и аппаратуры автоматических устройств.

Для многих механизмов приведены в окончательном виде расчетные формулы, облегчающие проектирование.

Книга может служить справочным руководством для конструкторов, технологов и других инженерно-технических работников заводов, технологических и проектных институтов, а также может оказаться полезной для студентов при проектировании механизмов и машин.

Рецензент лауреат Сталинской премии докт. техн. наук проф. **Г. А. Шаумян**

Зав. редакцией инж. *А. И. Соколов*

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие ко второму изданию 6
Введение 7

Раздел I

Некоторые сведения из кинематики механизмов

Определения 9
Теоремы механики, используемые при кинематическом исследовании механизмов 13
Разметка положений звеньев и построение траекторий точек 16
Диаграмма пути, скорости и ускорения 23
Графическое определение скоростей и ускорений 27

Раздел II

Звенья, кинематические пары и плоские стержневые механизмы

Звенья 40
Кинематические пары 48
Плоские стержневые механизмы 74
Зубчатые колеса 127
Кривые, используемые при профилировании зубчатых колес 129
Эвольвентное и циклоидальное зацепление 135
Пространственные зубчатые передачи 153
Червячные передачи 159
Механизмы, составленные из зубчатых колес 163
Простые передачи 165
Эпициклические передачи 203
Планетарные редукторы 210
Эпициклические реверсивные механизмы и механизмы управления . 224
Планетарные коробки скоростей 241
Суммирующие и уравнительные эпициклические механизмы 253
Предохранительные эпициклические механизмы 262
Механизмы подачи 264
Механизмы грузоподъемных машин 266

Стр.

Эпициклические механизмы для сообщения движения звеньям с подвижными осями 276
Комбинированные механизмы (рычажно-блочные, рычажно-зубчатые и др.) 286

Раздел III

Кулачковые механизмы, фрикционные передачи и тормозные устройства, бесступенчатые передачи

Кулачковые механизмы 296
Общие сведения о кулачковых механизмах 296
Выбор размеров кулачкового механизма 301
Построение профиля кулачка 305
Фрикционные передачи 347
Передачи с гибкими звеньями 355
Муфты 371
Глухие муфты 371
Подвижные муфты 374
Сцепные муфты 390
Тормозные устройства 422
Колодочные тормозы 424
Ленточные тормозы 425
Пластинчатые и конические тормозы 426
Передачи для бесступенчатого регулирования скоростей 440
Фрикционные бесступенчатые передачи с жестким звеном 440
Бесступенчатые передачи с гибким звеном 459
Жесткие бесступенчатые передачи 466
Бесступенчатые передачи с автоматическим регулированием передаточного отношения 472

Раздел IV

Механизмы прерывистого движения и другие

Механизмы прерывистого движения 477
Направляющие механизмы 528
Механизмы с регулируемым ходом 541
Компенсирующие и уравнительные механизмы и приспособления 562
Предохранительные механизмы и устройства 581

Раздел V

Пространственные механизмы и другие

Определение положения звеньев 611
Определение скоростей точек звеньев 611
Определение ускорений точек звеньев 612
Пространственные механизмы 615

Стр.

Винтовые поверхности, винты и винтовые механизмы 627
Механизмы для выполнения математических операций 635
Многоугольники и кривые 638
Приборы для вычерчивания кривых 644
Суммирующие механизмы 652
Множительные механизмы 659
Механизмы тригонометрических функций 663
Планиметры, интеграторы, гармонические анализаторы 666
Механизмы приборов для измерения механических величин 676
Замки, зажимы, захваты, клещи, патроны 718
Стопоры и фиксаторы 742
Реверсивные механизмы 762

Раздел VI

Гидравлические и пневматические передачи и агрегаты

Насосы 784
Исполнительные механизмы и агрегаты 823
Контрольно-регулирующая аппаратура 860

Раздел VII

Механизмы и аппараты управления

Механизмы ручного управления 883
Распределительные валы и командоаппараты и аппаратура путевого управления 903
Реле давления, времени, скорости и другие 940
Дистанционное управление 954
Следящие устройства и регуляторы 983

Раздел VIII

Питатели, магазины, бункеры 1058

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

Книга «Элементы механизмов», выпущенная Оборонгизом в 1950 г., содержала описание более 2500 механизмов и их элементов, нашедших применение в машинах различных отраслей промышленности.

Решения июльского Пленума ЦК КПСС поставили перед отечественным машиностроением новые грандиозные задачи, среди которых вопросы механизации и автоматизации процессов в промышленности занимают особое место. Это потребовало от авторов глубокого критического пересмотра содержания книги и включения во второе издание нового большого раздела, посвященного элементам и аппаратуре автоматических устройств.

При создании сложных машин и особенно машин-автоматов, автоматических линий и заводов конструктору и технологу приходится проектировать отдельные исполнительные механизмы, механизмы управления, специальные устройства для контроля точности и отбраковки изделий и др. Широкое использование автоматического управления процессами требует от конструктора целесообразного выбора специальных механизмов для регулирования скорости, температуры, влажности, давления, количества, соотношения и других физических величин, определяющих ход процесса.

В настоящем втором издании книги приведены характеристики около 3200 механизмов и их элементов, которые помогут конструкторам и изобретателям при решении сложных задач, поставленных практикой отечественного машиностроения.

Для облегчения пользования книгой все описанные механизмы разделены по функциональным признакам и почти каждый раздел снабжен вводной статьей. Для большинства механизмов в книге приведены в окончательном виде расчетные формулы, которые можно использовать при проектировании.

При подготовке книги ко второму изданию авторами были учтены отдельные замечания, сделанные по первому изданию. Предлагаемое читателям второе издание не может претендовать на исчерпывающую полноту и поэтому авторы примут с благодарностью все указания, которые могут быть сделаны компетентной критикой.

Замечания и пожелания просьба направлять в Издательство (Москва И-51, Петровка, 24) или в Днепропетровский ордена Трудового Красного Знамени металлургический институт имени И. В. Сталина.

Авторы пользуются случаем выразить благодарность Н. С. Лызловой, оказавшей большую помощь при составлении рукописи второго издания этой весьма трудоёмкой работы.

ВВЕДЕНИЕ

Роль машины как средства производства различна в различных социально-экономических условиях. В капиталистическом обществе машина является средством эксплуатации рабочих. Капитализм стоит за новую технику лишь постольку, поскольку она сулит ему наибольшие прибыли. Машина в социалистическом обществе повышает производительность труда, облегчает труд рабочего, повышает его культуру, технический уровень и благосостояние.

Понятие «машина» с развитием науки и техники непрерывно изменялось. При современном состоянии науки мы можем определить машину, как *сочетание механизмов, осуществляющих целесообразные движения для преобразования энергии (машина-двигатель) или выполнения работы (рабочая машина).*

Всякая развитая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов.

Двигатели могут быть *первичными,* если они служат для преобразования в механическую работу энергии, получаемой от естественного источника (водяные, ветровые, тепловые двигатели), и *вторичными,* в которых движущая сила порождается источниками энергии, не встречающимися в природе в готовом виде (электрические, гидравлические, пневматические и пр. двигатели). Машины, преобразующие механическую работу двигателя в какой-либо вид энергии, называются *преобразователями,* или трансформаторами (генераторы электрического тока, компрессоры); рабочие машины, предназначенные для транспортирования грузов,— *транспортирующими* (краны, подъемники, транспортеры).

Основой рабочей машины является *исполнительный механизм,* который, получив движение от двигателя и передаточного механизма, воздействует своими орудиями на обрабатываемый материал для изменения его формы, свойств, состояния или положения. Рабочая машина, самостоятельно осуществляющая рабочие и вспомогательные операции, представляет собой автоматически действующую, самоуправляющуюся машину-*автомат.* Такая машина нуждается лишь в контроле со стороны рабочего.

Различие между рабочей машиной и автоматом состоит в том, что в автомате исполнительный механизм имеет механизмы рабочих и холостых ходов, включая распределительный механизм, управляющий в заданной последовательности всеми остальными механизмами машины.

Машина, работающая с автоматическим рабочим циклом, повторение которого требует вмешательства рабочего, называется *полуавтоматом.* В полуавтомате все вспомогательные операции, связанные с наладкой машины, установкой изделия и инструмента, запуском машины и т. д., выполняются рабочим. Остановка полуавтомата осуществляется автоматически, после завершения цикла.

В настоящее время широко внедряются в практику высокопроизводительные автоматические системы машин, автоматические линии, заводы-автоматы, в которых, наряду с механическими системами, используются на базе новейших достижений в области гидравлики, пневматики, электроники и фототехники автоматические устройства для контроля, управления и регулирования технологических процессов.

Методы расчета механизмов, применяемых для воспроизведения заданных движений, и методы расчета машин, в которых механизмы сообщают движения инструментам с целью определенной технологической трансформации материала, могут быть одинаковыми, поскольку механизм и машина отличаются не структурой, а применением.

При проектировании различных машин, аппаратов и агрегатов выбор тех или иных конкретных механизмов производится на основе заданного технологического процесса.

В любой машине движение от ведущего звена, связанного обычно с электродвигателем, или от распределительного вала машины передается исполнительным механизмам с помощью *передаточных механизмов* различной конструкции. Изменение угловой скорости ведущего звена осуществляется посредством механизмов, составленных из зубчатых колес, механических бесступенчатых редукторов, гидравлических механизмов, систем электрического бесступенчатого регулирования и др. В качестве передаточных механизмов широко применяются плоские и пространственные стержневые механизмы, различные зубчатые и фрикционные передачи, передачи гибкой связью, кулачковые механизмы, механизмы с остановкой и др.

К новым передаточным механизмам следует отнести шариковый привод, в котором передача движения от одного толкателя к другому осуществляется через цепочку сферических шайб, заключенных в масляной среде в калиброванном трубопроводе, а также сильфонный привод, состоящий из двух гофрированных коробок, соединенных трубопроводом и заполненных маслом. Конструкция механизмов проста и обеспечивает передачу движения при любом пространственном расположении звеньев.

Многозвенные механические передачи усложняют конструкцию машины, снижают точность перемещения ведомого звена, снижают производительность машины.

В качестве приводов для механизмов автоматов, осуществляющих вспомогательные операции, а также для ряда механизмов, выполняющих технологические операции, для которых не требуется точного соблюдения закона движения, применяются пневматические устройства.

В автоматах особенно эффективно используются гидравлические и пневмогидравлические передачи и агрегаты. В последних перемещение рабочего органа производится посредством сжатого воздуха, а стабильность движения по заданному закону обеспечивается гидравликой.

В современных машинах весьма важную роль играет исполнительный механизм, состоящий из комплекса частных механизмов. Для обеспечения вспомогательных операций используют огромное количество целевых механизмов, к которым относятся: механизмы транспортирования материала (питатели, магазины, бункеры), механизмы зажима, поворотно-фиксирующие, реверсивные, предохранительные механизмы, системы управления и др.

Существует огромное количество различных механизмов управления, начиная от простейших механизмов для перекидки ремня с холостого шкива на рабочий и кончая сложными системами управления, обеспечивающими необходимые перемещения исполнительных механизмов в строго определенной последовательности.

Управление исполнительными механизмами осуществляется в соответствии с принятой циклограммой или с помощью командоаппаратов или механизмов путевого управления посредством путевых и концевых выключателей и различных реле.

Запуск, остановка и автоматическое регулирование механических, электрических и пневматических аппаратов, а также автоматическое восстановление соотношения между отдельными агентами производятся при помощи регуляторов — позиционных, пропорциональных, астатических и др.

В настоящее время получили всеобщее распространение механизмы для выполнения математических операций (суммирование, умножение, возведение в степень, построение тригонометрических функций, интегрирование дифференциальных уравнений): гармонические анализаторы, механизмы для вычерчивания кривых, пантографы, планиметры и др. и, наконец, большая группа механизмов для измерения механических величин — перемещений, скоростей, ускорений, сил, моментов, давлений и т. п.

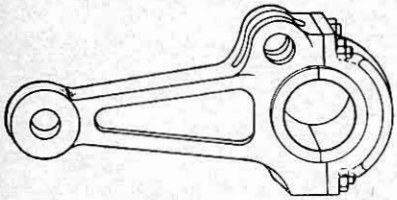
Раздел I

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ КИНЕМАТИКИ МЕХАНИЗМОВ

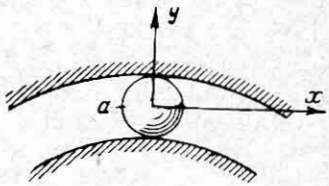
ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Совокупность деталей, неподвижно соединенных между собой, называется *звеном механизма.*

На фиг. 1 изображен шатун двигателя внутреннего сгорания, состоящий из тела шатуна, крышки, болтов, гаек и втулок. Все эти детали соединены между собой неподвижно и представляют одно звено механизма. На схемах механизма шатун изображается условно так, как это показано на фиг. 52,*б*.



Фиг. 1.



Фиг. 2.

Кинематической парой называется подвижное соединение двух тел, взаимно ограничивающее их относительное движение.

Каждое отдельно взятое звено *плоского* механизма может иметь три независимых движения: два поступательных движения вдоль осей x и y произвольно выбранной системы координат и вращение вокруг оси z, перпендикулярной к плоскости движения каждой из точек звена. В случае *пространственного* движения отдельно взятое звено может совершать шесть независимых перемещений: три поступательных движения вдоль произвольно взятых координатных осей x, y и z и вращения вокруг этих осей.

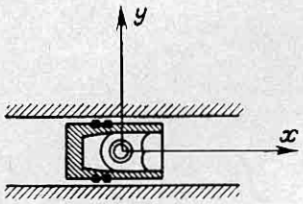
Каждое из независимых движений тела называется *степенью свободы.*

При образовании кинематической пары звенья теряют свободу перемещения и число степеней свободы звеньев уменьшается.

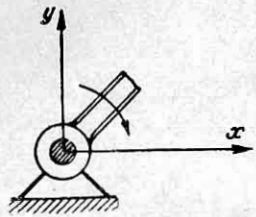
Ограничения в относительном движении, вводимые при образовании из звеньев кинематической пары, называются *условиями связи.*

В плоском механизме кинематические пары вносят одно или два условия связи, в пространственном — от одного до пяти.

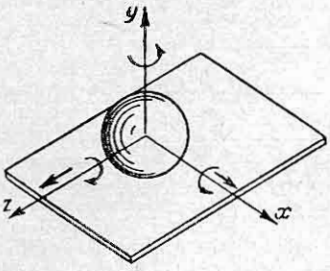
На фиг. 2 показана плоская кинематическая пара, при образовании которой вносится одно условие связи (движение звена a вдоль нормали к поверхности становится невозможным), а на фиг. 3 и 4 — плоские кинематические пары, вносящие каждая по два условия связи. В первой остается лишь одно относительное поступательное движение вдоль оси x, а во второй — вращение.



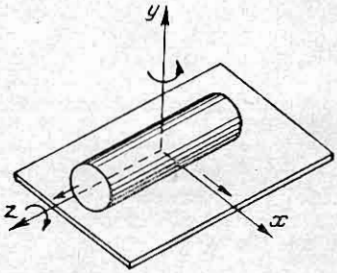
Фиг. 3.



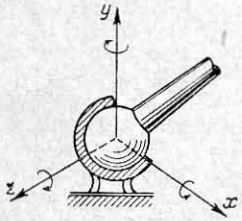
Фиг. 4.



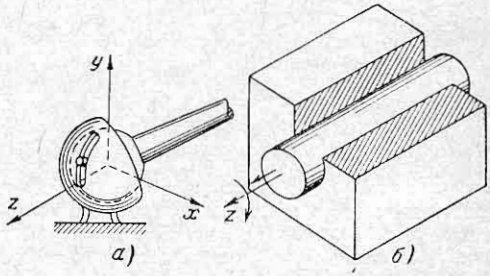
Фиг. 5.



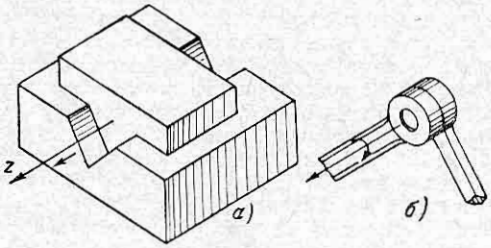
Фиг. 6.



Фиг. 7.



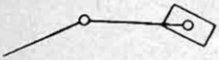
Фиг. 8.



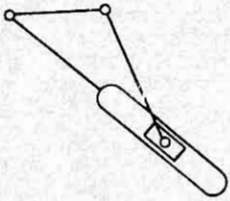
Фиг. 9.

На фиг. 5—9 показаны пространственные кинематические пары, вносящие соответственно от одного до пяти условий связи.

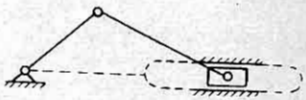
Совокупность подвижно соединенных тел образует кинематическую цепь — открытую (фиг. 10) или закрытую (фиг. 11). Механизм может быть получен из замкнутой кинематической цепи обращением одного из звеньев в стойку (неподвижно закрепленное звено; фиг. 12).



Фиг. 10.



Фиг. 11.



Фиг. 12.

Механизм, звенья которого образуют кинематические пары, обладает некоторым числом степеней свободы, которое для плоских механизмов может быть вычислено по формуле Чебышева

$$W=3(n-1)-2p_2-p_1, \qquad (1)$$

где $n-1$ — число подвижных звеньев механизма;

p_2 — число кинематических пар, вносящих два условия связи;

p_1 — число кинематических пар, вносящих одно условие связи,

а для пространственных механизмов — по формуле Малышева

$$W=6(n-1)-p_1-2p_2-3p_3-4p_4-5p_5, \qquad (2)$$

где p_1, p_2, p_3, p_4 и p_5 — кинематические пары, вносящие соответственно от одного до пяти условий связи.

Определенное по формулам (1) и (2) число степеней свободы механизма не всегда будет соответствовать действительному. В некоторых случаях может оказаться, что формально учтенные в формулах (1) и (2) условия связи оказываются пассивными, т. е. тождественными с другими, поэтому фактическое число степеней свободы W будет больше вычисленного по формуле.

При определении числа кинематических пар следует иметь в виду, что в случае сложного шарнира число кинематических пар будет $k-1$, если k — число звеньев, сходящихся в шарнире (фиг. 13).

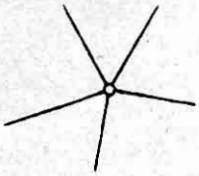
Для получения определенности движения звеньев механизма необходимо задавать независимые движения звеньям механизма, число которых равно числу степеней свободы. При $W=3$ необходимо задать движение трем звеньям. Наоборот, если необходимо задать три независимых движения, то механизм должен обладать тремя степенями свободы. В технике используются преимущественно механизмы с одной степенью свободы.

Звено механизма, которому задается независимое движение называется *начальным*.

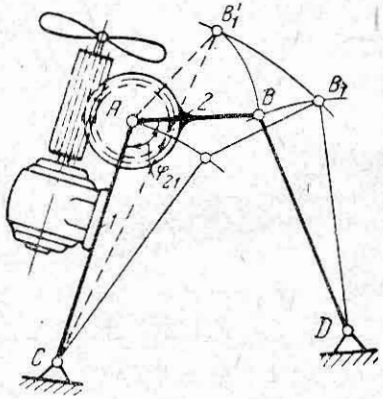
В большинстве случаев начальное звено движется относительно неподвижного, т. е. задается движение одного из звеньев механизма, связанного со стойкой. Однако во многих случаях применяются механизмы с таким относительным движением звеньев, в которых начальное звено вращается относительно подвижного звена. Например, для механизма вентилятора (фиг. 14) задается движение поводку *2* относительно коромысла *1*, на котором закреплен электрический двигатель.

Механизмом называется замкнутая кинематическая цепь, в которой при заданном в соответствии с числом степеней свободы движении одного или нескольких звеньев относительно соседних все остальные звенья имеют вполне определенные движения.

Целью и назначением механизма является воспроизведение заданного движения для выполнения определенной операции. Так, например, распределительный механизм двигателя сообщает клапану определенные движения; редуктор изменяет число оборотов; кривошипно-шатунный механизм двигателя позволяет преобразовать поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала; кулисный механизм паровоза позволяет изменять отсечку пара и производить реверсирование и т. д.



Фиг. 13.



Фиг. 14.

При проектировании механизма требуется определить траектории движения точек отдельных его звеньев, чтобы убедиться в том, что механизм действительно выполняет те движения, для которых он предназначен. Кроме этого, необходимо выяснить, не препятствуют ли этим движениям расположенные по соседству с механизмом какие-либо другие части. Так, при проектировании убирающегося шасси самолета необходимо убедиться в том, что движениям звеньев шасси не препятствуют элементы конструкции крыла, фюзеляжа, силовой установки и т. п. Построение траекторий отдельных точек необходимо также для отыскания хода ведомого звена или очертания картера, в который должен быть заключен механизм.

Кинематический анализ механизма заключается в определении линейных скоростей и ускорений точек и угловых скоростей и угловых ускорений звеньев. Закон изменения этих величин часто нужно знать для составления характеристики работы механизма, а в некоторых случаях — для дальнейших расчетов.

Размеры деталей звеньев механизма из условий требований прочности можно определить, если известны силы, действующие на звенья. Силы, воспринимаемые звеньями, определяются по заданным внешним силам (например, по давлению газа на поршень, сопротивлению резанию) и силам инерции звеньев, зависящим от массы звена и ускорения центра тяжести его. Таким образом, для определения размеров механизма из условий прочности необходимо предварительно произвести кинематический анализ механизма. Вследствие того, что, не зная массы, нельзя определить силы инерции, задаются размерами деталей звеньев механизма, подсчитывают силы инерции, действующие на

звенья, и проверяют прочность деталей под действием рабочих усилий и сил инерции.

Если размеры выбраны неправильно, то производят перерасчет до получения удовлетворительных результатов. Правильно выбранные размеры должны обеспечивать механическую прочность деталей, долговечность механизма и предотвратить появление больших деформаций, нарушающих, а иногда делающих невозможной, правильную и надежную работу механизма.

Время, путь, скорость и ускорение точки или тела взаимно связаны друг с другом. Определить их можно двумя способами: *аналитически* или *графически*. Часто пользуются графо-аналитическим способом, представляющим сочетание обоих способов.

Преимущество аналитического способа заключается в точности получаемых путем вычислений результатов. В графическом способе точность результатов зависит от точности графических построений, которые невозможно выполнить без некоторой, хотя бы небольшой погрешности. Однако сложность аналитических уравнений движения и трудность их решения заставляют часто отказываться от аналитического способа и ограничиваться применением его лишь в простейших случаях.

При решении практических задач наиболее часто пользуются графическим способом, отличающимся наглядностью и простотой и обеспечивающим вполне достаточную для практики точность. Аналитический способ применяют лишь для определения скоростей и ускорений в простейших, хорошо изученных механизмах.

При проектировании новых машин возникает необходимость производить *синтез механизмов*, т. е. по заданным движениям подбирать механизм и его размеры. Задача эта сложна вследствие большого количества возможных вариантов механизмов и, кроме того, вследствие возникающих трудностей в определении рациональных параметров звеньев уже выбранного механизма. В соответствующих разделах будут вкратце описаны методы синтеза наиболее распространенных механизмов.

ТЕОРЕМЫ МЕХАНИКИ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ КИНЕМАТИЧЕСКОМ ИССЛЕДОВАНИИ МЕХАНИЗМОВ

Теорема о мгновенном центре вращения. Всякое непоступательное перемещение плоской фигуры в своей плоскости может быть произведено одним вращением вокруг некоторого центра.

Пусть некоторое тело (фиг. 15) перемещается из положения Q в положение Q_1. Выберем на теле какие-либо две точки A и B и, соединив их прямой, рассмотрим движение полученного отрезка прямой AB.

Пусть отрезок прямой AB перемещается из положения AB в весьма близкое положение A_1B_1; соединив точки A и A_1, B и B_1 прямыми и восстановив к серединам их перпендикуляры CO и DO, получим в точке O их пересечения центр вращения.

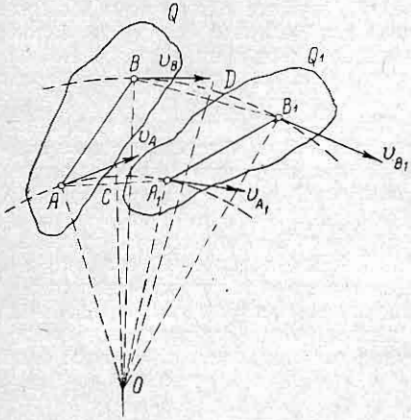
Так как треугольники AOB и A_1OB_1 равны, то при повороте фигуры на $\angle AOA_1$ отрезок AB совпадает с отрезком A_1B_1, т. е. O есть центр вращения. Если AA_1 и BB_1 бесконечно малые величины, то в пределе AO и CO, а также BO и DO будут соответственно совпадать. Центр O можно найти как точку пересечения перпендикуляров к направлениям векторов v_A и v_B скоростей точек A и B. В этом случае точка O называется *мгновенным центром вращения*.

Подвижная и неподвижная полоиды. Всякое непрерывное движение тела в плоскости можно получить путем качения кривой, жестко связанной с данным телом, по другой неподвижной кривой.

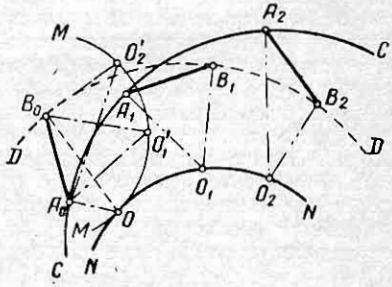
Мгновенный центр вращения является для рассматриваемого бесконечно малого перемещения тела мгновенным центром скоростей, так как вектор ско-

рости любой точки тела перпендикулярен соответствующему радиусу-вектору (или нормали к траектории данной точки) и скорость пропорциональна его длине. Если мгновенные центры, соответствующие ряду последовательных бесконечно малых перемещений, соединить между собой, то получим геометрическое место точек на неподвижной плоскости, образующее так называемую *неподвижную центроиду*, или, иначе, *неподвижную полоиду*. Геометрическое место точек на подвижной плоскости, связанное с перемещающимся телом, называется *подвижной центроидой*, или, иначе, *подвижной полоидой*.

Пусть точки A и B отрезка AB (фиг. 16) движутся по кривым CC и DD. Отрезок AB занимает последовательно положения A_0B_0, A_1B_1, A_2B_2 и т. д. Построив для этих положений треугольники OA_0B_0, $O_1A_1B_1$, $O_2A_2B_2$ и найдя мгновенные центры вращения O, O_1, O_2, получим неподвижную полоиду NN.



Фиг. 15.



Фиг. 16.

Если те же треугольники построить, оставив отрезок AB неподвижным в каком-либо одном положении, например, в положении A_0B_0, то получатся треугольники OA_0B_0, $O_1'A_0B_0$, $O_2'A_0B_0$. Соединив точки O, O_1', O_2' кривой, получим подвижную полоиду MM.

Полученные кривые MM и NN обладают тем свойством, что при движении отрезка AB подвижная полоида катится без скольжения по неподвижной полоиде NN, причем точки O, O_1', O_2' подвижной полоиды последовательно совпадают с точками O, O_1, O_2 неподвижной полоиды.

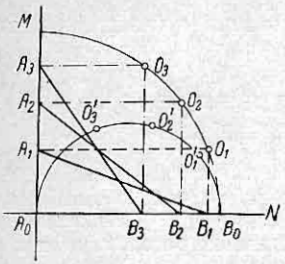
Пусть, например, дан отрезок прямой AB (фиг. 17), точки A и B которого перемещаются по сторонам прямого угла, занимая последовательно положения A_0B_0, A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3. Построив для этих положений мгновенные центры вращений, найдем точки O_1', O_2', O_3' подвижной и точки O_1, O_2, O_3 неподвижной полоид. Неподвижной полоидой будет круг радиуса, равного длине отрезка AB, а подвижной — круг радиуса, равного половине радиуса неподвижной полоиды. Такие круги называются *кругами Кардана* и являются кинематической основой ряда механизмов (см., например, фиг. 875, 877).

В рассмотренных случаях было исследовано движение отрезка прямой. Точно так же можно определить движение отрезка кривой.

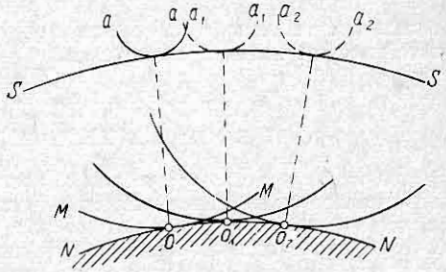
Пусть дана подвижная MM и неподвижная NN полоиды движения тела и некоторая кривая aa этого тела (фиг. 18). Построив ряд положений системы, соответствующих мгновенным центрам вращения O, O_1, O_2, и найдя положения кривой aa, a_1a_1, a_2a_2, проведем кривую SS, касательную к кривой aa в ука-

занных положениях. Огибающая SS характеризует движение отрезка кривой aa.

Теорема о трех центрах относительного вращения. Три мгновенных центра P_{ab}, P_{ac} и P_{bc} относительного вращения звеньев a, b и c лежат на одной прямой. Пусть a, b и c — три звена механизма, причем звено c неподвижно (фиг. 19); P_{ac} и P_{bc} — мгновенные центры вращения звеньев a и b относительно c, т. е. P_{bc} является общей точкой для звеньев b и c, а P_{ac} — для

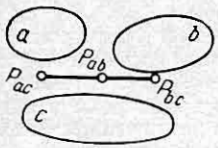


Фиг. 17.

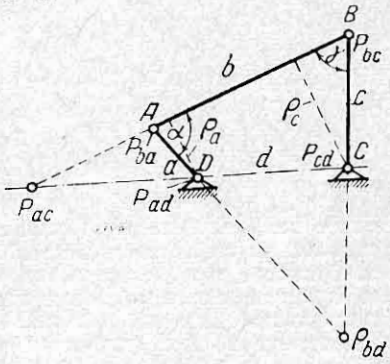


Фиг. 18.

звеньев a и c. Теперь допустим, что звено a неподвижно и P_{ba} — мгновенный центр вращения звена b относительно звена a, т. е. общая точка для звеньев a и b, имеющая при неподвижном c скорость v_1. Считая P_{ba} принадлежащей a, получим v_1, направленную перпендикулярно $\overline{P_{ac}P_{ba}}$, а считая ее принадлежащей b, получим v_1, направленную перпендикулярно $\overline{P_{bc}P_{ba}}$. Это возможно только в случае, когда P_{ba} лежит на прямой $\overline{P_{ac}P_{bc}}$.



Фиг. 19.



Фиг. 20.

Основная теорема зацепления. Линия действия делит линию центров относительного вращения на части, обратно пропорциональные угловым скоростям. *Линией действия* будем называть линию, вдоль которой передается сила от звена a к звену c непосредственно или через промежуточное звено b. P_{bd} — мгновенный центр вращения звена b (фиг. 20), поэтому

$$v_A = \omega_b \overline{AP_{bd}} \quad \text{и} \quad v_B = \omega_b \overline{BP_{bd}},$$

$$\omega_b = \frac{v_A}{\overline{AP_{bd}}} = \frac{\omega_a a}{\overline{AP_{bd}}} = \frac{\omega_c c}{\overline{BP_{bd}}}.$$

Отсюда

$$\frac{\omega_c}{\omega_a} = \frac{\overline{BP_{bd}}}{\overline{AP_{bd}}} \frac{a}{c} = \frac{\sin\alpha}{\sin\gamma} \frac{a}{c} = \frac{\rho_a}{\rho_c}.$$

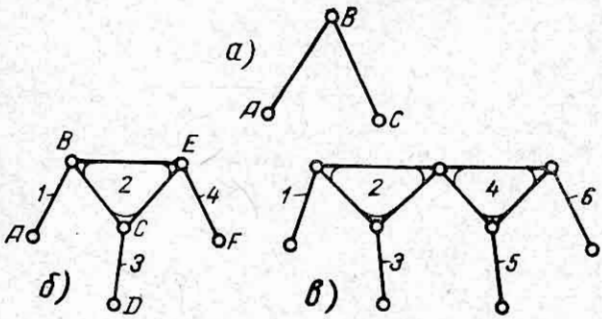
Обозначив $\overline{P_{ca}P_{ad}}$ через x, окончательно получим

$$\frac{\omega_c}{\omega_a} = \frac{x}{x+d}.$$

Доказанная теорема применяется при исследовании зубчатых, кулачковых и простейших стержневых механизмов.

РАЗМЕТКА ПОЛОЖЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ И ПОСТРОЕНИЕ ТРАЕКТОРИЙ ТОЧЕК

При разметке положений звеньев и построении траекторий точек механизма обычно известно движение одной какой-либо его точки или звена. Зная движение этой точки, определяют движение всех остальных. Для этого строят механизм в различных положениях и находят взаимное расположение и перемещения его звеньев, абсолютные или относительные.



Фиг. 21.

Построение положений звеньев механизма и разметку положений точек на траектории плоских стержневых механизмов можно производить различными способами. В выборе метода построения большую пользу оказывает разделение механизма на статически определимые группы, если начальное звено движется относительно стойки. Для плоских механизмов с низшими кинематическими парами эти группы по Ассуру должны удовлетворять условию

$$3n - 2p_2 = 0,$$

где n — число звеньев в группе и p_2 — число кинематических пар, вносящих по два условия связи каждая. Число звеньев в группе должно быть *четным*.

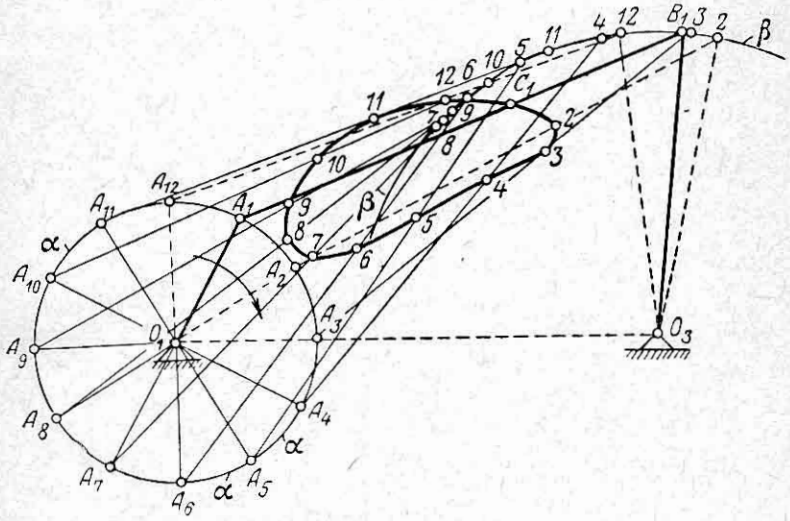
Наиболее часто встречающимися статически определимыми группами являются двухповодковая группа или *диада* (фиг. 21,*а*), трехповодковая группа (фиг. 21,*б*), четырехповодковая группа (фиг. 21,*в*) и др. Шарниры в этих группах могут быть заменены поступательными парами, но не все, потому что в последнем случае появляются пассивные условия связи.

На фиг. 22 показан четырехшарнирный механизм, состоящий из начального звена O_1A, закон движения которого задан, и двухповодковой группы ABO_2. Задаваясь рядом положений точки A на окружности α, засечками радиуса AB

на окружности β находим соответствующие положения точки B. Траекторию промежуточной точки C шатуна находят построением на всех положениях шатуна AB соответствующей геометрической фигуры и соединением последовательных положений точки C.

На фиг. 23 показано построение положений звеньев различных модификаций двухповодковых групп, в которых некоторые шарниры заменены поступательными парами.

Индексы «0» определяют заданное положение группы, а *1* — искомое положение. B_1 на фиг. 23,*а* найдено засечками из A_1 и C_1 длиной соответствующих поводков. Новое положение звеньев группы на фиг. 23,*б* найдено построением касательной к дуге радиуса h_1, проходящей через C_1. Положение B_1 точки B

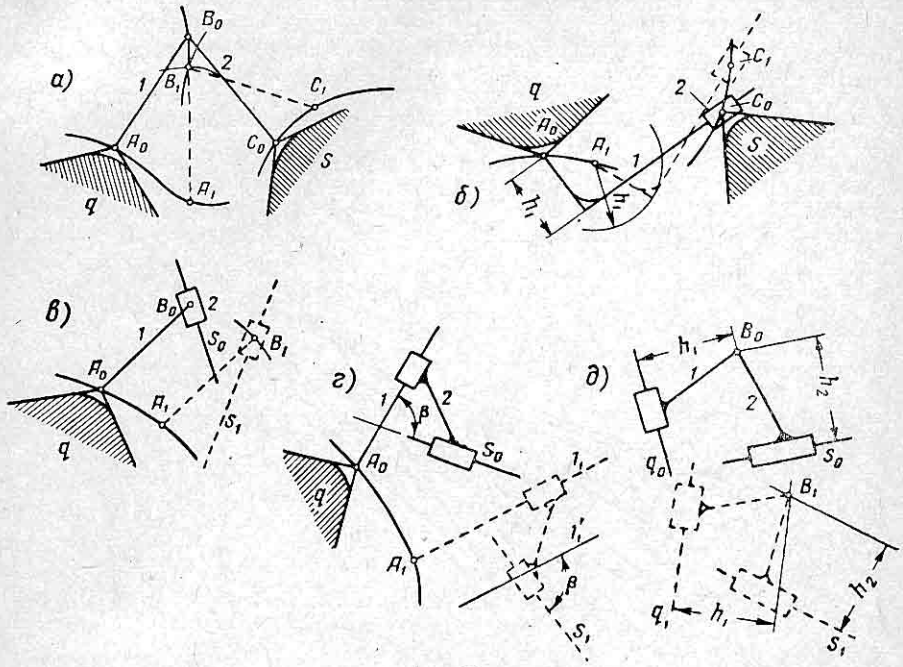


Фиг. 22.

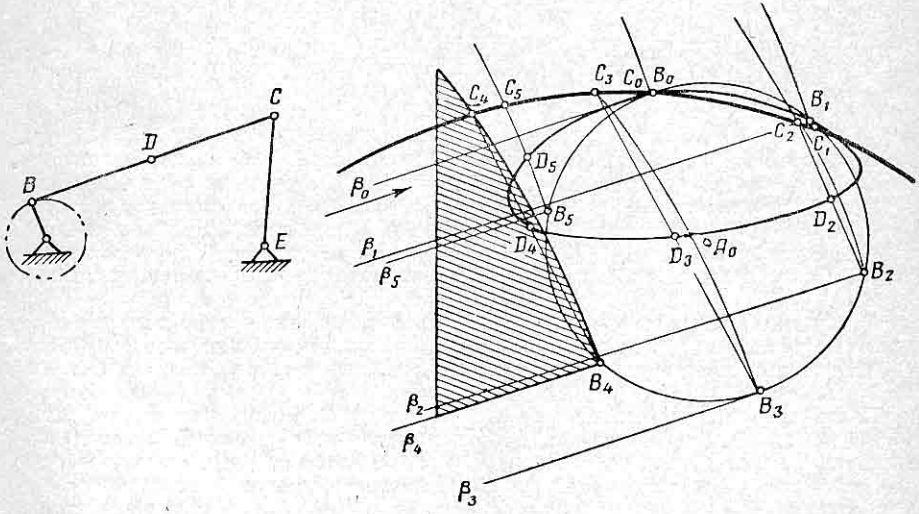
для группы по фиг. 23,*в* найдено засечкой радиуса AB на новом положении средней линии s_1 направляющей s. Положение звеньев группы по фиг. 23,*г* при заданных положениях A_1 и s_1 находим построением сначала произвольной прямой $1_1'$, составляющей заданный угол β с s_1, а затем параллельной ей прямой 1_1, проходящей через A_1. Положение B_1 группы по фиг. 23,*д* определяется пересечением прямых, находящихся на расстояниях h_1 и h_2 от направляющих q_1 и s_1.

В случае больших расстояний между шарнирами построение траекторий и разметку положений точек на них методом засечек производить неудобно. В этом случае целесообразно для разметки траекторий воспользоваться методом круговых линеек или шаблонов.

Пусть требуется разметить траекторию точки C четырехшарнирного механизма (фиг. 24). Для этого сместим траекторию точки B вдоль нулевого положения шатуна до совпадения точек B_0 и C_0. Затем шаблон, очерченный дугой радиуса BC, установим так, чтобы радиальная прямая β совпадала с направлением B_0C_0 и круговая линейка последовательно проходила через точки B_1, B_2, B_3. Точки пересечения дуги шаблона с траекторией точки C определяют соответствующие заданным положениям точки B положения точки C. Для отыскания траектории промежуточной точки шатуна, например D, необходимо на



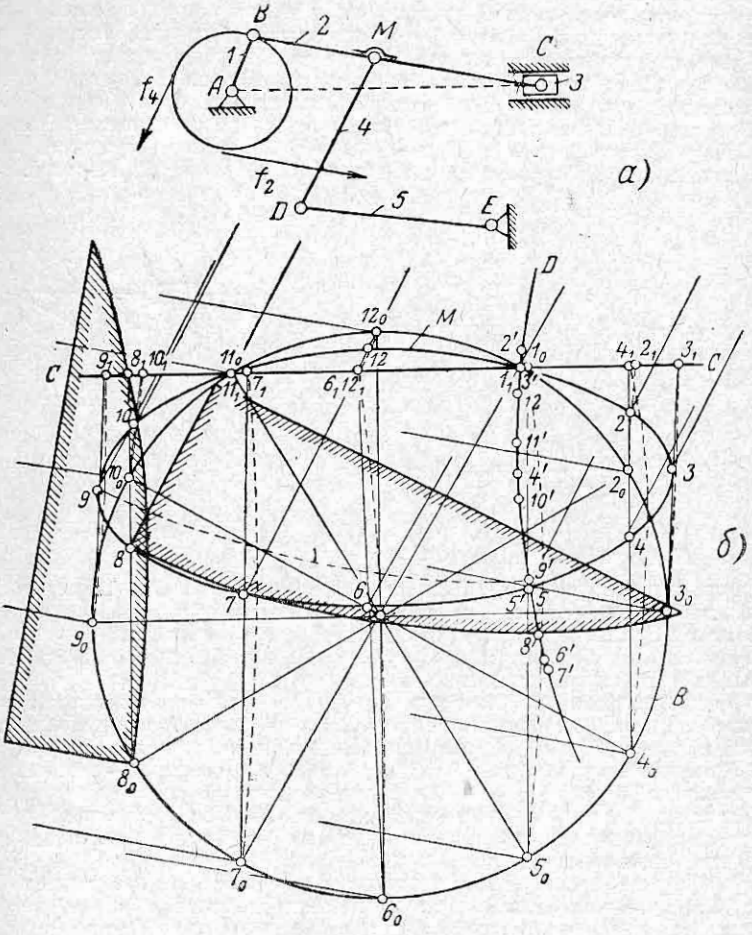
Фиг. 23.



Фиг. 24.

отрезках B_iC_i построить фигуру $B_iC_iD_i$, подобную перемещающейся BCD. Соединяя найденные точки D_i, найдем траекторию точки D.

На фиг. 25,*б* показана разметка траектории точки D методом круговых линеек для сложного механизма, состоящего из диад MDE и BC. На фиг. 25,*а*



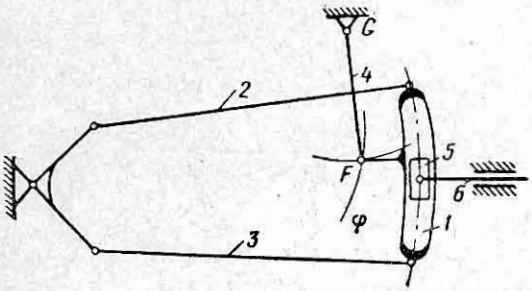
Фиг. 25.

направление переноса траектории точки B в точку C показано стрелкой f_2, а направление переноса этих двух траекторий в точку D — стрелкой f_4. Направление стрелок определяет установку круговой линейки.

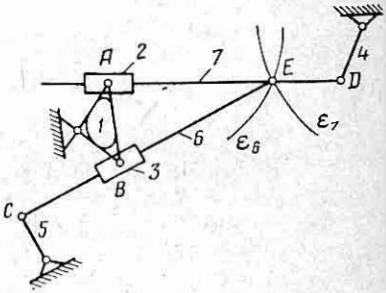
В случае построения положений звеньев механизма, включающих трехповодковую группу, необходимо применять метод ложных положений звеньев. На фиг. 26 изображена схема кулисного механизма Стефенсона, состоящего из двухповодковой группы *5—6* и трехповодковой группы с центральным звеном *1* и поводками *2, 3* и *4*. Для определения положения золотникового штока пред-

полагаем поводок и кулису разъединенными в точке F. После этого при двойном эксцентрике, поставленном в требуемое положение, задаем произвольные положения одной из тяг *2* или *3* и отыскиваем траекторию φ точки F. Точка пересечения построенной траектории φ точки F с дугой радиуса GF определяет положение точки F кулисы. После этого обычным способом определяем положения всех остальных звеньев кулисы, в том числе и золотникового штока.

Для механизмов, включающих четырехповодковые группы, построение положений звеньев производится аналогично. На фиг. 27 показана схема механизма продвижения ткани швейной машины с четырехповодковой группой, составленной из соединенных между собой центральных звеньев *6* и *7* и поводков *2, 3, 4, 5*. При заданном положении двойного эксцентрика *1*, полагая точки A и B неподвижными, разъединяем в E звенья *6* и *7* и, задавая произвольные положения точек C и D, строим траектории ε_6 и ε_7 точки E. Пересечение этих



Фиг. 26.



Фиг. 27.

траекторий определяет действительное положение точки E. Такое построение следует делать для каждого из положений эксцентрика.

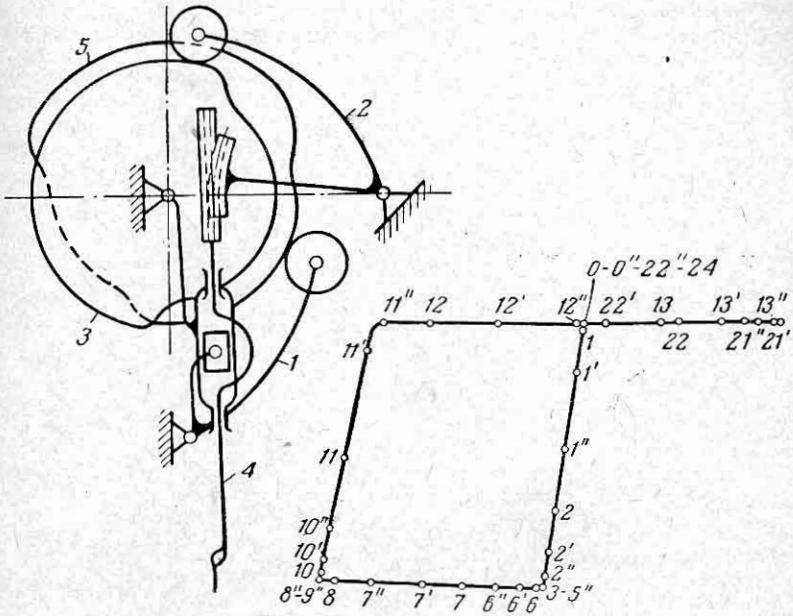
Применение механизмов с двумя начальными звеньями позволяет воспроизвести весьма сложного характера траектории точек, если задавать движение начальным звеньям по определенному закону.

На фиг. 28 приведена кинематическая схема механизма игловодителя обувной швейной машины. Движение начальным звеньям *1* и *2* сообщается при помощи кулачков *5* и *3*, укрепленных на одном валу, при этом профиль кулачка *5* определяет отклонение игловодителя *4*, а кулачка *3* — перемещение его по вертикали. В результате комбинирования этих двух движений воспроизводится траектория, показанная справа на фиг. 28. Построение траектории произведено описанным выше методом при найденных по профилям кулачков положениях начальных звеньев *1* и *2*.

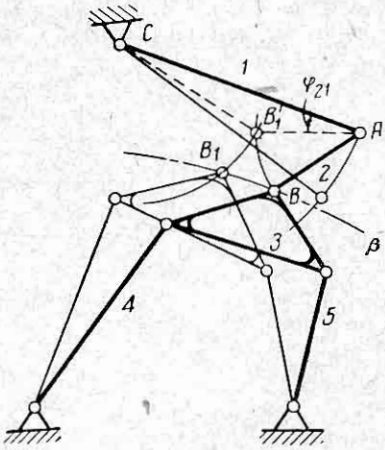
В том случае, когда задается относительное перемещение звеньев, построение плана механизма необходимо производить несколько иначе, потому что разделить механизм на статически определяемые группы Ассура не представляется возможным. Пусть для механизма по фиг. 14 задан угол φ_{21} поворота поводка *2* относительно коромысла *1*. Считая поводок *2* и коромысло BD разъединенными в точке B, задаем угол φ_{21} и радиусом CB_1' делаем засечку на окружности радиуса DB. Найденная точка B_1 определяет положение звеньев механизма.

Для определения положений звеньев механизма по фиг. 29 при заданном угле φ_{21}, полагаем звенья *2* и *3* разъединенными в точке B.

Повернув звено *2* относительно звена *1* на угол φ_{21}, описываем радиусом CB_1' дугу окружности. После этого задаем ряд последовательных положений одного из звеньев *4* или *5* и находим траекторию β точки B четырехзвенного механизма *3, 4, 5*. Пересечение кривой β с дугой радиуса CB_1' определяет


5
2
3
1
4
0-0"-22"-24
11" 12 12' 12" 22' 13 13' 13"
22 21" 21'
11'
1
1'
11
1"
2
10"
10'
10
2'
2"
8"-9" 8 7" 7' 7 6" 6' 6 3-5"

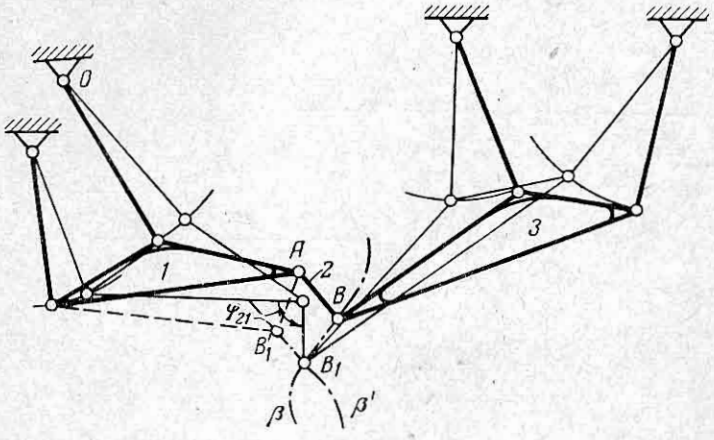
Фиг. 28.


C
1
φ_{21}
B_1'
A
B_1
2
B
3
β
4
5

Фиг. 29.

положение B_1 точки B на неподвижной плоскости, а следовательно, и положение всех звеньев механизма.

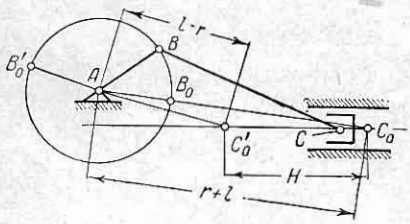
Если в механизме по фиг. 30 задано перемещение поводка *2* относительно звена *1*, то, полагая звенья *2* и *3* разъединенными, поворачиваем звено *2* от-



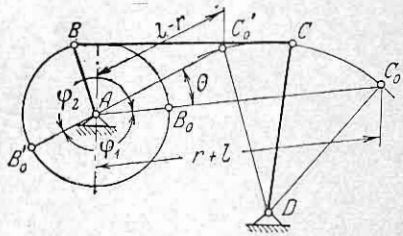
Фиг. 30.

носительно звена *1* на заданный угол φ_{21}, строим траектории β и β' точек B и B_1' и находим точку B_1 пересечения их. Найденная точка B_1 определяет искомые положения звеньев механизма.

В некоторых случаях для расчетов необходимо определять только ход ведомого звена. Величина хода определяется крайними положениями ведомого звена. В случае кривошипно-шатунного механизма (фиг. 31) или четырехшарнирного механизма (фиг. 32) крайние положения ведомого звена соответствуют



Фиг. 31.

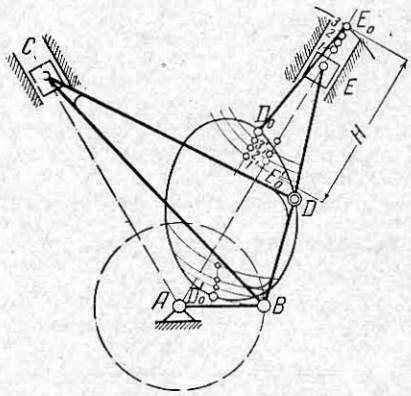


Фиг. 32.

совпадению направлений кривошипа и шатуна. Точки C_0 и C_0' возврата от точки A находятся на расстоянии $r+l$ и $l-r$. Путь C_0C_0' равен ходу H (см. фиг. 31).

Несколько сложнее определяется ход ведомого звена в случае сложного механизма. На фиг. 33 показано определение хода поршня бокового цилиндра V-образного двигателя внутреннего сгорания. Вследствие того, что положение кривошипа, при котором поршень занимает крайние положения, неизвестно, то из произвольно выбранных положений *1, 2, 3* и т. д. точки E делаются засечки

длиной DE на траектории точки D. Проведя через середины дуг $1'$, $2'$, $3'$ и т. д. кривую до пересечения с траекторией точки D, находим точку D_0, в которую попадет точка D при верхнем крайнем положении поршня. Делая засечку на

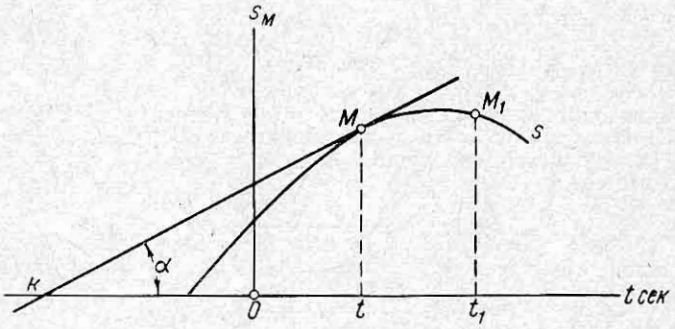


Фиг. 33.

оси цилиндра дугой радиуса DE, находим мертвую точку E_0. Аналогично определяется D_0' — следовательно, и E_0', а таким образом и ход H.

ДИАГРАММА ПУТИ, СКОРОСТИ И УСКОРЕНИЯ

Зная путь и время, за которое точка (или звено) механизма прошла этот путь, можно построить диаграмму пути по времени и найти скорость движения. Отложив по оси ординат путь s в каком-либо выбранном масштабе, а по оси



Фиг. 34.

абсцисс — время t, получим кривую пути, пройденного точкой (фиг. 34). Изображенное на фиг. 34 движение совершается с переменной скоростью.

В случае равномерного движения с постоянной скоростью кривая пути по времени обращается в прямую, наклонную к оси абсцисс. Для равномерно

ускоренного движения кривая пути по времени будет параболой, как явствует из формулы

$$s=\frac{jt^2}{2}.$$

Скорость точки равна

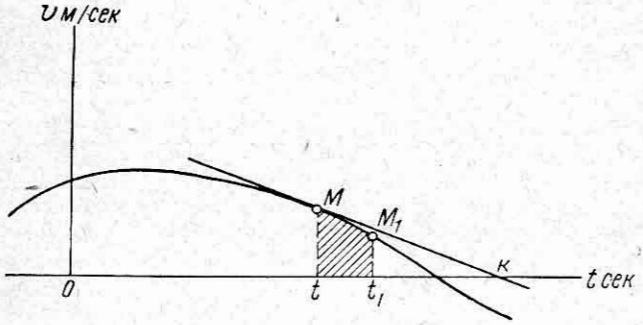
$$v=\frac{ds}{dt}.$$

Пусть точка в момент времени t находится в точке M кривой. Для определения скорости движения, соответствующей этому моменту, проведем в точке M касательную kM до пересечения ее с осью абсцисс. Тангенс угла наклона к оси абсцисс пропорционален скорости.

Пусть масштаб по оси ординат 1 *мм*—k_s *м*; по оси абсцисс 1 *мм* — k_t сек. Тогда коэффициент пропорциональности равен $\frac{k_s}{k_t}$ *м/сек* и скорость в момент t равна

$$v=\frac{k_s}{k_t}\operatorname{tg}\alpha.$$

Произведя подобные построения для ряда точек, можно построить кривую скорости движения точки по времени (фиг. 35).



Фиг. 35.

Построение диаграммы проще производить в том случае, если по оси абсцисс откладывать угол поворота φ начального звена $\varphi=\omega t$. Пусть построена диаграмма $[s, \varphi]$ в масштабе k_s (фиг 36).

Известно, что

$$\frac{ds}{dt}=\frac{ds}{d\varphi}\frac{d\varphi}{dt}=\frac{ds}{d\varphi}\omega.$$

Кроме того,

$$\frac{ds}{d\varphi}=\frac{k_s}{k_\varphi}\frac{dy}{dx}=\frac{k_s}{k_\varphi}\operatorname{tg}\alpha.$$

Если на продолжении оси абсцисс на расстоянии a_v от начала координат выбрать полюс p_v и через полюс провести линии, параллельные касательным, до пересечения с осью ординат, то отсекаемый на оси ординат отрезок будет пропорционален $\frac{ds}{d\varphi}$.

Действительно,

$$\operatorname{tg}\alpha=\frac{y_v}{a_v},$$

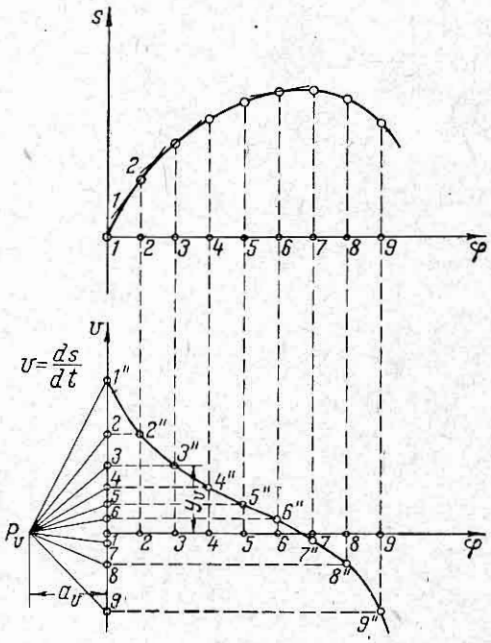
следовательно,

$$\frac{ds}{dt}=\omega\frac{k_s}{k_\varphi}\operatorname{tg}\alpha=\omega\frac{k_s}{a_v k_\varphi}y_v.$$

Масштаб скорости

$$k_v=\frac{\omega k_s}{a_v k_\varphi}.$$

Полученные ординаты следует перенести вправо на величину соответствующей абсциссы. Соединив найденные точки, получаем кривую скорости. Анало-



Фиг. 36.

гично может быть построена по кривой скоростей кривая ускорений $\left[\frac{d^2s}{dt^2}, \varphi\right]$.

Масштаб диаграммы ускорений

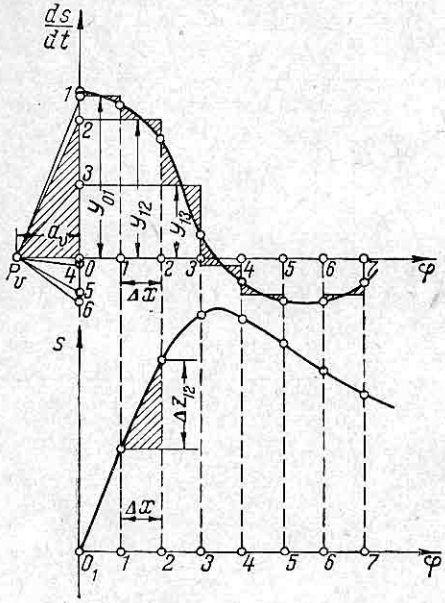
$$k_j=\frac{\omega k_v}{a_j k_\varphi}.$$

Диаграмма скорости по времени позволяет решить обратную задачу: зная скорость, найти путь. Так как $s=\int v dt$, то заштрихованная площадь (см. фиг. 35) между осью абсцисс, ординатами M и M_1 и кривой скорости между точками t и t_1 соответствует пути, пройденному точкой за время t_1—t.

Зная масштабы осей k_v и k_t и измерив площадь $tMM_1t_1=Q$, найдем путь

$$s=Qk_vk_t=Qk_vk_\varphi\omega.$$

Приближенно интегральную кривую можно построить способом, обратным дифференцированию (фиг. 37). С этой целью для каждого из участков интегрируемой кривой отыскиваем среднюю ординату $y_{i,i+1}$ и переносим на ось ординат. Полученную точку соединяем с полюсом p_v, взятым на произвольном расстоянии a_v от начала координат. Если теперь через начало O_1 новой системы координат провести прямую, параллельную лучу p_v1 до пересечения с верти-



Фиг. 37.

калью, соответствующей концу первого интервала, через полученную точку провести линию, параллельную второму лучу p_v2 до пересечения с вертикалью для конца второго интервала и т. д., то ряд полученных точек будет точками интегральной кривой.

$$s=k_vk_\varphi\omega\int_0^\varphi y\,dx=k_vk_\varphi\omega\,[y_{01}+y_{12}+y_{23}+\ .\ .\ .\ ]\,\Delta x.$$

Здесь y_{01}, y_{12} и т. д. — средние ординаты для отдельных участков.

Из подобия заштрихованных треугольников

$$\frac{\Delta z_{i,i+1}}{\Delta x}=\frac{y_{i,i+1}}{a_v},$$

поэтому

$$s=k_vk_\varphi\omega a_v\,[\Delta z_{01}+\Delta z_{12}+\Delta z_{23}+\ .\ .\ .\ ]=k_vk_\varphi\omega a_v z.$$

Кроме того,

$$s=k_sz,$$

т. е.

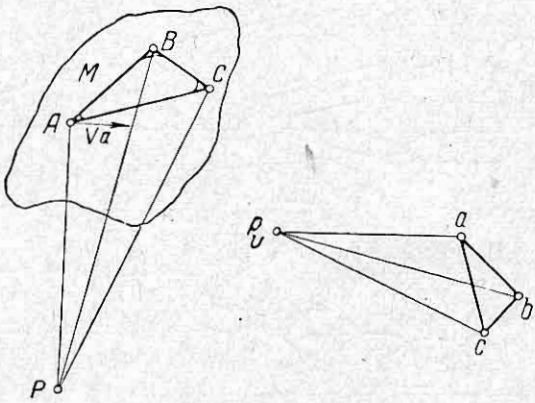
$$k_s=k_vk_\varphi a_v\omega.$$

ГРАФИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТЕЙ И УСКОРЕНИЙ

При проектировании механизма необходимо знать не только величину, но и направление скоростей и ускорений, т. е. их векторы.

В практике решения кинематических задач чаще всего применяется графоаналитический метод определения скоростей и ускорений путем построения планов скоростей и ускорений.

Пусть дано тело M, движение которого надо определить (фиг. 38). Выберем в системе тела M три произвольные точки A, B и C. Для любого момента времени t можно, зная мгновенный центр вращения P и скорость одной какой-либо



Фиг. 38.

точки, например, точки A, определить скорости точек B и C. Для этого возьмем в плоскости чертежа, вне тела M, точку p_v, проведем из нее лучи p_va, p_vb и p_vc, перпендикулярные PA, PB и PC, и отложим на луче p_va отрезок, пропорциональный скорости точки A. Проведя через точку a прямые ab и ac, перпендикулярные AB и AC, и соединив прямой точки b и c, получим фигуру p_vabc, в которой отрезки p_va, p_vb и p_vc представляют собой векторы скоростей точек A, B и C. Фигура p_vabc подобна фигуре $PABC$ и называется *планом скоростей*. Фигура abc, сторонами которой являются скорости относительного движения точек A, B и C, подобная фигуре ABC и повернутая относительно последней на 90°, называется *картиной относительных скоростей*. Свойством подобия картины относительных скоростей и перемещающейся фигуры обычно пользуются при отыскании скоростей промежуточных точек звеньев.

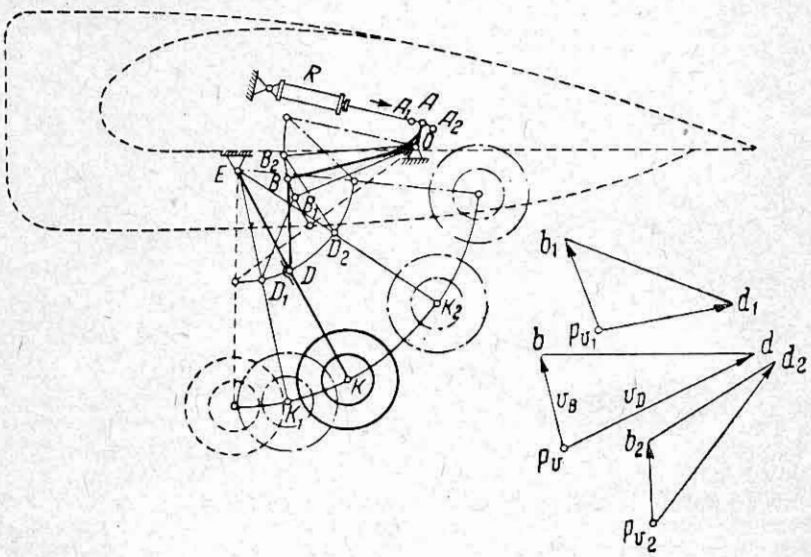
На фиг. 39 показана схема убирающегося шасси самолета. Пунктирными линиями представлены крайние положения механизма шасси, соответствующие посадке и полету. Построим план скоростей для промежуточного положения шасси $AOBDEK$. За известную примем скорость точки B коромысла BOA, приводимого в движение поршнем подъемника R. Проведем из произвольной точки прямую, перпендикулярную звену OB, и отложим на ней отрезок p_vb, который соответствует по величине и направлению скорости точки B. Так как звено EDK движется, вращаясь, относительно точки E как оси, то мгновенная скорость точки D будет перпендикулярна направлению EK. Проводим через p_v луч, перпендикулярный EK. Из точки b плана скоростей проведем прямую, перпендикулярную отрезку BD, и продолжим ее до пересечения в точке d с лучом, соответствующим направлению скорости звена EK. Отрезок p_vd и будет

вектором скорости точки D. Скорости остальных точек механизма определяются соотношениями

$$v_K = v_D \frac{EK}{ED} \quad \text{и} \quad v_A = v_B \frac{OA}{OB},$$

где v_K, v_D, v_A и v_B — скорости точек K, D, A и B.

Подобным же образом строятся планы скоростей и для положений механизма $A_1OB_1D_1EK_1$ и $A_2OB_2D_2EK_2$ с полюсами в точках p_{v1} и p_{v2}. Определив из соответствующих планов скорости точек механизма, можно построить для них диаграммы скоростей.



Фиг. 39.

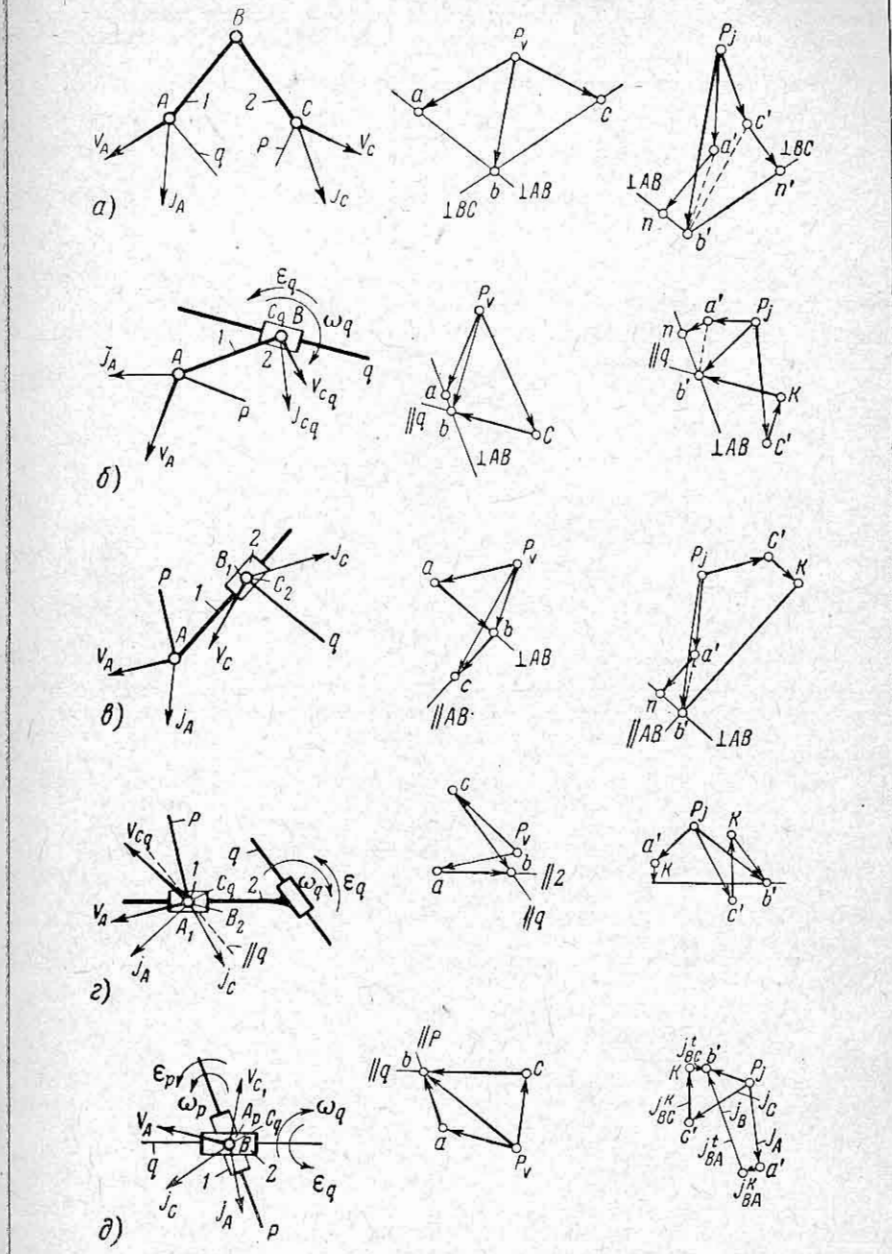
Обычно при исследовании сложных механизмов, составленных из статически определимых групп, скорости определяются последовательно для точек каждой из выделенных групп, начиная с первой группы, присоединенной к начальному звену. Для каждого из видов статически определимых групп (двухповодковые, трехповодковые и т. д.) следует применять особый метод построения планов скоростей. Для двухповодковых групп скорости определяются из условия, что плоскопараллельное движение звена можно рассматривать как сумму поступательного движения его вместе с одной из его точек и вращательного движения вокруг оси, проходящей через эту точку. Например, если заданы или предварительно вычислены скорости точек A и C двухповодковой группы (фиг. 40,*а*), то скорость точки B определяется согласно векторным уравнениям

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}$$

и

$$\bar{v}_B = \bar{v}_C + \bar{v}_{BC},$$

где v_A и v_C — скорости переносного поступательного движения для звеньев AB и BC; v_{BA} и v_{BC} — скорости точки B при вращении звеньев AB и BC вокруг осей, проходящих через A и C, перпендикулярные соответственно рас-



Фиг. 40.

стояниям AB и BC. Векторы следует суммировать геометрически, исходя из одного полюса p_v; при этом конец вектора искомой скорости совпадает с точкой пересечения направлений относительных скоростей, проведенных через точки a и c.

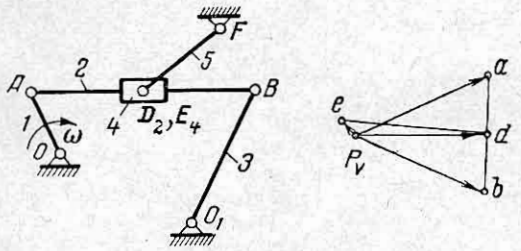
Угловые скорости звеньев *1* и *2* диады определяются по формулам

$$\omega_1=\frac{v_{BA}}{l_{AB}}=\frac{\overline{ab}k_v}{l_{AB}}$$

и

$$\omega_2=\frac{v_{BC}}{l_{CB}}=\frac{\overline{bc}k_v}{l_{CB}}.$$

В случае замены одного из шарниров поступательной парой (фиг. 40,*б*) точка C должна быть взята из направляющей q, по которой перемещается ползушка, а скорость относительного движения v_{BC} направлена параллельно направляющей. Уравнения для определения скоростей остаются те же, что и для двухповодковой группы с тремя шарнирами. Индексы у букв планов положений диад указывают, к какому из звеньев относится точка. На планах скоростей и ускорений эти индексы опущены.



Фиг. 41.

Приведем необходимые формулы для определения скоростей различных модификаций двухповодковых групп по фиг. 40:

$$\left.\begin{aligned}&\bar{v}_B=\bar{v}_A+\bar{v}_{BA};\quad \bar{v}_B=\bar{v}_C+\bar{v}_{BC};\\&\omega_1=\frac{v_{BA}}{l_{AB}};\quad \omega_2=\omega_q;\end{aligned}\right\}\ \text{(к фиг. 40,}б\text{)}$$

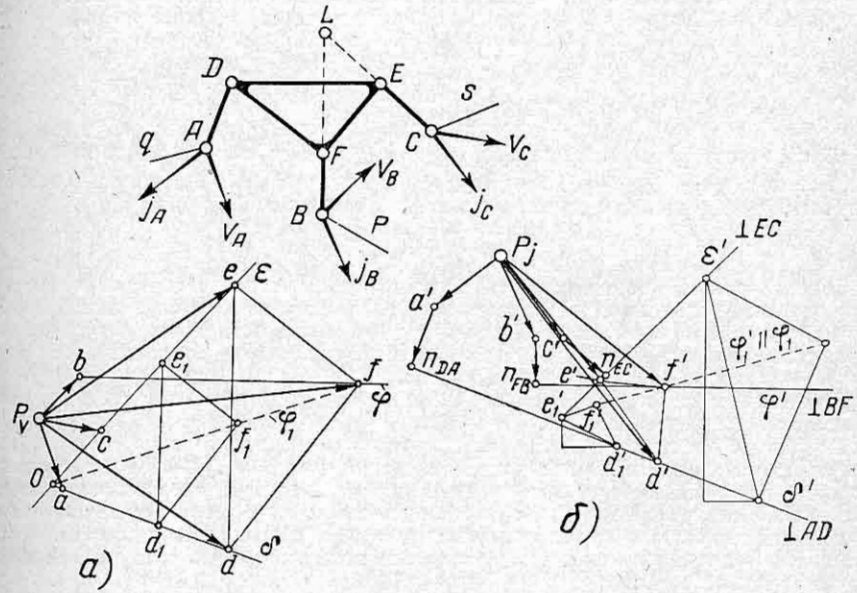
$$\left.\begin{aligned}&\bar{v}_B=\bar{v}_A+\bar{v}_{BA};\quad \bar{v}_B=\bar{v}_C+\bar{v}_{BC};\\&\omega_1=\frac{v_{BA}}{l_{AB}};\quad \omega_2=\omega_1;\end{aligned}\right\}\ \text{(к фиг. 40,}в\text{)}$$

$$\left.\begin{aligned}&\bar{v}_B=\bar{v}_A+\bar{v}_{BA};\quad \bar{v}_B=\bar{v}_C+\bar{v}_{BC};\\&\omega_1=\omega_2=\omega_q;\end{aligned}\right\}\ \text{(к фиг. 40,}г\text{)}$$

$$\left.\begin{aligned}&\bar{v}_B=\bar{v}_A+\bar{v}_{BA};\quad \bar{v}_B=\bar{v}_C+\bar{v}_{BC};\\&\omega_1=\omega_p;\quad \omega_2=\omega_q.\end{aligned}\right\}\ \text{(к фиг. 40,}д\text{)}$$

В качестве примера рассмотрим определение скоростей точек звеньев механизма по фиг. 41. Механизм состоит из диады *2—3*, в точке A присоединенной к кривошипу и в точке O_1 — к неподвижному звену, и диады *4—5*, ползун которой скользит по направляющей AB.

От произвольно взятого полюса p_v откладываем скорость v_A в масштабе k_v (отрезок $p_v a$) и проводим через p_v направление v_B перпендикулярно O_1B. Далее через a проводим направление v_{BA} перпендикулярно AB до пересечения с направлением v_B. В точке b пересечения построенных направлений лежит конец вектора v_B. Затем находим скорость точки D направляющей, пользуясь подобием перемещающейся фигуры и картины относительных скоростей, т. е. из пропорции $\frac{ad}{ab}=\frac{AD}{AB}$. Скорость точки E направлена перпендикулярно EF и складывается из v_D и v_{ED}: $\overline{v_E}=\overline{v_D}+\overline{v_{ED}}$. Поэтому, проведя через d линию,



Фиг. 42.

параллельную направляющей, и через p_v—линию, перпендикулярную EF, в точке их пересечения получаем конец e вектора скорости точки E.

В том случае, если в механизм входит трехповодковая группа, для определения скоростей точек ее звеньев следует применять метод ложных положений картины относительных скоростей или особые точки Ассура.

Метод ложных положений картины относительных скоростей заключается в следующем. Допустим, что в результате кинематического исследования определены скорости центров A, B и C шарниров (фиг. 42), которыми трехповодковая группа присоединяется к механизму, и отложены от p_v (фиг. 42, *а*) соответственно в виде отрезков $\overline{p_v a}$, $\overline{p_v b}$ и $\overline{p_v c}$. Для точек D, E и F можно написать векторные уравнения: $\overline{v_D}=\overline{v_A}+\overline{v_{DA}}$; $\overline{v_F}=\overline{v_B}+\overline{v_{FB}}$ и $\overline{v_E}=\overline{v_C}+\overline{v_{EC}}$, из которых следует, что концы векторов v_E, v_D и v_F должны лежать на перпендикулярах δ, φ и ε к AD, BF и CE, проведенных соответственно через точки a, b и c. Кроме того, известно, что векторы скоростей относительного движения точек D, E и F образуют треугольник, подобный $\triangle DEF$, с соответственно перпендикулярными сторонами. Задавшись произвольно одной из относительных скоростей, например, $\overline{v_{DA}}$ (от-

резок $\overline{ad_1}$ на плане), строим ложное положение картины относительных скоростей, две вершины d_1 и e_1 которой лежат на прямых δ и ε. На этих прямых должны располагаться концы векторов $\overline{v_D}$ и $\overline{v_F}$. Подобно изменяемый треугольник def следует вершинами d и e перемещать по линиям δ и ε до тех пор, пока вершина f не попадет на линию φ; при этом точка f будет перемещаться по прямой φ_1. Все три прямые δ, φ_1 и ε пересекаются в одной точке O. После определения вектора $\overline{p_v f}$ скорости точки F легко определить скорости и остальных точек.

Точка L Ассура лежит на пересечении направлений поводков и принадлежит звену DEF. Всего для этого звена можно построить три точки Ассура. Скорость точки Ассура можно определить непосредственно, если учесть, что

$$\overline{v_E}=\overline{v_C}+\overline{v_{EC}}$$

и

$$\overline{v_L}=\overline{v_E}+\overline{v_{LE}}=\overline{v_C}+\overline{v_{EC}}+\overline{v_{LE}}.$$

В последнем уравнении векторы $\overline{v_{EC}}$ и $\overline{v_{LE}}$ имеют одно и то же направление, поэтому $v_{EC}+v_{LE}=v_{LC}$. Второе уравнение для определения точки L можно получить, рассматривая ее движение относительно точки B:

$$\overline{v_L}=\overline{v_B}+\overline{v_{LB}}.$$

Таким образом, введение точки Ассура для трехповодковой группы приводит к таким же уравнениям, как и в случае кинематического исследования механизма, составленного из диад. После определения скорости точки Ассура легко определить скорость точки D, а при помощи картины относительных скоростей — скорости остальных точек звена DEF.

При практическом исследовании механизмов приходится пользоваться как одним, так и другим методом.

Подобно скоростям движения точек звеньев механизма можно найти и их ускорения методом построения плана ускорений (фиг. 40). При этом следует исходить из известного положения кинематики, что при плоскопараллельном движении звена ускорение в абсолютном движении складывается из ускорения переносного движения и полного ускорения в относительном движении. Так, для точки B диады (см фиг. 40,*а*) ускорение можно выразить следующими векторными уравнениями:

$$\overline{j_B}=\overline{j_A}+\overline{j^n_{BA}}+\overline{j^t_{BA}};$$

$$\overline{j_B}=\overline{j_C}+\overline{j^n_{BC}}+\overline{j^t_{BC}}.$$

Здесь $\overline{j_A}$ и $\overline{j_C}$ — ускорения переносного движения для звеньев AB и BC; $j^n_{BA}=\dfrac{v^2_{BA}}{l_{AB}}=\dfrac{k_v^2\,\overline{ab}^2}{l_{AB}}$ и $j^n_{BC}=\dfrac{v^2_{BC}}{l_{CB}}=\dfrac{k_v^2\,\overline{cb}^2}{l_{CB}}$ — нормальные ускорения точки B при вращении звеньев AB и CB соответственно вокруг осей A и C; $\overline{j^t_{BA}}$ и $\overline{j^t_{BC}}$ — тангенциальные ускорения в относительном движении.

Построением геометрических сумм по этим уравнениям получаем вектор $\overline{j_B}$.

Для примера найдем ускорения точек звена EDK механизма убирающегося шасси, схема которого приведена на фиг. 43. Скорость $\overline{v_B}$ и ускорение $\overline{j_B}$ точки B, приводимой в движение поршнем подъемника R, известны. Найдем ускорение точки D звена EDK (фиг. 43,*б*).

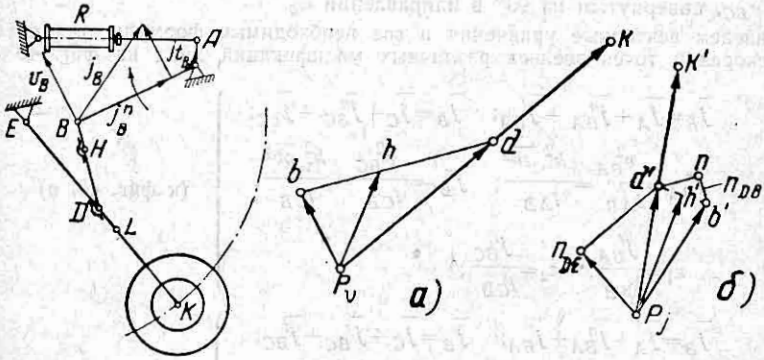
Ускорение точки D можно определить по следующим уравнениям:

$$\overline{j_D}=\overline{j_B}+\overline{j^n_{DB}}+\overline{j^t_{DB}} \text{ и } \overline{j_D}=\overline{j^n_{DE}}+\overline{j^t_{DE}}.$$

Из произвольного полюса p_j откладываем в выбранном масштабе k_j ускорение точки B в виде отрезка $\overline{p_j b'}$. Через точку b' проводим линию, параллельную DB, и на ней откладываем отрезок $\overline{n_{DB}}$, пропорциональный нормальному ускорению точки D при ее движении относительно B,

$$n_{DB}=\frac{j^n_{DB}}{k_j}=\frac{v^2_{DB}}{k_j l_{DB}}=\frac{k_v^2\overline{bd}^2}{k_j l_{DB}},$$

а через конец $\overline{n_{DB}}$ (точка n на плане) проводим направление $\overline{j^t_{DB}}$ перпендикулярно $\overline{n_{DB}}$.



Фиг. 43.

После этого из полюса p_j откладываем параллельно DE отрезок

$$n_{DE}=\frac{j^n_{DE}}{k_j}=\frac{v^2_{DE}}{k_j l_{ED}}=\frac{k_v^2\overline{p_v d}^2}{k_j l_{ED}},$$

пропорциональный ускорению точки D при ее вращении вокруг оси E, и через конец $\overline{n_{DE}}$ проводим направление $\overline{j^t_{DE}}$ перпендикулярно $\overline{n_{DE}}$. В этих уравнениях отрезки $\overline{bd}$ и $\overline{p_v d}$, пропорциональные $\overline{v_{DB}}$ и $\overline{v_D}$, определяются из плана скоростей фиг. 43, *а*.

Пересечение направлений тангенциальных ускорений $\overline{j^t_{DB}}$ и $\overline{j^t_{DE}}$ определяет конец вектора ускорения точки D: $j_D=k_j\overline{p_j d'}$.

Полные ускорения точек звена пропорциональны расстояниям между ними:

$$j_{AB}:j_{BC}:j_{CA}=l_{AB}:l_{BC}:l_{CA}.$$

В соответствии с этим векторы полных ускорений относительного движения образуют на плане ускорений фигуру $a'b'c'$, подобную перемещающейся и называемую *картиной относительных ускорений*.

Картиной относительных ускорений пользуются при определении ускорения любой третьей точки звена, если ускорения двух его точек известны. В случае необходимости определить ускорение точки H (фиг. 43) на векторе $b'd'$ полного ускорения относительного движения точек D и B находим точку h' из пропорции $\frac{b'h'}{b'd'}=\frac{BH}{BD}$ и, соединив ее с полюсом p_j, находим ускорение точки H:

$$j_H=k_j\overline{p_j h'}.$$

Если одна из вращательных пар двухповодковой группы заменена поступательной парой, то ускорение точки B (фиг. 40,*б*) может быть определено по уравнениям

$$\bar{j}_B=\bar{j}_A+\bar{j}^n_{BA}+\bar{j}^t_{BA} \text{ и } \bar{j}_B=\bar{j}_C+\bar{j}^k_{BC}+\bar{j}^t_{BC}.$$

Смысл первого уравнения — прежний, что касается второго уравнения, то в нем $\bar{j}_C$ — ускорение точки C направляющей, совпадающей в данный момент времени с точкой B. $\bar{j}^k_{BC}$ — кориолисово ускорение, появляющееся при вращательном переносном движении, равное $2\omega_q v_{BC}$ и по направлению совпадающее с вектором v_{BC}, повернутым на 90° в направлении ω_q.

Приведем векторные уравнения и все необходимые формулы для определения ускорений точек звеньев различных модификаций диад на фиг. 40 .

$$\left.\begin{aligned}&\bar{j}_B=\bar{j}_A+\bar{j}^n_{BA}+\bar{j}^t_{BA};\quad \bar{j}_B=\bar{j}_C+\bar{j}^n_{BC}+\bar{j}^t_{BC};\\&j^n_{BA}=\frac{v^2_{BA}}{l_{AB}}=\frac{k_v^2\,\overline{ab}^2}{l_{AB}};\quad j^n_{BC}=\frac{v^2_{BC}}{l_{CB}}=\frac{k_v^2\,\overline{cb}^2}{l_{CB}};\\&\varepsilon_1=\frac{j^t_{BA}}{l_{AB}};\quad \varepsilon_2=\frac{j^t_{BC}}{l_{CB}};\end{aligned}\right\}\ \text{(к фиг. 40, } а)$$

$$\left.\begin{aligned}&\bar{j}_B=\bar{j}_A+\bar{j}^n_{BA}+\bar{j}^t_{BA};\quad \bar{j}_B=\bar{j}_C+\bar{j}^k_{BC}+\bar{j}^t_{BC};\\&j^n_{BA}=\frac{v^2_{BA}}{l_{AB}}=\frac{k_v^2\,\overline{ab}^2}{l_{AB}};\quad j^k_{BC}=2\omega_q v_{BC};\\&\varepsilon_1=\frac{j^t_{BA}}{l_{AB}};\quad \varepsilon_2=\varepsilon_q;\end{aligned}\right\}\ \text{(к фиг. 40, } б)$$

$$\left.\begin{aligned}&\bar{j}_B=\bar{j}_A+\bar{j}^n_{BA}+\bar{j}^t_{BA};\quad \bar{j}_B=\bar{j}_C+\bar{j}^k_{BC}+\bar{j}^t_{BC};\\&j^n_{BA}=\frac{v^2_{BA}}{l_{AB}}=\frac{k_v^2\,\overline{ab}^2}{l_{AB}};\quad j^k_{BC}=2\omega_1 v_{BC};\\&\varepsilon_1=\frac{j^t_{BA}}{l_{AB}};\quad \varepsilon_2=\varepsilon_1;\end{aligned}\right\}\ \text{(к фиг. 40, } в)$$

$$\left.\begin{aligned}&\bar{j}_B=\bar{j}_A+\bar{j}^k_{BA}+\bar{j}^t_{BA};\quad \bar{j}_B=\bar{j}_C+\bar{j}^k_{BC}+\bar{j}^t_{BC};\\&j^k_{BA}=2\omega_1 v_{BA};\quad j^k_{BC}=2\omega_q v_{BC};\\&\varepsilon_1=\varepsilon_2=\varepsilon_q.\end{aligned}\right\}\ \text{(к фиг. 40, } г)$$

$$\left.\begin{aligned}&\bar{j}_B=\bar{j}_A+\bar{j}^k_{BA}+\bar{j}^t_{BA};\quad \bar{j}_B=\bar{j}_C+\bar{j}^k_{BC}+\bar{j}^t_{BC};\\&j^k_{BA}=2\omega_p v_{BA};\quad j^k_{BC}=2\omega_q v_{BC};\\&\varepsilon_1=\varepsilon_p;\quad \varepsilon_2=\varepsilon_q.\end{aligned}\right\}\ \text{(к фиг. 40, } д)$$

При включении в механизм трехповодковой группы необходимо применять метод ложных положений картины относительных ускорений или использовать особые точки Ассура.

Метод ложных положений картины относительных ускорений сводится к следующему. Если заданы ускорения точек A, B и C (см. фиг. 42), то ускорения точек D, E и F могут быть выражены следующими векторными уравнениями:

$$\bar{j}_D=\bar{j}_A+\bar{j}^n_{DA}+\bar{j}^t_{DA};\quad \bar{j}_E=\bar{j}_C+\bar{j}^n_{EC}+\bar{j}^t_{EC};\quad \bar{j}_F=\bar{j}_B+\bar{j}^n_{FB}+\bar{j}^t_{FB}.$$

Нормальные ускорения $\bar{j}^n_{DA}$, $\bar{j}^n_{EC}$ и $\bar{j}^n_{FB}$ могут быть вычислены после построения плана скоростей и отложены от концов a', b' и c' векторов ускорений точек A, B и C в виде отрезков $\bar{n}_{DA}$, $\bar{n}_{FB}$ и $\bar{n}_{EC}$.

Через конец каждого из построенных отрезков необходимо провести направление тангенциальных ускорений $\bar{j}^t_{DA}$, $\bar{j}^t_{EC}$ и $\bar{j}^t_{FB}$ соответственно перпендикулярным отрезкам $\bar{n}_{DA}$, $\bar{n}_{EC}$ и $\bar{n}_{FB}$. Полные ускорения в относительном движении точек D, E и F образуют на плане ускорений фигуру $d'e'f'$, подобную $\triangle DEF$, вершины которой соответственно располагаются на прямых δ', ε' и φ'. Для удовлетворения этого условия задаемся положением одной точки (например d'_1), находим вторую точку (например e'_1) по уравнению

$$\bar{j}_E=\bar{j}_D+\bar{j}^n_{ED}+\bar{j}^t_{ED} \qquad (а)$$

и на полученном отрезке $d'_1e'_1$ строим треугольник $d'_1e'_1f'_1$, подобный $\triangle DEF$. Если теперь перемещать треугольник $d'_1e'_1f'_1$ вершинами d'_1 и e'_1 по прямым δ' и ε' так (фиг. 42,*б*), чтобы сохранялось подобие и удовлетворялось уравнение (а), то третья вершина f'_1 треугольника будет перемещаться по прямой φ_1, параллельной φ_1 на плане скоростей (фиг. 42,*а*). Конец f' вектора ускорения точки F лежит в пересечении линий φ_1 и φ'. Ускорение остальных точек теперь определяется по обычным уравнениям.

Ускорение точки L Ассура может быть определено по векторным уравнениям так же, как и для точек звеньев двухповодковой группы:

$$\bar{j}_L=\bar{j}_B+\bar{j}^n_{FB}+\bar{j}^n_{LF}+\bar{j}^t_{FB}+\bar{j}^t_{LF};\quad \bar{j}_L=\bar{j}_C+\bar{j}^n_{EC}+\bar{j}^n_{LE}+\bar{j}^t_{EC}+\bar{j}^t_{LE}.$$

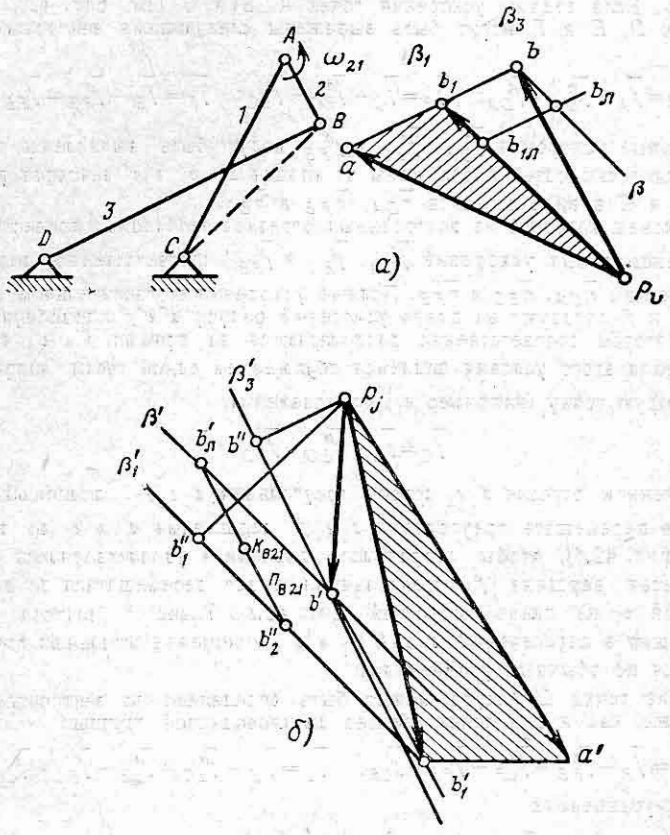
В этих уравнениях

$$j^n_{FB}=\frac{v^2_{FB}}{l_{BF}};\quad j^n_{LF}=\frac{v^2_{LF}}{l_{FL}};\quad j^n_{EC}=\frac{v^2_{EC}}{l_{CE}};\quad j^n_{LE}=\frac{v^2_{LE}}{l_{EL}}.$$

Направления $\bar{j}^t_{FB}$ и $\bar{j}^t_{LF}$, а также $\bar{j}^t_{EC}$ и $\bar{j}^t_{LE}$ совпадают, поэтому два приведенных выше уравнения позволяют путем геометрического сложения векторов определить ускорение точки L. После вычисления ускорения точки L легко определить ускорение точки D, а затем по картине относительных ускорений — ускорения остальных точек трехповодковой группы.

Определение скоростей и ускорений точек звеньев механизмов, в которых задается относительное движение звеньев, не может быть выполнено методами, разработанными для механизмов, укладывающихся в классификацию Ассура. В случае задания относительного движения звеньев не представляется возможным разделить механизм на статически определимые группы, следовательно, нельзя распространить на них и приведенные выше методы определения скоростей и ускорений.

Покажем на конкретных примерах методы кинематического анализа такого типа механизмов. В механизме по фиг. 44 задана угловая скорость ω_{21}=const поводка *2* относительно коромысла *1*.



Фиг. 44.

При кинематическом анализе можно полагать, что движение поводка *2* представляет собой результат сложения двух движений, а именно — вращения вместе с коромыслом *1* вокруг оси *C* и относительного вращения звеньев *2* и *1* вокруг оси *A*. Такое представление о движении звена *2* дает возможность выразить скорость и ускорение точки *B* уравнениями:

$$\overline{v}_B = \overline{v}_{B1} + \overline{v}_{B21},$$

$$\overline{j}_B = \overline{j}^n_{B1} + \overline{j}^t_{B1} + \overline{j}^k_{B21} + \overline{j}^n_{B21}.$$

Здесь $\overline{v}_{B1}$ — скорость точки *B* при вращении звеньев *1* и *2* как одного целого с угловой скоростью ω_1;

$v_{B21}=\omega_{21}l_{AB}$ — скорость точки B, определяемая заданной относительной скоростью ω_{21};

$\overline{j^t_{B1}}$ и $j^n_{B1}=\dfrac{v^2_{B1}}{l_{CB}}=k^2_v\dfrac{\overline{p_v b^2_1}}{l_{CB}}$ — тангенциальное и нормальное ускорения в переносном вращательном движении;

$j^n_{B21}=\dfrac{v^2_{B21}}{l_{AB}}=\dfrac{k^2_v\overline{b_1b^2}}{l_{AB}}$ и $j^k_{B21}=2\omega_1\omega_{21}l_{AB}=\dfrac{2k^2_v\overline{p_vb_1}\overline{b_1b}}{l_{CB}}$ — нормальное и кориолисово ускорения, появляющиеся в результате относительного вращения звеньев *2* и *1*.

На фиг. 44,*а* и *б* показано построение планов скоростей и ускорений. Из произвольной точки p_v проводим β_1 и β_3 — известные направления $\overline{v_B}$ и $\overline{v_{B1}}$, перпендикулярные соответственно DB и CB. Выбрав на направлении $\overline{v_{B1}}$ произвольную точку $b_{1л}$, откладываем от нее известный вектор $\overline{b_{1л}b_л}=\dfrac{v_{B21}}{k_v}=\dfrac{\omega_{21}l_{AB}}{k_v}$, а затем через точку $b_л$ проводим линию β, параллельную β_1. Пересечение последней с направлением скорости $\overline{v_B}$ определяет ее изображающую точку b на плане скоростей. Скорость v_A определяется построением картины относительных скоростей на векторе $\overline{p_vb_1}$ для фигуры CBA.

Построение плана ускорений производим из произвольно выбранного полюса p_j, из которого сначала откладываем в масштабе k_j нормальное ускорение $j^n_{B1}=\dfrac{v^2_{B1}}{l_{CB}}$, а через его конец b''_1 проводим $\beta'_1\perp CB$ — направление $\overline{j^t_{B1}}$. Вычислив нормальное $j^n_{B21}=k_jn_{B21}$ и кориолисово — $j^k_{B21}=k_jk_{B21}$ ускорения, появляющиеся при относительном вращении звеньев, откладываем их параллельно BA из произвольно выбранной точки b''_2 на направлении β'_1 тангенциального ускорения $\overline{j^t_{B1}}$. Через полученную точку $b'_л$ проводим линию β' параллельно β'_1.

Для ускорения $\overline{j_B}$ точки B можно выписать второе уравнение

$$\overline{j_B}=\overline{j^n_B}+\overline{j^t_B},$$

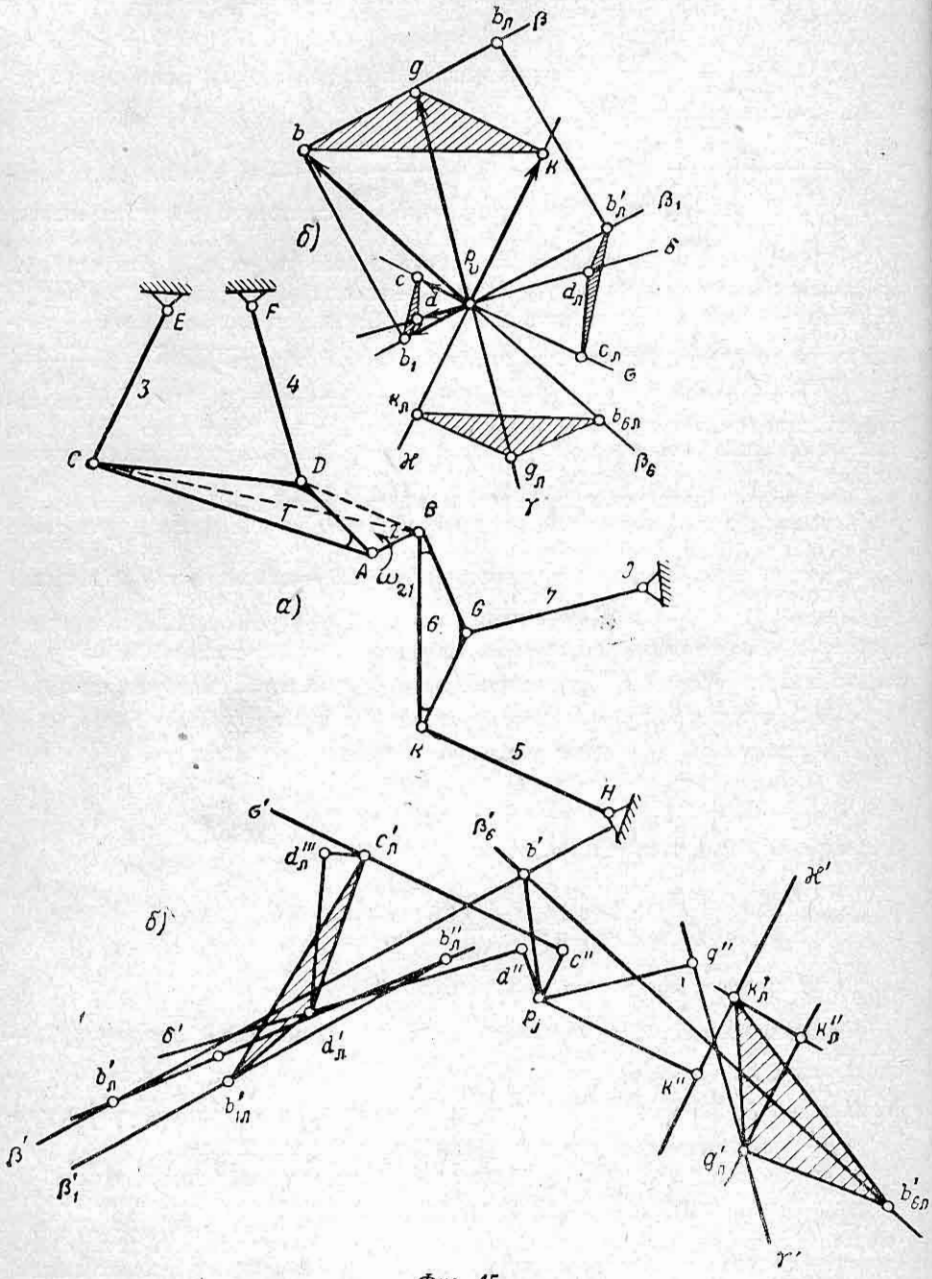
рассматривая ее движение относительно точки D.

$$j^n_B=\frac{k^2_v\overline{p_vb^2}}{l_{DB}}=k_j\overline{p_jb''}$$

определяется после построения плана скоростей.

Отложив из полюса p_j отрезок $\overline{p_jb''}\|DB$, проводим через b'' линию $\beta'_3\perp DB$ — направление $\overline{j^t_B}$. Пересечение линий β' и β'_3 определяет конец b' вектора ускорения точки B. Ускорение точки A находим построением на векторе $\overline{p_jb'_1}$ картины $p_jb'_1a'$ относительных ускорений, подобной фигуре CBA.

В качестве другого примера рассмотрим построение плана скоростей и ускорений более сложного механизма по фиг. 45,*а*, в котором задана угловая скорость ω_{21} поводка *2* относительно шатуна *1*. Скорость и ускорение точки B определяем из условия, что движение звена *2* можно представить как результат сложения вращения звена *2* вместе со звеном *1* вокруг мгновенного центра и вращения звена *2* относительно звена *1*.


а)
б)
в)
г)
д)
E
F
C
D
A
B
G
H
K
J
1
2
3
4
5
6
7
ω21
b
g
k
c
d
p
β
β1
δ
ε
γ
ж
b'
c'
d'
p'
k'
g'
δ'
β'
γ'
ж'
b''
c''
d''
p''
k''
g''

Фиг. 45.

Из произвольно выбранного полюса p_v (фиг. 45,*б*) проводим линии σ, δ, γ и $\varkappa$ направлений скоростей точек *C*, *D*, *G*, *K*. Задавшись произвольным значением скорости точки *C* (точка $c_л$ на плане скоростей), строим картину скоростей $c_л d_л b'_л$, подобную фигуре *CDB* и повернутую относительно последней на 90°. При наличии угловой скорости ω_{21} скорость точки *B* звена *2* отличается от найденной скорости $\overline{p_v b'_л}$ на величину скорости при относительном вращении звеньев *2* и *1*. Отложив от точки $b'_л$ известный отрезок $\overline{b'_л b_л} = \frac{\omega_{21} l_{AB}}{k_v}$ и проведя через его конец $b_л$ линию β, параллельную β_1, найдем геометрическое место, на котором должен лежать конец *b* вектора скорости точки *B*. Второе геометрическое место, на котором также должен лежать конец вектора скорости точки *B*, найдем построением ложного положения картины $k_л g_л b_{6л}$ для звена *KGB* на направлениях $\varkappa$ и γ. Соединив точку $b_{6л}$ с полюсом, получим второе геометрическое место β_6, определяющее направление скорости точки *B*, пересечение которого с линией β определит конец вектора скорости точки *B*. Скорости остальных точек определяются изложенным выше методом.

При определении ускорения точки *B* необходимо сначала от произвольно выбранного полюса p_j (фиг. 45,*в*) отложить векторы $p_j c''$, $p_j d''$, $p_j g''$ и $p_j k''$ нормальных ускорений точек *C*, *D*, *G* и *K*, которые легко вычислить после построения плана скоростей, а затем через их концы c'', d'', g'' и k'' провести линии σ', δ', γ' и $\varkappa'$ — направления соответствующих тангенциальных ускорений. На направлениях $\varkappa'$ и γ' легко построить ложное положение картины относительных ускорений для звена *6*, определяющих геометрическое место β_6, на котором располагается конец вектора ускорения точки *B*. Для этого, произвольно выбрав положение точки $g'_л$ и прибавив к ускорению точки *G* вектор нормального ускорения $g'_л k''_л = \frac{j^n_{KG}}{k_j} = \frac{v^2_{KG}}{k_j l_{GK}}$, проводим через его конец $k''_л$ направление j^t_{KG} до пересечения в $k'_л$ с направлением $\varkappa'$. Далее на отрезке $g'_л k'_л$ строим треугольник $k'_л g'_л b'_{6л}$, подобный треугольнику *KGB*. Через точку $b'_{6л}$ проводим линию β'^*_6 параллельно β_6 на плане скоростей. Линию β'_6 можно также найти построением двух ложных положений картины относительных ускорений, соединив между собой две точки $b'_{6л}$ ложных картин относительных ускорений.

Для отыскания второго геометрического места β', на котором лежит конец вектора ускорения точки *B*, сначала строим аналогично предыдущему ложное положение картины относительных ускорений для фигуры *CDB*, задавшись положением точки $c'_л$. Через точку $b'_{1л}$ проводим линию β'_1, параллельную β_1 на плане скоростей. Далее вычисляем нормальное и кориолисово ускорения, появляющиеся при относительном вращении звеньев *2* и *1*, и откладываем их сумму от произвольно выбранной на линии β'_1 точки $b''_л$. Через найденную точку $b'_л$ проводим линию $\beta' \parallel \beta'_1$, пересечение которой с линией β'_6 определяет конец b' вектора ускорения точки *B*. Построение векторов ускорений остальных точек производится изложенным выше методом для механизмов, составленных из статически определимых групп.

---

* См. С. Н. Кожевников, Вспомогательные теоремы для построения ложных планов скоростей и ускорений. Труды Днепропетровского Металлургического Института им. И. В. Сталина, вып. 17, Металлургиздат, 1949.

Раздел II

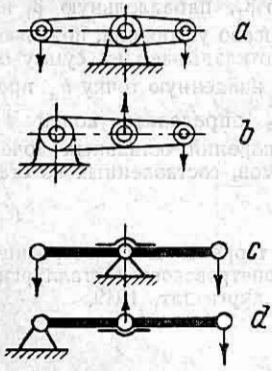
ЗВЕНЬЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРЫ И ПЛОСКИЕ СТЕРЖНЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

ЗВЕНЬЯ

Звенья в механизме и машине служат для передачи движения и силы от одного звена (ведущего) к другому (ведомому). В качестве звеньев механизма могут быть использованы твердые, упругие и гибкие тела. Звенья механизма при условии отсутствия деформации от действующих сил должны быть достаточно жесткими. Однако во многих случаях, когда машина подвержена ударным нагрузкам, и в ряде других случаев звенья механизма должны быть упругими с целью амортизации и предохранения от разрушения звеньев машины. Упругие звенья с ограниченной жесткостью применяются также в случае необходимости предохранить машину от вибраций и колебаний. Например, упругий вал дает возможность сообщить весьма большие числа оборотов ротору турбины без опасности разрушения его при колебаниях от неуравновешенных сил инерции.

В качестве гибких звеньев применяются нити, канаты, ремни (плоские и клиновидные), проволоки, тросы и др. К гибким звеньям относят также всякого рода цепи. Строго говоря, цепи следовало бы рассматривать как многозвенные кинематические цепи, однако решение кинематических задач упрощается, если их отнести к гибким звеньям. К гибким звеньям следует отнести также шариковые передачи, в которых движение от одного звена к другому передается замкнутым потоком шариков, перемещающихся по трубкам.

В последнее время получили широкое применение гидравлические передачи, в которых движение ведомым звеньям механизма сообщается посредством находящейся под давлением жидкости — минерального масла или воды.



Фиг. 46.

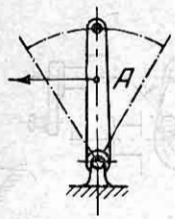
Некоторые авторы считают жидкость также звеном механизма, хотя это не совсем верно.

Наряду с имеющимися недостатками, гидравлические механизмы обладают и рядом достоинств, заключающихся в легкости управления механизмами, в возможности варьирования скоростями звеньев и др.

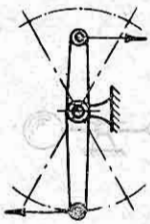
В пневматических механизмах движением отдельных механизмов управляет синхронизатор, открывающий доступ воздуху в соответствующие цилиндры.

В этих механизмах, обычно составленных из твердых, иногда и упругих тел, нагнетаемый компрессором воздух играет роль рабочего тела, так же как и расширяющиеся в цилиндре двигателя газообразные продукты сгорания.

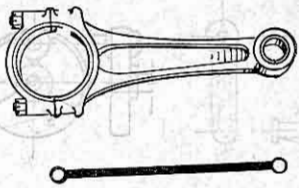
Фиг. 46. а — рычаг первого рода; *b* — рычаг второго рода. На фиг. *c* и *d* показано изображение рычагов на схемах механизма.



Фиг. 47.



Фиг. 48.

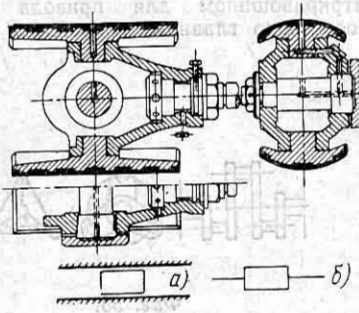


Фиг. 49.

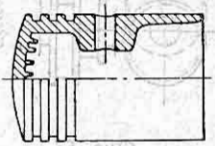
Фиг. 47. Редуцирование пути движения в качающемся рычаге путем соответствующего смещения оси шарнира *A* ведомого звена.

Фиг. 48. Изменение направления движения и длины пути в качающемся рычаге.

Фиг. 49. Шатун двутаврового сечения. Внизу показано схематическое изображение этого шатуна.



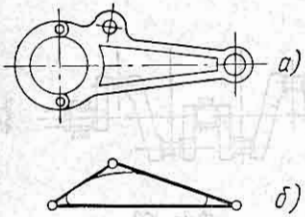
Фиг. 50.



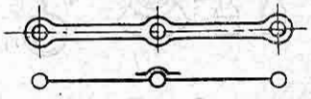
Фиг. 51.

Фиг. 50. Ползун прямоточной паровой машины. На фиг. *а* и *б* ползун изображен схематически.

Фиг. 51. Поршень двигателя. Схематически изображается, как ползун на фиг. 50,*а*.



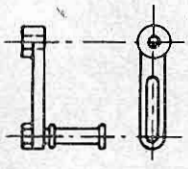
Фиг. 52.



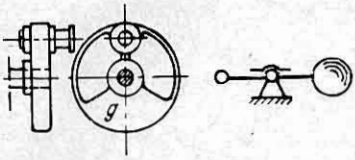
Фиг. 53.

Фиг. 52. а — главный шатун V-образного двигателя внутреннего сгорания; *б* — схематическое изображение шатуна на кинематических схемах.

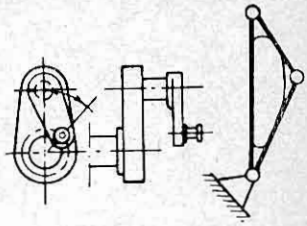
Фиг. 53. Трехшарнирный шатун и его схематическое изображение на кинематических схемах.



Фиг. 54.



Фиг. 55.

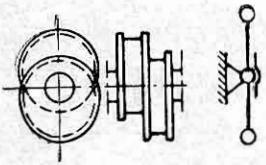


Фиг. 56.

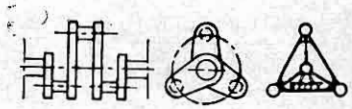
Фиг. 54. Ручной кривошип. Иногда для изменения длины плеча рукоятку делают переставной.

Фиг. 55. Кривошип с противовесом g для уравновешивания эксцентрично закрепленных вращающихся масс и его изображение на кинематических схемах.

Фиг. 56. Кривошипный вал с контркривошипом для привода золотника, смещенным (чаще всего на 90°) относительно главного кривошипа.



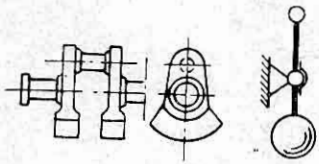
Фиг. 57.



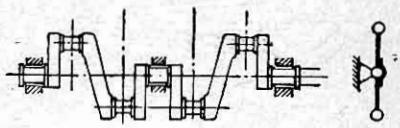
Фиг. 58.

Фиг. 57. Спаренные эксцентрики и их изображение на кинематических схемах.

Фиг. 58. Трехколенный вал с углом 120° между коленами.



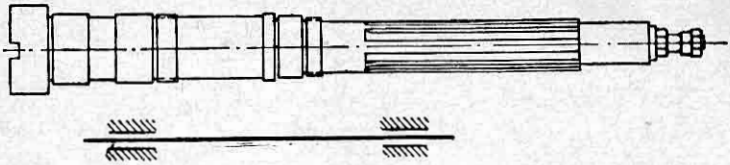
Фиг. 59.



Фиг. 60.

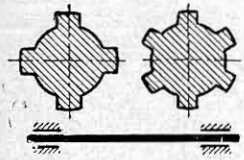
Фиг. 59. Коленчатый вал двигателя с противовесами, уравновешивающими силы инерции поступательно и вращательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма.

Фиг. 60. Четырехколенный вал с углом 180° между коленами.

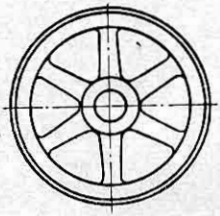


Фиг. 61.

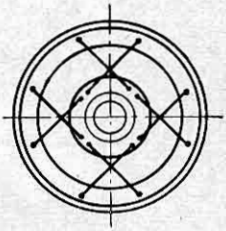
Фиг. 61. Шпиндель станка и его изображение на кинематических схемах.



Фиг. 62.

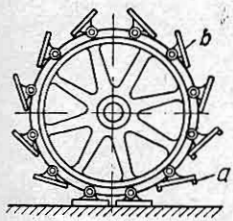


Фиг. 63.

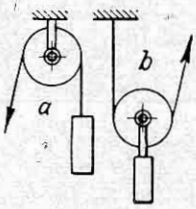


Фиг. 64.

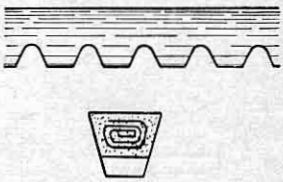
Фиг. 62. Шлицевые валы.
Фиг. 63. Колесо с жесткими спицами.
Фиг. 64. Колесо с тангенсными спицами. Наименьшее возможное число спиц 16 (с обеих сторон колеса).



Фиг. 65.

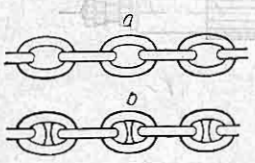


Фиг. 66.

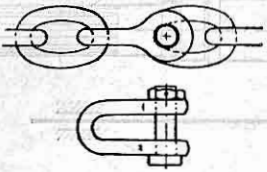


Фиг. 67.

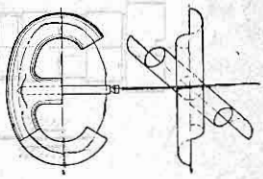
Фиг. 65. Колесо с башмаками *b* на ободе. Иногда на башмаках делают шипы *a*. Схема — промежуточная между схемой обычного колеса и гусеничной цепи.
Фиг. 66. Блочная передача. При неподвижно укрепленном блоке (эскиз *a*) выигрыша в силе не получается. При подвижном блоке (эскиз *b*) передаточное число равно 1 : 2 (см. также разд. «Передачи с гибкими звеньями»).
Фиг. 67. Клиновый ремень.



Фиг. 68.

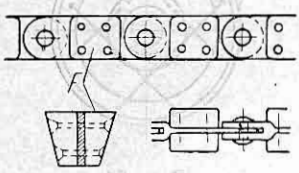


Фиг. 69.

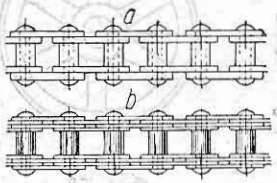


Фиг. 70.

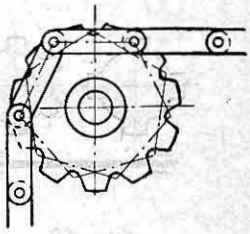
Фиг. 68. Круглые цепи: *a* — простое звено; *b* — звено с распоркой.
Фиг. 69—70. Замковые звенья для круглых цепей.



Фиг. 71.

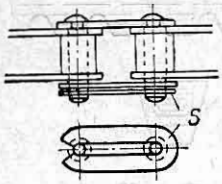


Фиг. 72.

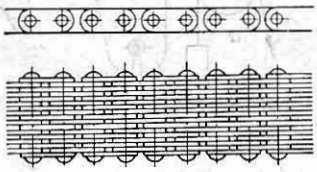


Фиг. 73.

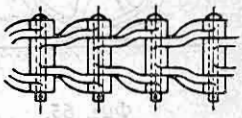
Фиг. 71. Клиновая цепь. Звенья цепи состоят из плоских пластин с приклепанными к ним щеками *F* из кожи или другого материала.
Фиг. 72. *a* — роликовая цепь для передачи больших скоростей; *b* — цепь Галля для передачи больших нагрузок.
Фиг. 73. Цепь с длинными звеньями, применяемая для ковшевых скребковых и черпаковых конвейеров и норий.



Фиг. 74.

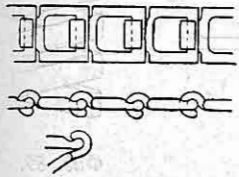


Фиг. 75.

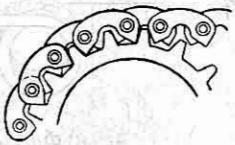


Фиг. 76.

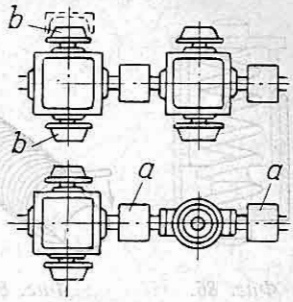
Фиг. 74. Замыкающее звено для роликовой цепи. Пружинная накладка *S* служит предохранителем.
Фиг. 75. Пластинчатая цепь для больших нагрузок при малой скорости движения. Иногда для этой же цели применяют стальные ленты или тросы.
Фиг. 76. Втулочная цепь.



Фиг. 77.



Фиг. 78.

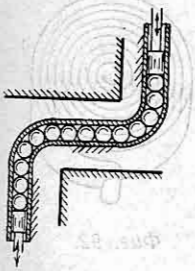


Фиг. 79.

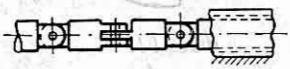
Фиг. 77. Разъемная крючковая цепь.

Фиг. 78. Бесшумная цепь.

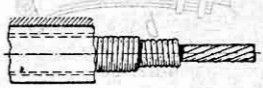
Фиг. 79. Ковшевая цепь для движения по криволинейным направляющим: *a* — шарнир, позволяющий звеньям цепи поворачиваться относительно друг друга. Движение цепи направляется роликами *b*, катящимися в двух корытных балках.



Фиг. 80.



Фиг. 81.

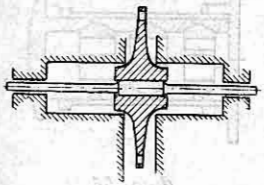


Фиг. 82.

Фиг. 80. Передача движения из одной точки в другую шариками, наполняющими трубки.

Фиг. 81. Гибкий вал из шарнирных звеньев.

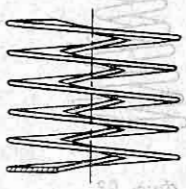
Фиг. 82. Гибкий вал, состоящий из центрального троса, обмотанного двумя проволочными спиралями с разными направлениями обмоток. Невращающаяся внешняя оболочка служит кожухом.



Фиг. 83.



Фиг. 84.

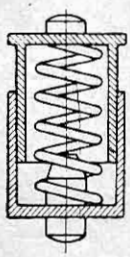


Фиг. 85.

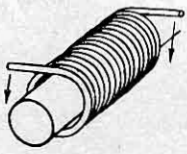
Фиг. 83. Гибкий вал, работающий обычно при числе оборотов выше критического.

Фиг. 84. Цилиндрическая витая пружина.

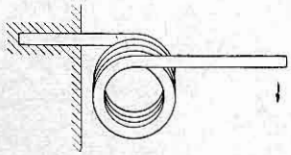
Фиг. 85. Цилиндрическая пружина с плоским витком.



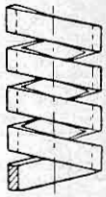
Фиг. 86.



Фиг. 87.

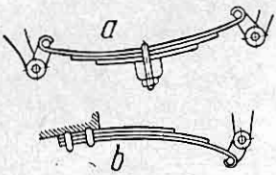


Фиг. 88.

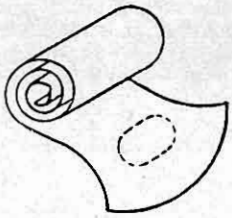


Фиг. 89.

Фиг. 86. Цилиндрическая витая пружина с направляющим корпусом.
Фиг. 87. Заводная цилиндрическая пружина.
Фиг. 88. Консольная витая пружина.
Фиг. 89. Цилиндрическая пружина из прутка прямоугольного сечения.



Фиг. 90.



Фиг. 91.

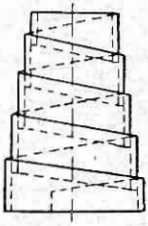


Фиг. 92.

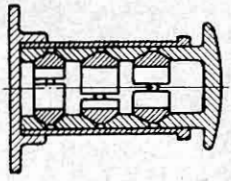
Фиг. 90. Плоские пружины из листовых полос (рессоры). Профиль рессоры на эскизе *b* — часть эллипса. При работе рессоры отдельные листы скользят относительно друг друга. Между листами вводят смазку или прокладывают полосы из другого материала для уменьшения трения.
Фиг. 91. Плоская листовая пружина.
Фиг. 92. Плоская спиральная пружина.



Фиг. 93.

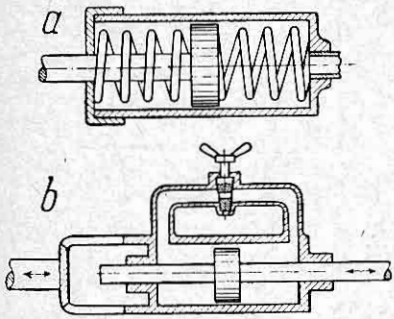


Фиг. 94.

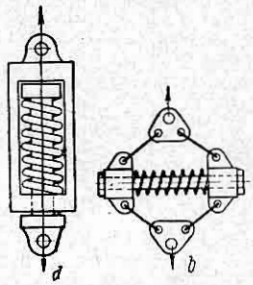


Фиг. 95.

Фиг. 93. Коническая витая пружина. Иногда такие пружины навиваются в виде двух конусов, сложенных большими основаниями, т. е. в виде боченка.
Фиг. 94. Буферная коническая спиральная пружина.
Фиг. 95. Пружина из клиновидных разрезных колец (так называемые пружины трения). Иногда кольца делают целыми.



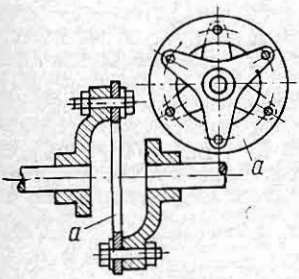
Фиг. 96.



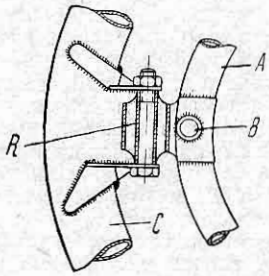
Фиг. 97.

Фиг. 96. Упругие промежуточные звенья для поглощения толчков: *a* — с двусторонней пружиной: *b* — с гидравлически регулируемым амортизатором. Для этой цели применяются также подкладки из пробки, резины или воздушные амортизаторы.

Фиг. 97. Пружинные упругие звенья для смягчения толчков при неравномерном движении: *a* — с продольной пружиной, *b* — с поперечной.



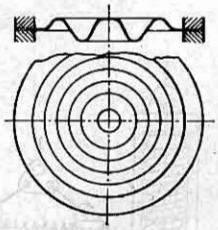
Фиг. 98.



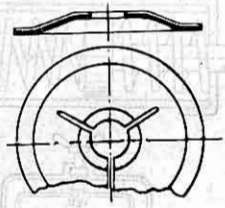
Фиг. 99.

Фиг. 98. Упругий универсальный шарнир; *a* — кольцо из ткани, кожи или из набора стальных дисков; шарнир допускает незначительный поворот осей валов во время передачи движения.

Фиг. 99. Упругая подвеска авиационного двигателя. Звездообразный двигатель крепится к кольцу *A* с вваренными в него трубками *B*, сквозь которые проходят болты картера. Кольцо *C* прикреплено к конструкции самолета. Кольца *A* и *C* соединяются через упругие резиновые втулки *R*, поглощающие вибрации установки.



Фиг. 100.



Фиг. 101.

Фиг. 100. Гофрированная мембрана.

Фиг. 101. Тарельчатая пружина. Иногда устанавливают несколько таких пружин для увеличения стрелы прогиба.

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРЫ

Выше было указано, что кинематические пары вносят при подвижном соединении звеньев от одного до пяти условий связи, лишая звенья в относительном движении их соответствующего числа степеней свободы. В зависимости от числа наложенных независимых условий связи кинематические пары разделяют на пять классов; при этом к первому классу относят пару, в результате образования которой уничтожается одна степень свободы, и к пятому классу, если уничтожаются пять степеней свободы. В плоском механизме каждое из звеньев лишено возможности вращаться вокруг осей x и y и совершать поступательное движение вдоль оси z, поэтому дополнительные независимые условия связи, которые следует вводить при образовании кинематических пар, будут для пар пятого класса — два условия связи и для пар четвертого класса — одно условие связи. Следовательно, в плоском механизме, если рассматривать его в общем виде, могут быть только кинематические пары четвертого и пятого классов или, характеризуя кинематические пары дополнительными условиями связи, кинематические пары могут быть первого и второго классов в зависимости от числа наложенных условий связи.

К кинематическим парам *первого класса* относятся такие подвижные соединения звеньев, при которых постоянная или переменная точка одного звена располагается на поверхности второго звена (см. фиг. 102 и 103, стр. 49). Во втором случае поверхности, взятые на каждом из тел, всегда касаются в одной точке. В результате такого соединения звеньев уничтожается одно поступательное движение.

К кинематическим парам *второго класса* должны быть отнесены такие, в которых устранена возможность поступательного движения и вращения вокруг одной из осей или вращения вокруг двух осей.

К *третьему классу* относятся подвижные соединения, допускающие три вращения, два вращения и одно поступательное движение и, наконец, два поступательных движения и одно вращение.

К *четвертому классу* относятся подвижные соединения звеньев, допускающие два вращения или одно вращение и одно поступательное движение.

К *пятому классу* относятся подвижные соединения, в которых возможно одно поступательное движение или одно вращательное.

Каждое из указанных здесь движений должно быть независимым. Например, винт в гайке совершает поступательное и вращательное движения, но эти движения связаны друг с другом и задать произвольно можно только одно движение.

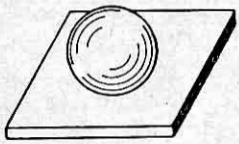
Кинематические пары делятся на *низшие* и *высшие*. В низших кинематических парах соприкосновение элементов кинематических пар происходит по

поверхностям, а в высших — по линии или в точке. Поступательная (фиг. 161), вращательная (фиг. 160) пары, шаровой шарнир (фиг. 136) и др. — низшие кинематические пары. На фиг. 102—109 показаны высшие кинематические пары.

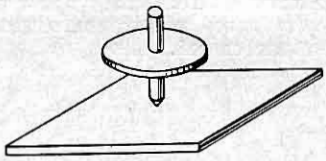
Низшие кинематические пары обратимы, т. е. характер траектории относительного движения точек звеньев не зависит от того, с каким из звеньев считаем связанной систему координат. Например, все точки ползуна относительно направляющей движутся по прямым так же, как и точки направляющей при ее движении относительно ползушки. Высшие пары свойством обратимости не обладают. Постоянный контакт элементов кинематической пары должен быть обеспечен кинематическим замыканием, осуществляемым конструктивной формой элементов, входящих в пару, или силовым замыканием путем использования сил веса, упругости пружин и пр.

Характер элементов кинематических пар существенно влияет на точность работы машины, ее долговечность, связанную с износом, и стоимость изготовления. Поэтому следует обращать внимание на конструктивную реализацию кинематических пар.

Во многих случаях необходимое простое относительное движение звеньев может быть воспроизведено сочетанием звеньев, образующих фактически несколько кинематических пар. Например, обычный цилиндрический шарнир (фиг. 160) может быть заменен шариковым (фиг. 199) или роликовым подшипником. Поступательная пара по фиг. 50 может быть заменена сложной кинематической парой по фиг. 240.



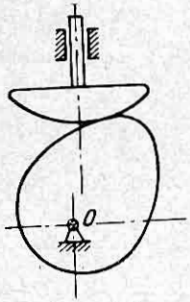
Фиг. 102.



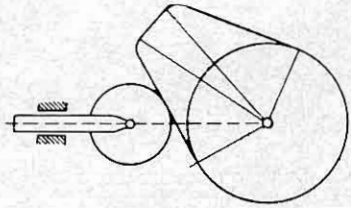
Фиг. 103.

Фиг. 102. Шар на поверхности имеет пять возможных относительных движений.

Фиг. 103. Точка одного звена на поверхности второго звена. В относительном движении звенья имеют пять степеней свободы.



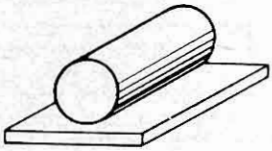
Фиг. 104.



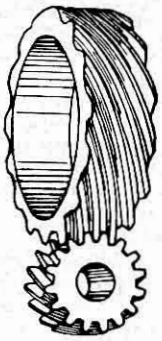
Фиг. 105.

Фиг. 104. Кулачок с грибовидным толкателем. Толкатель в движении относительно кулачка имеет пять степеней свободы.

Фиг. 105. Кулачковый механизм с роликом. Кулачок с роликом образуют кинематическую пару второго класса при качении ролика по поверхности кулачка.



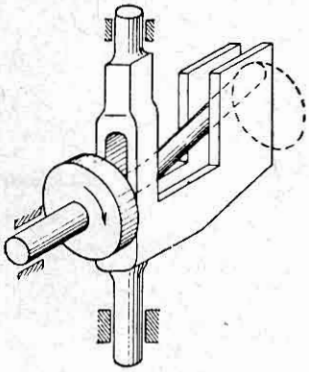
Фиг. 106.



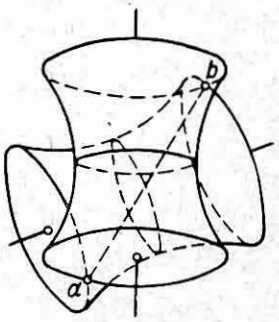
Фиг. 107.

Фиг. 106. Цилиндр на плоскости имеет четыре возможных независимых движения относительно плоскости.

Фиг. 107. Винтовые зубчатые колеса. Касание боковых поверхностей зубьев (развертывающийся геликоид) происходит в точке. Кинематическая пара, многократно повторяясь вследствие зацепления нескольких пар зубьев, не вносит дополнительных связей.



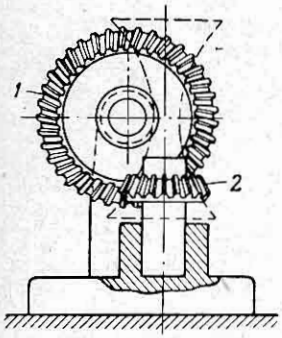
Фиг. 108.



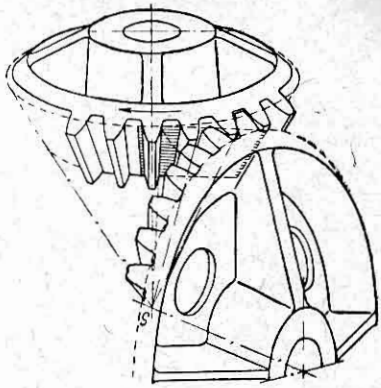
Фиг. 109.

Фиг. 108. Кинематическая пара по фиг. 106, примененная в механизме движения челнока швейной машины.

Фиг. 109. Гиперболические катки (валики) касаются по образующей *ab* гиперболоида. В относительном движении имеют четыре степени свободы, два вращения и два поступательных движения. При вращении гиперболоидов вокруг неподвижных осей передача движения возможна при касании их по образующей. Два условия связи при этом становятся тождественными и, следовательно, одно из ограничений становится фиктивным. Если образующая *ab* гиперболоидов параллельна оси, гиперболоид обращается в цилиндр, а при пересечении образующей гиперболоида его оси гиперболоид обращается в конус.

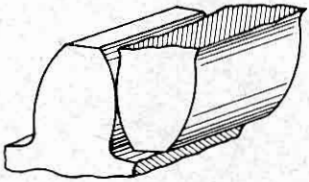


Фиг. 110.



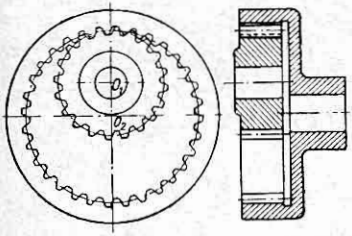
Фиг. 111.

Фиг. 110. Гиперболоидальные зубчатые колеса *1* и *2*, имеющие аксоиды в относительном движении в виде гиперболоидов.
Фиг. 111. Конические зубчатые колеса.

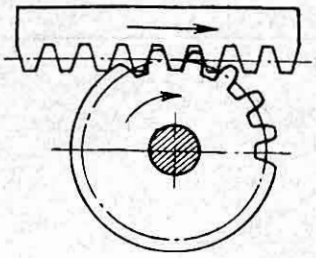


Фиг. 112.

Фиг. 112. Зубья цилиндрических колес внешнего зацепления. При касании по образующей боковой поверхности входят в пару второго класса, при общем случае расположения — первого класса.

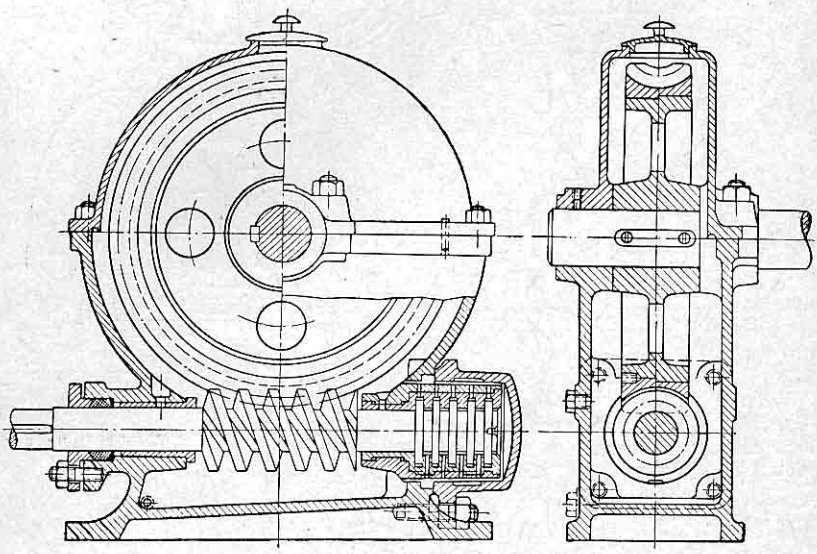


Фиг. 113.



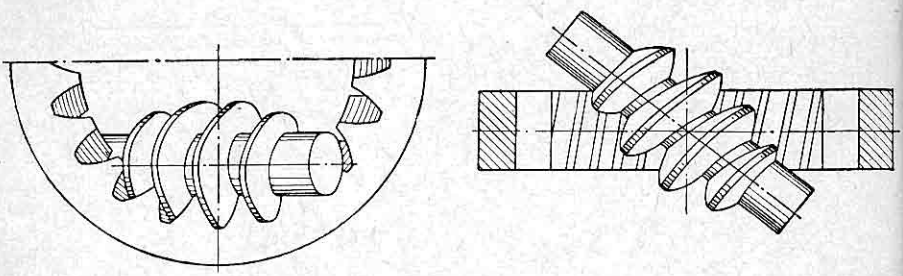
Фиг. 114.

Фиг. 113. Внутреннее зубчатое зацепление. Оси вращения колес O_1 и O_2.
Фиг. 114. Зацепление колеса с рейкой.



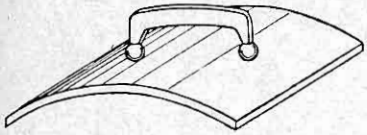
Фиг. 115.

Фиг. 115. Внешнее червячное зацепление как частный случай зацепления колеса с косозубой рейкой, навернутой на цилиндр, ось которого совпадает с направлением движения рейки.

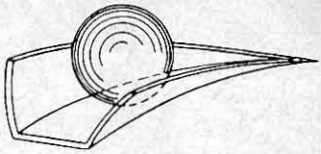


Фиг. 116.

Фиг. 116. Внутреннее червячное зацепление.

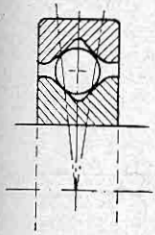


Фиг. 117.

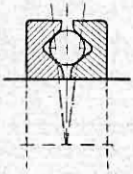


Фиг. 118.

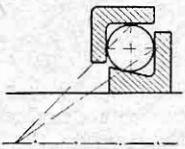
Фиг. 117—118. Кинематическая пара второго класса. Две точки одного звена на поверхности второго звена. К этому случаю сводятся: шарик в желобе (фиг. 118), шарик радиально-упорных шариковых подшипников.



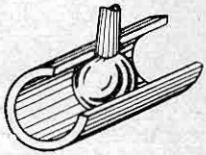
Фиг. 119.



Фиг. 120.



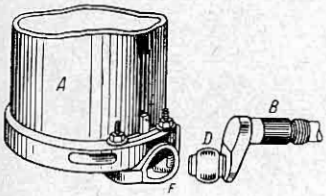
Фиг. 121.



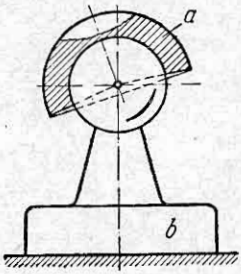
Фиг. 122.

Фиг. 119—121. Для того, чтобы шарик при работе катился без скольжения, нужно, чтобы прямые, проведенные через точки касания шарика и обойм, пересекались с осью вала в одной точке.

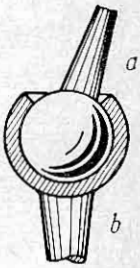
Фиг. 122. Кинематическая пара второго класса. Шаровая поверхность одного звена двигается в отверстии второго звена. Шаровая поверхность лишена двух поступательных движений.



Фиг. 123.



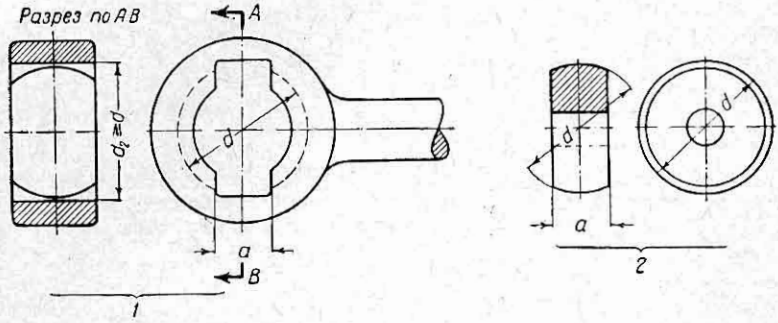
Фиг. 124.



Фиг. 125.

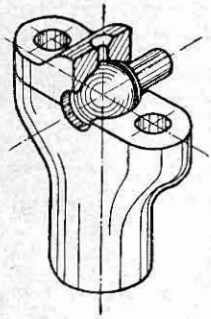
Фиг. 123. Передача вращения барабану *A* посредством сферического ролика *D* кривошипа *B*, перемещающегося в цилиндрическом отверстии *F*. Барабан *A* поворачивается вокруг своей оси и совершает поступательное движение вдоль этой же оси.

Фиг. 124—125. Шаровой шарнир. Звено *a* лишено трех поступательных движений относительно звена *b*.

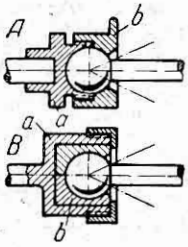


Фиг. 126.

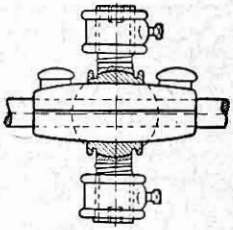
Фиг. 126. Шаровой шарнир. Деталь 2 устанавливается в прямоугольное отверстие детали 1 и в процессе сборки поворачивается на угол 90°. К детали 2 крепится звено механизма.



Фиг. 127.



Фиг. 128.

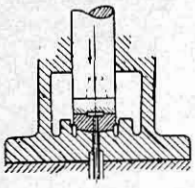


Фиг. 129.

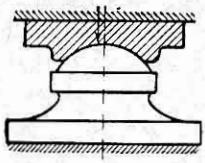
Фиг. 127. Головка шатуна, соединяемого с кривошипом посредством шарового шарнира.

Фиг. 128. Шаровая опора для соединения валов с изменяющимся положением оси. *A* — разъем опорных полусфер *a* в плоскости, перпендикулярной оси вала; регулируется подвертыванием втулки *b*. *B* — разъем опорных полусфер в плоскости оси вала; регулирование затруднительно.

Фиг. 129. Самоустанавливающийся подшипник. Центр сферы опоры находится на оси вала.



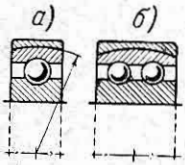
Фиг. 130.



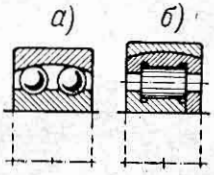
Фиг. 131.

Фиг. 130. Опорная пята со сферическим основанием подпятника для вертикальных валов со смазкой под давлением.

Фиг. 131. Сферическая опора, допускающая небольшие повороты в любом направлении.

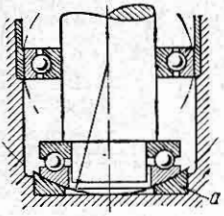


Фиг. 132.

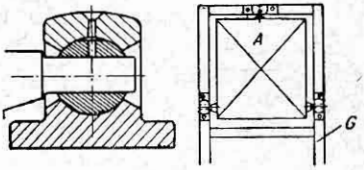


Фиг. 133.

Фиг. 132—133. Самоустанавливающиеся шариковые и роликовые подшипники. На фиг. 133,*а* — со сферическим желобом, на фиг. 132,*а* и *б* и 133,*б* — со сферическим опорным кольцом.



Фиг. 134.

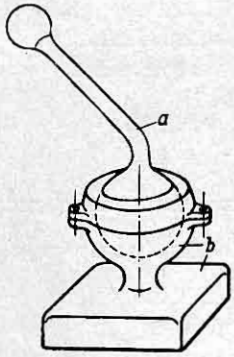


Фиг. 135.

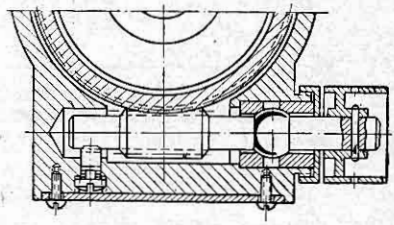
Фиг. 134. Совместная установка радиального и упорного самоустанавливающихся подшипников. Центр сферы подкладного кольца *а* должен находиться на оси вала в точке, через которую проходит средняя линия радиального подшипника.

Фиг. 135. Система трех опор. При перекосах рамки *G* тело *A* не подвергается напряжениям. Конструкция опор изображена на эскизе слева.

Фиг. 136. Рычаг *a* управления соединяется со стойкой *b* шаровым шарниром.



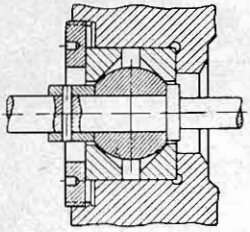
Фиг. 136.



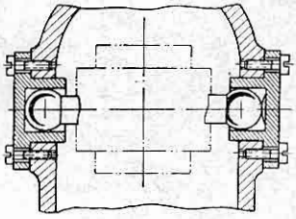
Фиг. 137.

Фиг. 137. Шаровой подшипник червяка, поджимаемый в сторону червячного колеса для компенсации износа зубьев и ошибок при расточке корпуса.

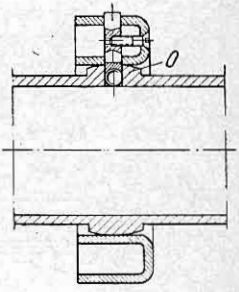
Фиг. 138. Шаровой подшипник для быстро вращающихся валов, допускающий вращение вала в цилиндрическом отверстии внутри шара и отклонение оси вала.



Фиг. 138.



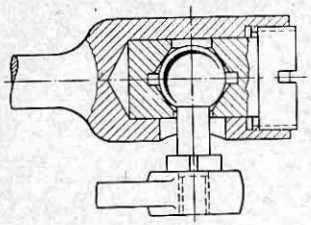
Фиг. 139.



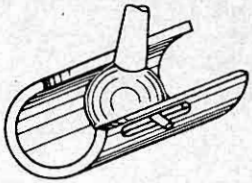
Фиг. 140.

Фиг. 139. Подшипники под сферические цапфы вращающейся призмы.

Фиг. 140. Шаровой подшипник трубы дальномера, качающегося вокруг центра шарового шарнира *O*, удерживающего трубу от осевого перемещения.



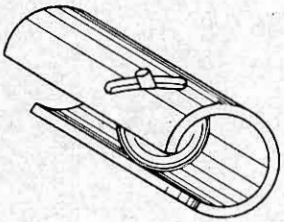
Фиг. 141.



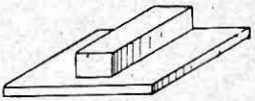
Фиг. 142.

Фиг. 141. Конструкция шарового соединения, не требующая соблюдения параллельности осей.

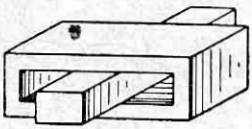
Фиг. 142. Кинематическая пара третьего класса, допускающая в относительном движении вращение вокруг двух осей и поступательное движение в одном направлении.



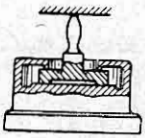
Фиг. 143.



Фиг. 144.



Фиг. 145.



Фиг. 146.



Фиг. 147.

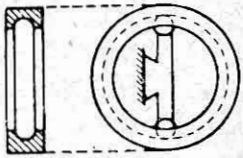
Фиг. 143—147. Кинематические пары третьего класса, допускающие два поступательных движения и одно вращение. Фиг. 144 — незамкнутая пара; фиг. 143 и 145 — кинематически замкнутые пары; фиг. 146—147 — пары с силовым замыканием.



Фиг. 148.

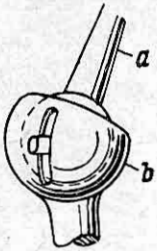


Фиг. 149.

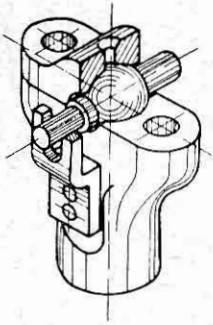


Фиг. 150.

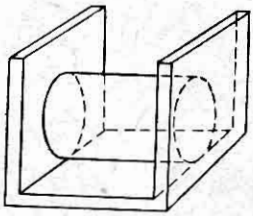
Фиг. 148—150. Кинематические пары четвертого класса, допускающие вращение вокруг двух взаимно перпендикулярных осей.



Фиг. 151.



Фиг. 152.

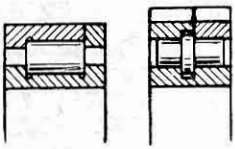


Фиг. 153.

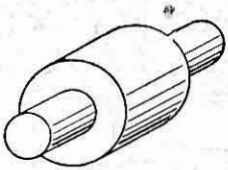
Фиг. 151. Кинематическая пара четвертого класса. Палец, скользящий в пазу, лишает возможности звено *a* при движении относительно *b* вращаться вокруг одной оси.

Фиг. 152. Головка шатуна, образующего с кривошипом кинематическую пару по фиг. 151.

Фиг. 153. Кинематическая пара четвертого класса, допускающая одно вращение и одно поступательное движение.



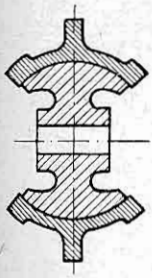
Фиг. 154.



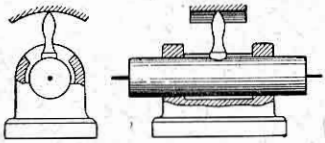
Фиг. 155.

Фиг. 154. Радиально-упорные роликовые подшипники для небольших осевых давлений, действующих в обе стороны, выполненные, как пара по фиг. 153.

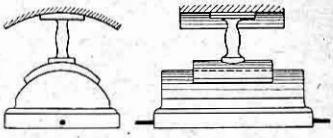
Фиг. 155. Цилиндрическая кинематическая пара, допускающая одно поступательное и одно вращательное относительные движения звеньев.



Фиг. 156.



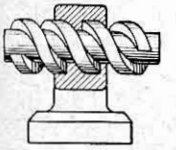
Фиг. 157.

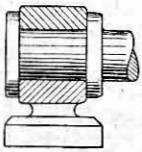


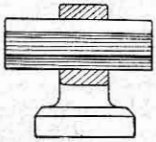
Фиг. 158.

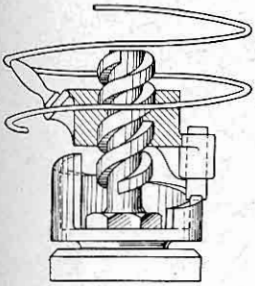
Фиг. 156. Цилиндрическая направляющая, налагающая такие же связи, как и пара по фиг. 155.

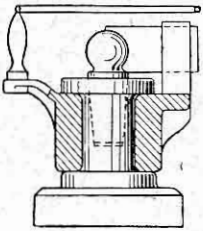
Фиг. 157—158. Геометрически замкнутая (фиг. 157) цилиндрическая пара и пара с силовым замыканием (фиг. 158).

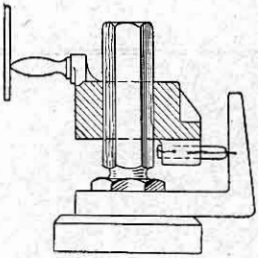










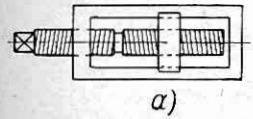


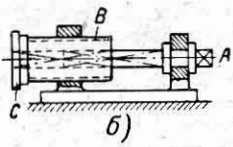
Фиг. 159.

Фиг. 160.

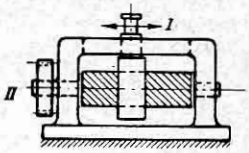
Фиг. 161.

Фиг. 159—161. Винтовая пара (фиг. 159) как общий случай кинематической пары пятого класса и ее частные случаи — поступательная (фиг. 161) и вращательная (фиг. 160) пары.





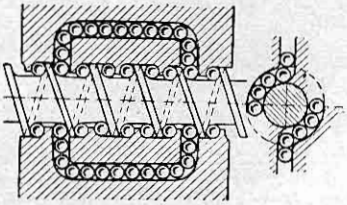
Фиг. 162.



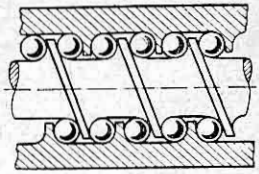
Фиг. 163.

Фиг. 162—163. Случаи практического применения винтовой пары. На фиг. 162,*а* показан случай преобразования вращательного движения в посту-

пательное посредством обычного винта или винта с правой и левой резьбами. На фиг. 162,*б* — случай преобразования вращательного движения в поступательное стержнем *A*, имеющим квадратный хвост, входящий в квадратную выемку в теле винта *B*. При вращении стержня *A* диск *C* перемещается вдоль оси. На фиг. 163 — случай преобразования прямолинейного движения во вращательное при помощи винтовой пары.



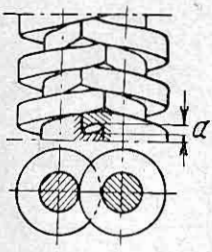
Фиг. 164.



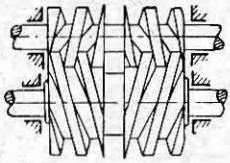
Фиг. 165.

Фиг. 164. Гайка-муфта на шариках (для уменьшения трения) для длинных винтов. Муфта состоит из двух половин и снабжена каналами для обратного отвода шариков.

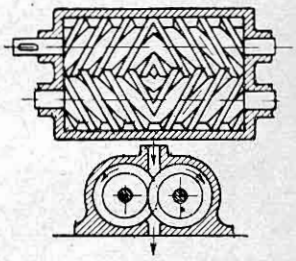
Фиг. 165. Винт с гайкой на шариках для уменьшения трения. Схема применяется в механизмах рулевого управления автомобилем.



Фиг. 166.



Фиг. 167.

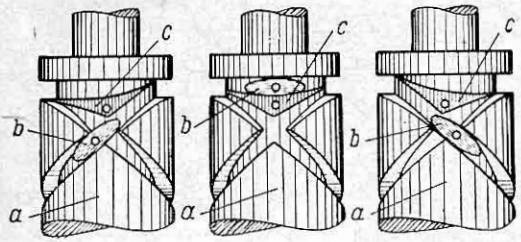


Фиг. 168.

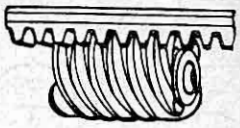
Фиг. 166. Взаимное обкатывание двух винтов. Две винтовые резьбы одинаковых профилей, но разных направлений обкатываются одна относительно другой. Боковую поверхность при этом необходимо подрезать, как указано на эскизе, на глубину *a*. Эта схема применяется в винтовых насосах (см. фиг. 2617).

Фиг. 167. Взаимное обкатывание двух винтов одинакового шага, но разных диаметров. При трапецевидном профиле с соответствующим углом наклона боковых сторон профиля подрезка резьбы не является необходимой. На фиг. 2617 изображен винтовой гидравлический двигатель, построенный по этому принципу.

Фиг. 168. Двухвинтовой гидравлический двигатель. Винтовая нарезка чаще всего делается трапецевидного профиля. Угол подъема винтовой линии должен быть больше 30°, т. е. больше двойного угла трения.



Фиг. 169.



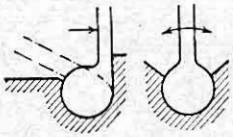
Фиг. 170.

Фиг. 169. Бесконечный винт *a* с правой и левой резьбой. В той части, где осуществляется переход ползушки *b* гайки с правой резьбы на левую, устанавливается автоматическая стрелка *c*. На фигуре показаны три последовательных положения в момент перехода ползушки *b* гайки с правой резьбы на левую.

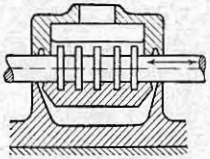
Фиг. 170. Червяк с рейкой, представляющий собой одну из модификаций гайки.



Фиг. 171.

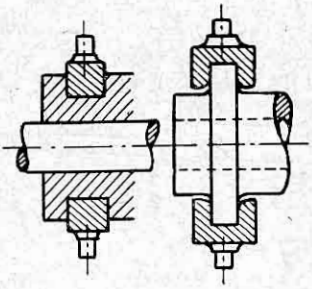


Фиг. 172.

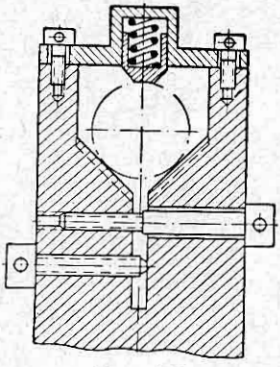


Фиг. 173.

Фиг. 171. Цилиндрический шарнир.
Фиг. 172. Подшипник с дугой охвата 240°.
Фиг. 173. Гребенчатый подшипник для больших осевых усилий.



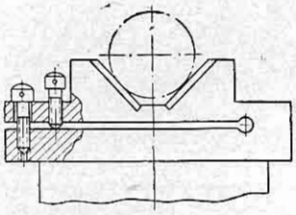
Фиг. 174.



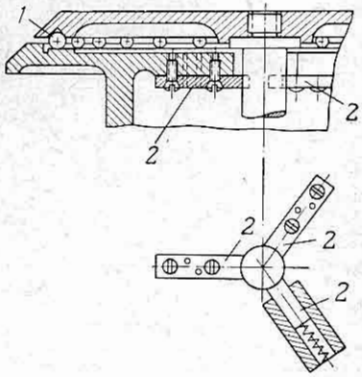
Фиг. 175.

Фиг. 174. Отводка для управления механизмами, находящимися на вращающемся валу, например, для включения и выключения фрикционных муфт и т. п.

Фиг. 175. Подшипник, применяемый для горизонтальных осей. Положение оси регулируется в небольших пределах при помощи стяжного и стопорного винтов.



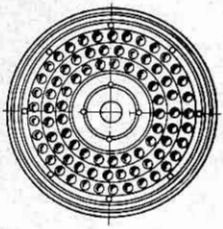
Фиг. 176.

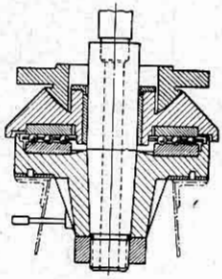


Фиг. 177.

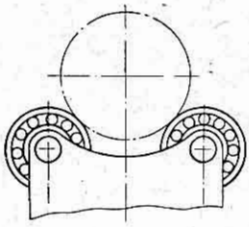
Фиг. 176. Подшипник для свободно покоящегося вала, положение оси которого регулируется винтом.

Фиг. 177. Подшипник для вертикальной оси; ось направляется упорным шарикоподшипником *1* большого диаметра, а центрируется — тремя упорами *2*, один из которых снабжен пружиной.

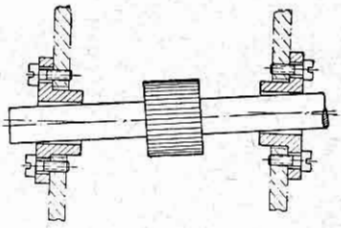




Фиг. 178.



Фиг. 179.

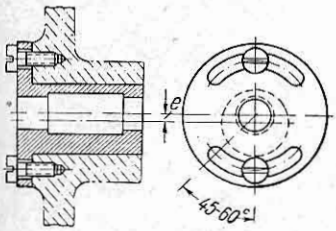


Фиг. 180.

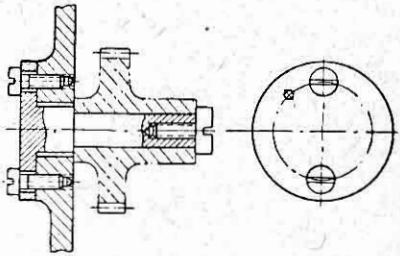
Фиг. 178. Упорный подшипник крана на колонке, воспринимающий большие осевые усилия. Для центрирования нагрузки последняя передается на подшипник через сферическую пяту и подпятник.

Фиг. 179. Опора для свободного вала, состоящая из двух обычных шарикоподшипников.

Фиг. 180. Ось на двух независимых цилиндрических подшипниках. Регулирование положения оси затруднено из-за неизбежных перекосов и деформаций.



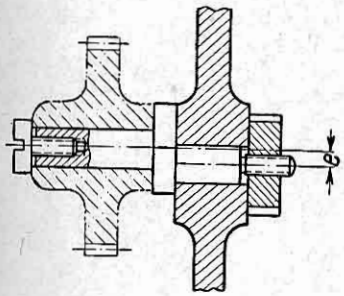
Фиг. 181.



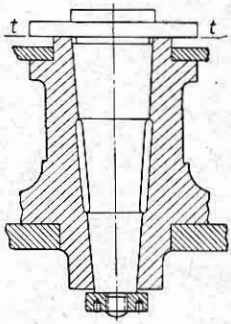
Фиг. 182.

Фиг. 181. Регулирование подшипников, собранных в одной и той же детали, возможно благодаря наличию эксцентриситета *e*. Втулка фиксируется винтами.

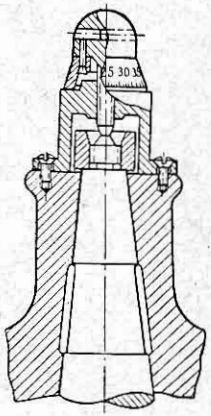
Фиг. 182. Подшипники, регулируемые поворотом фланца, эксцентричного относительно посадочного места.



Фиг. 183.



Фиг. 184.

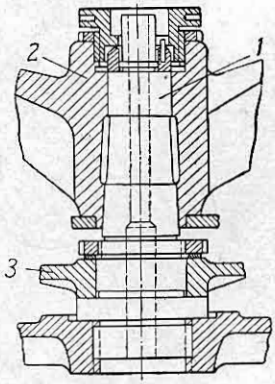


Фиг. 185.

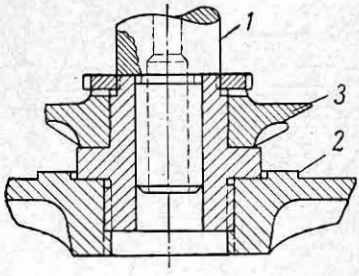
Фиг. 183. Регулируемый эксцентричный подшипник, принципиально не отличающийся от предыдущего.

Фиг. 184. Нерегулируемый конический подшипник, в котором осевое давление воспринимается в плоскости *t—t*.

Фиг. 185. Конический подшипник с осевым регулированием путем вращения винта, головка которого снабжена шкалой.

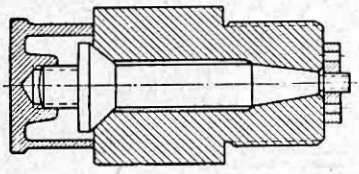


Фиг. 186.

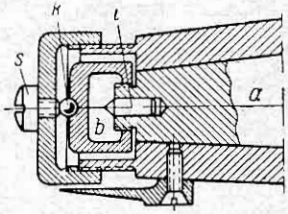


Фиг. 187.

Фиг. 186—187. Конический подшипник гониометра. Ось *1* является общей для кронштейна *2* и лимба *3*.



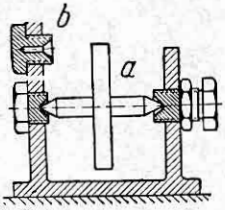
Фиг. 188.



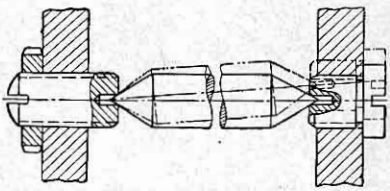
Фиг. 189.

Фиг. 188. Конический шип с двумя различными углами конусов. Левый конус служит для разгрузки, вследствие чего выполнен с бо́льшим углом, чем правый, направляющий конус.

Фиг. 189. Коническая цапфа с разгрузкой от осевых сил посредством колпачка *b* на неподвижной оси, шарика *k* и упорного винта *s* на вращающейся части. Центр *i* вставлен в ось *a* для ее правильной обработки.



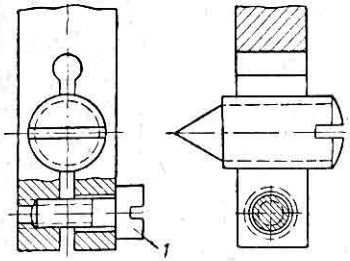
Фиг. 190.



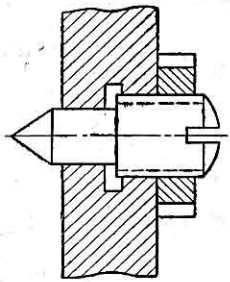
Фиг. 191.

Фиг. 190. Подшипник на остриях (*а*). Опоры правильнее засверливать, как показано на эскизе *b*.

Фиг. 191. Ось, снабженная центрами, с одним регулируемым подшипником.



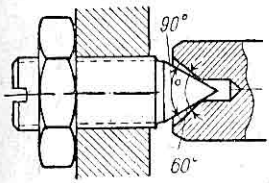
Фиг. 192.



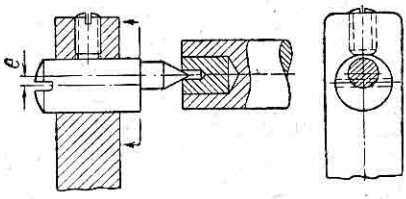
Фиг. 193.

Фиг. 192. Регулируемый центр, стопорение которого производится винтом *1*.

Фиг. 193. Подшипник с точным направлением центра цилиндрической направляющей.



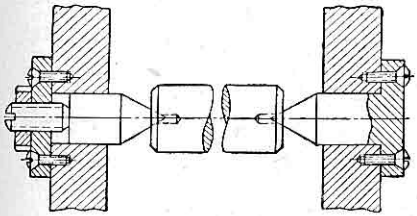
Фиг. 194.



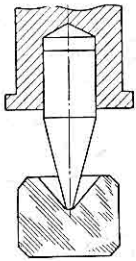
Фиг. 195.

Фиг. 194. Центровая опора. Регулирование в осевом направлении осуществляется ввинчиванием опоры в нарезанное отверстие. Стопорение производится гайкой.

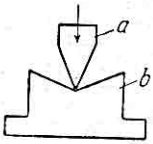
Фиг. 195. Подшипник с регулированием положения оси поддерживаемой детали. Регулирование осуществляется поворотом направляющей части, эксцентрично расположенной относительно центра.



Фиг. 196.



Фиг. 197.

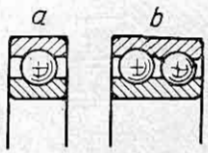


Фиг. 198.

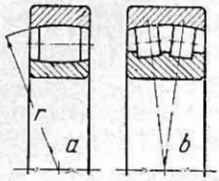
Фиг. 196. Установка центров в точных приборах. Один центр укреплен наглухо, другой регулируется. Отверстия для центров расточены за одну установку.

Фиг. 197. Подшипник из камня, применяемый в измерительных приборах, если допускается незначительный момент трения в опоре.

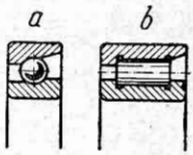
Фиг. 198. Ножевой подшипник весовых опор: *a* — нож, *b* — подушка.



Фиг. 199.



Фиг. 200.

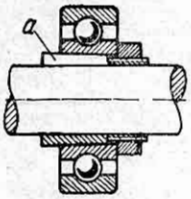


Фиг. 201.

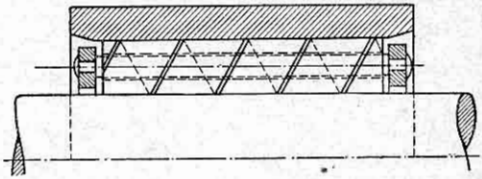
Фиг. 199. Однорядный (*a*) и двухрядный (*b*) радиальные шарикоподшипники.

Фиг. 200. Самоустанавливающиеся роликовые подшипники с бочкообразными роликами; *a* — однорядный подшипник; радиус кривизны боковой поверхности ролика немного меньше радиуса кривизны *r* рабочей поверхности наружного кольца; *b* — двухрядный подшипник.

Фиг. 201. Радиально-упорные шариковые (*a*) и роликовые (*b*) подшипники для небольших осевых усилий, действующих в одну сторону.



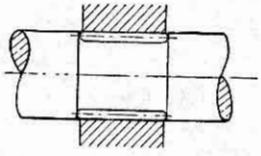
Фиг. 202.



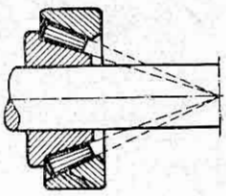
Фиг. 203.

Фиг. 202. Закрепление радиального шарикоподшипника на валу посредством конической разрезной втулки *a*.

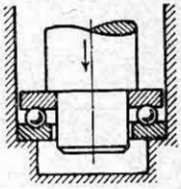
Фиг. 203. Роликовый подшипник с витыми роликами.



Фиг. 204.



Фиг. 205.



Фиг. 206.

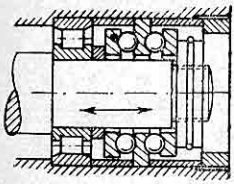
Фиг. 204. Игольчатый подшипник.

Фиг. 205. Профилирование роликов в роликовых осевых подшипниках. Образующие роликов должны пересекаться в одной точке на оси вала.

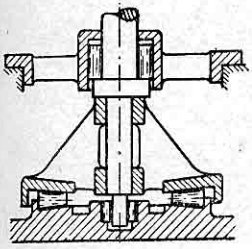
Фиг. 206. Шариковый упорный подшипник.

Фиг. 207. Совместная установка радиального роликового и двустороннего упорного шарикового подшипников.

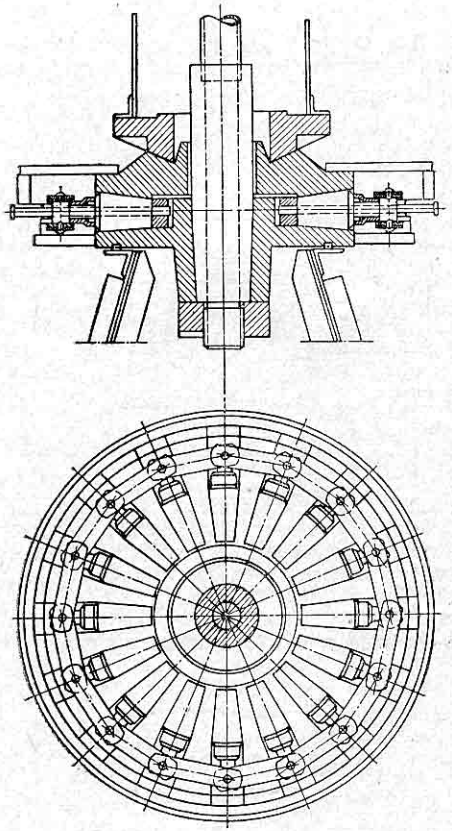
Фиг. 208. Комбинированный радиально-упорный роликовый подшипник для тяжелых вертикальных валов. Радиальный подшипник — на цилиндрических роликах, упорный — на конических.



Фиг. 207.

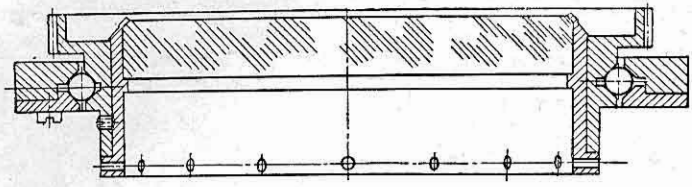


Фиг. 208.



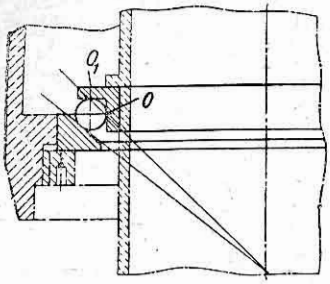
Фиг. 209.

Фиг. 209. Упорный подшипник для кранов, монтируемых на колонке. Сферический подпятник применен для центрирования нагрузки.

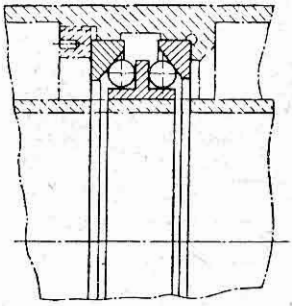


Фиг. 210.

Фиг. 210. Однорядный радиально-упорный подшипник. Наружное кольцо подшипника составлено из двух колец, что необходимо для закладки шариков.



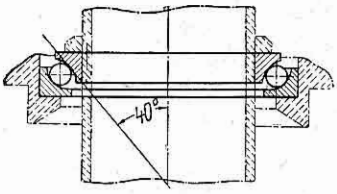
Фиг. 211.



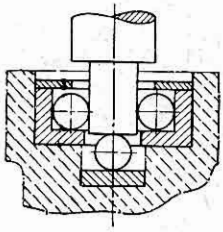
Фиг. 212.

Фиг. 211. Наиболее распространенный вид радиально-упорного подшипника. Чтобы устранить трение скольжения между шариками и кольцами, необходимо соблюдать условие: касательная к поверхности качения внешнего кольца и линия, проходящая через точки O и O_1, должны пересекаться на оси вращения.

Фиг. 212. Сдвоенный радиально-упорный подшипник, у которого внутреннее кольцо — общее для обоих подшипников.



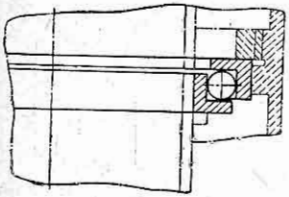
Фиг. 213.



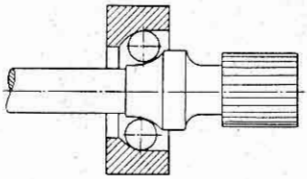
Фиг. 214.

Фиг. 213. Подшипник с криволинейными поверхностями качения радиусом $r=0{,}55d$ (где d — диаметр шарика) и углом касательной к оси 40°.

Фиг. 214. Подшипник с пятью радиальными шариками и шестым в качестве подпятника; цапфа — цилиндрическая, зазор регулируется подбором шариков.



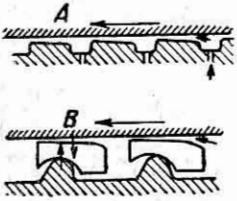
Фиг. 215.



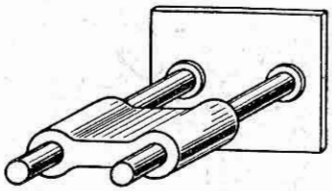
Фиг. 216.

Фиг. 215. Конструкция подшипника большого диаметра, аналогичная приведенной на фиг. 211. Недостатком конструкции является значительное трение скольжения.

Фиг. 216. Нестандартный подшипник, применяемый из-за ограниченности габаритов (например, в затворах аэрофотоаппаратов). Дорожка для шариков сделана непосредственно на валике.



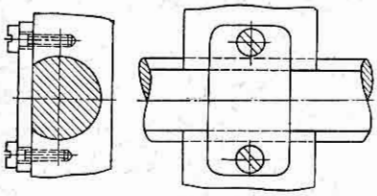
Фиг. 217.



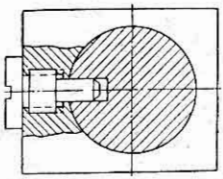
Фиг. 218.

Фиг. 217. Смазка упорных подшипников при больших окружных скоростях. При вращении масло увлекается клиновидными зазорами между опорными поверхностями и образует масляный слой, препятствующий непосредственному соприкосновению металлических поверхностей; *A* — жесткие опорные поверхности, *B* — самоустанавливающиеся опорные поверхности.

Фиг. 218. Цилиндрические направляющие с ползушкой, скользящей по двум стержням.



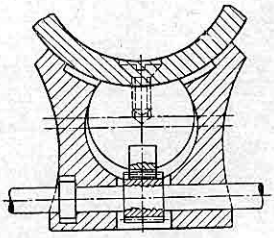
Фиг. 219.



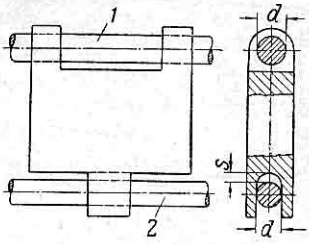
Фиг. 220.

Фиг. 219. Цилиндрические направляющие, в которых поворот направляемой детали ограничивается планкой.

Фиг. 220. Цилиндрические направляющие с ограничителем поворота валов вокруг своей оси.



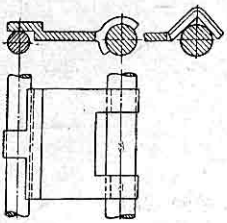
Фиг. 221.



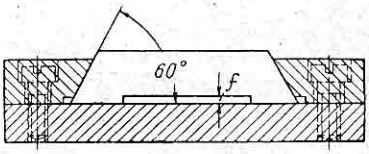
Фиг. 222.

Фиг. 221. Направляющая, в которой призма перемещается с помощью рейки с зубчатым колесом.

Фиг. 222. Конструкция цилиндрических направляющих, простая в сборке и надежная в работе. Диаметры прутков *1* и *2* рекомендуется делать не менее 8 *мм*, зазор s — не менее 2 *мм*.



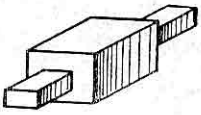
Фиг. 223.



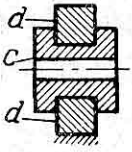
Фиг. 224.

Фиг. 223. Цилиндрические направляющие ползуна с односторонне действующей связью. Иногда правую часть каретки выполняют с двумя линиями касания.

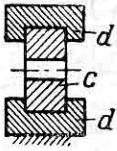
Фиг. 224. Призматическая направляющая с накладными боковыми планками. Регулирование производится за счет зазоров между винтами и отверстиями. В средней части рекомендуется делать зазор глубиной $f=0{,}5\div2$ *мм*.



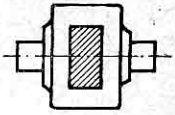
Фиг. 225.



Фиг. 226.



Фиг. 227.

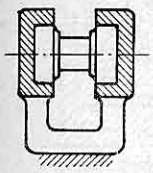


Фиг. 228.

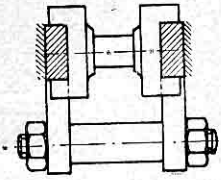
Фиг. 225. Призматическая кинематическая пара пятого класса (поступательная).

Фиг. 226—227. Кулисные направляющие: c — ползушка; d — направляющие.

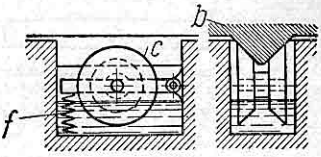
Фиг. 228. Направляющая с рамкой, охватывающей стержень.



Фиг. 229.

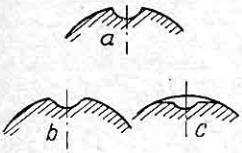


Фиг. 230.

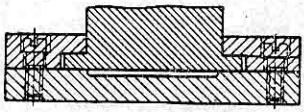


Фиг. 231.

Фиг. 229. Направляющая с ползушкой, скользящей в двух пазах.
Фиг. 230. Параллельные направляющие.
Фиг. 231. Автоматическая смазка прямолинейных направляющих *b* посредством роликов *c*, прижимаемых к направляющей пружиной *f*.

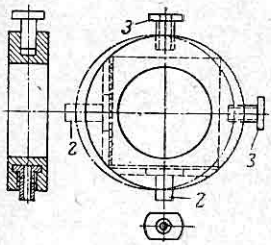


Фиг. 232.

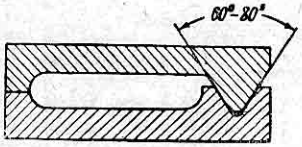


Фиг. 233.

Фиг. 232. Смазочные канавки: *a* — неправильный профиль канавки; *b*, *c* — правильные профили.
Фиг. 233. Т-образная направляющая с накладными планками.

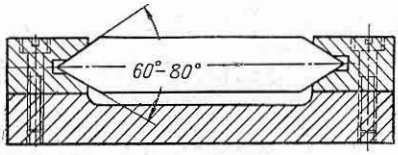


Фиг. 234.

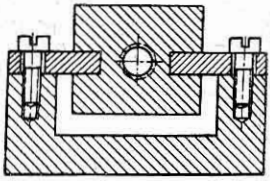


Фиг. 235.

Фиг. 234. Т-образная направляющая, применяемая для взаимно перпендикулярных перемещений сеток в призмах. Осевое перемещение кольца производится с помощью ползунов *2* и направляющих пальцев *3*.
Фиг. 235. Применяемые в лабораторных приборах V-образные направляющие.

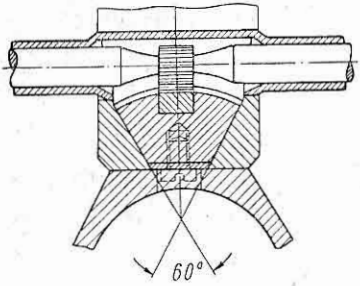


Фиг. 236.

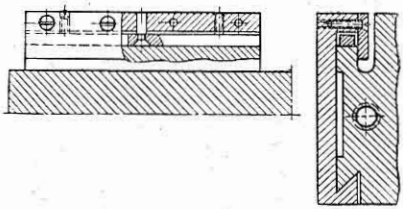


Фиг. 237.

Фиг. 236. Замкнутые направляющие в виде ласточкина хвоста с накладными регулирующими планками. Недостатком их является трудность пригонки.
Фиг. 237. Н-образные направляющие с двумя планками.

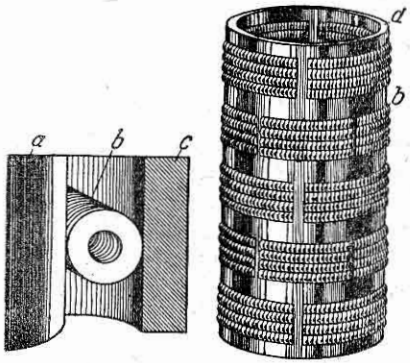


Фиг. 238.



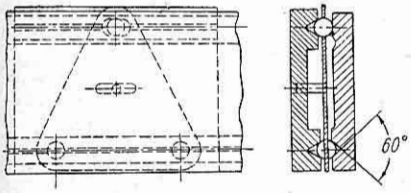
Фиг. 239.

Фиг. 238. Призматические направляющие, применяемые в микроскопах. Перемещение призмы осуществляется посредством рейки и зубчатого колеса.
Фиг. 239. Комбинированные регулируемые направляющие с профилем ласточкина хвоста с одной стороны и Т-образным профилем — с другой.

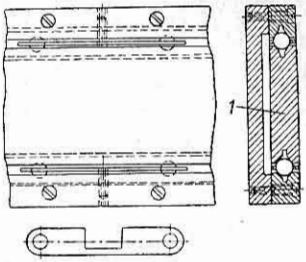


Фиг. 240.

Фиг. 240. Подшипник качения для поступательно-возвратного движения. Между направляемым стержнем *a* и направляющей трубой *c* введена обойма *d* с окнами, в которые заложены отрезки цилиндрических пружин *b*. При перемещении стержня относительно трубы пружины вращаются вокруг своих осей, одновременно перекатываясь по направляющим поверхностям.



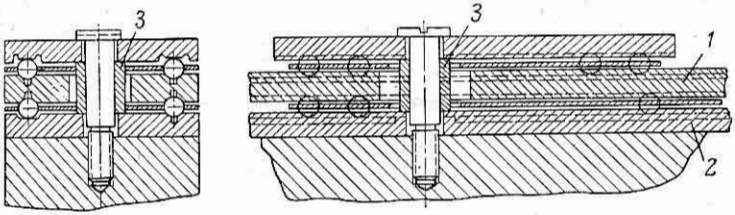
Фиг. 241.



Фиг. 242.

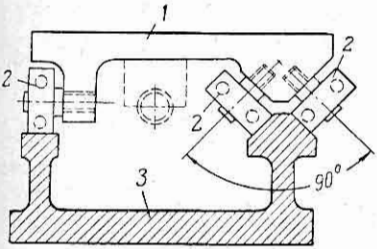
Фиг. 241. Шариковые направляющие с односторонней связью, имеющие три шарика. Отличаются простотой изготовления, легким ходом и высокой точностью направления.

Фиг. 242. Замкнутые шариковые направляющие каретки *1* поддерживаются четырьмя шариками и парой призм.

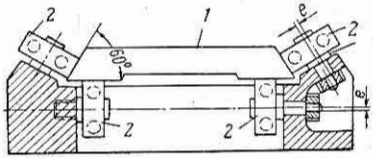


Фиг. 243.

Фиг. 243. Замкнутые шариковые направляющие, встречающиеся в микроскопах. Ползун *1* имеет четыре призматические канавки, а неподвижная направляющая *2* — одну призматическую и одну плоскую. Давление на направляющие создается при помощи винта *3*.



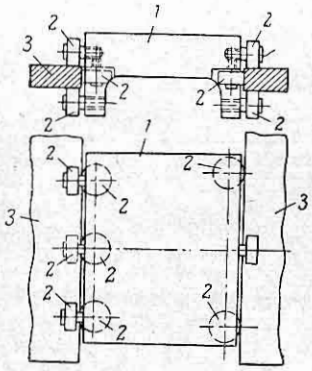
Фиг. 244.



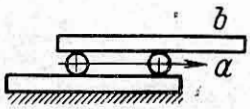
Фиг. 245.

Фиг. 244. Открытые роликовые направляющие. Каретка *1*, имеющая пять роликов *2*, катится по призматическим направляющим *3*. Роликами служат радиальные шарикоподшипники.

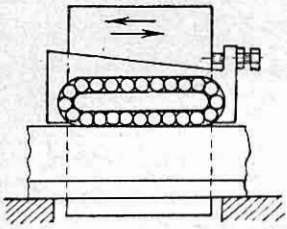
Фиг. 245. Замкнутые роликовые направляющие. Каретка *1*, имеющая форму ласточкина хвоста, направляется шестью или восемью роликами *2*, из которых по крайней мере три должны допускать регулирование эксцентриситета *e*.



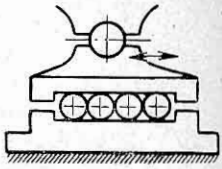
Фиг. 246.



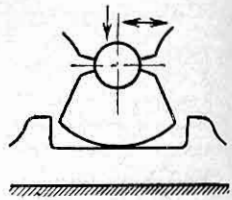
Фиг. 247.



Фиг. 248.



Фиг. 249.



Фиг. 250.

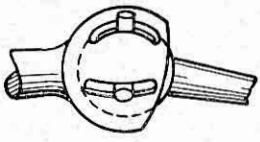
Фиг. 246. Роликовые направляющие, применяемые в приборах управления огнем и измерительных приборах. Ползун *1* при помощи десяти роликов *2* катится по направляющей *3*, образованной двумя линейками.

Фиг. 247. Точка *a*, лежащая в плоскости осей катков, движется прямолинейно в два раза медленнее платформы *b* (независимо от диаметра катков). Эта схема применяется для привода наборного стола в плоских типографских машинах. Иногда катки заменяют зубчатыми колесами.

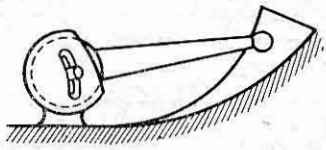
Фиг. 248. Направляющий механизм на шариках.

Фиг. 249. Роликовая опора для больших нагрузок.

Фиг. 250. Сегментная опора для больших нагрузок (мостовые опоры).



Фиг. 251.



Фиг. 252.

Фиг. 251—252. Кинематические пары пятого класса, отличные от рассмотренных выше. Относительное движение звеньев сложное и происходит с одной степенью свободы.

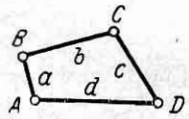
ПЛОСКИЕ СТЕРЖНЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Стержневые механизмы, звенья которых образуют вращательные или поступательные пары, применяются в рабочих машинах и двигателях, грузоподъемных и др. машинах. При проектировании машины к механизму могут быть предъявлены различные требования; например, при вращательном движении ведущего звена ведомое звено должно совершать возвратно-поступательное движение при определенной величине хода. В качестве дополнительных условий может быть предъявлено требование, чтобы средние скорости при движении ведомого звена вперед и назад были различны. К механизму могут быть

предъявлены также требования, чтобы некоторые из точек его звеньев описывали точно или приближенно заданные траектории или в определенные промежутки времени занимали заданные положения в плоскости. Могут быть заданы и более сложные условия. Удовлетворить поставленным при проектировании машины требованиям полностью или частично можно выбором типа механизма и расчетом соответствующих размеров его звеньев.

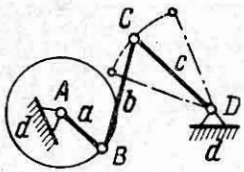
Кинематическое и динамическое исследования механизма, которые необходимо проводить при проектировании машины, во многих случаях облегчаются, если сложный механизм удается упростить и свести его схему к более простой, для исследования которой потребуется меньшая затрата времени. Во многих случаях полезно использовать метод постановки механизма на новое звено (метод *инверсии* механизма), заменить расширенную цапфу обычным шарниром, заменить ведущее звено другим и, наконец, заменить поступательную пару вращательной.

При постановке механизма на новое звено необходимо из данного механизма получить сначала кинематическую цепь путем освобождения закрепленного звена, а затем поставить механизм на новое звено, т. е. закрепить заданное звено. В процессе расчета постановка на новое звено является условной. Что касается реальных механизмов, используемых в различных машинах, то некоторые группы их можно считать получившимися в результате за-

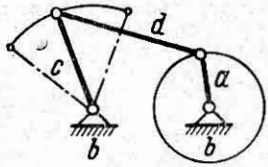


Фиг. 253.

крепления различных звеньев одной и той же кинематической цепи. На фиг. 253 показана четырехзвенная шарнирная кинематическая цепь, а на фиг. 254—257— механизмы, полученные постановкой кинематической цепи на различные звенья.



Фиг. 254.



Фиг. 255.

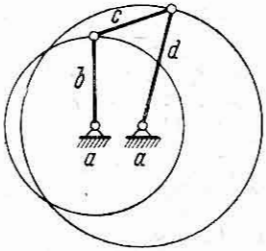
Фиг. 254. Кривошипно-коромысловый механизм, полученный постановкой кинематической цепи по фиг. 253 на звено d. Звено a будет кривошипом, т. е. может совершать полный оборот, если удовлетворяются условия

$$a+b<c+d;\quad a+c<d+b;\quad a+d<c+b.$$

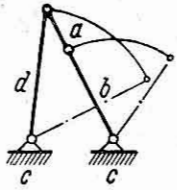
При этом

$$a<b;\quad a<c;\quad a<d.$$

Фиг. 255. Кривошипно-коромысловый механизм, полученный постановкой цепи по фиг. 253 на звено b; a — кривошип, c — коромысло; d — шатун.



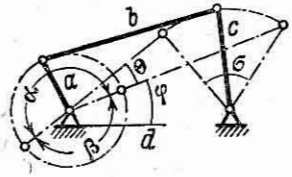
Фиг. 256.



Фиг. 257.

Фиг. 256. Двухкривошипный четырехзвенный механизм, полученный постановкой цепи по фиг. 253 на звено a; d и b — кривошипы, c — шатун.

Фиг. 257. Двухкоромысловый четырехзвенный механизм, полученный постановкой цепи по фиг. 253 на звено c; d и b — коромысла, a — шатун. Движение от двигателя может быть сообщено в случае, если двигатель закреплен на коромысле d или b и приводит шатун a. Условия существования кривошипа те же, что и для механизма по фиг. 254.



Фиг. 258.

Фиг. 258. Определение хода и коэффициента k увеличения средней скорости обратного хода коромысла шарнирного четырехзвенника. Полному ходу коромысла слева направо и справа налево соответствуют углы α и β поворота кривошипа:

$$\alpha=\pi+\Theta \text{ и } \beta=\pi-\Theta;$$

$$\cos(\Theta+\varphi)=\frac{d^2+(b-a)^2-c^2}{2d(b-a)};$$

$$\cos\varphi=\frac{d^2+(b+a)^2-c^2}{2d(b+a)}.$$

Отсюда определяется Θ.

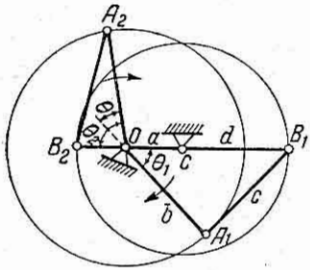
Коэффициент увеличения средней скорости обратного хода

$$k=\frac{v_x}{v_p}=\frac{\sigma}{t_x}\frac{t_p}{\sigma}=\frac{\alpha}{\omega_a}\frac{\omega_a}{\beta}=\frac{\pi+\Theta}{\pi-\Theta};$$

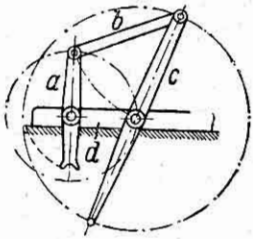
$$k=\frac{\pi+\Theta}{\pi-\Theta}.$$

Хорда H, соответствующая угловому ходу σ коромысла:

$$H=\sqrt{2(a^2+b^2)-2(a^2-b^2)\cos\Theta}.$$



Фиг. 259.



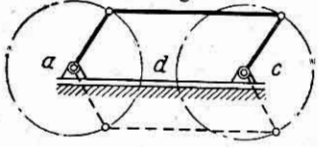
Фиг. 260.

Фиг. 259. Определение коэффициента увеличения средней скорости ведомого коромысла двухкривошипного механизма. За один оборот ведущего кривошипа b ведомый d также сделает один оборот. За время поворота ведомого кривошипа d из положения B_1 в B_2 ведущий кривошип b повернется на угол $\pi+(\Theta_2-\Theta_1)$. Отношение средних скоростей ведомого звена d при переходе из положения B_2 в B_1 и из B_1 в B_2 равно

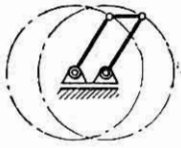
$$k=\frac{\pi+(\Theta_2-\Theta_1)}{\pi-(\Theta_2-\Theta_1)};$$

$$\cos\Theta_1=\frac{(d+a)^2+b^2-c^2}{2b\,(d+a)};\quad \cos\Theta_2=\frac{(d-a)^2+b^2-c^2}{2b\,(d-a)}.$$

Фиг. 260. Механизм неравномерного движения (шарнирный четырехзвенник) с приспособлением для перехода через мертвую точку. Одно из условий существования кривошипа в виде неравенства обращается для этого механизма в равенство $a+b=c+d$, вследствие чего ведомое звено при переходе через линию центров будет иметь мертвое положение.



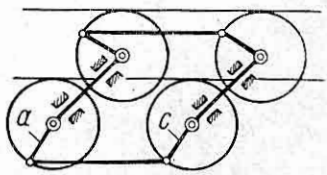
Фиг. 261.



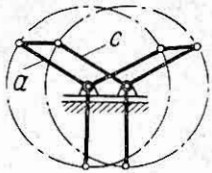
Фиг. 262.

Фиг. 261—262. Четырехшарнирный параллелограм, для которого $b=d$; $a+b=c+d$; $a+d=b+c$.

Ведомое звено имеет два мертвых положения. Ведущее и ведомое звенья вращаются с одинаковыми угловыми скоростями.



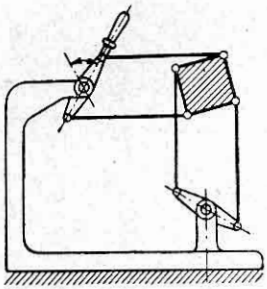
Фиг. 263.



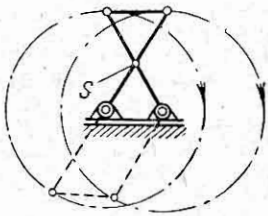
Фиг. 264.

Фиг. 263. Спаренные четырехшарнирные параллелограмы. Фазы движения смещены на 90° для устранения мертвого положения. По формуле Чебышева число степеней свободы $W=0$, однако движение возможно вследствие того, что $\omega_a=\omega_c$.

Фиг. 264. Строенные четырехшарнирные параллелограмы. По формуле Чебышева $W=0$; движение возможно вследствие того, что $\omega_a=\omega_c$. (Пример применения этой схемы приведен на фиг. 374 и 375).



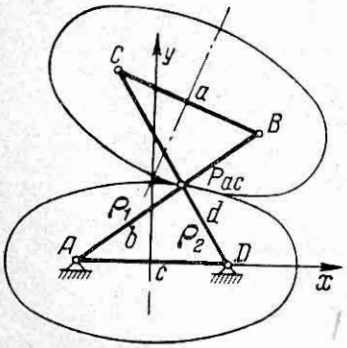
Фиг. 265.



Фиг. 266.

Фиг. 265. Передача вращения коромыслу при помощи шарнирных параллелограмов.

Фиг. 266. Четырехшарнирный антипараллелограм, полученный из механизма по фиг. 262 при иной начальной сборке. Направление вращения обоих кривошипов одинаково. Точка S пересечения кривошипов движется по эллипсу.



Фиг. 267.

Фиг. 267. Определение неподвижной центроиды шатуна a четырехшарнирного антипараллелограма при неподвижном малом звене c. Пусть известны радиусы кривошипов b и d и длина шатуна a.

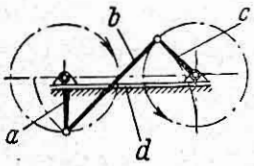
Мгновенный центр вращения P_{ac} шатуна a лежит в точке пересечения кривошипов b и d.

Треугольники DCB и BAD, $P_{ac}CB$ и $P_{ac}AD$ попарно равны, поэтому $P_{ac}B=P_{ac}D$, т. е. $\rho_1+\rho_2=b=\text{const}$, следовательно, точка P_{ac} описывает эллипс с фокусами в A и D.

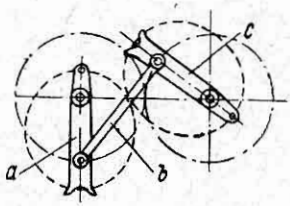
Уравнение эллипса $\dfrac{4y^2}{b^2-a^2}+\dfrac{4x^2}{b^2}=1.$

Если стойкой сделать звено a, то полюс P_{ac} опишет такой же эллипс с фокусами в C и B. Таким образом подвижная и неподвижная

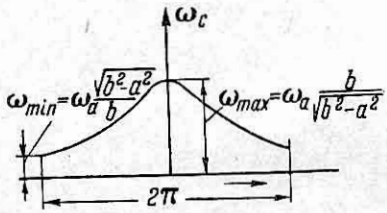
центроиды звена a четырехшарнирного параллелограмма представляют собой эллипсы.



Фиг. 268.

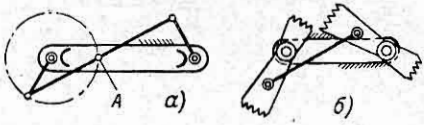


Фиг. 269.



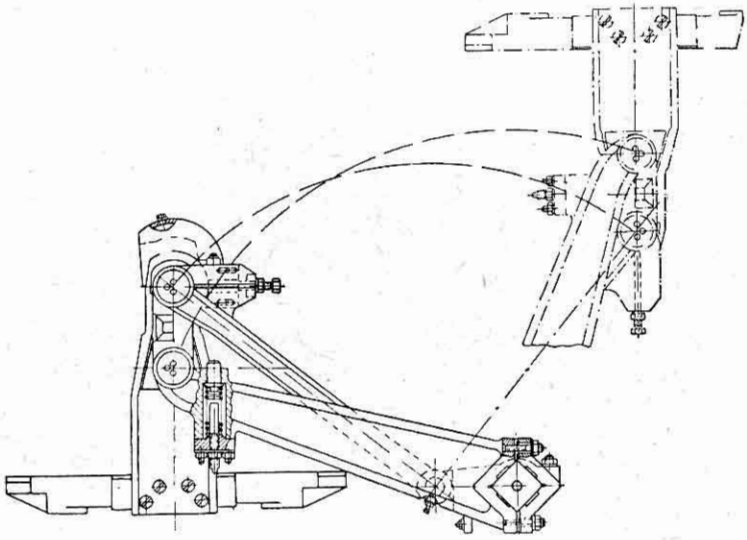
Фиг. 270.

Фиг. 268—270. Четырехшарнирный антипараллелограм с кривошипами, вращающимися в противоположных направлениях. Движение звеньев a и c можно получить, если представить себе движение катящихся друг по другу эллиптических катков, связанных со звеньями a и c. Если механизм по фиг. 267 поставить на большое звено b или d, то подвижная и неподвижная центроиды шатуна a механизма по фиг. 267 обращаются в центроиды относительного движения (эллиптические катки). Для вывода механизма из двух мертвых положений могут быть использованы пальцы на концах малых отрезков большой полуоси, входящих без удара в пазы на концах больших отрезков этой же полуоси эллипса (фиг. 269). На фиг. 270 показан закон изменения ω_c — угловой скорости звена c для механизма, поставленного на звено d.



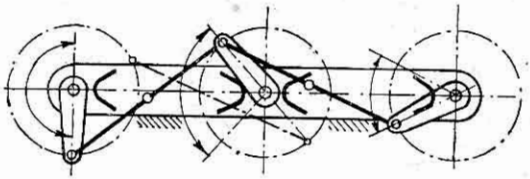
Фиг. 271.

Фиг. 271. Приспособления для вывода из мертвого положения четырехшарнирного антипараллелограма; $а$ — приспособление состоит из пальца A, расположенного посередине шатуна, и неподвижных вилок, центры которых совпадают с полюсом мгновенного вращения шатуна в мертвых положениях механизма; $б$ — приспособление состоит из эллиптических зубчатых секторов.



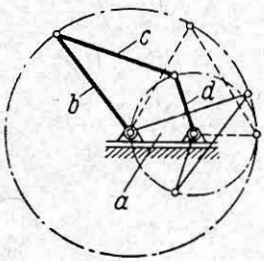
Фиг. 272.

Фиг. 272. Рычажный механизм опрокидывателя стола формовочной машины.

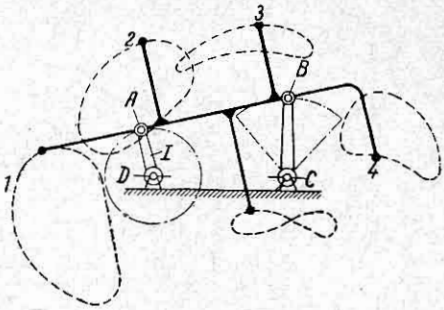


Фиг. 273.

Фиг. 273. Спаренные четырехшарнирные параллелограммы с приспособлением для вывода из мертвого положения, как на фиг. 271,*а*.



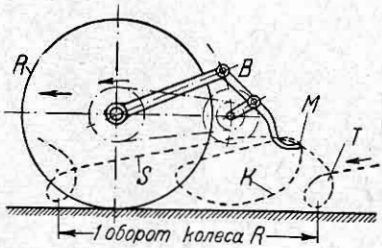
Фиг. 274.



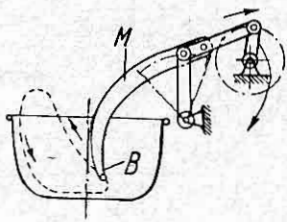
Фиг. 275.

Фиг. 274. Предельный четырехшарнирный механизм, у которого $b=c$; $a=\frac{b}{2}$. При вращении звена b звено d имеет два мертвых положения. В левом мертвом положении может произойти вырождение четырехзвенного механизма в двухзвенный. При вращении звеньев b и d в одном направлении за один оборот звена b звено d сделает два оборота.

Фиг. 275. Шарнирный четырехзвенник. Характер траектории точек звеньев четырехзвенника зависит от соотношения длин звеньев AB, AD, BC и расстояния между шарнирами C и D. Для любой точки кривошипа DA и коромысла CB траекторией является окружность. В зависимости от выбора положения точки на шатуне получается та или иная кривая. Отдельные участки некоторых шатунных кривых мало отличаются от прямых или дуг окружностей. Эти точки могут быть использованы для построения спрямляющих механизмов (прямила) или механизмов с остановками.



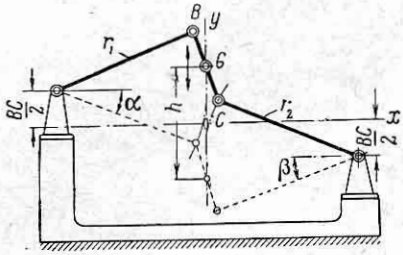
Фиг. 276.



Фиг. 277.

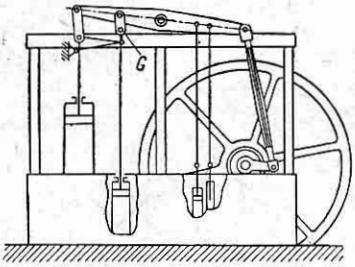
Фиг. 276. Грабельный механизм сеноворошилки. Грабли закрепляются на конце M шатуна BM. Коромысло шарнирно укреплено на станине машины. Шатун BM приводится в движение кривошипом, вращаемым цепью от колеса $R \cdot K$ — траектория точки M относительно станины, TS — траектория точки M относительно земли, т. е. когда колеса машины катятся по земле.

Фиг. 277. Механизм привода мешалки в месильной машине. Мешалка M приводится в движение от кривошипа. Точка B мешалки, где крепится лопата, движется по сложной траектории, показанной пунктиром.

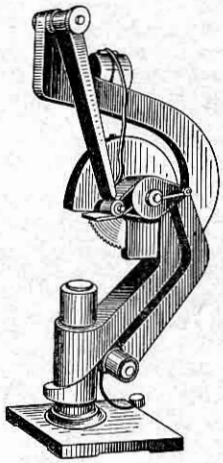


Фиг. 278.

Фиг. 278. Лемнискатное прямило Уатта. При размерах $BC=0{,}6h$ и $r_1=r_2=1{,}5h$ точка G, лежащая посередине шатуна в пределах отрезка h, движется по кривой, мало отличающейся от прямой.



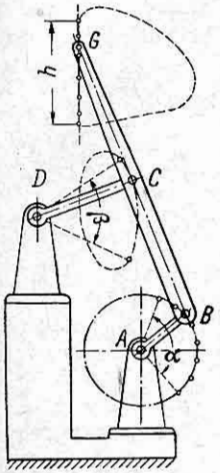
Фиг. 279.



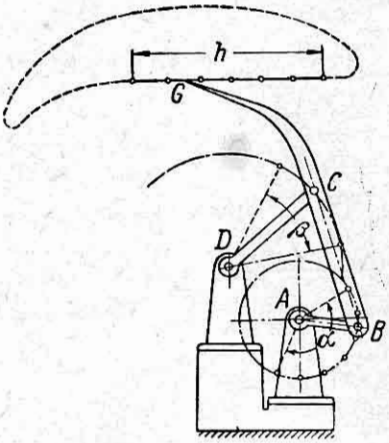
Фиг. 280.

Фиг. 279. Прямило Уатта по фиг. 278, примененное в паровой машине для соединения штока поршня с коромыслом. Точка G движется по прямой.

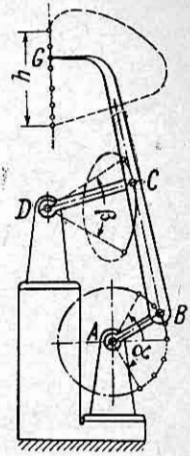
Фиг. 280. Лемнискатное прямило в механизме подачи дисковой пилы.



Фиг. 281.

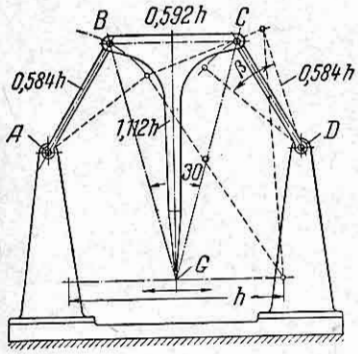


Фиг. 282.

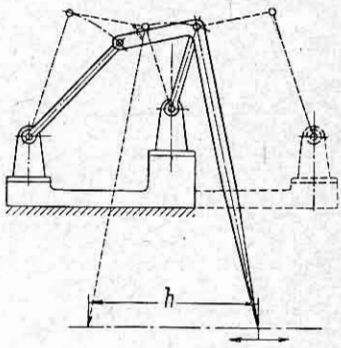


Фиг. 283.

Фиг. 281—283. Приближенные прямила. Соответствующим выбором размеров получается шатунная кривая точки G шатуна, мало отличающаяся от прямой. При определении соответствующих размеров можно отыскать в пределах угла β траекторию точки C, мало отличающуюся от окружности, чтобы присоединить в ней коромысла длиной, равной радиусу кривизны траектории точки C.



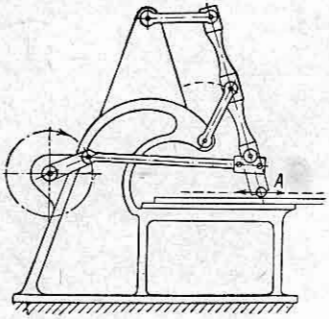
Фиг. 284.



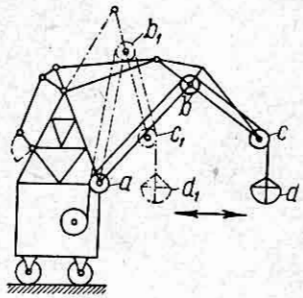
Фиг. 285.

Фиг. 284. Приближенное прямило. Соотношения размеров, при которых точка G движется в пределах отрезка h по прямой, указаны на фигуре.

Фиг. 285. Прямило для регистрирующего механизма измерительного прибора.



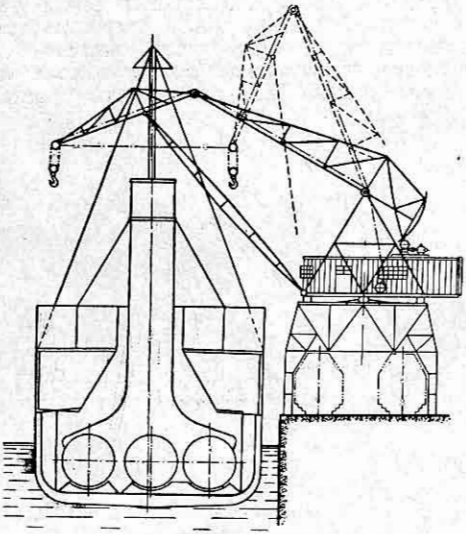
Фиг. 286.



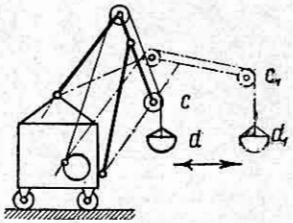
Фиг. 287.

Фиг. 286. Механизм лущильной машины. Точка A механизма движется параллельно столу.

Фиг. 287. Грейферный кран. Груз перемещается по горизонтали на большое расстояние; длина грузового каната в положениях abc и ab_1c_1 одинакова; cd равно c_1d_1.



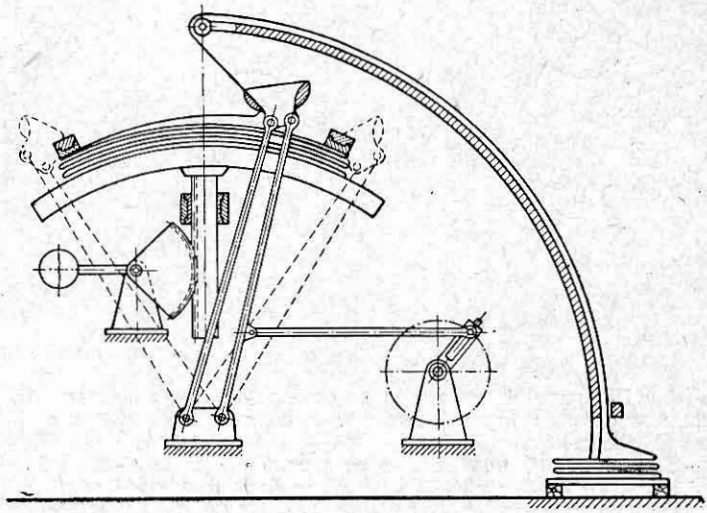
Фиг. 288.



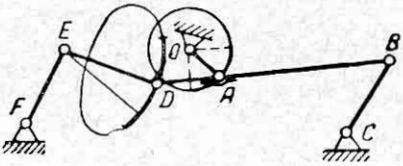
Фиг. 289.

Фиг. 288. Передвижной кран для погрузки на судно. Схема аналогична фиг. 287.

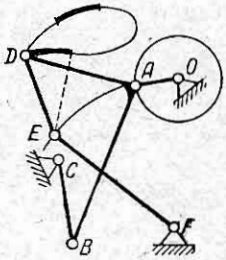
Фиг. 289. Грейферный кран с перемещением груза по горизонтали. Длина участка cd грузового каната изменяется при перемещении груза.



Фиг. 290.



Фиг. 291.

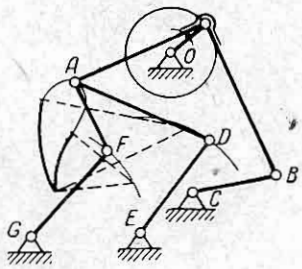


Фиг. 292.

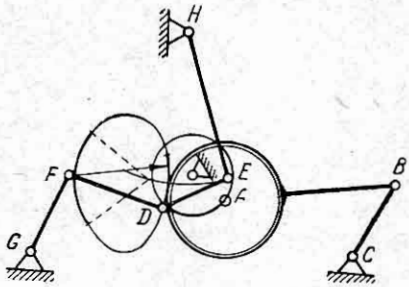
Фиг. 290. Механизм тканеукладчика.

Фиг. 291. Шарнирный механизм с одной остановкой ведомого звена *EF*. В точке *D* к шатуну *AB* четырехшарнирного механизма присоединяется двухповодковая группа *FED*; длина поводка *ED* равна радиусу кривизны участка траектории (показанной на фигуре жирной линией), мало отличающегося от дуги окружности. Во время движения точки *D* по указанной линии звено *EF* неподвижно.

Фиг. 292. Шарнирный механизм с двумя остановками ведомого звена *EF*. Остановка произойдет при движении точки *D* по участкам траектории, показанным жирной линией.



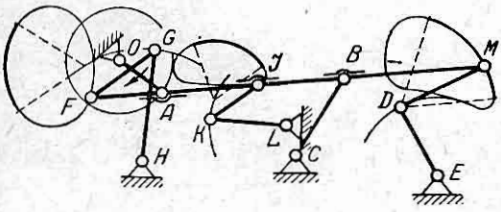
Фиг. 293.



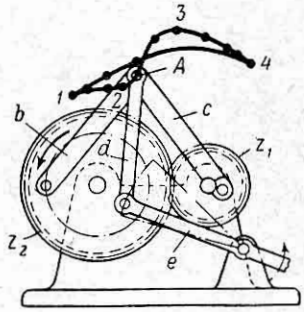
Фиг. 294.

Фиг. 293. Шарнирный механизм с остановкой двух звеньев *GF* и *ED*. В этом механизме остановка одного звена начинается в момент трогания с места второго звена.

Фиг. 294. Шарнирный механизм с остановкой двух звеньев *EH* и *FG*, соединенных при помощи поводков *FD* и *ED* с эксцентриковой тягой в точке *D*. Этот механизм отличается от механизма на фиг. 293 наличием интервала между остановками ведомых звеньев.



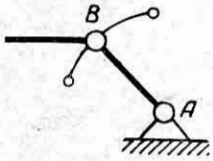
Фиг. 295.



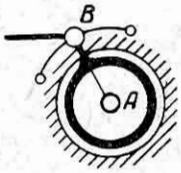
Фиг. 296.

Фиг. 295. Шарнирный механизм с остановкой трех ведомых звеньев *DE*, *GH* и *KL*.

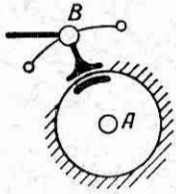
Фиг. 296. Механизм с двумя выстоями ведомого звена в конце хода. К находящимся в зацеплении зубчатым колесам z_1 и z_2 прикреплены шарнирно звенья *b* и *c*. Размеры звеньев подобраны так, что части траекторий шарнира *A* являются дугами окружностей одного радиуса от *1* до *2* и от *3* до *4*. Длина звена *d* равна радиусу кривизны этих участков траекторий. Ведомым звеном является звено *e*.



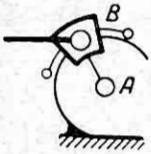
Фиг. 297.



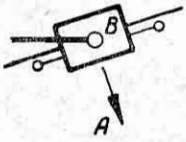
Фиг. 298.



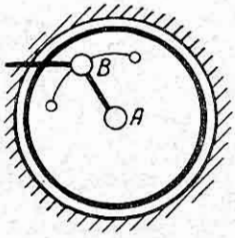
Фиг. 299.



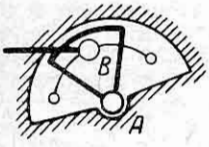
Фиг. 300.



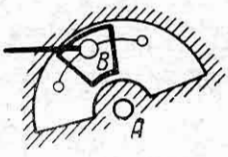
Фиг. 301.



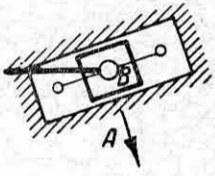
Фиг. 302.



Фиг. 303.

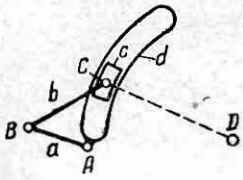


Фиг. 304.

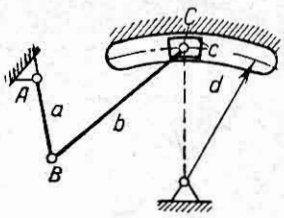


Фиг. 305.

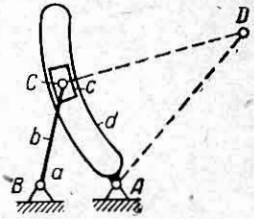
Фиг. 297—305. Увеличенная цапфа. Если размеры элементов вращательных кинематических пар A и B меньше расстояния между центрами A и B шарниров на звене, то цапфа неувеличенная (фиг. 297). Радиус цилиндрических поверхностей (элементы кинематической пары) можно увеличить по сравнению с радиусом AB для фиг. 297 (фиг. 298), при этом на одном из звеньев можно взять только часть цилиндрической поверхности (фиг. 299). При неизменном AB движение точки B остается тем же, что и для фиг. 297. Радиус цилиндрической поверхности можно взять больше AB, что на относительное движение не повлияет (фиг. 302). Звено AB в этом случае называют эксцентриком. При вращении звена в пределах некоторого угла можно ограничиться лишь частью эксцентрика (фиг. 303, 304). Если радиус AB увеличить до бесконечности, то вращательная пара обращается в поступательную (фиг. 301 и 305). При кинематическом исследовании все случаи увеличенной цапфы (фиг. 298—300 и 302—304) в кинематических парах следует заменять цапфой, показанной на фиг. 297.



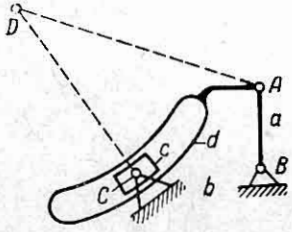
Фиг. 306.



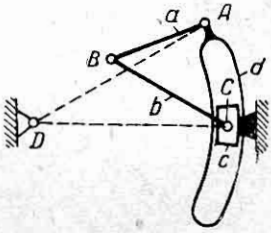
Фиг. 307.



Фиг. 308.



Фиг. 309.

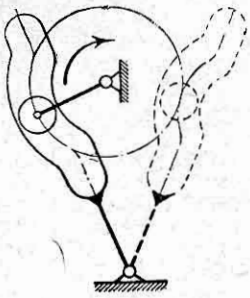


Фиг. 310.

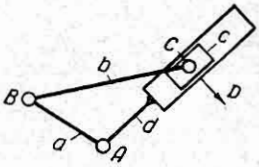
Фиг. 306. Четырехзвенная кинематическая цепь по фиг. 253 с увеличенной цапфой.

Фиг. 307—310. Механизмы, полученные из кинематической цепи по фиг. 306. Фиг. 307 — кривошипно-шатунный механизм с криволинейной направляющей; фиг. 308 — кулисный механизм с вращающейся криволинейной кулисой; фиг. 309 — кулисный механизм с криволинейной качающейся кулисой; фиг. 310 — балансирно-шатунный механизм с криволинейной направляющей.

При кинематическом исследовании приведенные на фиг. 307—310 механизмы следует заменять четырехшарнирным механизмом, показанным пунктиром на каждой из схем.



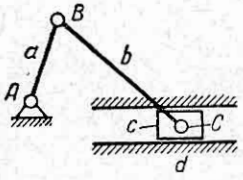
Фиг. 311.



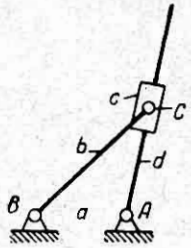
Фиг. 312.

Фиг. 311. Кулисный механизм с остановкой в левом крайнем положении. Остановка обеспечивается тем, что средняя линия паза кулисы в некоторой своей части очерчена дугой радиуса, равного длине кривошипа.

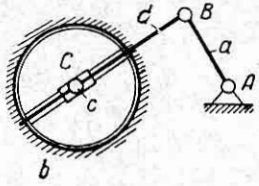
Фиг. 312. Четырехзвенная кинематическая цепь с одной поступательной парой. Получена из кинематической цепи по фиг. 306 при $CD=\infty$.



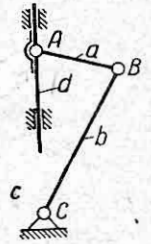
Фиг. 313.



Фиг. 314.

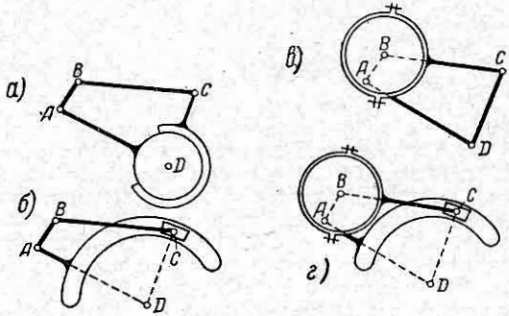


Фиг. 315.



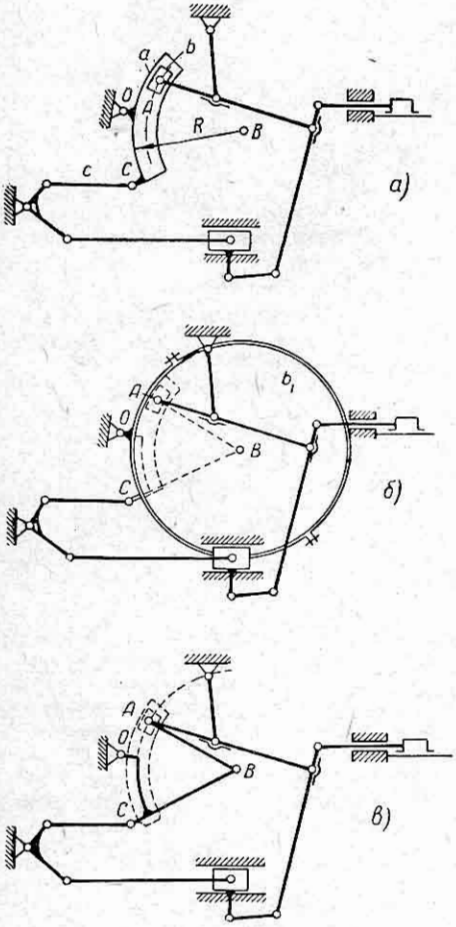
Фиг. 316.

Фиг. 313—316. Механизмы, полученные из кинематической цепи по фиг. 312 путем постановки цепи на различные звенья. Фиг. 313 — закреплено звено *d*, получен кривошипно-шатунный механизм; фиг. 314 — закреплено звено *a*, получен кулисный механизм с вращающейся кулисой; фиг. 315 — закреплено звено *b*, получен кулисный механизм с качающейся кулисой, аналогичный механизму по фиг. 346,*а*, в котором размеры звеньев *c* и *d* иные; фиг. 316 — закреплено звено *c*, получен балансирно-шатунный механизм, в котором звено *b* не может делать полного оборота. В качестве начального звена здесь может быть принято звено *a* при установке двигателя на звеньях *d* или *b*.

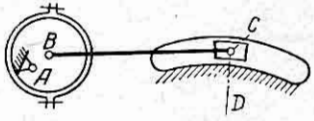


Фиг. 317.

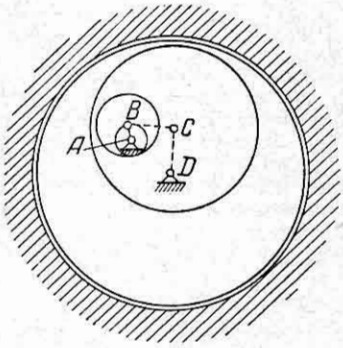
Фиг. 317. а и *б* — кинематические четырехзвенные цепи с увеличенной цапфой *D*; *в* — кинематическая четырехзвенная цепь с увеличенными размерами цапфы *B*; *г* — кинематическая цепь с увеличенными цапфами *B* и *C*.



Фиг. 318.



Фиг. 319.

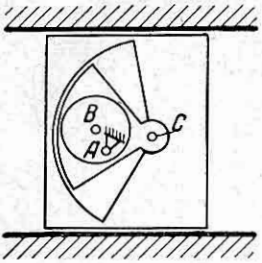


Фиг. 320.

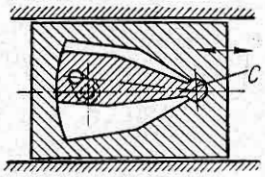
Фиг. 318. Замена механизма с увеличенной цапфой шарнирным механизмом. На схеме *а* показан кулисный механизм парораспределения паровоза, в котором элементы шарнира на звене *а* сделаны большого радиуса, а именно: внешний радиус R кулисы принят больше расстояния между центрами A и B. Камень b можно заменить эксцентриком b_1, как это показано на схеме *б*, сохраняя при этом радиусы AB и OC. Наконец, эксцентриковый механизм можно заменить шарнирным механизмом по схеме *в*, в котором размеры OC, OB и BA такие же, как и в исходном механизме по схеме *а*. Относительные и абсолютные движения в исходном механизме и полученном заменяющем механизме одинаковы.

Фиг. 319. Механизм, полученный из кинематической цепи по фиг. 317, *г* с неподвижным звеном AD.

Фиг. 320. Четырехзвенный механизм с тремя цапфами увеличенных размеров. Звенья механизма выполнены в виде эксцентриков. Механизм может быть заменен четырехшарнирным механизмом, показанным пунктиром.



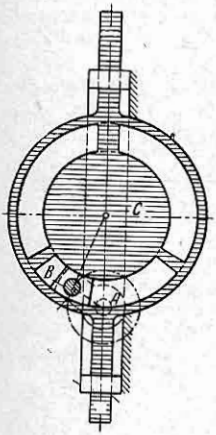
Фиг. 321.



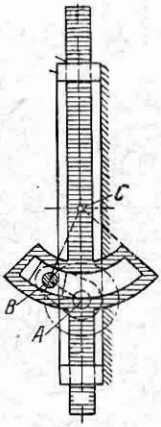
Фиг. 322.

Фиг. 321. Четырехзвенный механизм, полученный из механизма по фиг. 320 увеличением размера CD до бесконечности. Механизм может быть заменен кривошипно-шатунным механизмом ABC.

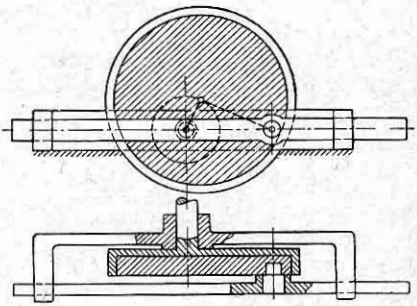
Фиг. 322. Кривошипно-шатунный механизм с цапфой C увеличенных размеров. Применяется в механизмах поршневых насосов и штамповальных прессов.



Фиг. 323.



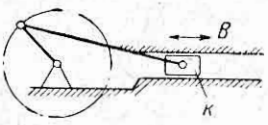
Фиг. 324.



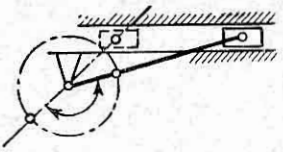
Фиг. 325.

Фиг. 323—324. Кривошипно-шатунный механизм с увеличенной цапфой C.

Фиг. 325. Эксцентриковый механизм. Может быть заменен кривошипно-шатунным с неуширенной цапфой.



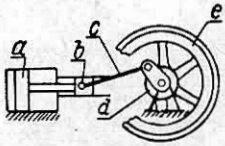
Фиг. 326.



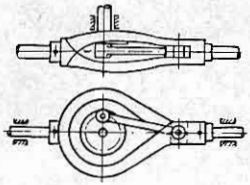
Фиг. 327.

Фиг. 326. Кривошипно-шатунный механизм. Ползушка K скользит в направляющих B.

Фиг. 327. Кривошипно-шатунный механизм со смещенной траекторией центра поршневого пальца. Центральные углы поворота ведущего вала при прямом и обратном ходе ползушки не равны.



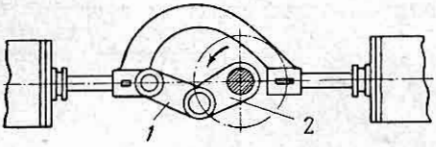
Фиг. 328.



Фиг. 329.

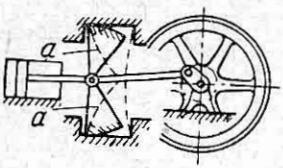
Фиг. 328. Кривошипно-шатунный механизм; *a* — поршень, *b* — крейцкопф, *c* — шатун, *d* — кривошип, *e* — маховик, поддерживающий равномерное движение кривошипа при переменной силе, действующей на поршень.

Фиг. 329. Кривошипно-шатунный механизм с увеличенным телом крейцкопфа, охватывающим кривошипный вал (механизм применяется в насосах).

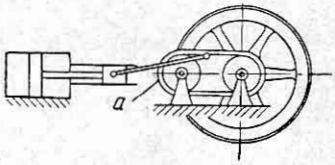


Фиг. 330.

Фиг. 330. Кривошипно-шатунный механизм с очень коротким шатуном *1* по сравнению с кривошипом *2* и увеличенным телом крейцкопфа.



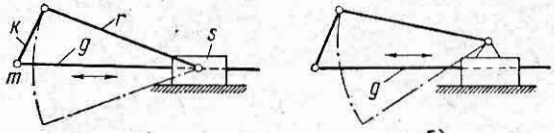
Фиг. 331.



Фиг. 332.

Фиг. 331. Кривошипный механизм с секторами *a* вместо ползушек крейцкопфа.

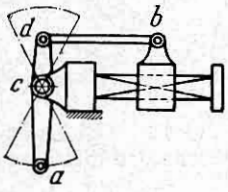
Фиг. 332. Кривошипный механизм с цепной передачей *a*. В промежутках между точками касания средней линии цепи начальных окружностей звездочек поршень движется с постоянной скоростью. При движении пальца шатуна по окружности звездочек поршень движется как в обычном кривошипно-шатунном механизме.



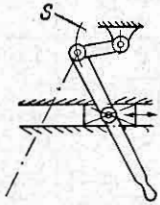
Фиг. 333.

Фиг. 333. Балансирно-шатунный механизм, у которого крейцкопф механизма по фиг. 326 обращен в стойку. На эскизе *а* штанга *g* проходит через ось

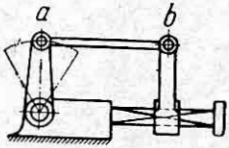
шарнира *s*. На эскизе *б* штанга смещена относительно оси шарнира. Движение механизму от двигателя можно сообщить в том случае, если двигатель укреплен на звене *g* или *r* и приводит поводок *k*.



Фиг. 334.



Фиг. 335.

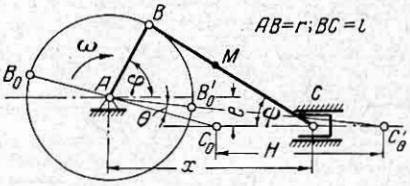


Фиг. 336.

Фиг. 334. Преобразование колебательно-вращательного движения в прямолинейное передаточным рычагом. Проекция пути точки *a* может быть больше или меньше пути точки *b* в зависимости от соотношения плеч *ac* и *ad*.

Фиг. 335. Перемещение прямолинейно движущейся ползушки рычагом, соединенным со станиной промежуточным звеном *S*. Механизм применяется в ручных насосах для подачи густой смазки.

Фиг. 336. Преобразование колебательно-вращательного движения в прямолинейное. При равномерной скорости движения одной из точек *a* или *b* движение другой будет неравномерным.



Фиг. 337.

Фиг. 337. Кинематические соотношения в кривошипно-шатунном механизме. e — смещение. В центральном механизме $e=0$.

Ход

$$H=\sqrt{(l+r)^2-e^2}-\sqrt{(l-r)^2-e^2}.$$

При движении точки B из B_0' в B_0 по стрелке средняя скорость поршня

$$v_p=\frac{H\omega}{\pi+\Theta};$$

при обратном движении поршня

$$v_x=\frac{H\omega}{\pi-\Theta}.$$

Коэффициент увеличения средней скорости обратного хода

$$k=\frac{\pi+\Theta}{\pi-\Theta}=\frac{v_x}{v_p};\quad \cos\Theta=\frac{l^2+r^2-0{,}5H^2}{l^2-r^2}.$$

Положение поршня относительно точки A координируется отрезком x:

$$x=r\cos\varphi+l\cos\psi;\quad \sin\psi=\frac{r\sin\varphi+e}{l}=\lambda\sin\varphi+\varkappa\lambda;$$

$$\varkappa=\frac{e}{r};\quad \lambda=\frac{r}{l};$$

$$\cos\psi\approx 1-\frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\varphi-\lambda^2\varkappa\sin\varphi-\frac{1}{2}\varkappa^2\lambda^2.$$

Подстановка $\cos\psi$ в формулу для x дает приближенное выражение его:

$$x\approx r\left[\cos\varphi+\frac{1}{\lambda}-\frac{1}{2}\lambda\sin^2\varphi-\lambda\varkappa\sin\varphi-\frac{1}{2}\lambda\varkappa^2\right].$$

Скорость поршня

$$v=\frac{dx}{dt}=-r\omega\left[\sin\varphi+\frac{1}{2}\lambda\sin 2\varphi+\lambda\varkappa\cos\varphi\right].$$

Ускорение поршня

$$j=\frac{d^2x}{dt^2}=-r\omega^2[\cos\varphi+\lambda\cos 2\varphi-\lambda\varkappa\sin\varphi].$$

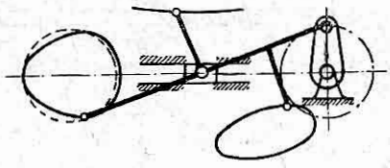
Формулы для нормального кривошипного механизма получаются из приведенных выше, если положить $e=\varkappa=0$.

Точные формулы для нормального кривошипно-шатунного механизма

$$v=-r\omega\frac{\sin(\varphi+\psi)}{\cos\psi};\quad j=-r\omega^2\left[\frac{\cos(\varphi+\psi)}{\cos\psi}+\lambda\frac{\cos^2\varphi}{\cos^3\psi}\right];$$

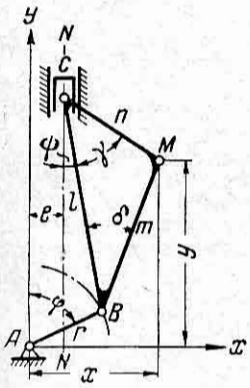
$$\psi=\arcsin(\lambda\sin\varphi);\quad \omega_2=\frac{d\psi}{dt}=\omega\lambda\frac{\cos\varphi}{\cos\psi};$$

$$\varepsilon_2=\frac{d^2\psi}{dt^2}=-\lambda\omega^2(1-\lambda^2)\frac{\sin\varphi}{\cos^3\psi}.$$

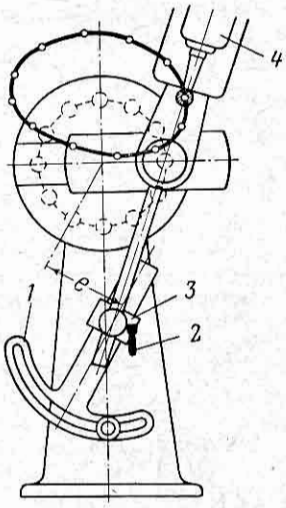


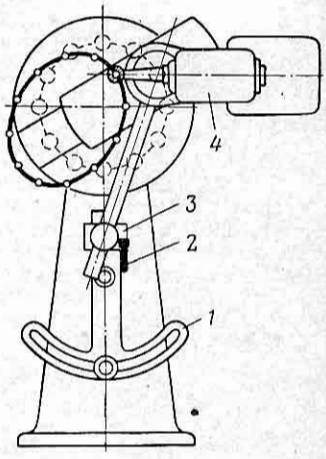
Фиг. 338.

Фиг. 338. Траектории точек кривошипно-шатунного механизма. В зависимости от выбора точки на шатуне можно получить траекторию требуемого вида. Выбирая соответствующим образом точки на шатуне, можно построить механизмы приближенных прямил (см. фиг. 281—284) или механизмы с остановками ведомого звена при непрерывном вращении кривошипа.



Фиг. 339.





Фиг. 340.

Фиг. 339. Уравнение шатунной кривой кривошипно-шатунного механизма. Для общего случая кривошипно-шатунного механизма, когда $e \neq 0$ и M лежит на шатуне вне линии центров шарниров

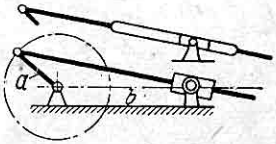
$$y=\pm r\sqrt{1-\left[\frac{l\left|\cos\gamma\,\frac{x-e}{n}-\sin\gamma\left(\pm\sqrt{1-\frac{(x-e)^2}{n^2}}\right)\right|+e}{r}\right]^2}+$$

$$+m\left[\pm\sqrt{1-\frac{(x-e)^2}{n^2}}\cos(\delta+\gamma)+\frac{x-e}{n}\sin(\delta+\gamma)\right].$$

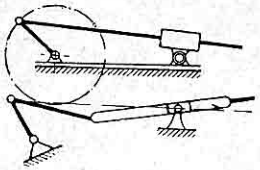
Знаки перед радикалами при вычислениях везде необходимо брать одинаковыми. Уравнение шатунной кривой является уравнением 4-й степени.

Уравнение шатунной кривой для нормального механизма можно получить, положив $e=0$. Если точка лежит на линии центров шарниров, то $\delta=\gamma=0$.

Фиг. 340. Механизм станка для фасонной обработки. В рассматриваемом механизме режущий инструмент *4* (двигатель с шлифовальным камнем) закрепляется на шатуне кривошипно-шатунного механизма. Настройка станка — подбор шатунной кривой для очерчивания поверхности детали — осуществляется изменением смещения траектории центра пальца ползуна *3* при повороте направляющей *1* относительно стойки, изменением длины шатуна (которая устанавливается фиксатором *2*) и изменением положения режущего инструмента относительно шатуна.



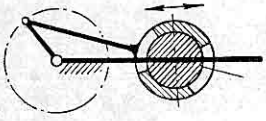
Фиг. 341.



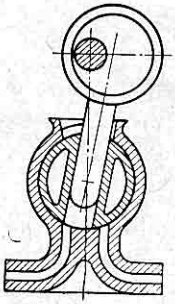
Фиг. 342.

Фиг. 341. Схема механизма с качающимся цилиндром (см. фиг. 345). Механизм образован в результате постановки цепи по фиг. 312 на звено *b*. Применялся в старых конструкциях пароходных паровых машин. В настоящее время получил широкое применение в пневматических исполнительных механизмах литейных и металлургических машин.

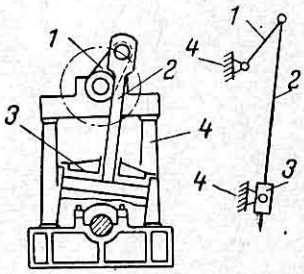
Фиг. 342. Механизм, аналогичный механизму, показанному на фиг. 341, но со смещенным центром шарнира относительно средней линии направляющей.



Фиг. 343.



Фиг. 344.

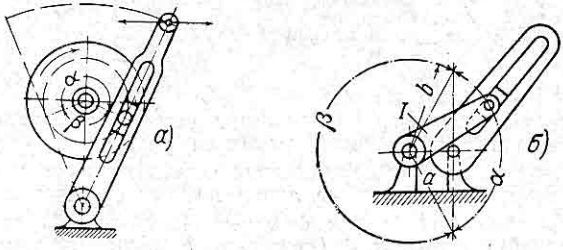


Фиг. 345.

Фиг. 343. Модификация кривошипно-шатунного механизма.

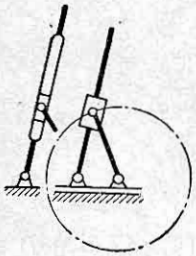
Фиг. 344. Механизм насоса. Одна из возможных конструктивных схем механизма по фиг. 341, в котором кривошип заменен эксцентриком.

Фиг. 345. Механизм паровой машины с качающимся цилиндром. Движение поршню *2* передается от кривошипа *1*. На фигуре: *3* — ползушка, *4* — стойка.

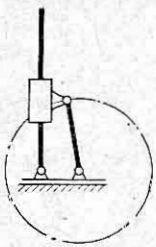


Фиг. 346.

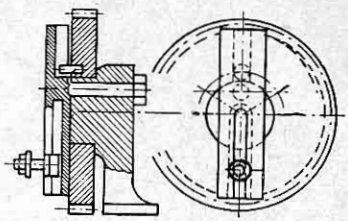
Фиг. 346. Кулисы. *а* — качающаяся. Прямому и обратному ходу ведомого звена соответствуют неравные углы поворота кривошипа (α и β); $\alpha > \beta$. *б* — вращающаяся. В то время как кривошип описывает угол α, кулиса *b* делает пол-оборота; $a < b$.



Фиг. 347.



Фиг. 348.



Фиг. 349.

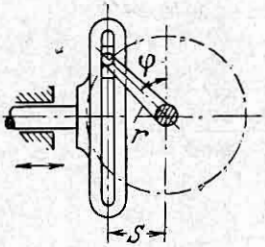
Фиг. 347. Кривошипно-кулисный механизм с вращающейся кулисой. Принятое условное изображение показано на фигуре слева.

Фиг. 348. Кулисный механизм с вращающейся кулисой, у которого траектория центра пальца ползушки относительно кулисы смещена относительно оси вращения кулисы.

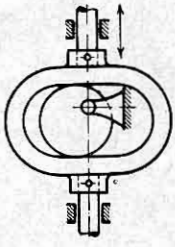
Фиг. 349. Вращающаяся кулиса с приводом от зубчатого колеса. Движение ведомому звену сообщается от пальца, который можно переставлять в пазу кулисы. Конструктивная схема.



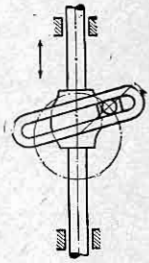
Фиг. 350.



Фиг. 351.



Фиг. 352.



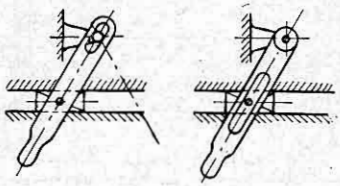
Фиг. 353.

Фиг. 350. Дуговая кулиса.

Фиг. 351. Синусный механизм. Перемещение кулисы от среднего положения $s=r\sin\varphi$, скорость кулисы $v=r\omega\cos\varphi$, ускорение кулисы $j=-r\omega^2\sin\varphi$. Синусный механизм можно представить как кривошипно-шатунный механизм с бесконечно длинным шатуном.

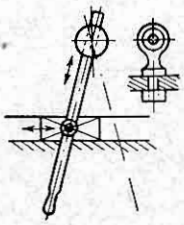
Фиг. 352. Кулисно-эксцентриковый механизм.

Фиг. 353. Косая кулиса. Кулиса перемещается по несимметричному закону

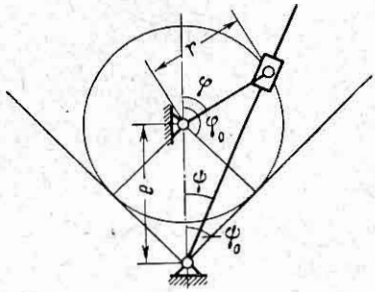


Фиг. 354.

Фиг. 354. Перемещение прямолинейно движущейся ползушки рычагом с кулисой.



Фиг. 355.



Фиг. 356.

Фиг. 355. Перемещение прямолинейно движущейся ползушки рычагом.
Фиг. 356. Кинематические соотношения в кулисном механизме. При $r<e$ — кулиса качающаяся, при $r>e$ — вращающаяся. Для качающейся кулисы

$$\operatorname{tg}\psi=\frac{r\sin\varphi}{e+r\cos\varphi}=\frac{\sin\varphi}{\lambda+\cos\varphi}.$$

Угловая скорость кулисы

$$\omega_3=\omega\,\frac{1+\lambda\cos\varphi}{1+\lambda^2+2\lambda\cos\varphi}.$$

Угловое ускорение кулисы

$$\varepsilon_3=\omega^2\,\frac{\lambda(1-\lambda^2)\sin\varphi}{(1+\lambda^2+2\lambda\cos\varphi)^2}.$$

В пределах угла $2\varphi_0$ кулиса вращается со средней угловой скоростью

$$\omega_p=\frac{2\psi_0\omega}{2\varphi_0}.$$

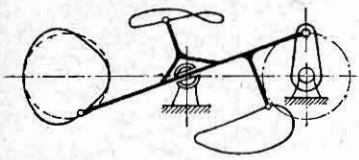
При обратном ходе

$$\omega_x=\frac{2\psi_0\omega}{2(\pi-\varphi_0)}.$$

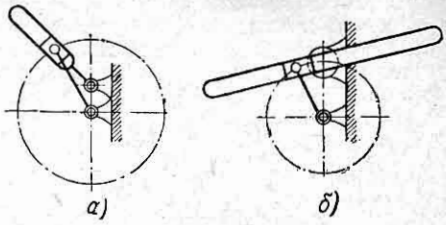
Коэффициент увеличения средней скорости обратного хода

$$k=\frac{\omega_x}{\omega_p}=\frac{\varphi_0}{\pi-\varphi_0};\quad -\cos\varphi_0=\frac{r}{e}=\frac{1}{\lambda}.$$

Приведенные здесь уравнения можно применять также и для вращающейся кулисы (см. фиг. 346,*б*).



Фиг. 357.

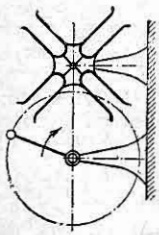


Фиг. 358.

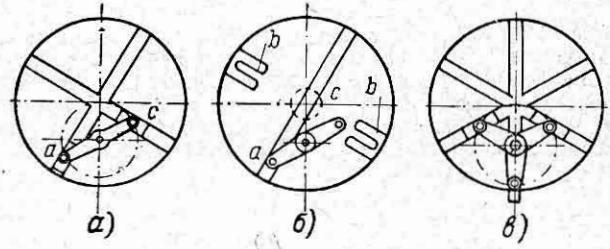
Фиг. 357. Траектории точек механизма паровой машины с качающимся цилиндром или точек ползушки кулисного механизма по фиг. 341.

Используются практически так же, как и в случае четырехзвенного шарнирного (см. фиг. 275—286) или кривошипно-шатунного механизма (см. фиг. 338).

Фиг. 358. Предельный кулисный механизм. На эскизе *а* кулиса имеет неравномерно вращательное движение; за один оборот кривошипа кулиса делает также один оборот. Если ось кулисы расположить на окружности, описываемой кривошипом (эскиз *б*), то кулиса будет вращаться равномерно со скоростью, в два раза меньшей, чем скорость кривошипа (см. формулу для ω_3 при $\lambda=1$, фиг. 356). Механизм по эскизу *б* имеет неопределенное положение при совпадении центра пальца с центром вращения кулисы. Механизм может выродиться в двухзвенный.



Фиг. 359.



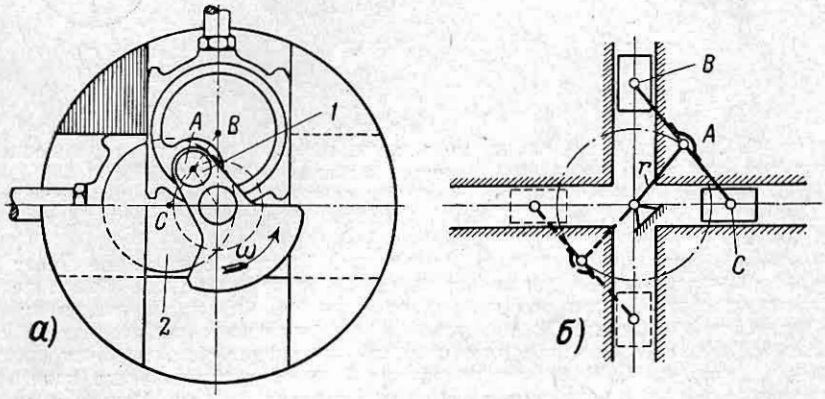
Фиг. 360.

Фиг. 359. Механизм из нескольких соединенных вместе открытых кулис дает прерывное вращательное движение и называется мальтийским крестом.

Фиг. 360. Для устранения неопределенности движения кулисы по фиг. 358,*б* вводится вторая ползушка и кулиса выполняется в виде диска с двумя перпендикулярными пазами (схема *а*), по которым скользят цапфы или ролики, находящиеся на концах двуплечего кривошипа *ac*. Эту схему можно рассматривать, как кинематическое обращение кругов Кардана (см. фиг. 2026). Шайба и рычаг вращаются около неподвижных осей. Шайба при любом числе пазов вращается с числом оборотов, равным половине числа оборотов кривошипа. При введении новых кинематических пар условий связи не накладываем, так как вводимые связи пассивны. С недавнего времени такие шайбы стали применять для передачи больших сил. Соединяя два подобных механизма, можно получить компактную бесшумную передачу с передаточным числом 1 : 4.

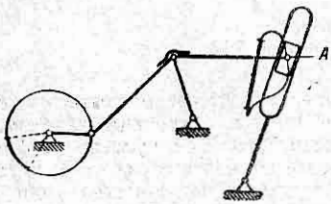
На схеме *б* показана шайба с диаметральной прорезью, в которой скользит цапфа двуплечего кривошипа *ac*. Две дополнительные прорези *b* и *b* не являются необходимыми, если переход через мертвую точку обеспечивается каким-либо другим способом.

На схеме *в* показана шайба с тремя прорезями, приводимая в движение трехплечим кривошипом. Из трех плеч кривошипа всегда работают только два вследствие неизбежной неточности изготовления. Для любого плеча нерабочим является положение, в котором ось плеча примерно перпендикулярна к оси прорези.

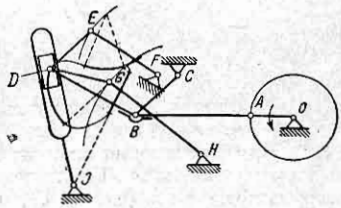


Фиг. 361.

Фиг. 361,а. Механизм увеличения хода. В обычном центральном кривошипно-шатунном механизме ход $H=2r$, где r — радиус кривошипа. В данном механизме ход $H=4r$, где r — радиус кривошипа. На цапфу A кривошипа посажены два жестко связанных между собой эксцентрика *1* и *2* с эксцентриситетом, равным r. На фиг. 361,*б* приведена кинематическая схема. Механизм может быть получен из фиг. 360,*а* постановкой на шайбу.



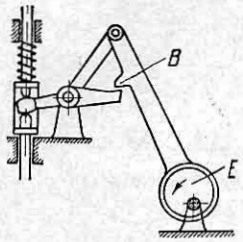
Фиг. 362.



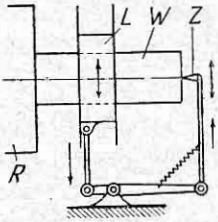
Фиг. 363.

Фиг. 362. Кулисный механизм с остановкой в крайнем положении. Траектория точки A шатуна подбирается таким образом, чтобы на некотором участке она была прямолинейной. В таком случае за время прохождения точкой A прямолинейного пути кулиса будет неподвижна.

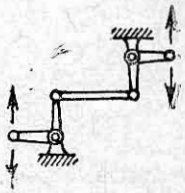
Фиг. 363. Сложный механизм, в котором кулиса останавливается при непрерывном вращении кривошипа в правом крайнем положении. Поводки EF и GH также имеют длительную остановку при некоторых положениях кривошипа.



Фиг. 364.



Фиг. 365.

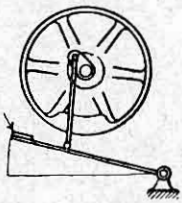


Фиг. 366.

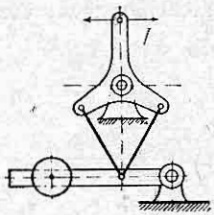
Фиг. 364. Механизм парораспределения клапанной паровой машины. Траектория левой крайней точки зуба *B* подбирается с таким расчетом, чтобы при равномерном вращении эксцентрика *E* была обеспечена быстрая посадка клапана на седло под действием пружины.

Фиг. 365. Индикатор к станку для динамической балансировки. Камень индикатора *L* вращается относительно вала *W*. Штифт индикатора вычерчивает на торцевой плоскости вала кривую колебаний. Соотношение плеч подобрано так, что штифт *Z* вычерчивает колебания в увеличенном масштабе.

Фиг. 366. Передача качательного движения двумя угловыми рычагами, соединенными тягой.



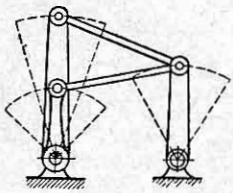
Фиг. 367.



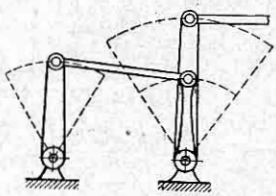
Фиг. 368.

Фиг. 367. Кривошипный механизм с ножной педалью.

Фиг. 368. Двуплечий угловой рычаг в соединении с рычагом первого рода для двустороннего действия. Рычаги соединяются между собой гибкими звеньями, например, тросами.



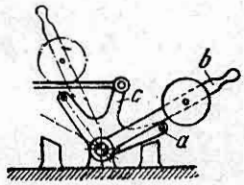
Фиг. 369.



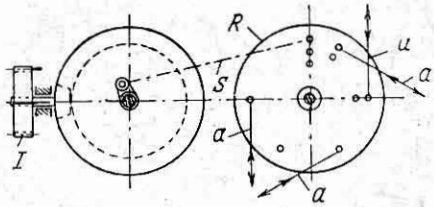
Фиг. 370.

Фиг. 369. Рычажная система для передачи колебательного движения на соосные валы с разным передаточным числом.

Фиг. 370. Система рычагов с редуцированием или мультиплицированием движения.



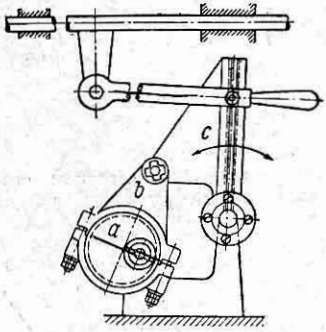
Фиг. 371.



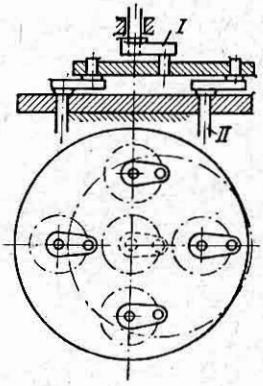
Фиг. 372.

Фиг. 371. Падающий перекидной рычаг. При перекидывании рычаг *b* упирается в палец *a* и поворачивает рычаг *c*.

Фиг. 372. Привод нескольких штанг от одного кривошипа. Кривошип, вращаемый зубчатыми колесами, соединен шатуном *S* с диском *R*, совершающим колебательные движения. К диску *R* прикреплены штанги *a*, приводящие в движение рабочие механизмы. В зависимости от места крепления штанг на диске *R* величина хода их может быть различна. Применяется для приведения в действие нескольких насосов от одного привода.



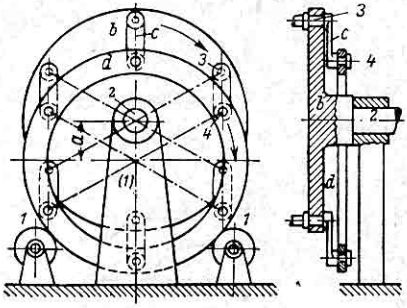
Фиг. 373.



Фиг. 374.

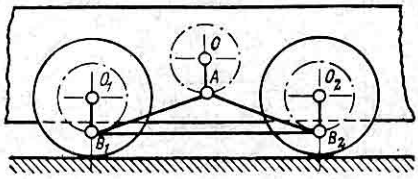
Фиг. 373. Механизм, приводимый в движение эксцентриком. Наибольшее усилие на звене *c* развивается вблизи мертвого положения механизма. *a* — эксцентрик, *b* — шатун.

Фиг. 374. Передача движения от ведущего вала на несколько ведомых валов при помощи кривошипов. Механизм с пассивными связями вследствие того, что каждый из кривошипов *II* с кривошипом *I* образует параллелограмм.



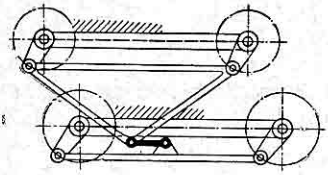
Фиг. 375.

Фиг. 375. Механизм станка для изготовления кабелей, состоящий из ряда шарнирных параллелограммов.

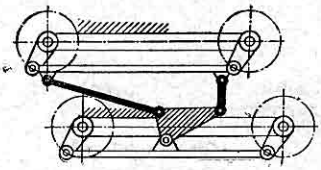


Фиг. 376.

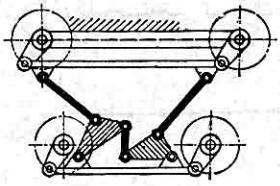
Фиг. 376. Передача шарнирными параллелограммами от двигателя к ведущим колесам электровоза. В этом механизме $OA=O_1B_1=O_2B_2$.



Фиг. 377.

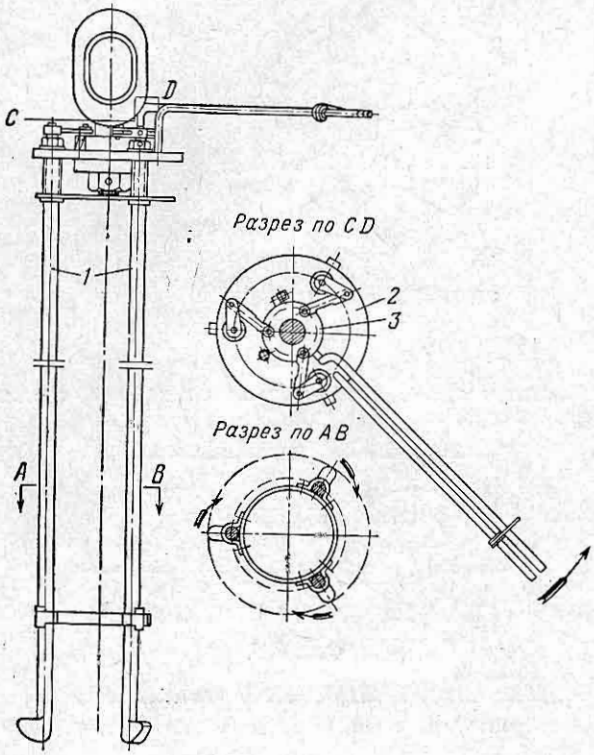


Фиг. 378.



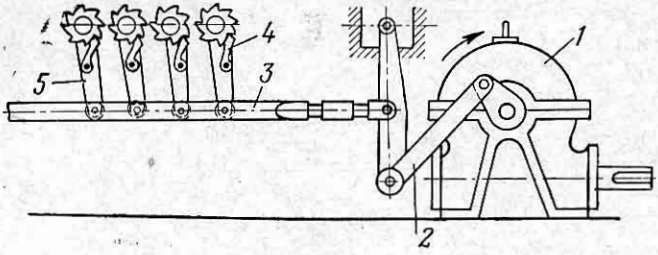
Фиг. 379.

Фиг. 377—379. Шарнирные компенсирующие механизмы для передачи движения от двигателя к ведущим колесам тепловоза.



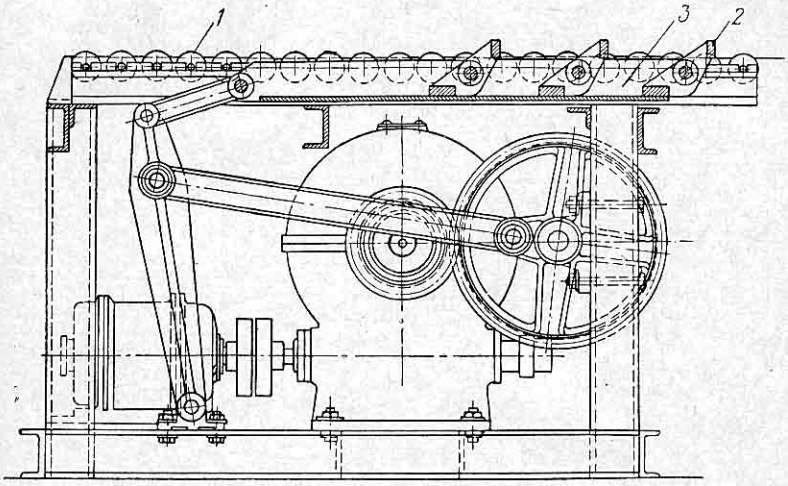
Фиг. 380.

Фиг. 380. Механизм захвата для укладки рулонов ленты в шахтные печи. При повороте диска *3* относительно диска *2* стержни *1* с захватами поворачиваются вокруг своей оси.



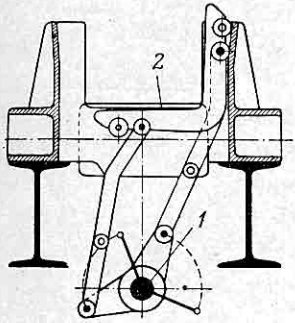
Фиг. 381.

Фиг. 381. Механизм привода роликовой печи. Кривошипно-коромысловый механизм *2* передает движение от редуктора *1* к штанге *3*, связанной с параллельными коромыслами *5*. Движение роликам передается через храповые колеса собачками *4*.

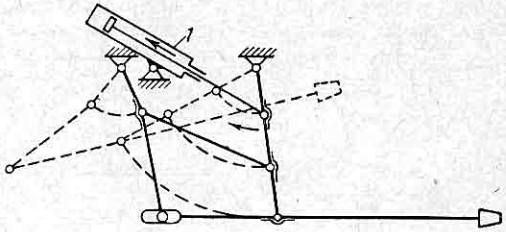


Фиг. 382.

Фиг. 382. Толкатель термических печей. Поддон с деталями устанавливается на рольганг 1. Продвижение поддона вперед осуществляется при помощи собачек 2, укрепленных на общей подвижной тележке 3, приводимой в движение шарнирным механизмом. Центр тяжести собачек смещен влево от оси вращения, поэтому они стремятся занять положение, показанное на фигуре.



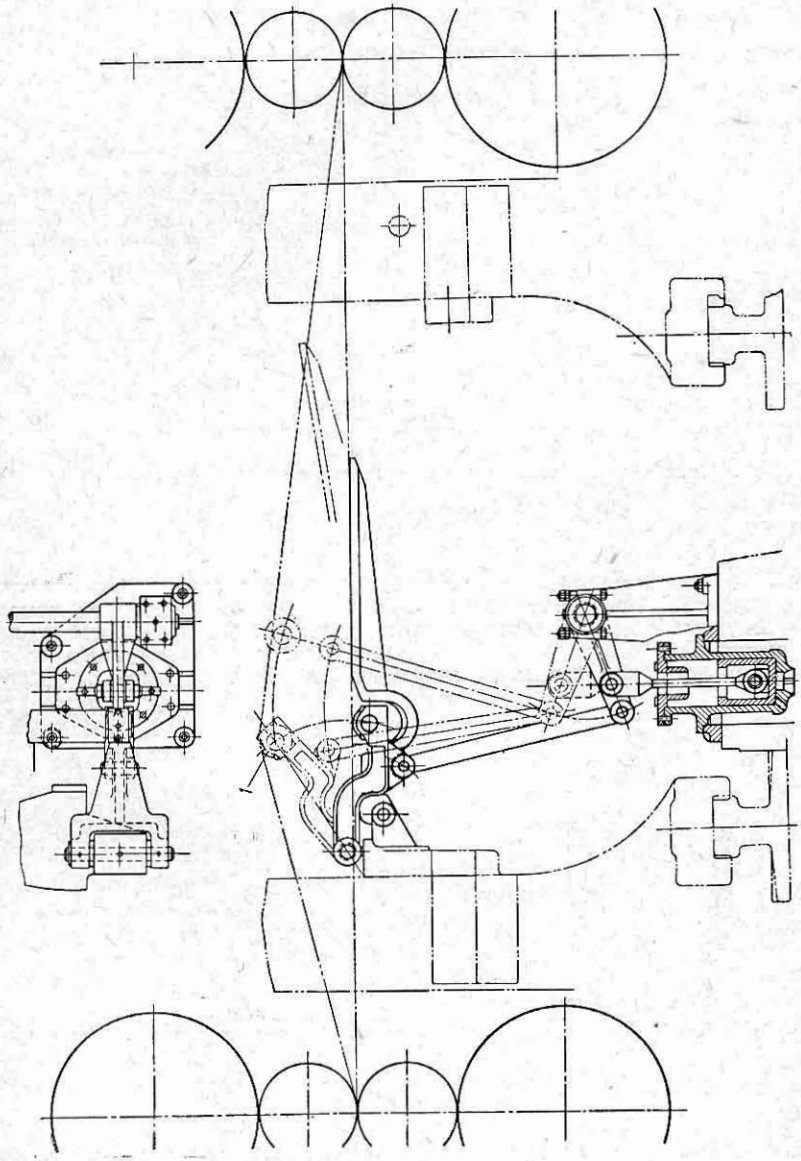
Фиг. 383.



Фиг. 384.

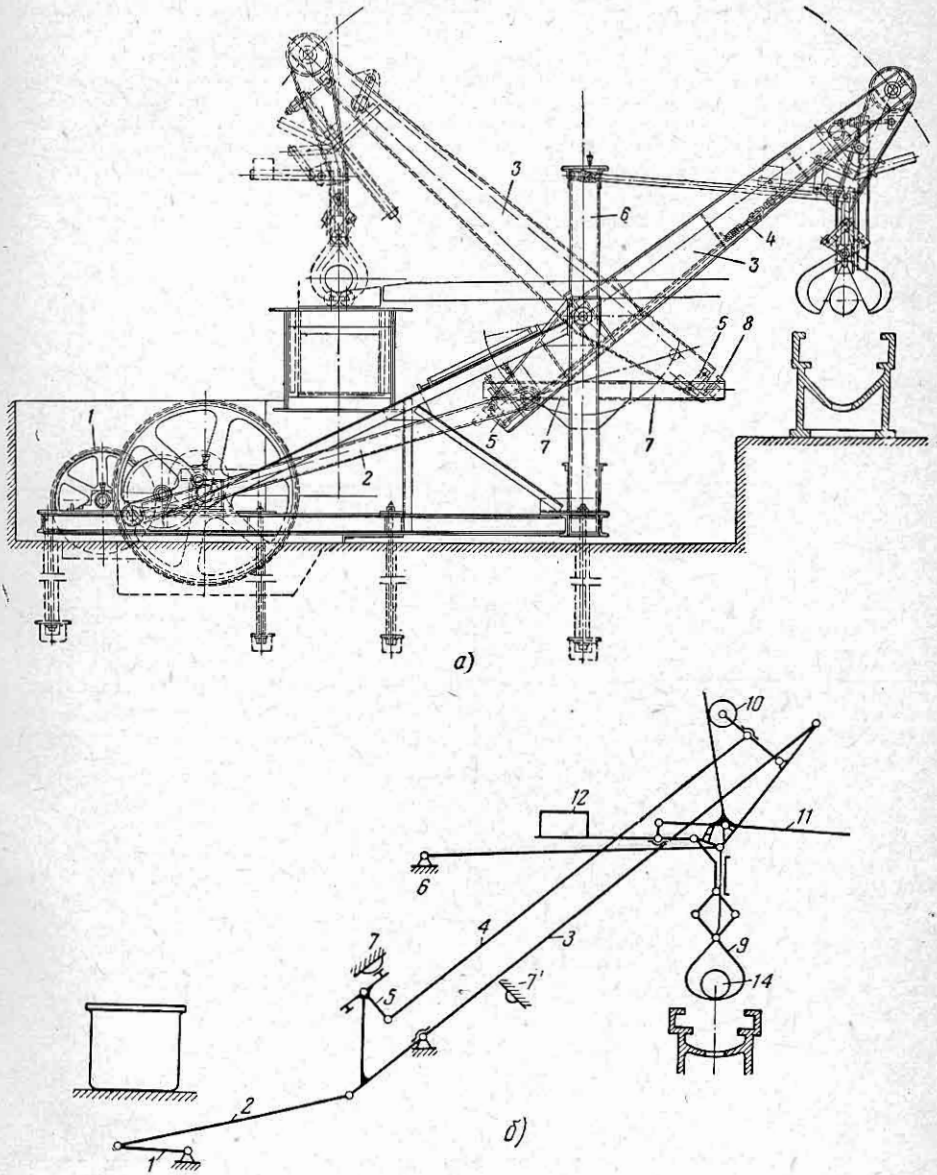
Фиг. 383. Механизм для кантования болванки, заготовки и различных сортов профильного материала. При повороте вала 1 на некоторый угол вертикальная и горизонтальная стороны угольника 2 принимают соответственно горизонтальное и вертикальное положения. При повороте угольник 2 опирается роликами на вертикальную стенку направляющей.

Фиг. 384. Механизм шлакового стопора. Приводится в действие пневматическим цилиндром 1 и служит для закрывания шлаковой летки доменной печи.



Фиг. 385.

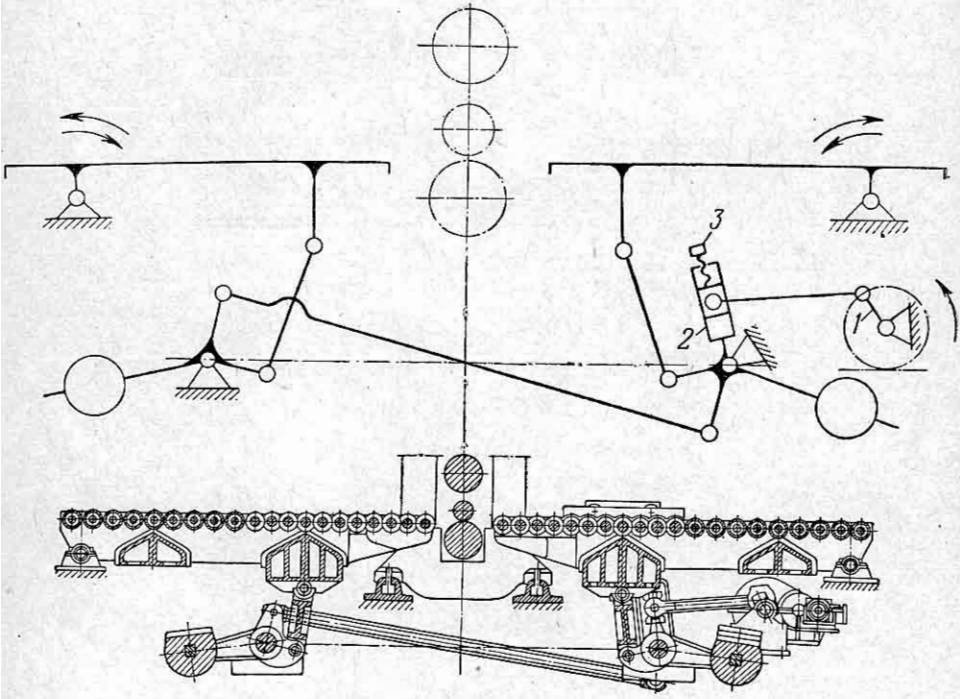
Фиг. 385. Механизм регулирования петли полосы в непрерывных прокатных станах. В случае одновременной прокатки полосы в двух клетях возникает необходимость регулировать натяжение во избежание разрыва полосы или ее захлестывания. Нажатие ролика *1* на полосу производится шарнирным механизмом, приводимым в действие пневматическим механизмом.



Фиг. 386.

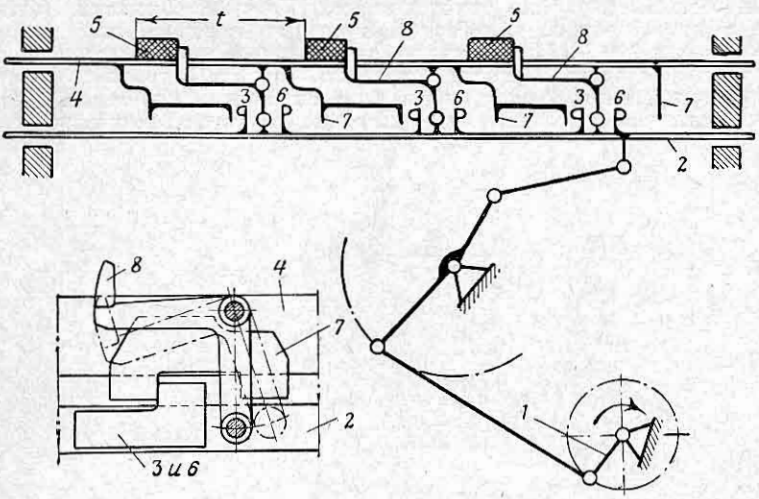
Фиг. 386. Механизм для смены стержней стана пилигримовой прокатки труб. Конструкция (фиг. 386,*а*) состоит из приводного устройства *1*, ведомые колеса которого посредством эксцентрично расположенных пальцев приводят в

движение дышло *2*, шарнирно соединенное с парой коромысел *3*, около которых расположены тяги *4*, поворачиваемые угловыми рычагами *5*. На стойке *6* укреплены два кронштейна *7* с ввернутыми в них упорными болтами *8*. Под действием силы тяжести стержня *14* клещи замыкаются (фиг. 386,*б*). При подходе коромысла к крайнему правому положению рычаг *5*, ударяясь об упорный болт *8*, воздействует на тягу *4* и ролик *10*, разжимая при помощи углового рычага *11* клещи *9*. Необходимо, чтобы момент груза *12* относительно центра *A* был меньше момента от веса транспортируемого стержня *14*. При подходе коромысла *3* к левому крайнему положению, клещи *9*, открытые под действием силы тяжести груза *12*, замыкаются под действием упора *7'*, охватывая стержень.



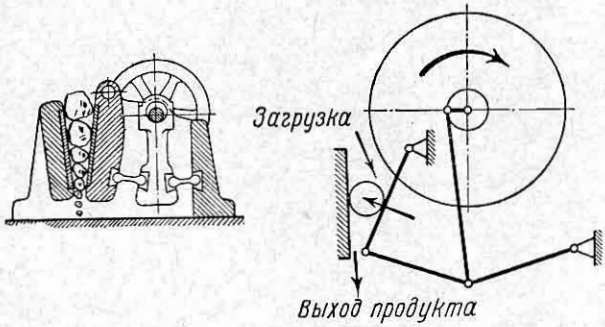
Фиг. 387.

Фиг. 387. Подъемно-качающийся стол стана трио. При вращении валков в неизменном направлении и прокатке полосы между нижним и средним или между средним и верхним валками качающиеся столы для задачи и приемки полосы должны устанавливаться на разных уровнях. В механизме по фиг. 387 для согласования работы переднего и заднего столов использован антипараллелограмм. Угол поворота столов регулируется изменением длины коромысла *2* при помощи винта *3*. Длина кривошипа *1* остается постоянной.



Фиг. 388.

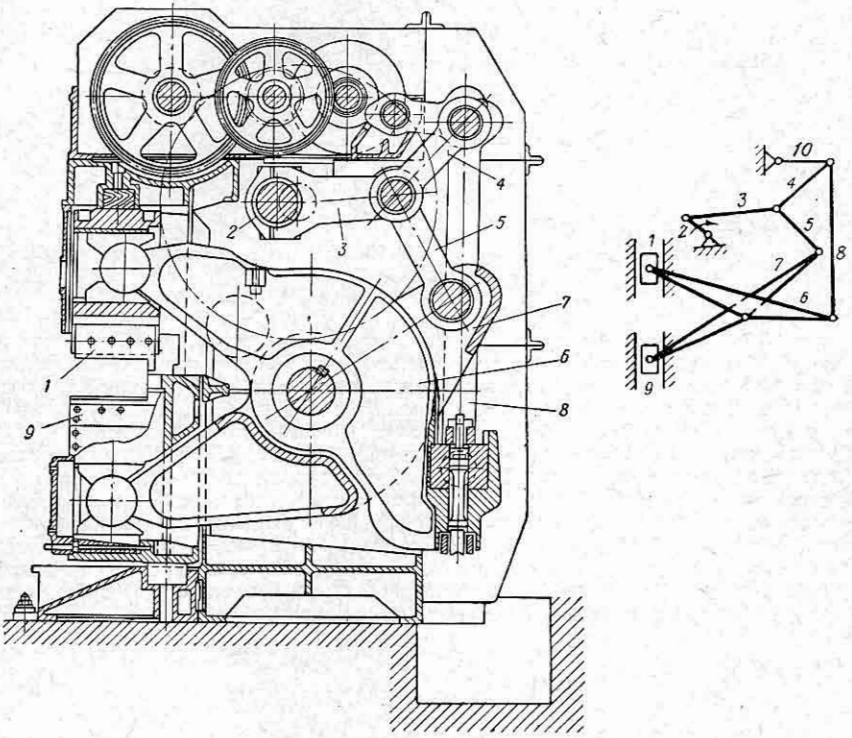
Фиг. 388. Механизм реечного холодильника для охлаждения прокатанных полос *5*. Рейке *2* возвратно-поступательное движение сообщается шарнирным механизмом с кривошипом *1*. Транспортирующая рейка *4* с захватами *8* приводится в движение с паузами при помощи выступов *3* и *6*. При движении рейки *2* влево захваты *8* поворачиваются по часовой стрелке и рейка *4* приподнимается, принимая на себя охлажденные полосы. После того как зазор между выступами *3* и *7* реек *2* и *4* выбран, они перемещаются вместе. При обратном ходе захваты *8* поворачиваются против часовой стрелки и рейка *4* опускается, оставляя охлаждаемые полосы на неподвижных направляющих. Затем, после того как зазор между выступами *6* и *7* будет выбран, обе рейки перемещаются с одинаковой скоростью. Число ходов механизма ограничивается наличием ударов, появляющихся после устранения зазоров. Внизу слева показана конструкция захвата реечного холодильника.



Фиг. 389.

Фиг. 389. Камнедробилка с приводом от шарнирной распорки и кривошипного механизма. Справа показана кинематическая схема камнедробилки.

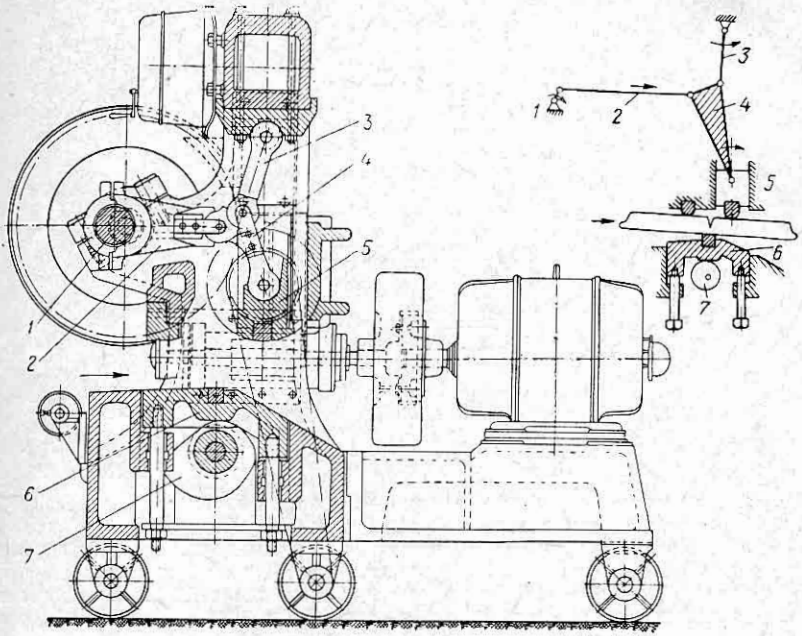
Фиг. 390. Ножницы для резки заготовок. Ползуны с ножами, перемещающиеся в направляющих, получают движение от шарнирно связанных между собой рычагов *6* и *7*. При вращении коленчатого вала *2* вследствие наличия сопротивлений сначала перемещается верхний ползун *1* до упора в разрезаемую заготовку. Нижний ползун при этом остается неподвижным. При дальнейшем вращении коленчатого вала начинает перемещаться нижний ползун *9*



Фиг. 390.

и происходит резание. Система имеет две степени свободы, поэтому происходит изменение структуры механизма. При неподвижном нижнем ползуне работает механизм *2, 3, 5, 4, 7, 8, 6* и *10*; при неподвижном верхнем ползуне работает механизм *2, 3, 4, 5, 7* и *9*.

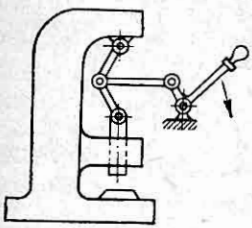
Справа показана кинематическая схема механизма ножниц.



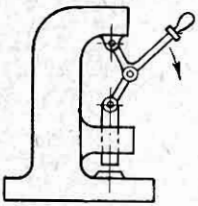
Фиг. 391.

Фиг. 391. Механизм чушколомателя. Ползун *5* производит давление на ломаемые чушки при помощи распорного механизма, приводимого в движение от коленчатого вала *1*. Предварительная установка чушки производится при помощи эксцентрика *7*, действующего на переставной ползун *6*. В механизме чушколомателя использована трехповодковая группа, состоящая из звеньев *2*, *3*, *4* и *5*.

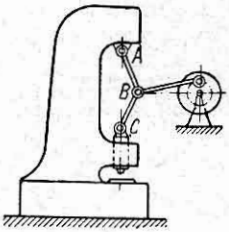
Справа показана кинематическая схема механизма чушколомателя.



Фиг. 392.



Фиг. 393.

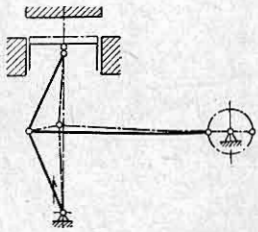


Фиг. 394.

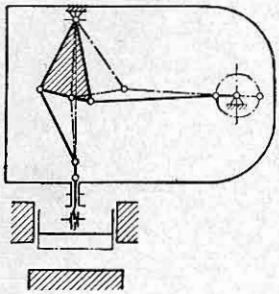
Фиг. 392. Механизм пресса с приводом от ручного рычага.

Фиг. 393. Механизм пресса с балансирно-шатунным механизмом.

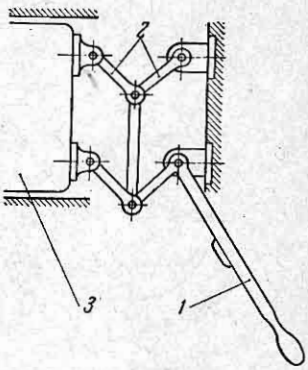
Фиг. 394. Механизм пресса, развивающий наибольшее усилие в мертвом положении балансирно-шатунного механизма *ABC*.



Фиг. 395.

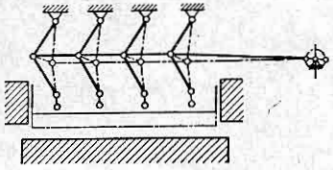


Фиг. 396.

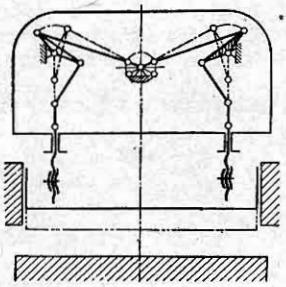


Фиг. 397.

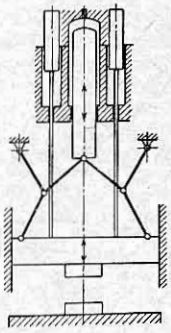
Фиг. 395. Механизм прижима с приводом от коленчатого вала.
Фиг. 396. Механизм пресса с приводом от коленчатого вала.
Фиг. 397. Механизм ручного прижима. Сдвоенный шарнирный параллелограмм, используемый для создания больших усилий в области, смежной с мертвыми положениями ползуна *3* при вытягивании поводков *2* в одну линию. Активное усилие прикладывается к рукоятке *1*.



Фиг. 398.

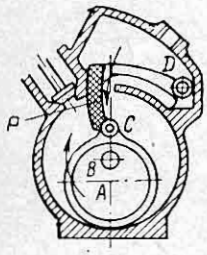


Фиг. 399.

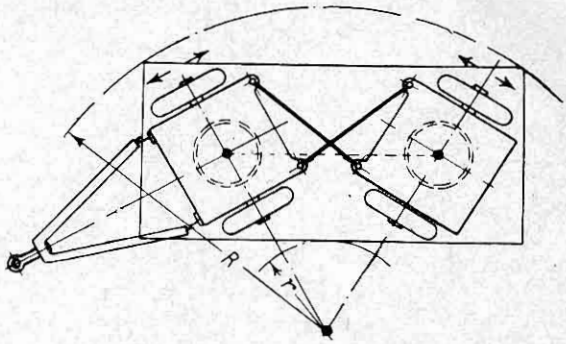


Фиг. 400.

Фиг. 398. Многократно повторенный механизм шарнирного параллелограмма, используемый для создания больших усилий в длинной прижимной планке при малой мощности привода.
Фиг. 399. Сдвоенный механизм прижимной планки (применяется при большой длине прижимной планки).
Фиг. 400. Гидромеханическая система пресса. На средний шарнир распорного механизма действует поршень гидравлического цилиндра.



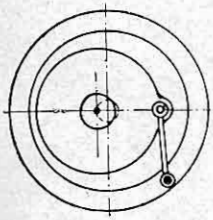
Фиг. 401.



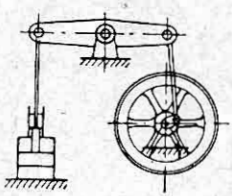
Фиг. 402.

Фиг. 401. Коловратный насос с рычажной разделительной перегородкой *P*. При кинематическом расчете может быть заменен четырехшарнирным механизмом *ABCD* по фиг. 254.

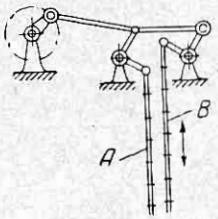
Фиг. 402. Механизм поворота тележки по кривой малого радиуса. В качестве механизма поворота использован антипараллелограмм по фиг. 266. *R* и *r* — внешний и внутренний радиусы кольца, в пределах которого может перемещаться корпус тележки.



Фиг. 403.



Фиг. 404.

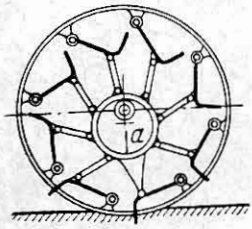


Фиг. 405.

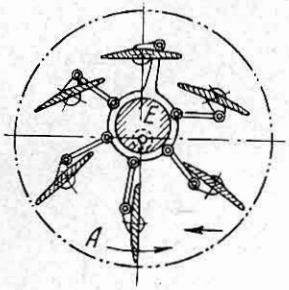
Фиг. 403. Механизм для передачи кругового движения при изменении эксцентриситета между параллельными валами. При небольшом изменении эксцентриситета угловая скорость ведомого вала будет изменяться незначительно. Механизм четырехзвенный с двумя кривошипами.

Фиг. 404. Кривошипно-шатунный механизм с промежуточным качающимся рычагом.

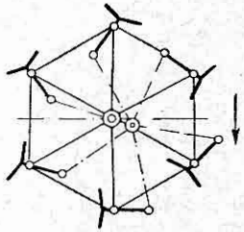
Фиг. 405. Схема рудничного подъемника (устаревшая конструкция). Вертикальные штанги *A* и *B* с поперечными перекладинами-ступенями поочередно совершают поступательно-возвратное движение на величину расстояния между ступенями. Шахтер поочередно переставляет ноги со ступеньки на ступеньку и таким образом поднимается наверх.



Фиг. 406.



Фиг. 407.

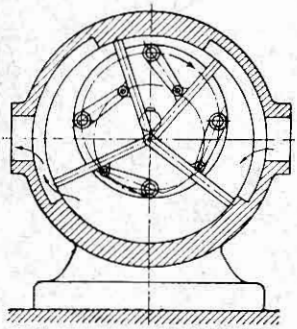


Фиг. 408.

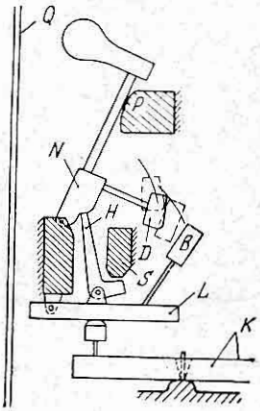
Фиг. 406. Колесо с выступающими лапами-захватами. Главный шатун, поворачиваясь относительно неподвижного эксцентрика *a*, приводит в движение лапы, связанные с главным шатуном при помощи поводков. Точки присоединения поводков должны быть определены так, чтобы каждая лапа выступала из колеса в нижнем положении.

Фиг. 407. Кривошипный направляющий механизм для лопаток гребного колеса *A*. Поворотом эксцентрика *E* изменяют направление равнодействующей гидравлических сил лопаток.

Фиг. 408. Направляющий механизм для лопаток гребного колеса, аналогичный показанному на фиг. 407.



Фиг. 409.



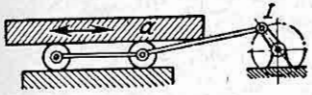
Фиг. 410.

Фиг. 409. Механизм насоса, лопасти которого приводятся в движение от одного вращающегося диска. В насосе четырехкратно повторен двухкривошипный механизм.

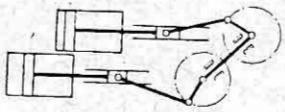
Фиг. 410. Рычажный механизм, передающий удар на струну при нажиме клавишей в музыкальных инструментах. При ударе по клавише *K* поворачивается планка *L* с укрепленным на ней рычагом *H*, который упирается в выемку у основания молоточка *N*. Молоточек приходит в движение, приближаясь к струне. Когда молоточек несколько не дойдет до струны, рычаг *H* упрется правым (коротким) плечом в упор *S*. После этого молоточек продол-

жает двигаться по инерции до тех пор, пока не ударит по струне *Q*. Ударив по струне, молоточек начнет двигаться в обратную сторону и подушкой *D* упрется в колодку *B* апериодического тормоза. Крайние положения подушки *D* молоточка и колодки *B* тормоза показаны пунктиром.

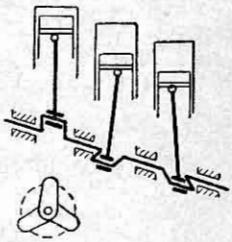
По прекращении нажима на клавишу планка *L* опустится, рычаг *H* западет в выемку у основания молоточка и механизм готов для последующего удара.



Фиг. 411.



Фиг. 412.

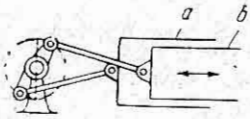


Фиг. 413.

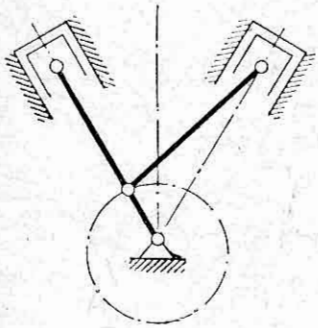
Фиг. 411. Кривошип *I*, приводящий в движение платформу *a*, лежащую на катках. Ход платформы *a* в четыре раза больше радиуса кривошипа.

Фиг. 412. Передача движения от двух поршней на общий вал. Кривошипы расположены под углом 90° один к другому.

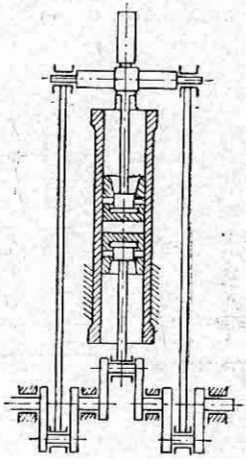
Фиг. 413. Передача от трех поршней к коленчатому валу.



Фиг. 414.



Фиг. 415.

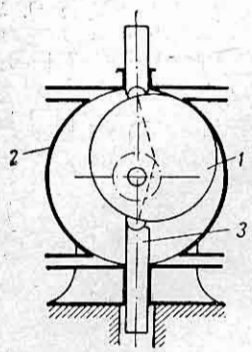


Фиг. 416.

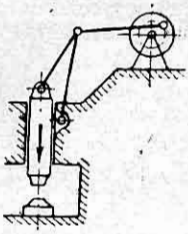
Фиг. 414. Механизм компрессора. Относительное перемещение ползунов *a* и *b* в четыре раза больше радиуса кривошипа.

Фиг. 415. Передача движения от двух поршней к общему кривошипу. V-образное расположение цилиндров.

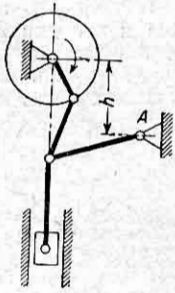
Фиг. 416. Передача движения от поршней к коленчатому валу в авиационном двигателе со встречными поршнями.



Фиг. 417.



Фиг. 418.

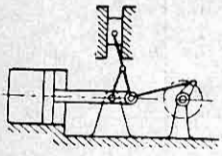


Фиг. 419.

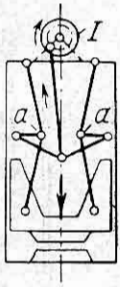
Фиг. 417. Эксцентриковый насос, в корпусе *2* которого разделение полостей производится при помощи лопаток *3*, приводимых в движение эксцентриком *1*. Движение лопаток такое же, как и у поршней кривошипно-шатунного механизма.

Фиг. 418. Пресс с приводом от шарнирного четырехзвенника и кривошипного механизма.

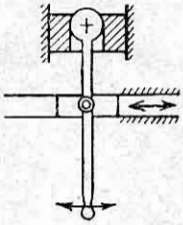
Фиг. 419. Изменением положения точки *A* можно менять ход (h=var) ползуна кривошипно-шатунного механизма с сочлененным шатуном. Кривая скоростей отличается от кривой нормального кривошипно-шатунного механизма.



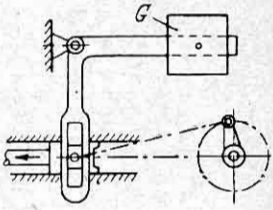
Фиг. 420.



Фиг. 421.



Фиг. 422.



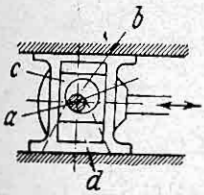
Фиг. 423.

Фиг. 420. Кривошипный механизм с механизмом Кардана в качестве направляющей крейцкопфа.

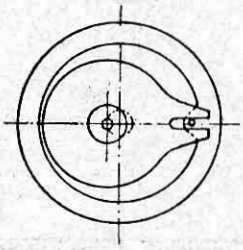
Фиг. 421. Пресс с четырехзвенной шарнирной распоркой. Вместо шарнирной системы и кривошипа для удаления и сближения точек *a* можно применять винт с правой и левой резьбой; *I* — кривошип.

Фиг. 422. Рычаг управления движением ползушки.

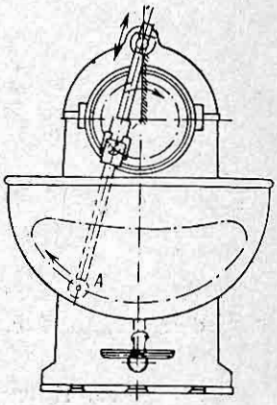
Фиг. 423. Аккумулирование работы в кривошипном механизме тихоходных машин. Рабочее усилие действует на кривошип при движении крейцкопфа вправо. Движение в обратную сторону совершается под действием груза *G*.



Фиг. 424.



Фиг. 425.

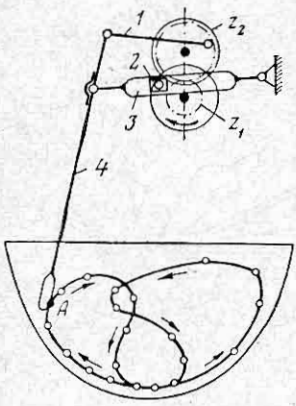


Фиг. 426.

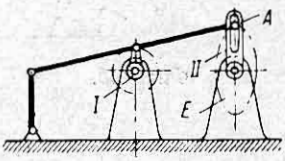
Фиг. 424. Кулисно-эксцентриковый механизм: *a* — приводной вал; *b* — эксцентрик; *c* — камень; *d* — кулиса. Механизм представляет собой конструктивный вариант синусного механизма.

Фиг. 425. Муфта для соединения валов с несовпадающими осями, выполненная в виде кулисного механизма с вращающейся кулисой.

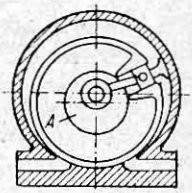
Фиг. 426. Кулисный механизм тестомесильной машины. Точка *A* совершает движение по траектории в некоторой своей части, близкой к дуге окружности.



Фиг. 427.



Фиг. 428.

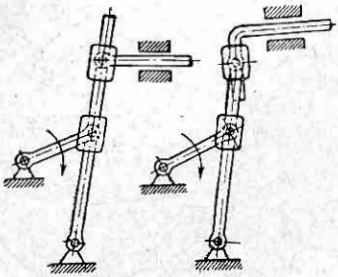


Фиг. 429.

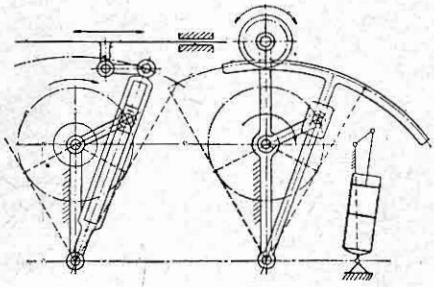
Фиг. 427. Механизм тестомесильной машины. К одному из двух сцепляющихся зубчатых колес z_1 прикреплен кривошип, к другому z_2 — шатун *1*. На пальце кривошипа установлен камень *2*, скользящий в пазу кулисы *3*. Шатун *1* соединен с кулисой *3* звеном *4*, точка *A* которого описывает сложную кривую.

Фиг. 428. Передача с вращающейся кулисой. Палец *A*, вращающий кулису, описывает приближенный эллипс *E*.

Фиг. 429. Коловратный насос с вращающейся разделительной перегородкой. *A* — ведущий эксцентрик.

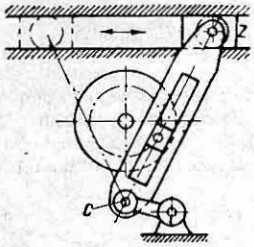


Фиг. 430. *Фиг. 431.*

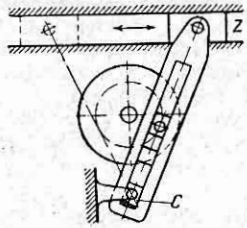


Фиг. 432.

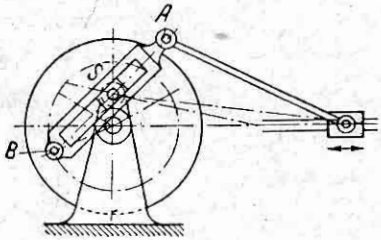
Фиг. 430—432. Кулисные механизмы поперечнострогальных станков с кулисой, вращающейся вокруг неподвижной оси.



Фиг. 433.



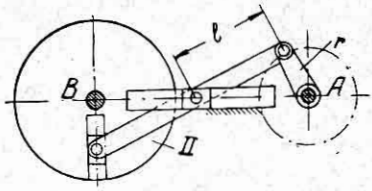
Фиг. 434.



Фиг. 435.

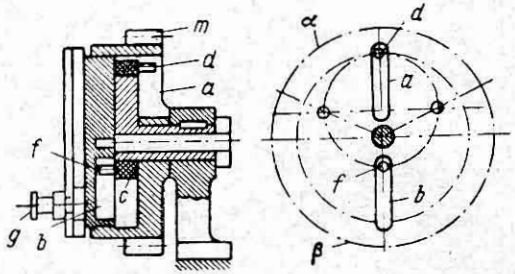
Фиг. 433—434. Кулисные механизмы поперечнострогальных станков с кулисой, совершающей сложное движение. Механизмы составлены из кривошипа в виде кулисного зубчатого колеса и трехповодковой группы с кулисой в качестве центрального звена. Поводками являются: нижний поводок (для фиг. 434— камень *C*), кулисный камень и долбяк *Z*.

Фиг. 435. Вращающаяся кулиса. Камень *S* кулисы шарнирно закреплен в стойке. Привод кулисы — в точке *B*. Если в этом механизме шарнир *A* соединить не с шатуном, а с вращающимся диском, то можно получить неравномерное вращательное движение ведомой оси.



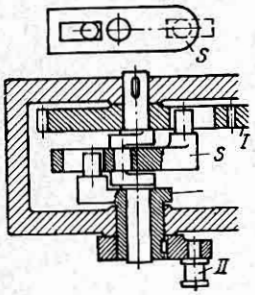
Фиг. 436.

Фиг. 436. Двойной кулисный механизм. В зависимости от положения точки *B* кулиса *II* будет вращающейся или качающейся. Кулиса будет вращающейся, если $AB<r+l$.

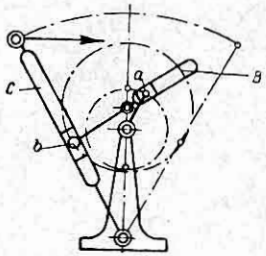


Фиг. 437.

Фиг. 437. Двойной кулисный механизм. Зубчатое колесо *m* с прорезью *a*, в которую входит палец *d*, вращает на эксцентрике кольцо *c*, которое посредством пальца *f*, входящего в прорезь *b*, вращает кривошип *g*. Радиус вращения пальца кривошипа можно изменять, передвигая палец в прорези. Кривошип можно заменить зубчатым колесом. В то время как колесо *m* описывает дугу α кольцо *c* делает пол-оборота.



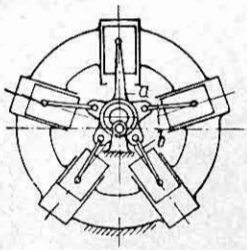
Фиг. 438.



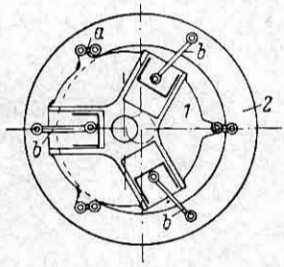
Фиг. 439.

Фиг. 438. Двойной кулисный механизм. Схема аналогична схеме фиг. 437. Кольцо *c* на эксцентрике механизма фиг. 437 здесь заменено кривошипом *S*.

Фиг. 439. Двойная кулиса. Палец кривошипа *a* вращает кулису *B*, которая пальцем *b* соединена со второй кулисой *c*.



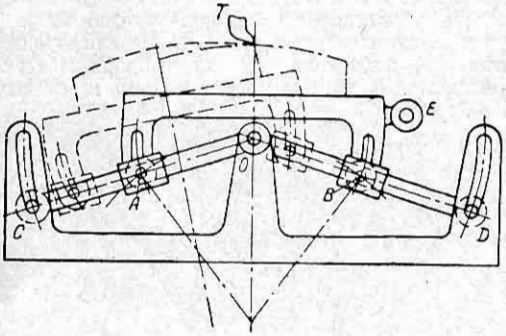
Фиг. 440.



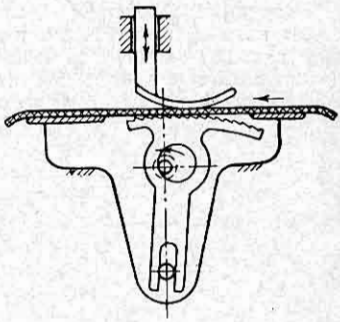
Фиг. 441.

Фиг. 440. Механизм звездообразного двигателя. Движение коленчатому валу сообщается через главный шатун *a*, который связан с боковыми поршнями посредством прицепных шатунов *b*.

Фиг. 441. Механизм ротативного насоса, состоящий из строенного шарнирного параллелограмма, поставленного на меньшее звено, равное длине *a* шатуна (расстояние между осями вращения цилиндрового и направляющего блоков), и системы поршней и шатунов *b*, присоединенных к направляющему блоку *2*. Возможна инверсия механизма путем постановки на звено *2*. В этом случае цилиндровый блок *1* сообщает коленчатому валу вращение вокруг оси неподвижного направляющего блока.



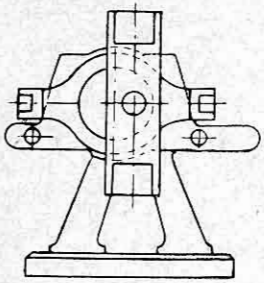
Фиг. 442.



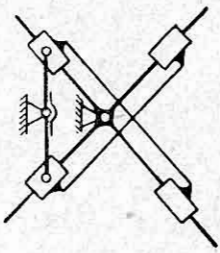
Фиг. 443.

Фиг. 442. Приспособление для строгания по дуге круга. Столу, ползушки *A* и *B* которого скользят по направляющим *OD* и *OC*, сообщается движение при помощи шатуна, присоединенного в точке *E*. Лезвие резца *T* относительно изделия описывает улитку Паскаля на выбранном участке, мало отличающуюся от дуги круга.

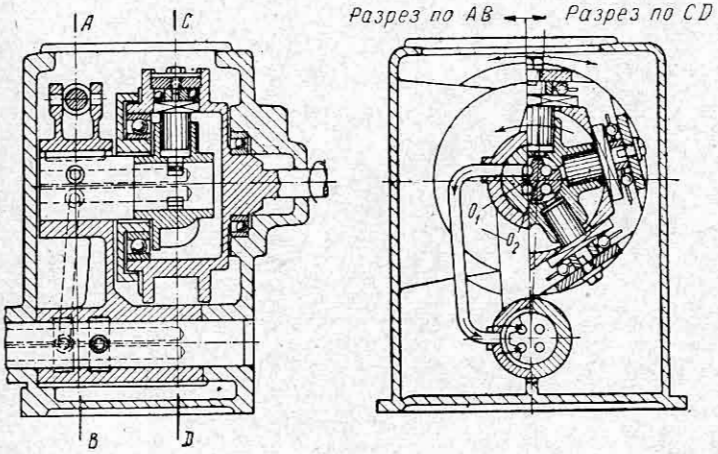
Фиг. 443. Кулисный механизм тканепродвигателя швейной машины.



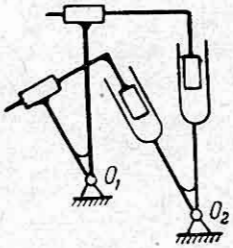
Фиг. 444.



Фиг. 445.



Фиг. 446.

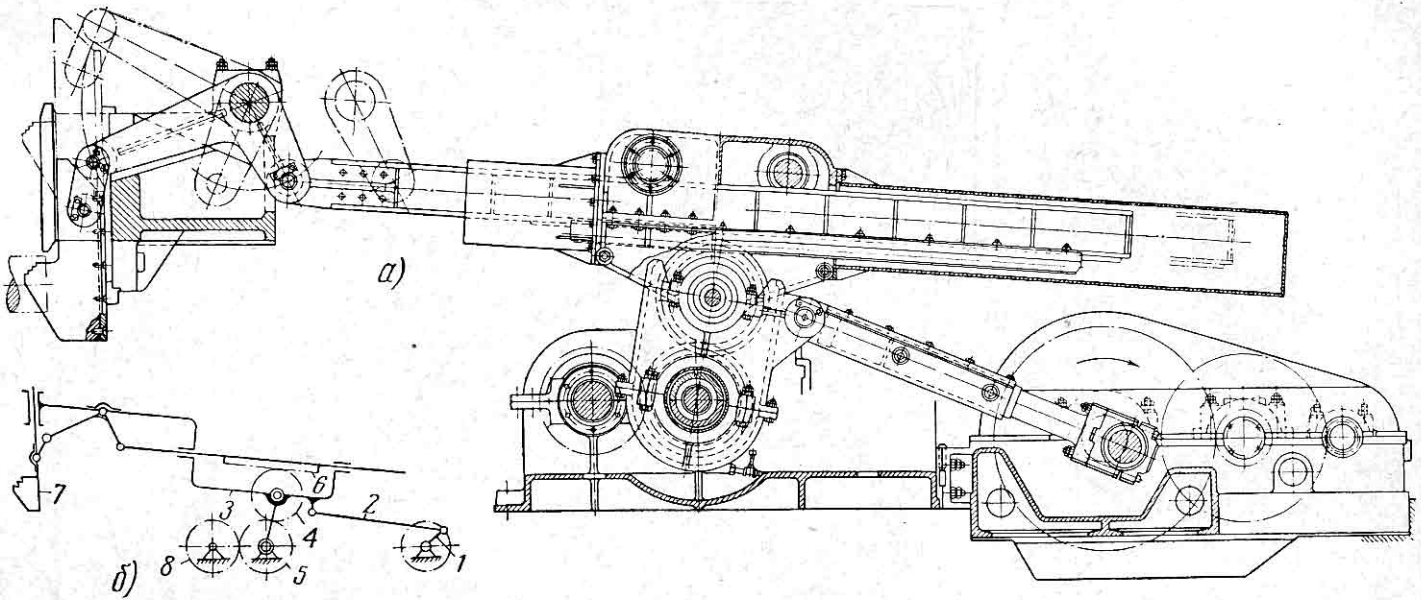


Фиг. 447.

Фиг. 444. Станок Леонардо для обточки по эллипсу (см. также фиг. 2031).

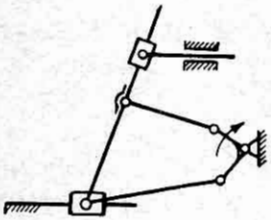
Фиг. 445. Механизм мотора Бушерер. В основу образования механизма положен предельный кулисный механизм (см. фиг. 358), вследствие чего лишние связи являются пассивными.

Фиг. 446—447. Механизм гидравлической передачи, состоящий из направляющего и цилиндрового блоков и поршней, ход которых зависит от величины переменного эксцентриситета O_1O_2.

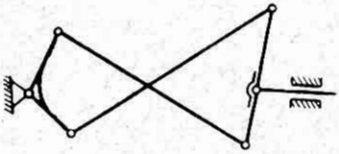


Фиг. 448.

Фиг. 448. Механизм для кантования слитков. На фиг. 448, *а* показана конструкция механизма, на фиг. 448, *б* — кинематическая схема. Коленчатый вал *1* приводится в движение электродвигателем и через шатун *2* сообщает колебательное движение рамке *3* реечного дифференциала. При этом зубчатое колесо *4*, обкатываясь относительно неподвижного зубчатого колеса *5*, перемещает рейку *6*, вследствие чего крюки *7* кантователя поднимаются или опускаются. Зубчатое колесо *8* служит для передачи движения дифференциалу, который кинематически связан с зубчатыми колесами *4* и *5* и линейкой манипулятора.

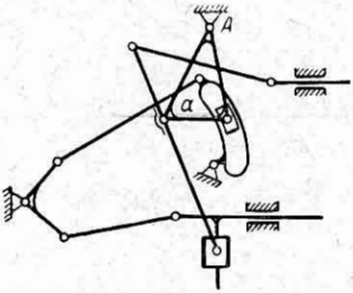


Фиг. 449.



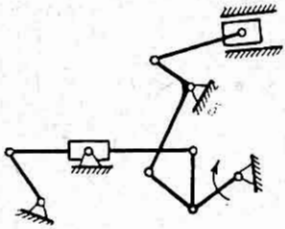
Фиг. 450.

Фиг. 449. Механизм Дельвиля.
Фиг. 450. Механизм паровой машины.

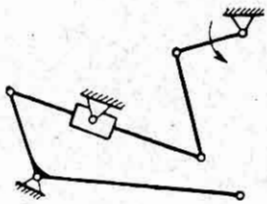


Фиг. 451.

Фиг. 451. Парораспределительный механизм. Регулирование отсечки пара и реверсирование производятся перестановкой камня в кулисе при изменении положения оси *A* вращения коромысла *a*.

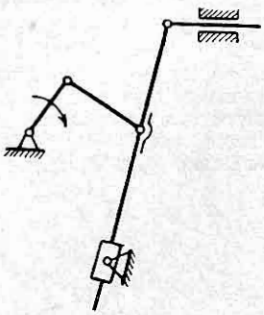


Фиг. 452.

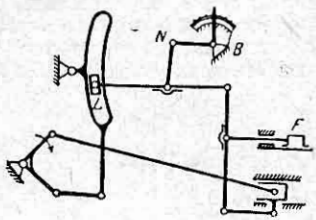


Фиг. 453.

Фиг. 452. Реверсивный механизм.
Фиг. 453. Механизм пилонасекательной машины Гребенникова.



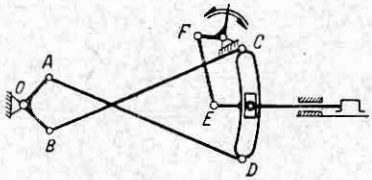
Фиг. 454.



Фиг. 455.

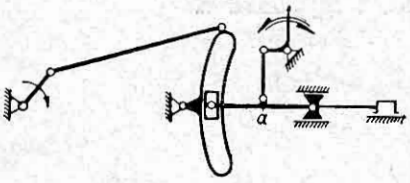
Фиг. 454. Кулисный механизм рабочего движения стола продольно-строгального станка.

Фиг. 455. Современный кулисный парораспределительный механизм. Отсечка пара, величина хода и направление движения золотника *F* регулируются изменением положения рычага *BN*. Движение золотниковому штоку сообщается от кулисы и поршня.



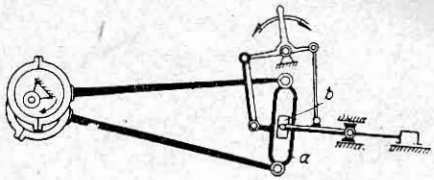
Фиг. 456.

Фиг. 456. Парораспределительный механизм паровоза с перекрещенными тягами. Величину хода и направление движения золотника можно изменять перестановкой центра *F* вращения подвески *FE*. Кулиса *CD* приводится в движение тягами *AD* и *BC*, связанными с двойным эксцентриком *OAB*. Такой механизм строится также с открытыми тягами.



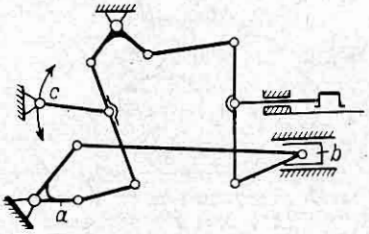
Фиг. 457.

Фиг. 457. Парораспределительный кулисный механизм с качающейся кулисой. Кулиса в этом механизме имеет только колебательное движение, а изменение отсечки пара производится перемещением промежуточной кулисной тяги *a*.



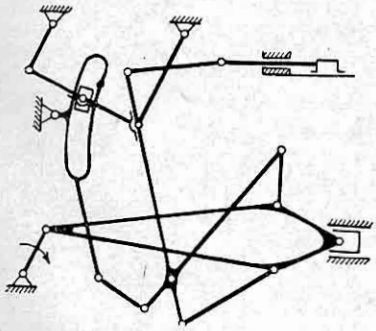
Фиг. 458.

Фиг. 458. Пароораспределительный механизм. Изменение отсечки пара и перемена хода производятся одновременными перемещениями кулисы *a* и камня *b*.

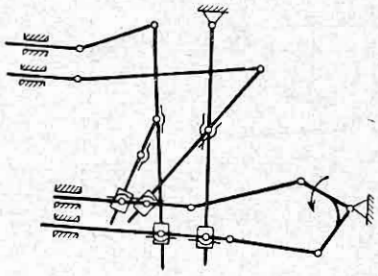


Фиг. 459.

Фиг. 459. Схема пароораспределительного механизма. Движение золотниковому штоку сообщается от эксцентрикового кривошипа *a*, связанного с главным кривошипом, и от поршня *b*. Изменение отсечки и перемена хода производятся перестановкой точки подвеса тяги *c*.

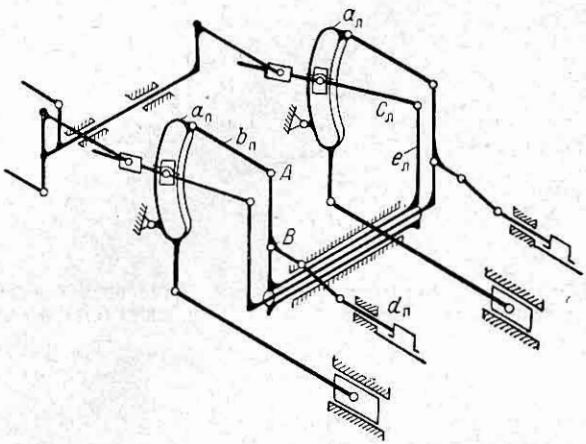


Фиг. 460.



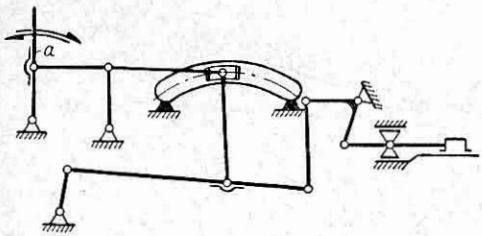
Фиг. 461.

Фиг. 460. Кулисный механизм Савельева.
Фиг. 461. Механизм машины Марлея.

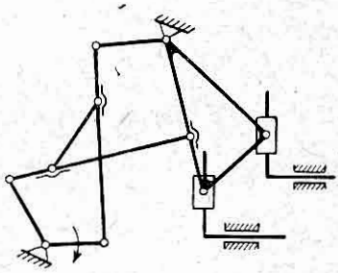


Фиг. 462.

Фиг. 462. Связанный парораспределительный кулисный механизм двухцилиндровой машины. В этом механизме золотники получают движение только от поршня. Поршень правой стороны паровоза передает золотнику $d_п$ через кулису $a_п$ и тягу $b_п$ постоянное перемещение. Регулируемое перемещение золотник $d_п$ получает от поршня левой стороны через кулису $a_л$ и рычаги $c_л$ и $e_л$. Угол качания рычага $e_л$ зависит от расположения камня в кулисе. Результирующий ход золотника зависит от величины перемещений точек A и B. Аналогично производится регулирование хода золотника левой стороны паровоза.



Фиг. 463.



Фиг. 464.

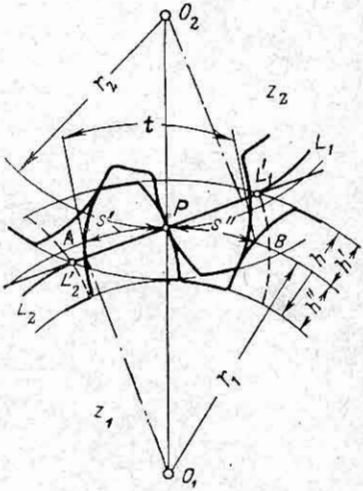
Фиг. 463. Парораспределительный механизм с неподвижной кулисой. Отличается от ранее указанных парораспределительных механизмов тем, что в процессе работы камень в кулисе не перемещается. При изменении отсечки или реверсировании камень переставляется в кулисе реверсивным рычагом a.

Фиг. 464. Механизм парового насоса.

ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

Зубчатые колеса служат для передачи вращательного движения между валами. При параллельных валах вращение передается цилиндрическими зубчатыми колесами; при валах с осями, пересекающимися под углом,— коническими зубчатыми колесами. Для валов, оси которых расположены под любым углом, применяются гиперболоидальные колеса и червячные передачи. Передачи последнего вида чаще строятся для передачи вращательного движения между валами, скрещивающимися под прямым углом.

Цилиндрические зубчатые колеса строятся для постоянного и переменного отношения угловых скоростей. В первом случае колеса получаются круглыми, потому что при постоянном передаточном отношении центроиды в относительном движении представляют собой окружности, во втором случае — некруглые зубчатые колеса, вид центроид которых зависит от закона изменения передаточного отношения. Круглые зубчатые колеса различаются по расположению центроид относительного движения, а именно: различают внешнее и внутреннее зацепления, а также зацепление колеса с рейкой. Кроме того, зубчатые колеса различают по форме зуба; колеса с прямым зубом, если образующая боковой поверхности параллельна оси колеса; колеса с винтовым или косым зубом, если образующая составляет некоторый угол с осью колеса; колеса с шевронным зубом и пр.



Фиг. 465.

В качестве профилей сопряженных зубьев можно взять взаимно огибающие кривые. Их следует подобрать таким образом, чтобы общая нормаль к профилям в точке касания их делила линию центров на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям. На практике для очерчивания профилей зубьев круглых цилиндрических зубчатых колес получили применение развертка круга (*эвольвентное зацепление*) и циклические кривые (*эпициклоида, гипоциклоида, циклоида*).

Фиг. 465. Геометрические элементы зубчатого зацепления: r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей, катящихся друг по другу без скольжения,

$$r_1 = \frac{tz_1}{2\pi} = \frac{mz_1}{2} = \frac{z_1 25{,}4}{2p} \text{ мм};$$

$$r_2 = \frac{tz_2}{2\pi} = \frac{mz_2}{2} = \frac{z_2 25{,}4}{2p} \text{ мм},$$

где z_1 и z_2 — число зубьев колес;

$m = \frac{t}{\pi}$ — модуль зацепления;

$p = \frac{z}{D \text{ (в дюймах)}} = \frac{25{,}4}{m}$ — питч-диаметральный шаг, принятый в странах с дюймовой системой мер (США, Англия);

t — шаг зацепления или дуга начальной окружности, заключенная между правыми и левыми профилями двух соседних зубьев.

Значения модуля m и диаметрального шага p стандартизованы. Для нормальных колес (нулевые колеса) высота головки зуба $h'=m$ и высота ножки

зуба $h''=1{,}25m$. Полная высота зуба $h=2{,}25m$. Расчетные толщина зуба s' и ширина впадины s'' для обработанных зубьев одинаковы:

$$s' = s'' = \frac{t}{2}.$$

Диаметр окружности головок (диаметр окружности заготовки)

$$D_г = 2(r+m) = m(z+2).$$

Расстояние между осями нормальных колес

$$H_0 = r_1 + r_2 = \frac{m(z_1+z_2)}{2}.$$

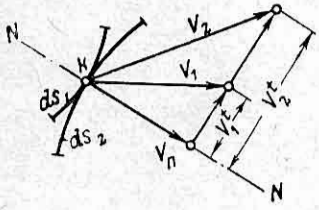
$\overline{L_1L_2}$ — линия зацепления, т. е. геометрическое место точек зацепления (точек касания профилей). Рабочая часть линии зацепления $L'_1L'_2$ заключена между точками пересечения линии зацепления L_1L_2 с окружностями головок.

Рабочая часть профиля заключена между окружностью головок данного колеса и точкой профиля, входящей в зацепление с точкой профиля на окружности головок парного колеса. Для построения начальной точки рабочей части профиля необходимо из центра данного колеса (например, z_1) описать окружность через точку L' пересечения окружности головок второго колеса с линией зацепления до пересечения с профилем, начало рабочей части которого определяется.

Степень перекрытия ε, указывающая на среднее количество одновременно находящихся в зацеплении зубьев, равна:

$$\varepsilon = \frac{\smile AB}{t} = \frac{\text{дуга зацепления}}{\text{шаг зацепления}}.$$

ε должно быть больше единицы;



Фиг. 466.

AB — дуга зацепления, т. е. дуга начальной окружности, по которой перемещается соответствующая точка профиля, за время зацепления одной пары зубьев.

Для эвольвентного зацепления

$$\varepsilon = \frac{L'_1L'_2}{t\cos\varphi},$$

где φ — угол зацепления (см. фиг. 488).

Фиг. 466. Удельное скольжение зубьев. Пусть ds_1 и ds_2 — элементарные дуги на профилях, в пределах которых переместилась точка k зацепления за время dt. При чистом качении $ds_1=ds_2$. При скольжении одной точки профиля по другому профилю одна из дуг равна нулю. При качении со скольжением $ds_1 \neq ds_2$; при этом дуга качения равна меньшей из дуг (ds_1), а дуга скольжения $ds_{12}=ds_1-ds_2=-ds_{21}$.

Удельное скольжение

$$\sigma_{12} = \frac{ds_{12}}{ds_1} = \frac{v_1^t - v_2^t}{v_1^t} = \frac{v_{12}}{v_1^t}.$$

Для зубчатых колес

$$v_{12} = x(\omega_1 \pm \omega_2),$$

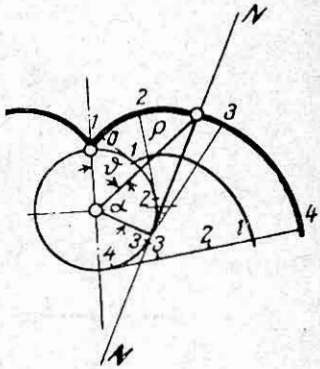
где x — расстояние между полюсом P зацепления и точкой зацепления (см. фиг. 465);

$\omega_1 \pm \omega_2 = \omega_{12}$ — относительная угловая скорость вращения колес.

При внешнем зацеплении (фиг. 465) ω_{12} равна сумме абсолютных значений ω_1 и ω_2, при внутреннем — разности. При одинаковой высоте головок зубьев для внутреннего зацепления наибольшее удельное скольжение меньше, чем при внешнем.

КРИВЫЕ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ПРОФИЛИРОВАНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Фиг. 467. Эвольвента является разверткой окружности. Ее можно также рассматривать как траекторию точки отрезка прямой, катящейся по окружности без скольжения. Если к концу нити, намотанной на цилиндр, прикрепить карандаш и разматывать нить, поддерживая ее в натянутом состоянии, то карандаш вычертит эвольвенту. Эвольвента имеет две ветви.



Фиг. 467.

Свойства эвольвенты: 1) нормаль в любой точке эвольвенты касается эвольвентной окружности; 2) длина радиуса кривизны эвольвенты равна длине развернутой дуги окружности; 3) две эвольвенты, полученные разверткой одной окружности с разными началами эвольвент,— эквидистантны. Расстояние по нормали между ними равно длине развернутой дуги окружности, заключенной между их основаниями .

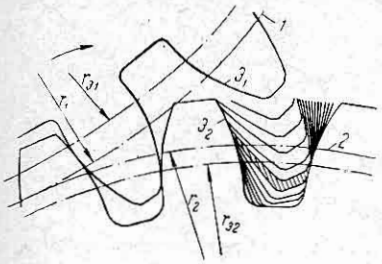
Уравнение эвольвенты в параметрической форме:

$$\vartheta = \operatorname{tg}\alpha - \alpha \quad \text{и} \quad \rho = \frac{r_э}{\cos\alpha},$$

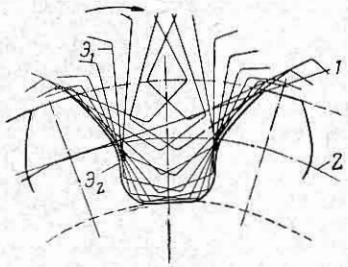
где ρ — текущий радиус-вектор эвольвенты;

α — параметр — угол давления, заключенный между радиусом ρ и перпендикуляром, восстановленным из центра окружности к нормали;

ϑ — эвольвентная функция, определяемая из специальных таблиц.



Фиг. 468.



Фиг. 469.

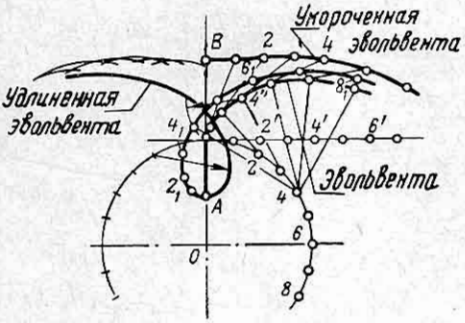
Фиг. 468—469. Эвольвента как огибающая семейства эвольвент. Если по неподвижной окружности *2* катить окружность *1*, с которой связана эвольвен-

та $э_1$, то огибающей семейства эвольвент $э_1$ будет эвольвента $э_2$, полученная разверткой окружности радиуса $r_{э2}$, определяемого по формуле

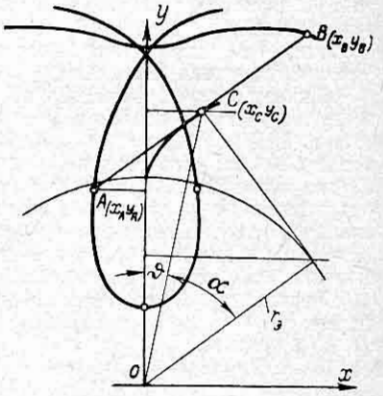
$$r_{э2} = \frac{r_2}{r_1} r_{э1} = r_2 \cos\varphi.$$

В частном случае, когда $r_1 = \infty$, эвольвента $э_1$ обращается в прямую, а зуб становится трапецоидальным (фиг. 469).

Указанное здесь свойство эвольвенты используется при изготовлении зубчатых колес по методу обкатки. В этом случае инструмент изготовляется в виде зубчатого колеса с режущими поверхностями по профилю в виде рейки или в виде червячной фрезы, имеющей в сечении профиль рейки. Полученные таким образом кривые являются взаимно огибающими, т. е. профиль рейки можно получить в результате обкатки колеса относительно рейки и, наоборот, профиль колеса получается в результате обкатки рейки.



Фиг. 470.



Фиг. 471.

Фиг. 470—471. Удлиненная и укороченная (фиг. 470) эвольвенты получаются как траектории точек A и B, лежащих вне прямой, катящейся без скольжения по окружности. Уравнение эвольвенты, описываемой точкой C (фиг. 471):

$$y_C = r_э \cos(\alpha+\vartheta) + r_э(\alpha+\vartheta)\sin(\alpha+\vartheta);$$

$$x_C = r_э \sin(\alpha+\vartheta) - r_э(\alpha+\vartheta)\cos(\alpha+\vartheta).$$

Уравнение удлиненной эвольвенты, описываемой точкой A:

$$x_A = x_C - AC\sin(\alpha+\vartheta);$$

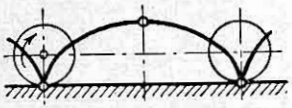
$$y_A = y_C - AC\cos(\alpha+\vartheta).$$

По удлиненной эвольвенте автоматически очерчивается часть зуба у основания при нарезании его рейкой.

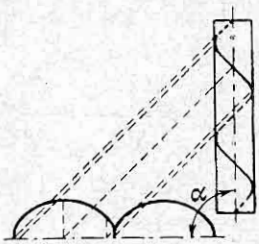
Уравнение укороченной эвольвенты, описываемой точкой B:

$$x_B = x_C + CB\sin(\alpha+\vartheta);$$

$$y_B = y_C + CB\cos(\alpha+\vartheta).$$



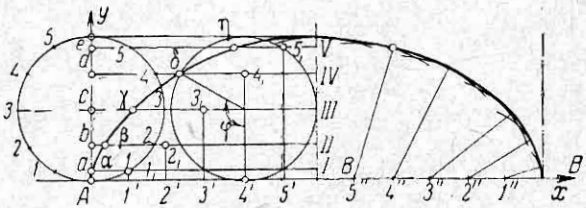
Фиг. 472.



Фиг. 473.

Фиг. 472—473. Циклоида, как ортоциклоида, представляет собой траекторию точки окружности, получающейся при качении последней по прямой без скольжения. Укороченная циклоида — путь точки, лежащей внутри окружности, катящейся по прямой.

Циклоиду можно рассматривать так же, как проекцию винтовой линии на плоскость, составляющую угол α с осью цилиндра (фиг. 473). Если угол между плоскостью проекции и осью цилиндра равен 90°, то получается ортоциклоида; изменение угла дает укороченную или удлиненную циклоиду.



Фиг. 474.

Фиг. 474. Построение циклоиды.

Первый способ (левая часть фигуры). Окружность разбивают на n равных частей. Отрезки, равные дугам окружности, откладывают на прямой, по которой катится окружность. Через деления окружности проводят горизонтали, а через деления прямой — вертикали. Из точек 1_1, 2_1, 3_1 пересечения вертикалей и горизонталей, проведенных через одноименные деления, радиусами $a1$, $b2$, $c3$, $d4$ проводят засечки на соответствующих горизонталях. Точки пересечения α, β, γ... и будут точками циклоиды.

Второй способ. Из точек деления $1''$, $2''$, $3''$ и т. д. (правая часть фигуры) радиусами $A1$, $A2$, $A3$... проводят дуги, огибающей которых и будет циклоида.

Уравнение циклоиды (фиг. 474)

$$x = r(\varphi - \sin\varphi);\quad y = r(1 - \cos\varphi),$$

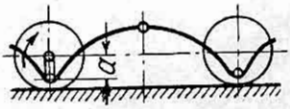
где r — радиус и φ — угол поворота окружности в результате качения.

Нормаль в любой точке циклоиды всегда проходит через точку касания производящей окружности с основной прямой.

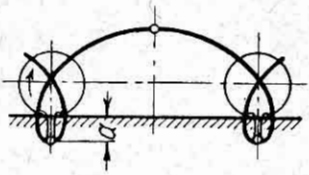
Радиус кривизны ρ в два раза длиннее нормали:

$$\rho = 4r \sin\frac{\varphi}{2}.$$

Ортоциклоида применяется для очерчивания зуба циклоидальной рейки и участков зуба на рабочей части эвольвентной рейки при обкатывании по ней эвольвентного колеса.



Фиг. 475.



Фиг. 476.

Фиг. 475. Укороченная циклоида — траектория точки, лежащей внутри окружности, катящейся по прямой.

Уравнение укороченной циклоиды

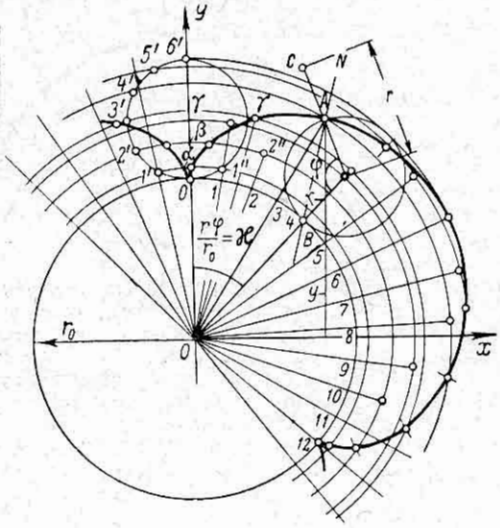
$$x = r\varphi - a\sin\varphi;\quad y = r - a\cos\varphi,$$

где $a < r$ — расстояние точки от центра окружности радиуса r;

φ — угол поворота окружности в результате качения (см. фиг. 474).

Фиг. 476. Удлиненная циклоида — траектория точки, лежащей вне окружности, катящейся по прямой.

Уравнение то же, что и для укороченной циклоиды (см. фиг. 475) при $a > r$.



Фиг. 477.

Фиг. 477. Эпициклоида представляет собой траекторию точки образующей окружности, катящейся без скольжения по неподвижной основной окружности.

Уравнение

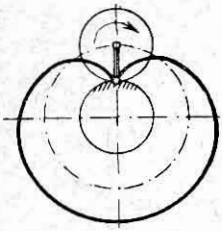
$$x_A = (r_0 + r)\sin\frac{r}{r_0}\varphi - r\sin\left(\varphi + \frac{r}{r_0}\varphi\right);$$

$$y_A = (r_0 + r)\cos\frac{r}{r_0}\varphi - r\cos\left(\varphi + \frac{r}{r_0}\varphi\right).$$

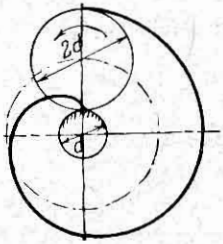
Нормаль N в точке A всегда проходит через точку B касания соответствующего положения образующей и основной окружности. Радиус кривизны

$$\rho = \frac{4r(r+r_0)\sin\frac{\varphi}{2}}{r_0+2r}.$$

Построение. Делим полуокружность радиуса r на n частей и на окружности радиуса r_0 откладываем $2n$ таких же частей. Проводим радиусы *01, 02* и из центра *0*, через точки *1′*, *2′* описываем дуги до пересечения с продолжением радиусов *01, 02* и т. д. Из точек *1″*, *2″* и т. д. откладываем дуги $\alpha 1'$, $\beta 2'$ и т. д., пересечение которых с ранее проведенными дугами дает точки эпициклоиды.



Фиг. 478.



Фиг. 479.

Фиг. 478. Эпициклоида для образующей и основной окружностей одинакового радиуса.

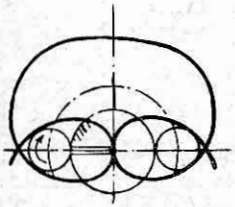
Фиг. 479. Радиус образующей окружности равен диаметру основной окружности.

Фиг. 480 Удлиненная или укороченная эпициклоида описывается точкой C, взятой вне или внутри образующей окружности. Удлиненная эпициклоида (фиг. 480) при $r_c > r$ и укороченная при $r_c < r$ (фиг. 477).

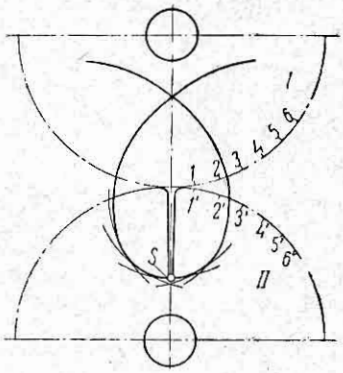
Уравнение

$$x_c = (r_0+r)\sin\frac{r}{r_0}\varphi - r_c\sin\left(\varphi+\frac{r}{r_0}\varphi\right);$$

$$y_c = (r_0+r)\cos\frac{r}{r_0}\varphi - r_c\cos\left(\varphi+\frac{r}{r_0}\varphi\right).$$



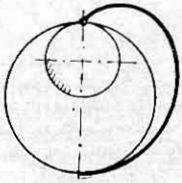
Фиг. 480.



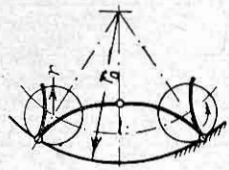
Фиг. 481.

Фиг. 481. Построение удлиненной эпициклоиды как огибающей кривой. Точка S образующего круга *I* при качении описывает удлиненную эпициклоиду. Радиусами *1S*, *2S*... из точек *1′*, *2′*... описывают дуги круга, огибающая которых является удлиненной эпициклоидой.

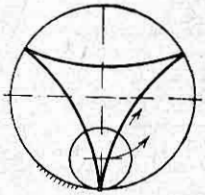
Фиг. 482. Перициклоида. Основная окружность находится внутри образующей окружности.



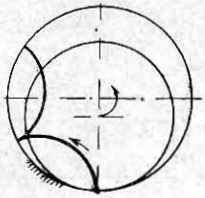
Фиг. 482.



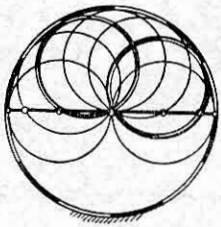
Фиг. 483.



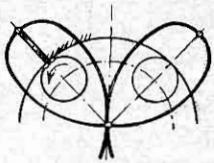
Фиг. 484.



Фиг. 485.



Фиг. 486.



Фиг. 487.

Фиг. 483—486. Гипоциклоида — траектория точки образующей окружности, катящейся внутри основной окружности. Уравнение (система координат как на фиг. 477)

$$x_A = (r_0 - r)\sin\frac{r}{r_0}\varphi - r\sin\left(\varphi - \frac{r}{r_0}\varphi\right);$$

$$y_A = (r_0 - r)\cos\frac{r}{r_0}\varphi + r\cos\left(\varphi - \frac{r}{r_0}\varphi\right).$$

Для $r<0{,}5r_0$ точка по гипоциклоиде перемещается в сторону качения образующей окружности (фиг. 484), а при $r>0{,}5r_0$ (фиг. 485) — в обратную сторону.

Частные случаи: при $r=r_0$ гипоциклоида вырождается в точку; при $r\to 0$ гипоциклоида стремится обратиться в точку; при $r=\frac{1}{n}r_0$ гипоциклоида имеет n ветвей (для фиг. 484 $n=3$); при $r=0{,}5r_0$ гипоциклоида обращается в диаметральную прямую (фиг. 486). Образующую и основную окружности в этом случае называют кругами Кардана.

Фиг. 487. Удлиненная гипоциклоида.

ЭВОЛЬВЕНТНОЕ И ЦИКЛОИДАЛЬНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Фиг. 488. Построение эвольвентного зацепления. Пусть задано расстояние между центрами $H=r_1+r_2=\dfrac{m(z_1+z_2)}{2}$ и угол зацепления φ, имеющий стандартные значения 20 и 15°.

Радиусы основных окружностей, разверткой которых получаются эвольвентные профили сопряженных колес:

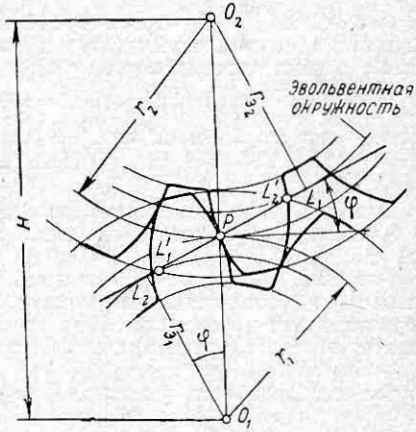
$$r_{э1}=r_1\cos\varphi$$

и

$$r_{э2}=r_2\cos\varphi.$$

Линией зацепления, т. е. геометрическим местом точек касания профилей будет общая касательная L_1L_2 к эвольвентным окружностям. Это следует из того, что нормаль в точке зацепления профилей общая, а каждая из эвольвент имеет нормаль, касающуюся эвольвентной окружности. Следовательно, общая нормаль является общей касательной к эвольвентным окружностям.

Построение профиля. Через P следует провести эвольвенты, построение которых производится, как показано на фиг. 467, и ограничить эвольвенту окружностью головок.



Фиг. 488.

Толщина зуба по эвольвентной окружности

$$s_0=m_0\frac{s_1}{m}+z\vartheta;\quad \vartheta=\operatorname{tg}\varphi-\varphi.$$

Толщина зуба по окружности головок

$$\frac{s_г}{m_г}=\frac{s_1}{m}+z(\vartheta-\vartheta_г),$$

здесь

$$m_г=m\frac{r_г}{r};\quad \vartheta_г=\operatorname{tg}\alpha_г-\alpha_г;$$

$$\cos\alpha_г=\frac{r_э}{r_г}=\frac{r\cos\varphi}{r_г}.$$

Формулы применяются последовательно к колесам z_1 и z_2.

Если окружность головок большого колеса пересекает линию зацепления вне отрезка PL_1, то ножка малого колеса во избежание защемления зуба должна быть подрезана. Подрезать не нужно, если число зубьев малого колеса определяется из неравенства

$$z_1\geqslant\frac{4x_2'}{(2-i_{21})\sin^2\varphi},$$

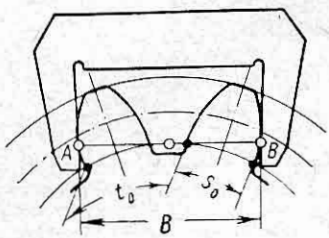
где $x_2'=\dfrac{h_2'}{m}$ — относительная высота головки зуба большого колеса;

$i_{21}=\dfrac{z_1}{z_2}<1$; i_{21} — положительное для внутреннего и отрицательное для внешнего зацепления.

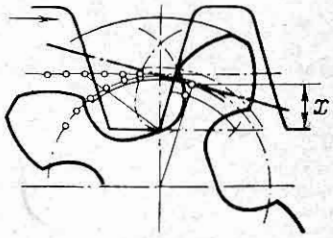
Для колес с нестандартной высотой головки зуба минимальная возможная сумма чисел зубьев z_1+z_2 определяется из выражения

$$z_1+z_2>(z_1+z_2)_{\min}=\frac{2\pi\varepsilon_{\min}}{\operatorname{tg}\varphi},$$

где $\varepsilon_{\min}$ — принятое минимальное значение степени перекрытия.



Фиг. 489.



Фиг. 490.

Фиг. 489. Для контроля зубчатых колес эвольвентного профиля следует вычислять блочный шаблон, губки которого касаются правого и левого профилей, взятых через два-три зуба.

$$B=s_0+(n-1)t_0,$$

где n — число зубьев, охватываемых губками шаблона.

$$t_0=t\cos\varphi=\pi m\cos\varphi.$$

Для s_0 формула была приведена выше.

Размеры для B устанавливаются с допусками для проходной и непроходной сторон.

Фиг. 490. Корригирование зубчатых колес. Корригированием называется определение параметров колес, отличающихся от стандартных. Корригирование производится в тех случаях, когда нужно: 1) уменьшить габариты передачи, размер которой пропорционален (z_1+z_2), следовательно, в случае необходимости уменьшить (z_1+z_2), при заданном $i_{12}=\frac{z_2}{z_1}$; 2) получить нестандартный угол зацепления колес при изготовлении колес инструментом со стандартным углом зацепления; 3) получить равнопрочные на износ зубчатые колеса и в других случаях.

Корригирование для устранения подрезания. На фиг. 490 показано подрезанное рейкой колесо. Для устранения подрезания рейку следует отодвинуть на величину x от оси колеса, при этом толщина зуба s_D по делительной окружности колеса увеличивается, а ширина впадины уменьшается.

$$s_D=m_0\left(\frac{\pi}{2}+2\xi\operatorname{tg}\varphi_0\right);$$

$x=m_0\xi$; m_0 — модуль рейки, φ_0 — угол рейки. При

$$\xi=\frac{x}{m_0}=0;$$

$$s_D=\frac{m_0\pi}{2}=\frac{t}{2}.$$

Вообще же должно быть

$$\xi \geqslant \frac{z_0 - z}{z_0},$$

где z_0 — число зубьев колеса, зацепляющегося с рейкой, для которого $x=0$ при

$$s_D = \frac{m_0 \pi}{2}.$$

В этом случае при нормальной установке рейки подрезания нет потому, что линия головок рейки проходит через точку касания линии зацепления с эвольвентой; $z_0=17{,}1$ при $\varphi_0=20°$ и $z_0=30$ при $\varphi_0=15°$; z — число зубьев нарезаемого рейкой колеса.

Если колеса z_1 и z_2, нарезанные рейкой с одним и тем же нормальным шагом и углом φ_0, но при относительных сдвигах ξ_1 и ξ_2, введены в зацепление, то угол зацепления определяется по формуле

$$\vartheta = \frac{2(\xi_1+\xi_2)\operatorname{tg}\varphi_0}{z_1+z_2} + \vartheta_0;$$

$$\vartheta = \operatorname{tg}\varphi - \varphi; \quad \vartheta_0 = \operatorname{tg}\varphi_0 - \varphi_0.$$

ξ_1 и ξ_2 — операторы, при помощи которых производится расчет корригированных колес.

Если $\xi_1 = \xi_2 = 0$, то нарезаемые колеса нормальные:

$$\varphi_0 = \varphi; \quad s' = s'' = \frac{m_0 \pi}{2};$$

$$h' = m_0; \quad h'' = 1{,}25 m_0.$$

При $\xi_1 = -\xi_2$ получим смещенно-нулевое зацепление:

$$\varphi = \varphi_0; \quad s_1' \neq s_2'; \quad h_1' \neq h_2';$$

$$s_1' = m_0\left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_1 \operatorname{tg}\varphi_0\right);$$

$$s_2' = m_0\left(\frac{\pi}{2} - 2\xi_2 \operatorname{tg}\varphi_0\right);$$

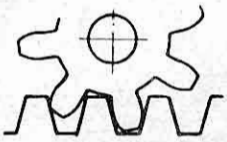
$$h_1' = m_0(1-\xi_2);$$

$$h_2' = m_0(1-\xi_1);$$

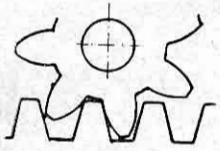
$$h_1' + h_1'' = h_2' + h_2'' = h = 2{,}25 m_0.$$

Такое зацепление применяется, если необходимо сделать колеса равнопрочными на износ, уменьшить габаритные размеры передачи и в других случаях.

При $\xi_1 \neq \xi_2$ получим смещенное зацепление.

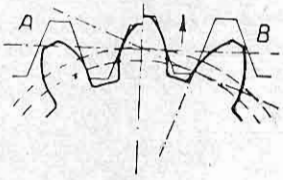


Фиг. 491.

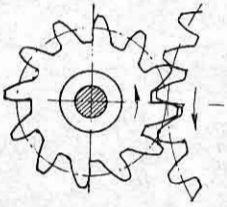


Фиг. 492.

Фиг. 491. Некорригированный профиль зуба.
Фиг. 492. Корригированный профиль зуба, полученный смещением рейки, образующей профиль зуба, относительно начальной окружности зубьев.

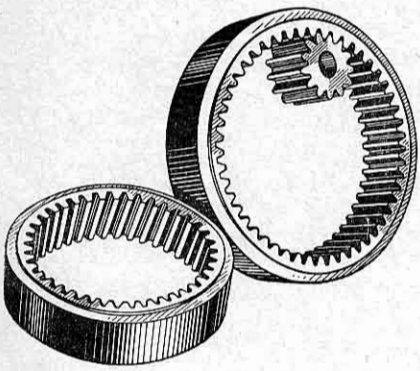


Фиг. 493.

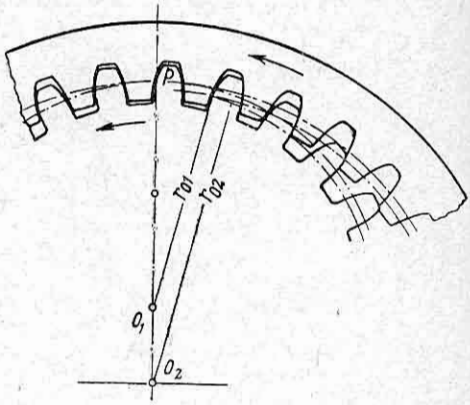


Фиг. 494.

Фиг. 493. *A* — нормальное зацепление; *B* — зуб с увеличенной высотой головки вследствие смещения профиля нарезающей рейки относительно начальной окружности колеса.
Фиг. 494. Зубья асимметричного профиля для уменьшения давления на подшипники. Угол зацепления для левых профилей меньше, чем для правых. Вращение под нагрузкой только в одну сторону, так как при перемене направления вращения к. п. д. значительно понижается. Такие передачи применяются в ручных подъемных механизмах. При подъеме груза передача работает с высоким к. п. д., а при опускании — с низким, что уменьшает потребное тормозящее усилие на рукоятку.

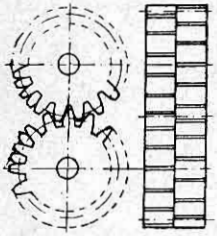


Фиг. 495.

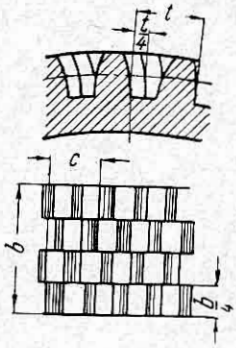


Фиг. 496.

Фиг. 495. Внутреннее зацепление с прямым и косым зубом.
Фиг. 496. Образование внутреннего эвольвентного зацепления.



Фиг. 497.



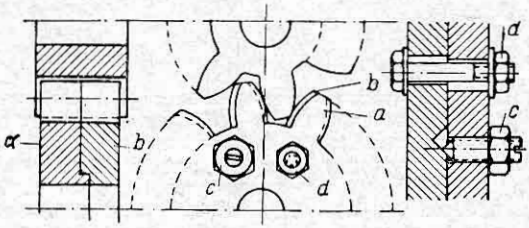
Фиг. 498.

Фиг. 497. Двойные зубчатые колеса со смещенными зубьями большого шага. Конструкция позволяет без заметного нарушения правильности зацепления изменять расстояния между осями (что необходимо, например, в листовых прокатных станах), устраняя зазор относительным поворотом двух половинок. Кроме того, смещение зубьев дает возможность увеличить степень перекрытия.

Фиг. 498. Ступенчатое колесо с четырьмя ступенями. Степень перекрытия больше, чем у цилиндрических колес с прямым зубом, на величину

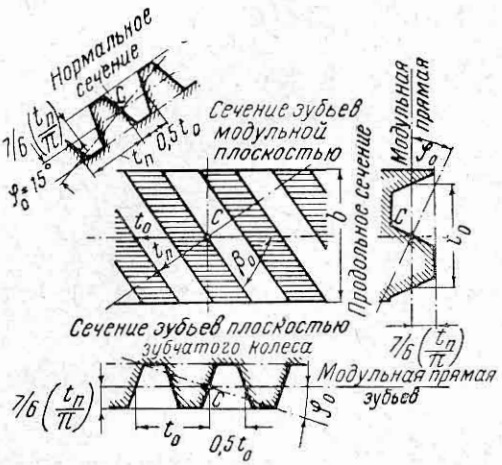
$$\frac{c}{t\cos\varphi},$$

где c — смещение по дуге начальной окружности соответствующих точек профиля крайних колес.

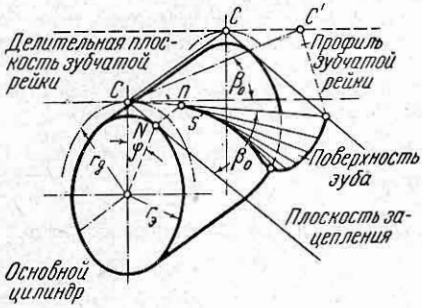


Фиг. 499.

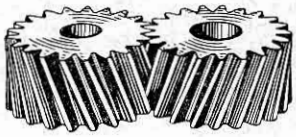
Фиг. 499. Устранение зазора между зубьями колес. Одно зубчатое колесо делается из двух половин *a* и *b*, смещенных друг относительно друга в плоскости вращения. Установка половин колеса производится винтом *c*. В установленном положении половинки колес скрепляются болтами *d*. Подобным же образом можно устранить зазор в червячных передачах, однако при этом износ колеса увеличивается.



Фиг. 500.



Фиг. 501.



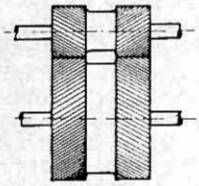
Фиг. 502.

Фиг. 500—502. Цилиндрические зубчатые колеса с косым зубом (фиг. 502). Для улучшения работы цилиндрических зубчатых колес зубья выполняются косыми. На фиг. 500 показана рейка с косым зубом. Если такую рейку обкатывать по начальному цилиндру колеса (фиг. 501), то получится линейчатая поверхность зуба в виде развертывающегося геликоида. Пересечение поверхности зуба с плоскостью, перпендикулярной оси, дает эвольвенту. Пересечение поверхности зуба с концентрическими цилиндрами дает винтовую линию. Колеса характеризуются углом подъема винтовой линии по начальному цилиндру.

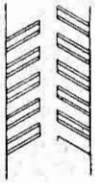
Торцевой и нормальный модуль связаны равенством $m \sin \beta_0 = m_n$. Нормальный модуль m_n стандартизован. Степень перекрытия больше, чем ε_0 для цилиндрических колес с тем же числом зубьев:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \frac{b \operatorname{ctg} \beta_0}{t}.$$

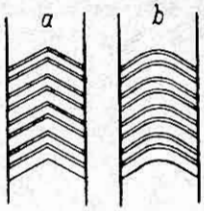
В процессе работы колеса с косым зубом стремятся сместиться вдоль оси.



Фиг. 503.



Фиг. 504.

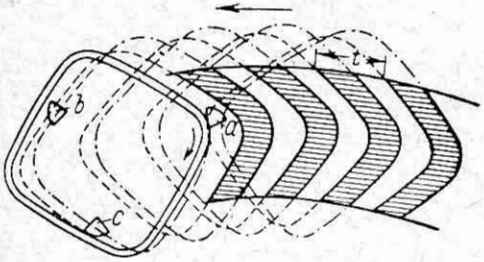


Фиг. 505.

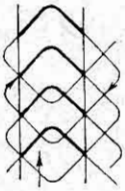
Фиг. 503. Колеса с косым зубом, спаренные для устранения осевого давления.

Фиг. 504. Шевронные зубья, смещенные друг относительно друга для облегчения обработки.

Фиг. 505. Шевронные зубья: *a* — с острым стыком (изготовляются строганием или соединением двух косозубых колес); *b* — с закругленным стыком (изготовляются фрезерованием профильной торцевой фрезой).



Фиг. 506.



Фиг. 507.

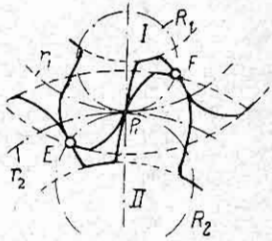
Фиг. 506—507. Шевронные колеса с зубом, изготовляемым методом обката. Острие резца *b* (фиг. 506) движется по удлиненной гипоциклоиде. Отношение радиусов образующей и основной окружностей $\frac{r_1}{r_2} = \frac{3}{4}$, расстояние от центра образующей окружности до острия $10r_1$. Удлиненная гипоциклоида приближается при этих соотношениях к квадрату с закругленными краями.

Фиг. 508. Двойные шевронные зубья Обработка зуба только фрезерованием пальцевой фрезой.

Фиг. 509. Образование циклоидального зацепления. При циклоидальном зубчатом зацеплении профиль зуба получается в виде траектории точки образующего круга при качении его по начальным окружностям. При качении образующего круга R_1 по начальной окружности r_1 получается гипоциклоида профиля ножки зуба колеса *I*, а при качении этого же круга по начальной окружности r_2 получается эпициклоида профиля головки зуба колеса *II*. Подоб-

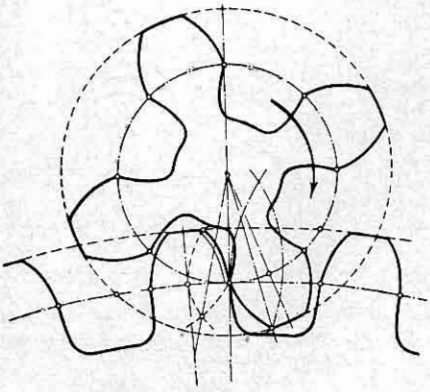


Фиг. 508.



Фиг. 509.

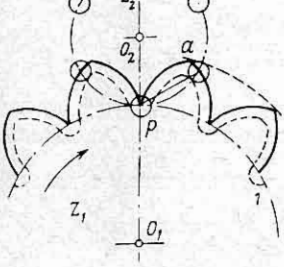
ным же образом — качением образующего круга R_2 — получаются профили ножки зуба колеса *II* и головки колеса *I*.



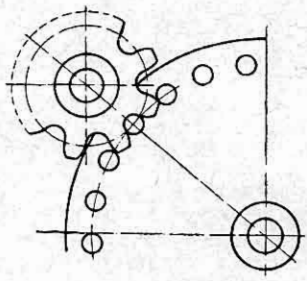
Фиг. 510.

Линией зацепления циклоидального профиля являются сопряженные дуги *EP* и *PF* образующих окружностей. Усилие, действующее вдоль нормали, проходящей через *P*, меняет свое направление. Зубчатые колеса циклоидального зацепления весьма чувствительны к изменению расстояния между осями; для построения системы сменных зубчатых колес неприменимы; подвержены меньшему износу по сравнению с эвольвентными профилями вследствие того, что во всех случаях выпуклая часть профиля работает по вогнутой. Циклоидальные профили не подвержены подрезанию.

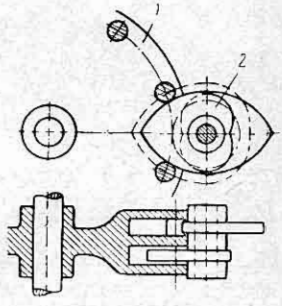
Фиг. 510. Зацепление с точкой. Приняв в фиг. 509 $R_1=r_1$ и $R_2=r_2$, получим для каждого из колес гипоциклоиду, выродившуюся в точку, т. е. на ножке каждого из колес профиль будет в виде точки. Линией зацепления является сумма дуг начальных окружностей, лежащих между точками пересечения с окружностями головок. Ножка каждого из колес очерчивается по удлиненной эпициклоиде, описываемой точкой на окружности головок сопряженного колеса.



Фиг. 511.



Фиг. 512.

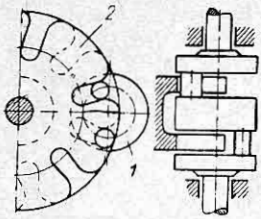


Фиг. 513.

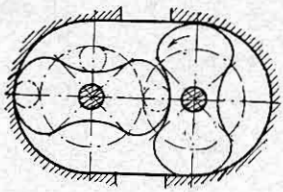
Фиг. 511. Построение цевочного зацепления. Приняв в фиг. 509 $R_1=0$ и $R_2=r_2$, получим эпициклоиду и гипоциклоиду для колеса z_2, выродившиеся в точки, а для первого колеса — профиль ножки, выродившийся в точку. Зуб на колесе z_2 выполняется в виде цилиндра, а на первом колесе — очерчивается кривой (пунктирная кривая), эквидистантной эпициклоиде *a*, получившейся в результате качения окружности *2* по окружности *1*.

Фиг. 512. Цевочная передача. Отношение угловых скоростей равно обратному отношению чисел зубьев.

Фиг. 513. Цевочная передача для больших передаточных чисел. Ведомое колесо *1* — цевочное. Профилируется аналогично цевочному зацеплению. Ведущим является колесо *2* с двумя зубьями.



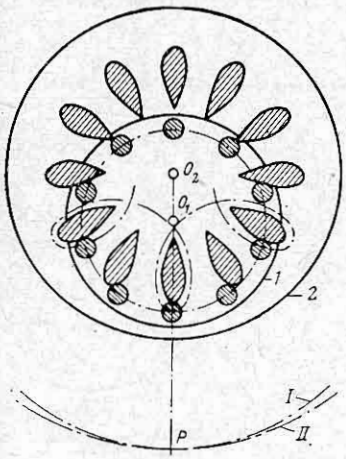
Фиг. 514.



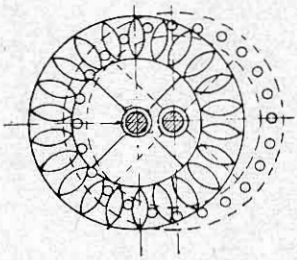
Фиг. 515.

Фиг. 514. Цевочная передача для больших передаточных чисел. Ведущее колесо — цевочное. При образовании циклоидального профиля образующие окружности приняты равными $R_1=r_1$; $R_2=0$ (см. фиг. 509), поэтому профиль зуба на первом колесе целиком обращается в точку и заменен цевкой, а на втором колесе имеется только головка. Очертание действительного профиля эквидистантно эпициклоиде, получившейся при качении начальной окружности *1* по окружности *2*.

Фиг. 515. Двузубая передача циклоидального профиля. Образована качением образующих окружностей $R_1=R_2=\frac{1}{4}r_1=\frac{1}{4}r_2$ (см. фиг. 509). Головка и ножка зуба очерчены полной ветвью эпициклоиды и гипоциклоиды. Передача получила распространение в насосах при параллельной связи обычными зубчатыми колесами. Самостоятельно работать не может из-за самоторможения в некоторых положениях.



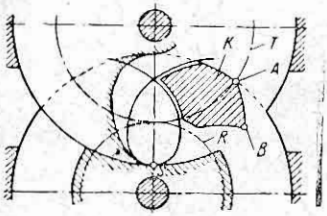
Фиг. 516.



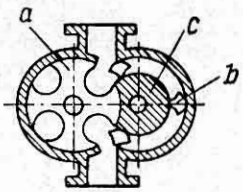
Фиг. 517.

Фиг. 516. Внецентроидное цевочное зацепление. При качении начальной окружности *I* по окружности *II* центр каждой из цевок колеса *1* описывает укороченную гипоциклоиду. Действительный профиль колеса *2* следует взять эквидистантным укороченной гипоциклоиде. *P* — полюс зацепления.

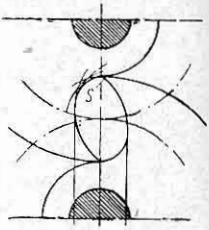
Фиг. 517. Внецентроидное цевочное зацепление для параллельных валов, находящихся на небольшом расстоянии. Зубья расположены на торцевых плоскостях обоих колес. У одного колеса зубья представляют собой цевки, у другого — призмы с чечевицеобразным основанием.



Фиг. 518.



Фиг. 519.

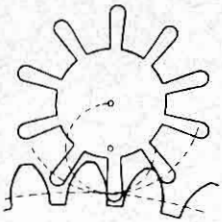


Фиг. 520.

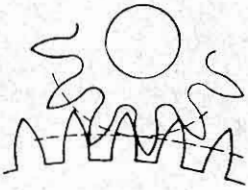
Фиг. 518. Профилирование зубьев ротора насоса по фиг. 519. При обкатывании окружности T по окружности R точка S описывает удлиненную эпициклоиду, частями ветвей которой должен быть очерчен палец K. Очертание AB пальца соответствует удлиненной эпициклоиде для второй точки зуба распределительного ротора.

Фиг. 519. Насос с ротором, снабженным пальцами *b*, вращающимися вокруг неподвижной втулки *c*, и распределительным ротором *a*. Профилирование пальцев *b* показано на фиг. 518.

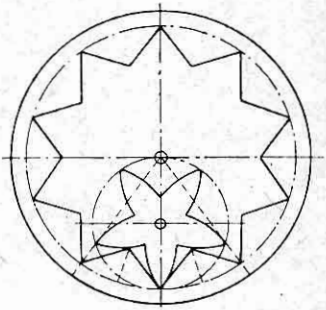
Фиг. 520. Профиль ротора насоса очерчен по удлиненным эпициклоидам, описываемым точками S при взаимном обкатывании центроид в относительном движении. Роторы, выполненные в виде винтов, должны иметь подрезанную боковую поверхность. Глубина подрезки зависит от высоты зуба и угла подъема резьбы.



Фиг. 521.



Фиг. 522.

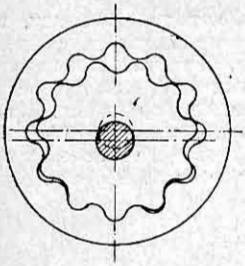


Фиг. 523.

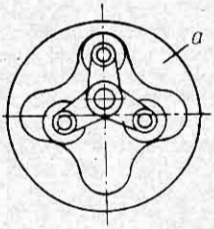
Фиг. 521. Циклоидальное зацепление с прямолинейным очертанием профиля ножки зуба. Радиус образующей окружности равен половине радиуса начальной окружности.

Фиг. 522. Зубчатые колеса циклоидального профиля с заостренными зубьями. Применяются в часовых механизмах.

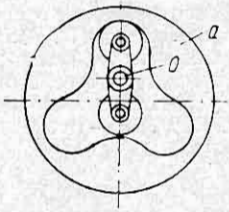
Фиг. 523. Внутреннее зацепление с передаточным отношением 1 : 2 и прямолинейным очертанием профиля зуба колеса с внутренним венцом.



Фиг. 524.



Фиг. 525.

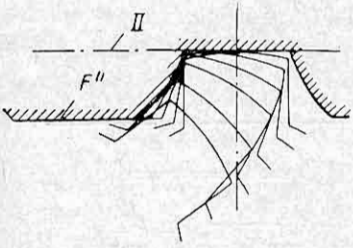


Фиг. 526.

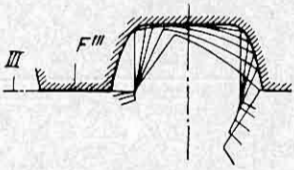
Фиг. 524. Зубчатое колесо внутреннего зацепления с закругленными зубьями. Число зубьев колеса с внутренним венцом на единицу больше, чем с внешним.

Фиг. 525. Трехплечий рычаг с роликами, катящимися в четырехлучевой криволинейной прорези. Отношение числа оборотов рычага и диска *a* равно 4 : 3. Профилируется как цевочное зацепление.

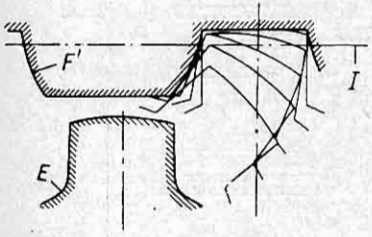
Фиг. 526. Двуплечий рычаг с роликами, катящимися по трехлучевой криволинейной прорези. Отношение чисел оборотов рычага и диска *a* при неподвижно закрепленной оси *O* равно 3 : 2. Профилируется как цевочное зацепление.



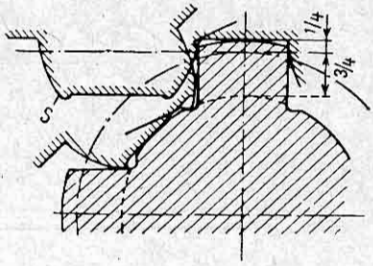
Фиг. 527.



Фиг. 528.



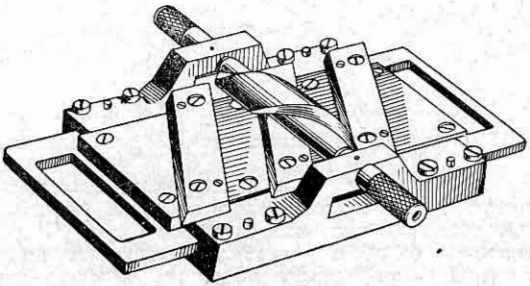
Фиг. 529.



Фиг. 530.

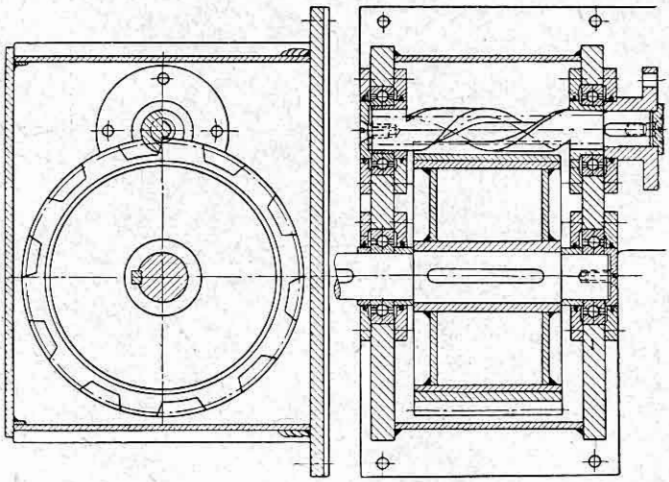
Фиг. 527—530. Изготовление обкаткой фрез для шлицевых валов. На фиг. 527 начальной окружности соответствует линия *II*. Обкатыванием профи-

ля шлицевого валика, который можно рассматривать как гипоциклоиду, получается профиль фрезы F'' в виде циклоиды. Вследствие выполнения фрезы в виде винта боковые стороны окажутся подрезанными. На фиг. 528 начальная прямая — линия *III*. Получающийся при этих условиях профиль F''' непригоден, так как требуемая форма боковых сторон шлиц не получается. Начальная прямая *I* несколько смещается относительно окружности вала (фиг. 529). Для устранения закруглений в углах *E* на зубьях фрезы делают «усики» *S* (фиг. 530). F' — профиль фрезы, при которой получается требуемая форма канавки.



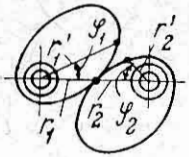
Фиг. 531.

Фиг. 531. Модель однозубого зубчатого колеса в зацеплении с рейкой.

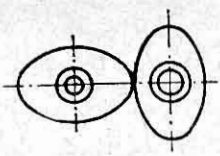


Фиг. 532.

Фиг. 532. Зубчатый редуктор с однозубым ведущим зубчатым колесом.



Фиг. 533.



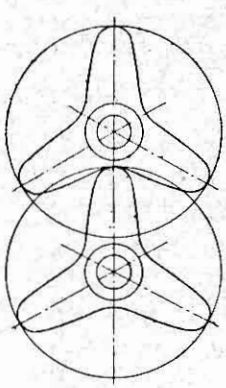
Фиг. 534.

Фиг. 533. Эллиптические зубчатые колеса. Центры вращений помещены в фокусы. Передача воспроизводит переменное отношение угловых скоростей такое же, как и в шарнирном антипараллелограме (см. фиг. 269). Расстояние между осями равно большому диаметру эллипса. Передаточное отношение

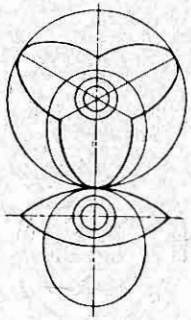
$$i = \frac{1-e^2}{1+2e\cos\varphi+e^2},$$

где $e = \frac{\sqrt{a^2-b^2}}{a}$ — эксцентриситет эллипса, a и b — большая и малая полуоси.

Фиг. 534. Овальные зубчатые колеса. Эллипсы в механизме по фиг. 533 катятся друг по другу без скольжения. Условия катания не изменятся, если углы φ_1 и φ_2, соответствующие изменению радиусов эллипсов от r_1 до r_1' и от r_2 до r_2', уменьшить в m раз. Задаваясь углами φ_1 и соответствующими им углами φ_2, определим для каждой из пар углов сопряженные им радиусы r_1 и r_2; затем отложим их для углов $\frac{\varphi_1}{m}$ и $\frac{\varphi_2}{m}$. Если $m=2$, то углу поворота эллиптических колес (по фиг. 533), равному 2π, в производных колесах будет соответствовать угол поворота π. Производные кривые будут иметь форму двулистника (фиг. 534). Одному обороту ведущего звена соответствуют два периода изменения передаточного отношения.



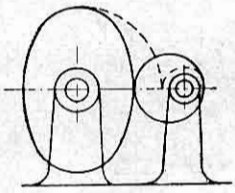
Фиг. 535.



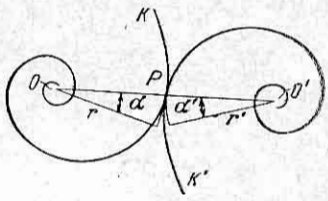
Фиг. 536.

Фиг. 535. Производные зубчатые колеса, полученные из эллиптических аналогично фиг. 534 при $m=3$.

Фиг. 536. Зубчатая передача с переменным передаточным отношением, имеющая среднее передаточное отношение 2 : 3, полученная как производная от эллиптических колес. Перекатывающиеся дуги соответствуют некоторым частям эллипсов.



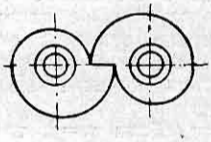
Фиг. 537.



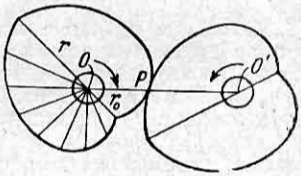
Фиг. 538.

Фиг. 537. Зубчатая передача из овального и эксцентричного круглого колес.

Фиг. 538. Логарифмическая спираль. Две одинаковые логарифмические спирали K и $K'(r=ae^{m\alpha})$, вращающиеся в противоположные стороны вокруг своих полюсов O и O' как центров, могут служить сопряженными кривыми, катящимися друг по другу без скольжения. P — полюс.



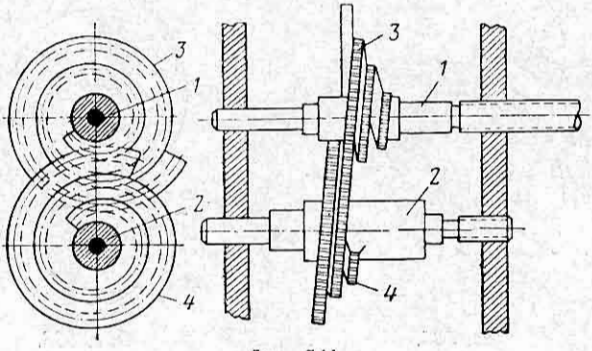
Фиг. 539.



Фиг. 540.

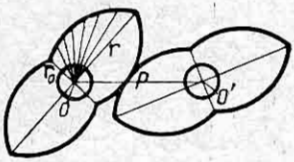
Фиг. 539. Зубчатые колеса, очерченные дугами логарифмических спиралей. В положении, указанном на схеме, в механизме имеет место удар.

Фиг. 540. Зубчатые колеса с переменным передаточным отношением, начальные цилиндры которых очерчены дугами логарифмических спиралей. Период изменения передаточного отношения равен одному обороту.

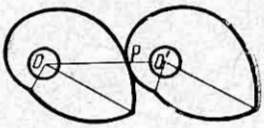


Фиг. 541.

Фиг. 541. Улиткообразный зубчатый механизм. На ведущем валу *1* и ведомом *2* закреплены улиткообразные зубчатые колеса *3* и *4*. Угол поворота звеньев может превышать 360°. На валах *1* и *2* имеется резьба, посредством которой достигается осевое смещение колес и постоянный контакт зубчатых спиралей.



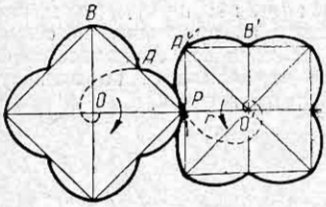
Фиг. 542.



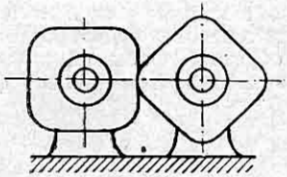
Фиг. 543.

Фиг. 542. Зубчатая передача, аналогичная фиг. 540, с двумя периодами изменения передаточного отношения.

Фиг. 543. Зубчатые колеса, начальные цилиндры которых очерчены логарифмическими спиралями с различными параметрами на отдельных участках.



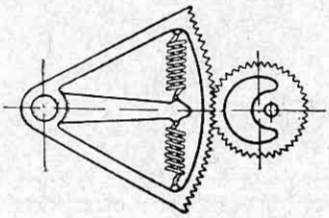
Фиг. 544.



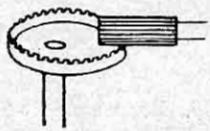
Фиг. 545.

Фиг. 544. Колеса, очерченные дугами логарифмических спиралей, образующих криволинейный квадрат. Колеса можно выполнить в виде многоугольника. Точки A и A', а также B и B' совпадают в полюсе P.

Фиг. 545. Начальные цилиндры по фиг. 544, очерченные дугами логарифмических спиралей, приближенно можно заменить квадратами.



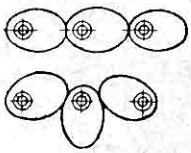
Фиг. 546.



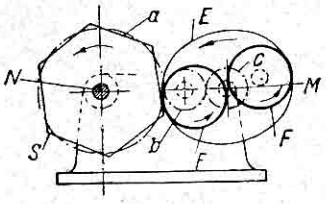
Фиг. 547.

Фиг. 546. Механизм рулевого привода судна. Центроида зубчатого сектора отличается от дуги круга. При увеличении угла поворота зубчатого сектора передаточное отношение уменьшается и увеличивающееся сопротивление на приводном валу сказывается незначительно.

Фиг. 547. Эксцентричное колесо с торцевым зубчатым венцом, соединенным с цилиндрическим зубчатым колесом.



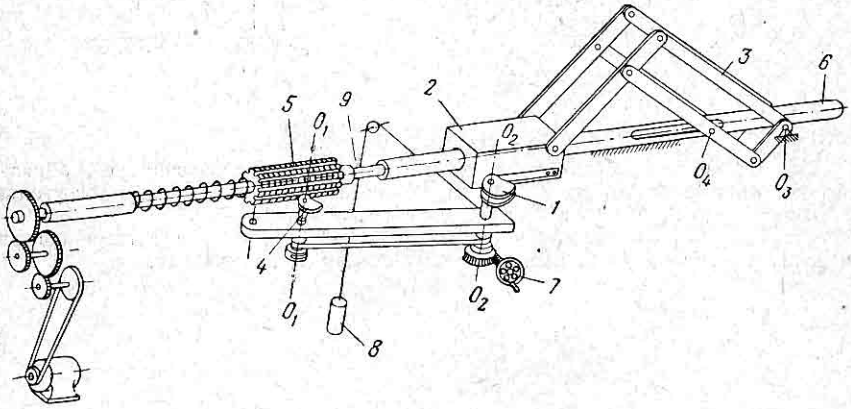
Фиг. 548.



Фиг. 549.

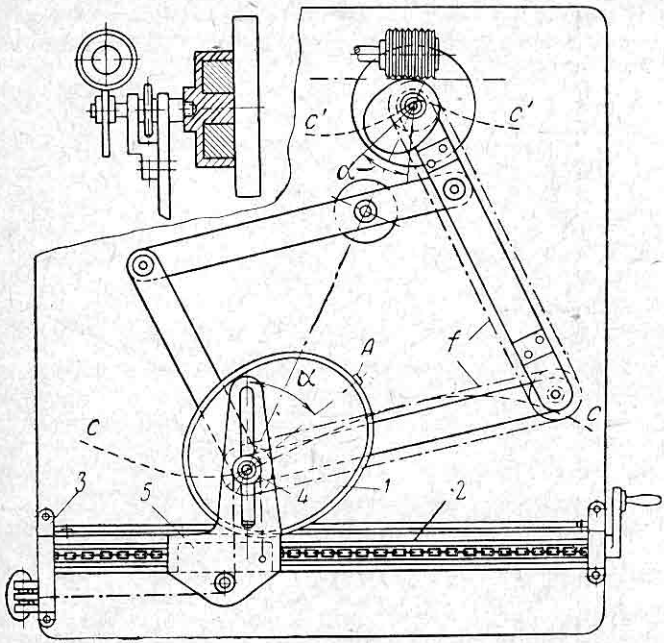
Фиг. 548. Передача из трех эллиптических колес с высокой степенью неравномерности.

Фиг. 549. Приспособление для фрезерования шестиугольника. На оси M вращается зубчатое колесо c, а на оси N — зубчатое колесо a, зацепляющееся с промежуточным зубчатым колесом b ($a:b=3:1$; $c=b$). Если на оси N укрепить шестиугольник S и привести систему во вращение, то сопряженной с шестиугольником кривой будет эллипс E. Если на оси M поместить фрезы F таким образом, чтобы их режущие кромки перемещались по эллипсу E, то при вращении системы можно фрезеровать шестиугольник.



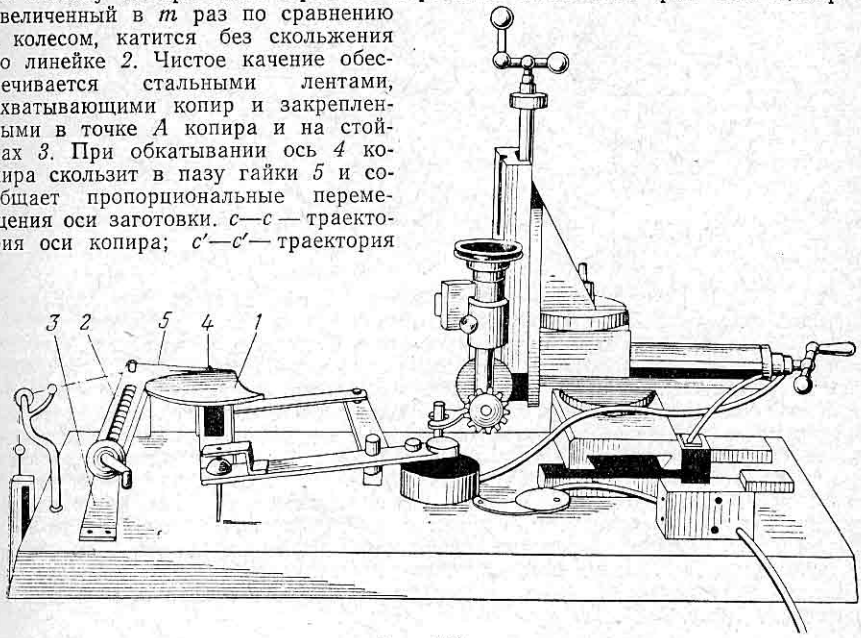
Фиг. 550.

Фиг. 550. Нарезание зубчатых колес по способу копирования. При нарезании используется круглая рейка, центроида которой обкатывается по центроиде нарезаемого некруглого колеса. Обкатка достигается тем, что копир *1*, соответствующий по форме центроиде нарезаемого колеса, связан стальной лентой с линейкой *2*, скользящей вдоль полого вала *6*. Осевые перемещения оправке *9* и фрезе *5* сообщаются через ось O_4 пантографа *3*, уменьшенными в m раз (см. фиг. 2040). Обрабатываемое колесо *4* вращается с такой же угловой скоростью, как и копир *1*, а ось O_1, укрепленная на рычаге, отклоняется от центроиды фрезы на расстояние, пропорциональное отклонению оси O_2 от линейки. Коэффициент пропорциональности m такой же, как и для пантографа. Замыкание копира и линейки производится грузом *8*. Подача осуществляется маховичком *7*.



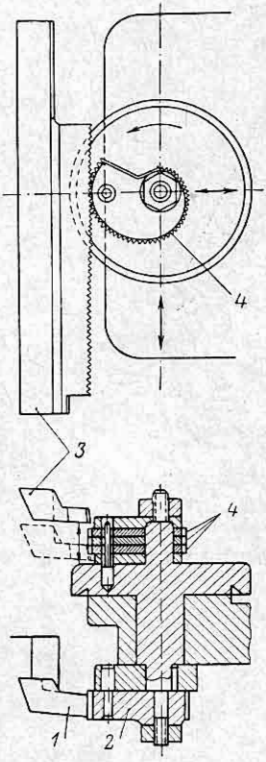
Фиг. 551.

Фиг. 551—552. Приспособление для нарезания некруглых зубчатых колес по способу копирования. Принцип нарезания аналогичен фиг. 550. Копир *1*, увеличенный в m раз по сравнению с колесом, катится без скольжения по линейке *2*. Чистое качение обеспечивается стальными лентами, охватывающими копир и закрепленными в точке A копира и на стойках *3*. При обкатывании ось *4* копира скользит в пазу гайки *5* и сообщает пропорциональные перемещения оси заготовки. c—c — траектория оси копира; c'—c' — траектория

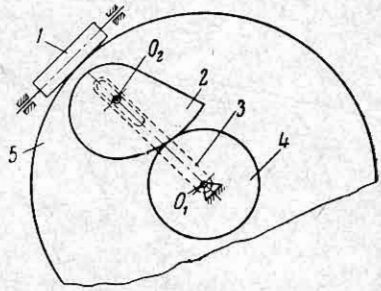


Фиг. 552.

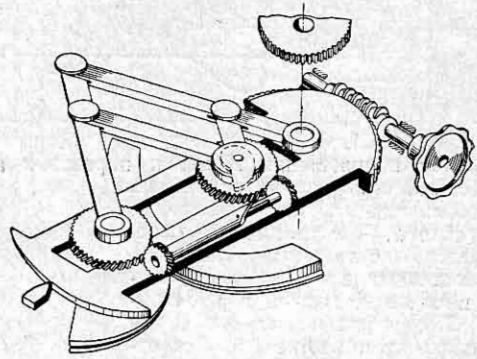
оси заготовки. Вращение заготовке от копира передается цепной передачей *f* с передаточным отношением, равным единице. На фиг. 552 показано это приспособление в изометрии.



Фиг. 553.



Фиг. 554.

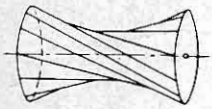


Фиг. 555.

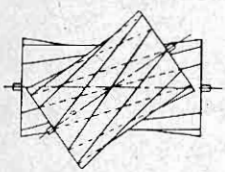
Фиг. 553. Нарезание некруглых зубчатых колес по способу копирования. При массовом изготовлении зубчатых колес используется образцовое зубчатое колесо *2*, установленное на одном и том же шпинделе с нарезаемыми колесами *4*. Образцовое колесо, обкатываясь по неподвижной рейке *1* при продольном перемещении суппорта, сообщает поперечное перемещение салазкам со шпинделем и вращение заготовкам. На схеме *3* — инструментальная рейка.

Фиг. 554—555. Нарезание некруглых зубчатых колес долбяком. Принципиальная схема показана на фиг. 554. В пазу поводка *3*, связанного с червячным колесом *5*, скользит ось O_2 копира *2*, очерченного по центроиде некруглого колеса. Последний обкатывается без скольжения при помощи стальных лент по диску *4* с диаметром, равным диаметру начальной окружности долбяка. На оси копира закреплена заготовка нарезаемого колеса. При малых размерах некруглых колес следует применять приспособление с пантографом, показанным на фиг. 555. O_1 — ось вращения червячного колеса *5*, приводимого червяком *1* (фиг. 554).

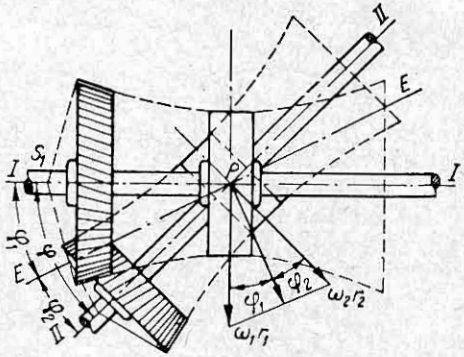
ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ



Фиг. 556.



Фиг. 557.



Фиг. 558.

Фиг. 556—557. Гиперболоид как след перемещения отрезка прямой, вращающейся вокруг неподвижной оси, скрещивающейся с перемещающимся отрезком под некоторым углом. Образующие гиперболоида — прямые линии. Два гиперболоида могут соприкасаться по образующим.

Фиг. 558. Гиперболоидальные зубчатые колеса. Зубья гиперболоидальных колес располагаются по образующим гиперболоида. Так как образующая гиперболоида — прямая, то и образующая профиля зуба также прямая, поэтому зубья гиперболоидальных колес можно изготовлять на долбежных станках.

Для образования зубчатых колес можно вырезать различные части гиперболоида. На практике обычно части гиперболоида, вырезанные из горловины, заменяют цилиндрами, получая при этом винтовые колеса (см. фиг. 107); при вырезании из других частей гиперболоида — обычными конусами.

Общая образующая EE является мгновенной осью относительного вращения и скольжения гиперболоидальных колес. Угол φ скрещивания осей I и II и углы φ_1 и φ_2 наклона образующих с осями колес определяются из равенств

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \frac{\omega_2 \sin\varphi}{\omega_1 + \omega_2 \cos\varphi} = \frac{\sin\varphi}{i_{12} + \cos\varphi};$$

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{\omega_1 \sin\varphi}{\omega_2 + \omega_1 \cos\varphi} = \frac{i_{12}\sin\varphi}{1 + i_{12}\cos\varphi}.$$

Кратчайшее расстояние между осями гиперболоидов делится осью EE мгновенного вращения и скольжения на части r_1 и r_2:

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_2 + \omega_1 \cos\varphi}{\omega_1 + \omega_2 \cos\varphi} = \frac{\operatorname{tg}\varphi_1}{\operatorname{tg}\varphi_2}.$$

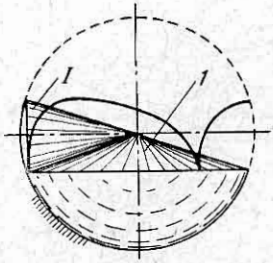
Для колес, вырезанных из горловины (или приближенных винтовых), передаточное отношение

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2 \cos\varphi_2}{r_1 \cos\varphi_1}.$$

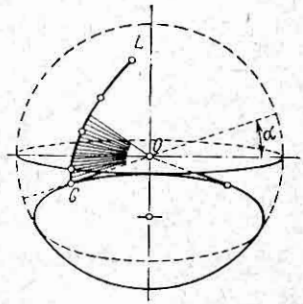
Торцевые шаги каждого колеса определяются из равенств

$$t_n = t_1 \cos\varphi_1 = t_2 \cos\varphi_2.$$

Гиперболоидальное зацепление имеет частные случаи: 1) цилиндрические зубчатые колеса, если образующая параллельна оси, и 2) конические зубчатые колеса, если образующая пересекает ось.



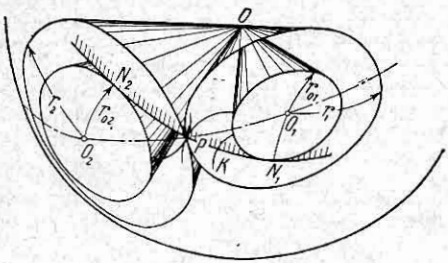
Фиг. 559.



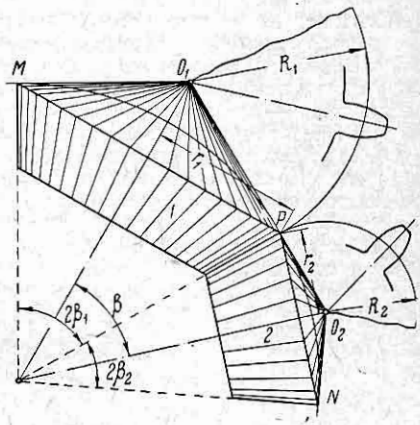
Фиг. 560.

Фиг. 559—560. Поверхности, применяемые для очерчивания боковых поверхностей зубьев конических колес. Конус со сферической эпициклоидой в основании (фиг. 559) получается в результате качения образующего конуса *1* по основному конусу *1*. Каждая из точек образующей перемещается по сфере, описывая сферическую эпициклоиду.

При качении большого круга (фиг. 560) по основному конусу каждая точка круга описывает сферическую эвольвенту *GL*, а радиус — коническую поверхность со сферической эвольвентой в основании.



Фиг. 561.



Фиг. 562.

Фиг. 561. Профилирование конических колес эвольвентного зацепления Внутри начальных конусов, имеющих общую образующую *OP*, выбирается большой круг N_1ON_2P и проводятся эвольвентные конусы r_{02} и r_{01}, касающиеся большого круга. Выбрав прямую на большом круге и перекатывая большой круг по конусу r_{01}, получим эвольвентную коническую поверхность, часть которой может быть использована для очерчивания боковой поверхности зуба первого колеса. Аналогично получается сопряженная боковая поверхность зуба второго колеса. Отношение радиусов начального и эвольвентного конусов такое же, как отношение радиусов начальной и эвольвентной окружностей цилиндрических зубчатых колес.

Фиг. 562. Приближенное профилирование конических зубчатых колес *1* и *2* Части сферы, на которой располагаются сферические кривые, очерчивающие профиль зуба, приближенно могут быть заменены поверхностями дополнитель-

ных конусов MO_1P и NO_2P. Развернув дополнительные конусы и произведя профилирование, как для цилиндрических колес, развертки можно навернуть обратно на конус.

Радиусы разверток

$$R_1 = \frac{r_1}{\cos\beta_1} \quad \text{и} \quad R_2 = \frac{r_2}{\cos\beta_2},$$

где r_1 и r_2 — сопряженные радиусы оснований начальных конусов; $2\beta_1$ и $2\beta_2$ — углы при вершине начальных конусов.

Число зубьев фиктивных цилиндрических колес

$$z_1' = \frac{z_1}{\cos\beta_1}; \quad z_2' = \frac{z_2}{\cos\beta_2}.$$

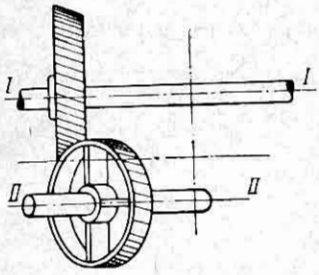
Минимальное число зубьев малого конического колеса эвольвентного профиля, свободного от подрезания ножки зуба, определяется по формуле

$$z_{1\,\min} = \frac{4}{(2 - i_{21})\sin^2\varphi}\cos\beta_1.$$

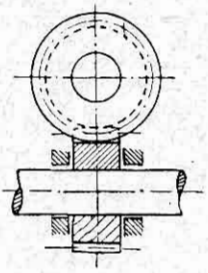
Если угол пересечения осей β, то

$$\operatorname{ctg}\beta_1 = \frac{i_{12} + \cos\beta}{\sin\beta} \quad \text{и} \quad \operatorname{ctg}\beta_2 = \frac{1 + i_{12}\cos\beta}{i_{12}\sin\beta};$$

$$\frac{1}{i_{21}} = i_{12} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \beta = \beta_1 + \beta_2.$$



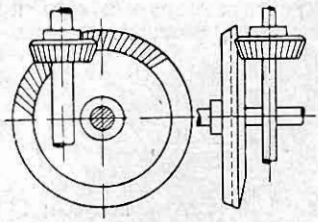
Фиг. 563.



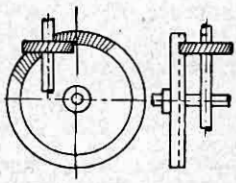
Фиг. 564.

Фиг. 563. Гиперболоидальные зубчатые колеса.

Фиг. 564. Винтовые зубчатые колеса. Начальные поверхности винтовых колес — цилиндрические или глобоидальные. Последние имеют более высокий к. п. д., чем цилиндрические, и применяются для передачи относительно больших сил. При начальных цилиндрических поверхностях профили касаются в точке.



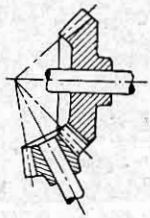
Фиг. 565.



Фиг. 566.

Фиг. 565. Гиперболоидальные зубчатые колеса с прямым зубом при скрещивании осей валов под углом 90°.

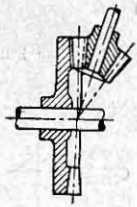
Фиг. 566. Приближенное гиперболоидальное зубчатое зацепление (для второстепенных передач, не требующих точности зацепления). Допустимо только при небольшой ширине зуба.



Фиг. 567.



Фиг. 568.



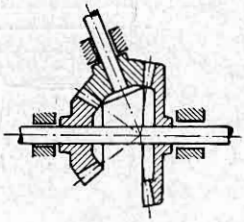
Фиг. 569.

Фиг. 567—569. Конические зубчатые колеса.

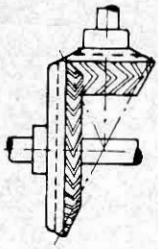
Фиг. 567 — для передачи между валами с пересекающимися под любым углом осями.

Фиг. 568 — для передачи между осями, пересекающимися под углом 90°.

Фиг. 569 — коническая передача с плоским колесом.



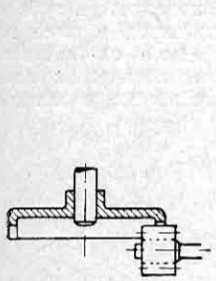
Фиг. 570.



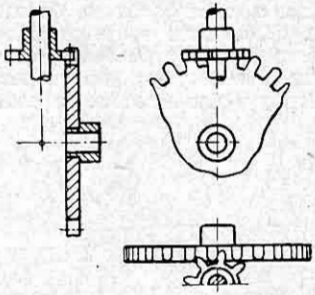
Фиг. 571.

Фиг. 570. Соосная коническая передача.

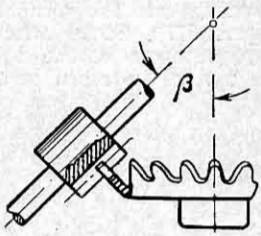
Фиг. 571. Шевронные конические колеса. Применяются для уменьшения осевого давления.



Фиг. 572.

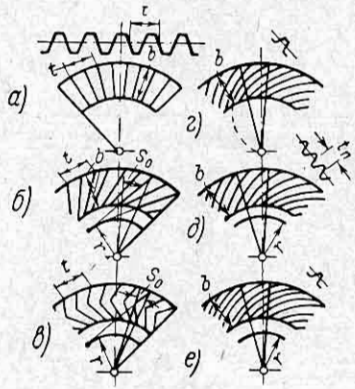


Фиг. 573.



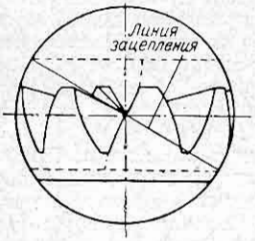
Фиг. 574.

Фиг. 572—574. Приближенные конические передачи. Применимы только в случае малой ширины колеса. Встречаются в механизмах приборов.

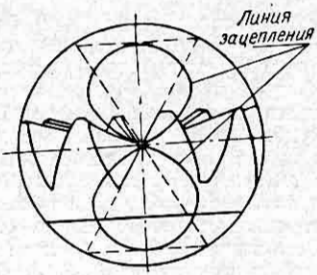


Фиг. 575.

Фиг. 575. Форма зубьев конических зубчатых колес: *а*) прямой зуб; *б*) косой или тангенциальный зуб; *в*) угловые или шевронные зубья; *г*) спиральный зуб; *д*) эвольвентный зуб; *е*) круговой зуб.



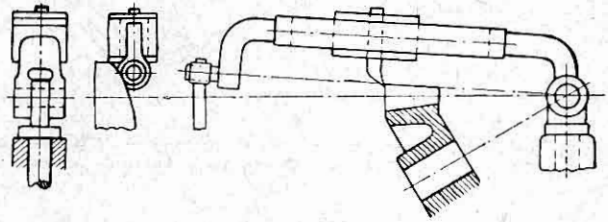
Фиг. 576.



Фиг. 577.

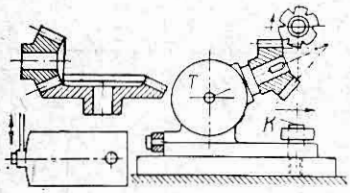
Фиг. 576—577. Профиль плоского колеса. В плоском колесе эвольвентный конус при вершине имеет угол $\neq 180°$, поэтому профилем плоского колеса яв-

ляется сферическая эвольвента, а, следовательно, боковая поверхность зуба отличается от плоскости (фиг. 576). Если взять поверхность зуба в виде плоскости, то получим приближенное зацепление, называемое *октоидальным* (фиг. 577). Такое зацепление используется для нарезания конических колес. Зуб плоского колеса, по которому обкатывается нарезаемое колесо, выполняется в виде плоского резца.

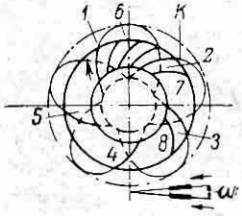


Фиг. 578.

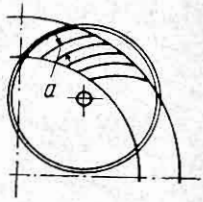
Фиг. 578. Нарезание конического колеса методом обкатки по плоскому колесу (см. фиг. 569). Резец с прямолинейной режущей кромкой.



Фиг. 579.



Фиг. 580.

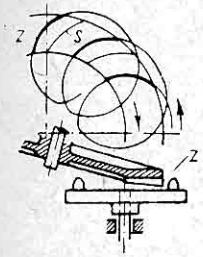


Фиг. 581.

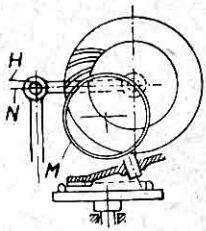
Фиг. 579. Приспособление для фрезерования конических зубчатых колес. Нарезание зуба конического колеса представляет большие технологические трудности, поэтому точное профилирование зуба иногда заменяется приближенным. На фигуре показано одно из таких приспособлений. Зуб нарезается обычной дисковой профильной фрезой. Для придания необходимой конусности заготовка укрепляется на шпинделе делительной головки *T* и совершает при нарезании качательные движения около оси *K*.

Фиг. 580. Строгание спиральных зубьев конического колеса. Профили зубьев строгаются двумя резцами, расположенными под углом ω друг к другу. Резцы вращаются, описывая относительно обрабатываемого колеса кривую *K*. Число зубьев колеса должно быть простым числом. Сначала резец (с первой установки) обрабатывает зубья *1, 2, 3, 4, 5*. Затем колесо повертывают на угол, соответствующий шагу, и обрабатывают зубья *6, 7, 8* и т. д.

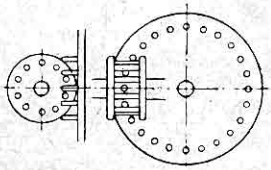
Фиг. 581. Фрезерная головка для обработки спиральных зубьев и конических колес больших диаметров. Фрезу устанавливают в такое положение, чтобы расстояние *a* соответствовало ширине зуба. Обрабатываемое изделие неподвижно.



Фиг. 582.



Фиг. 583.



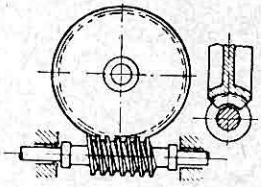
Фиг. 584.

Фиг. 582. Фрезерная головка с двумя резцами для фрезерования зубьев конических колес. Как и в предыдущем случае, фрезу устанавливают так, чтобы обеспечить равное расстояние между зубьями. Один резец нарезает зубья z, а другой — промежуточные s.

Фиг. 583. Фрезерная головка M с резцами для нарезания конических колес. Нарезаемое колесо неподвижно. Когда резец нарежет зуб на полную глубину, колесо поворачивают из положения N в положение H.

Фиг. 584. Зубчатые колеса с зубьями в виде цевок для передачи движения между валами с взаимно перпендикулярными осями. Допускают большие передаточные числа. Применяются в мельничных поставах.

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ



Фиг. 585.

Фиг. 585. Червячное зацепление. Передаточное отношение

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{k_2}{z_1},$$

где z_1 — число зубьев червячного колеса;
k_2 — число заходов нарезки червяка.

Коэффициент полезного действия зависит от угла подъема винтовой линии по начальному цилиндру; при ведущем червяке

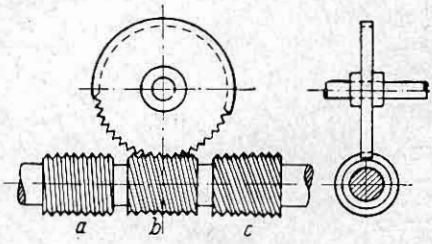
$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)},$$

при ведущем колесе

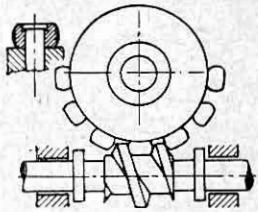
$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha-\rho)}{\operatorname{tg}\alpha},$$

где α — угол подъема винтовой линии, ρ — угол трения.

При ведущем колесе передача может работать только при $\alpha > \rho$. Чаще применяется в качестве редукционной пары. Опора для восприятия осевого усилия червяка обязательна.



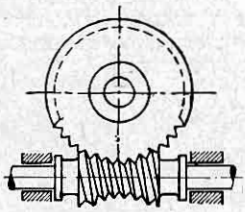
Фиг. 586.



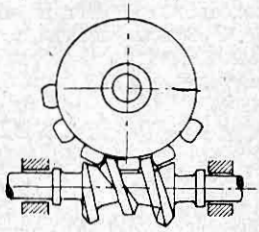
Фиг. 587.

Фиг. 586. Червячное колесо, входящее по очереди в зацепление с тремя червяками *a, b, c* с разным числом заходов. Так как угол наклона нарезки у всех трех червяков разный, то соприкосновение между поверхностью зубьев колеса и червяка происходит на небольшой длине зуба колеса. Поэтому колеса таких передач имеют меньшую ширину зуба, чем червячные передачи обычного типа.

Фиг. 587. Цилиндрическая червячная передача с зубьями в виде роликов, установленных для увеличения к. п. д. за счет уменьшения трения.



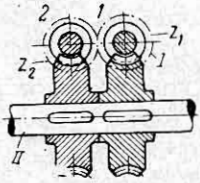
Фиг. 588.



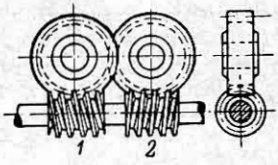
Фиг. 589.

Фиг. 588. Глобоидальная червячная передача для передачи больших сил. Передача получила название по форме червяка, имеющего начальную поверхность в виде глобоида. Глобоид — тело вращения, получаемое при вращении круга вокруг оси, лежащей вне круга и в плоскости круга. Глобоидальные передачи обладают высоким к. п. д. В настоящее время получили широкое применение в интенсивно работающих передачах, в частности в тяжело нагруженных механизмах металлургических машин.

Фиг. 589. Глобоидальная червячная передача с зубьями в виде роликов.



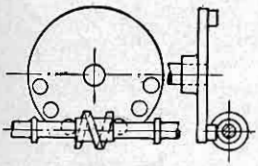
Фиг. 590.



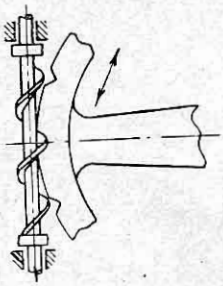
Фиг. 591.

Фиг. 590. Устранение осевого давления на червячное колесо. Червяк *1* вращается непосредственно от ведущего вала *1*, червяк *2* — через зубчатые колеса z_1, z_2. Один из червяков имеет правый, другой — левый ход. Передача будет работать без дополнительных нагрузок при достаточно точном изготовлении.

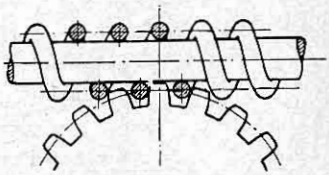
Фиг. 591. Устранение осевого давления на червяк. Червяки *1* и *2*, сидящие на одном валу, имеют разное направление витков.



Фиг. 592.



Фиг. 593.

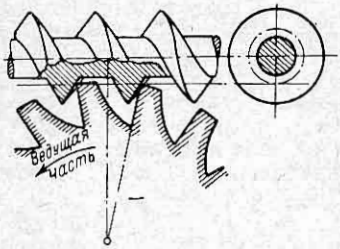


Фиг. 594.

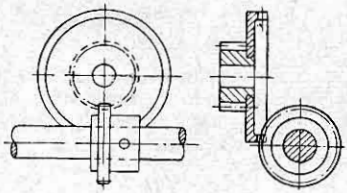
Фиг. 592. Червячная передача с цевками на колесе, расположенными на торцевой плоскости (см. также фиг. 605).

Фиг. 593. Червячная передача с большим шагом червяка. Ведущим является колесо, ведомым — червяк. Применяется для мультиплицирующих передач в механизмах, рассчитанных на передачу небольшой мощности, например, в тормозах регуляторов (см. фиг. 3072), в центрифугах и т. п.

Фиг. 594. Упрощенная конструкция червячной передачи.



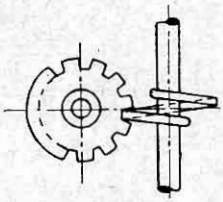
Фиг. 595.



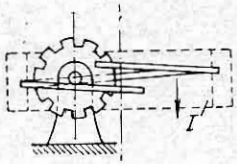
Фиг. 596.

Фиг. 595. Передача, заменяющая червячную.

Фиг. 596. Зацепление червяка с плоскоконусным колесом.



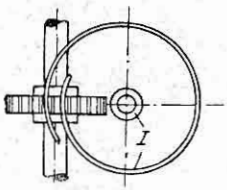
Фиг. 597.



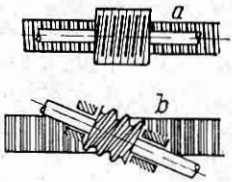
Фиг. 598.

Фиг. 597. Червячная передача с червяком большого диаметра из проволочной цилиндрической спирали.

Фиг. 598. Червячная передача с червяком *I* большого диаметра из проволочной цилиндрической спирали. Червячное колесо помещается внутри червяка.



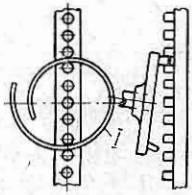
Фиг. 599.



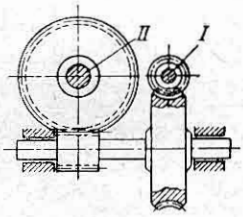
Фиг. 600.

Фиг. 599. Спиральная передача, состоящая из зубчатого колеса и витка плоской спирали *I*. Плоскость спирали касательна к окружности колеса.

Фиг. 600. Реечно-червячное зацепление: *a* — рейка с косыми зубьями; *b* — рейка с прямыми зубьями.



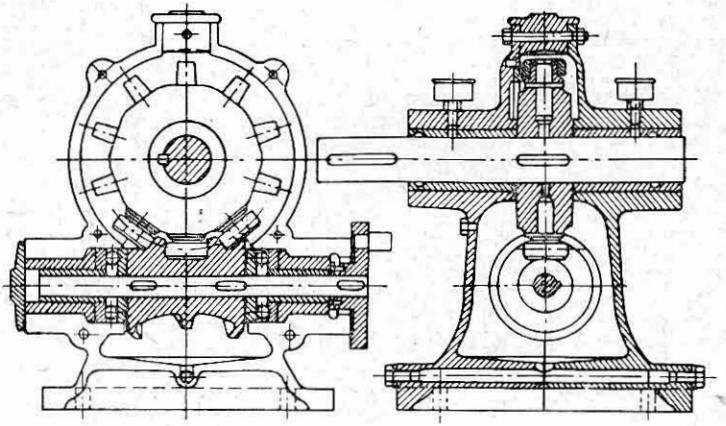
Фиг. 601.



Фиг. 602.

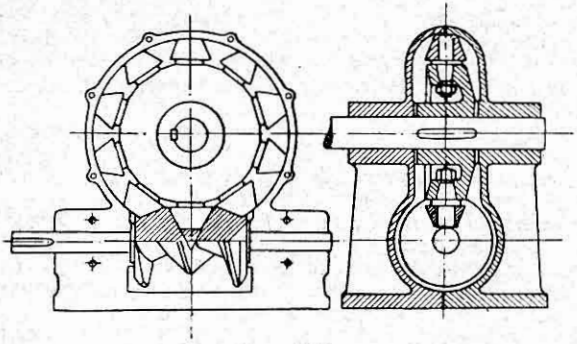
Фиг. 601. Спиральная передача, состоящая из спирального витка *I* и рейки с зубьями из круглых стержней. Плоскость спирали наклонена к рейке.

Фиг. 602. Последовательное соединение червячных пар *I* и *II* для получения большого передаточного числа.



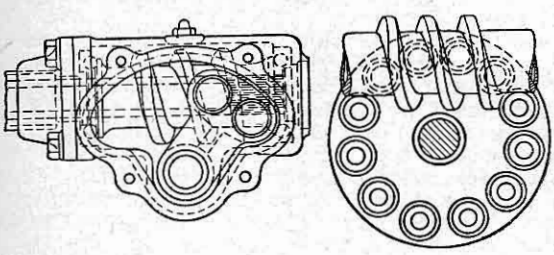
Фиг. 603.

Фиг. 603. Редуктор с глобоидальной червячной парой. Зубья червячного колеса для уменьшения трения заменены цилиндрическими роликами.

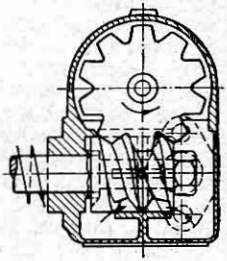


Фиг. 604.

Фиг. 604. Редуктор с глобоидальной червячной парой и коническими роликами на колесе вместо зубьев.



Фиг. 605.



Фиг. 606.

Фиг. 605. Червячная передача с роликовыми пальцами в рулевом механизме автомобиля. Справа — приложение к схеме фиг. 592.

Фиг. 606. Червячная передача, использованная в качестве механизма насоса.

МЕХАНИЗМЫ, СОСТАВЛЕННЫЕ ИЗ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Зубчатые передачи строятся не только в виде пары зубчатых колес того или иного вида зацепления, но и в более сложных комбинациях, образуя рядовое зубчатое зацепление, возвратный ряд, эпициклические передачи, сложные разветвленные и замкнутые передачи и ряд других. По характеру использования в машине или механизме зубчатые механизмы обычно подразделяются на следующие группы.

Редукторы (мультипликаторы) — механизмы, предназначенные для уменьшения (увеличения) числа оборотов ведомого вала по сравнению с числом оборотов ведущего вала. Некоторые механизмы в зависимости от потребности могут быть использованы в качестве редуктора или мультипликатора. Ряд механизмов — это относится главным образом к червячным механизмам и планетарным передачам — вследствие самоторможения может быть использован только в качестве редуктора.

Коробки скоростей — механизмы, позволяющие эпизодически изменять число оборотов ведомого вала путем переключения различных цепей зубчатых колес, образующих рядовые зацепления, эпициклические передачи и др. На практике получили весьма широкое распространение коробки скоростей раз-

личных типов, отличающиеся количеством возможных передаточных отношений и конструктивными особенностями.

Механизмы настройки — всякого рода гитары, коробки подач, сменные колеса, позволяющие изменять в зависимости от потребности отношение чисел оборотов.

Реверсивные механизмы — механизмы, позволяющие изменять направление движения на противоположное.

Суммирующие и компенсирующие уравнительные механизмы (дифференциалы).

Грузоподъемные механизмы — тельферы, лебедки и др.

Механизмы управления.

Во многих случаях механизм, составленный из зубчатых колес, выполняет несколько функций одновременно. Например, планетарный редуктор может быть использован в качестве предохранительного механизма.

По структуре механизмы, составленные из зубчатых колес, разделяются на простые передачи, в которых оси всех колес неподвижны, и эпициклические, в которых некоторые колеса (сателлиты) вращаются вокруг собственной оси и вокруг оси передачи.

В зависимости от назначения механизмы, составленные из зубчатых колес, могут иметь одну или более степеней свободы, в соответствии с чем должно задаваться количество независимых движений.

При расчете или анализе механизмов, составленных из зубчатых колес, возникают задачи двух видов, а именно: необходимость выразить передаточные отношения через параметры передачи или необходимость определить параметры передачи по заданным передаточным отношениям или числам оборотов. Задача первого рода — вполне определенная и имеет единственное решение. При решении задачи второго рода возникают затруднения вследствие большого числа решений, из которых следует выбрать наиболее благоприятные. Однако в некоторых случаях точное решение вообще отсутствует и практически приходится подбирать наиболее близкое решение, при котором заданное передаточное отношение может быть реализовано с наименьшей ошибкой.

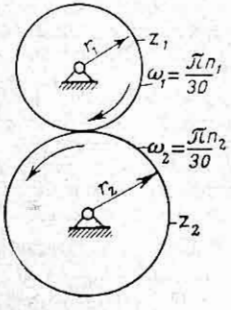
Передаточное отношение пары колес внешнего зацепления (фиг. 607)

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{\omega_1}{\omega_2}=-\frac{r_2}{r_1}=-\frac{z_2}{z_1}.$$

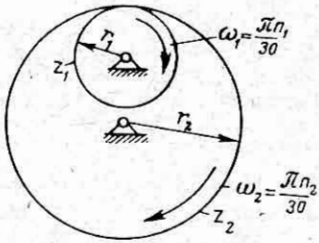
Знак минус принят потому, что колеса вращаются в противоположных направлениях.

Для внутреннего зацепления (фиг. 608)

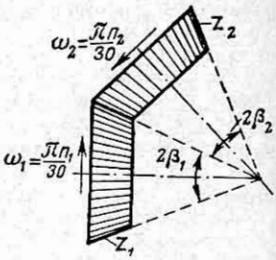
$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{r_2}{r_1}=\frac{z_2}{z_1}.$$



Фиг. 607.



Фиг. 608.



Фиг. 609.

Для пары конических зубчатых колес передаточное отношение (фиг. 609)

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1},$$

где $2\beta_1$ и $2\beta_2$ — углы при вершине начальных конусов.

Знак вращения ведомого колеса определяется по стрелкам.

Полное передаточное отношение рядового зацепления, т. е. отношение чисел оборотов первого и последнего валов передачи, равно произведению простых передаточных отношений пар зубчатых колес, связывающих между собой два каких-либо промежуточных вала:

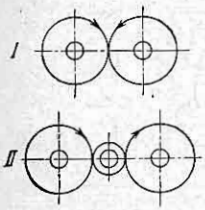
$$i_{1k} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \ldots i_{k-1,\,k} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_3}{z_2'} \frac{z_4}{z_3'} \ldots \frac{z_k}{z_{k-1}'} (-1)^m,$$

где m — число внешних зацеплений.

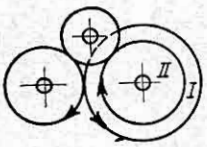
Определение знака передаточного отношения имеет смысл только для передач, составленных из цилиндрических зубчатых колес. Для соосной (см. фиг. 615,*а* и *б*) конической передачи знак передаточного отношения определяется при помощи стрелок. Зубчатое колесо (паразитное), одновременно зацепляющееся с двумя другими, на величину передаточного отношения не влияет, но *меняет знак* его на противоположный. Четное число паразитных зубчатых колес знака передаточного отношения не меняет.

Простые передачи

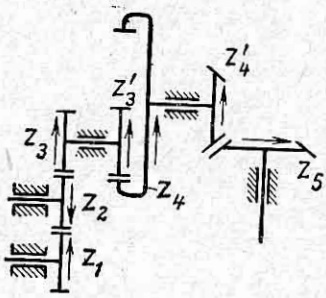
Фиг. 610. Передача цилиндрическими зубчатыми колесами: *I* — ведущие и ведомые колеса вращаются в разные стороны, *II* — ведущее и ведомое колеса вращаются в одну сторону. Промежуточное колесо — паразитное.



Фиг. 610.



Фиг. 611.



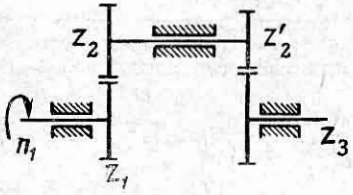
Фиг. 612.

Фиг. 611. Передача цилиндрическими зубчатыми колесами. Оси ведущего *I* и ведомого *II* колес совпадают. Направление вращения — противоположное.

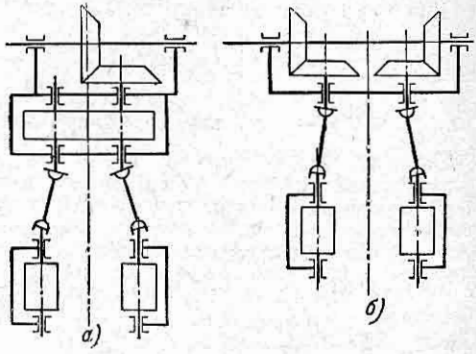
Фиг. 612. Рядовое зацепление

$$i_{51} = \frac{z_1}{z_3} \frac{z_3'}{z_4'} \frac{z_4'}{z_5} = \frac{z_1}{z_3} \frac{z_3'}{z_4} \frac{\sin \beta_4'}{\sin \beta_5}.$$

Направление вращения ведомого вала определяется при помощи стрелок.



Фиг. 613.

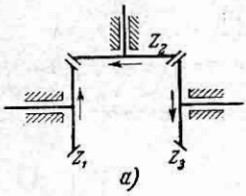


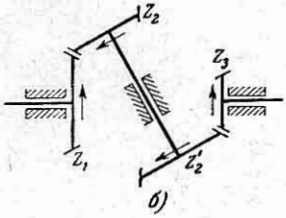
Фиг. 614.

Фиг. 613. Возвратный ряд. Оси колес z_1 и z_3 совпадают.

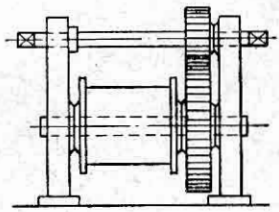
$$i_{13} = \frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_2'}(-1)^2.$$

Фиг. 614. Схемы передачи движения вертикальным валкам универсальных станов. Передача движения от конических зубчатых колес к валкам, положение осей которых может изменяться, осуществляется посредством шпинделей с универсальными шарнирами. Передачи отличаются тем, что по схеме *б* каждый валок имеет свою пару конических колес, а по схеме *а* — одна пара конических колес заменена цилиндрическими колесами.





Фиг. 615.



Фиг. 616.

Фиг. 615. Возвратные ряды, составленные из конических колес.

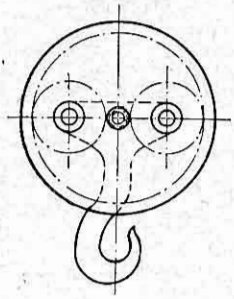
Для ряда *а*

$$i_{13} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

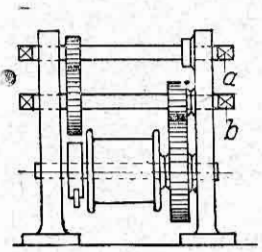
Для ряда *б*

$$i_{13} = \frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_2'}.$$

Фиг. 616. Одноступенчатый зубчатый редуктор, использованный в лебедке.



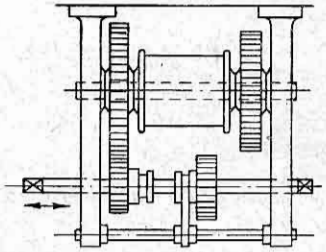
Фиг. 617.



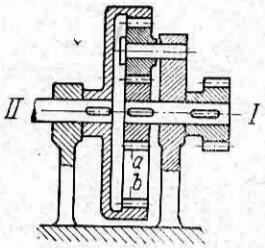
Фиг. 618

Фиг. 617. Передача с внутренним зацеплением с двумя промежуточными зубчатыми колесами. Механизм имеет большое передаточное отношение.

Фиг. 618. Двухступенчатая зубчатая передача в лебедке. Ведущим является вал *a* или *b* в зависимости от необходимой величины тягового усилия.



Фиг. 619.

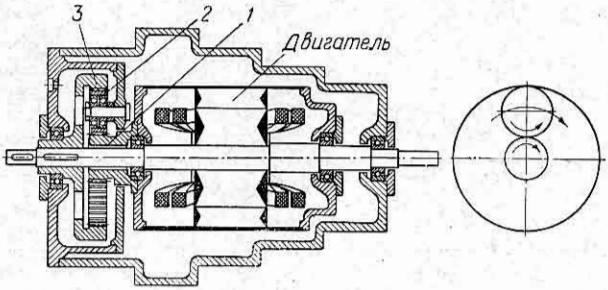


Фиг. 620.

Фиг. 619. Одноступенчатая зубчатая передача в лебедке с переключающимися ведущими зубчатыми колесами.

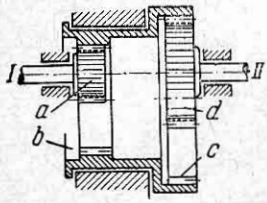
Фиг. 620. Одноступенчатый редуктор с колесами внутреннего зацепления. Колеса *a* ведущего и *b* ведомого валов вращаются в разных направлениях

$$i_{ab} = -\frac{z_b}{z_a}.$$

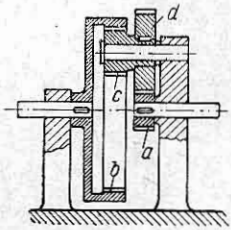


Фиг. 621.

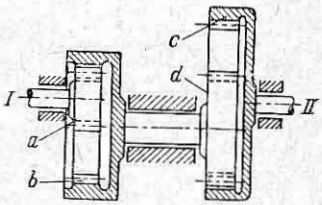
Фиг. 621. Редуктор, встроенный в корпус электродвигателя. Колесо *1* — ведущее, закреплено на валу двигателя, колесо *2* — паразитное, колесо *3* с внутренним зацеплением — ведомое.



Фиг. 622.



Фиг. 623.



Фиг. 624.

Фиг. 622. Двухступенчатый редуктор с колесами внутреннего зацепления. Передаточное отношение

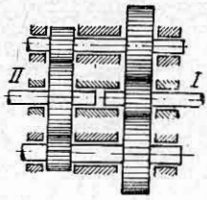
$$i_{ad} = \frac{n_a}{n_d} = \frac{z_d z_b}{z_c z_a}.$$

Фиг. 623. Двухступенчатый редуктор. Одна ступень с внутренним, другая — с наружным зацеплением. Передаточное отношение

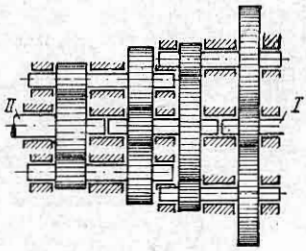
$$i = \frac{n_a}{n_b} = -\frac{z_d z_b}{z_a z_c}.$$

Фиг. 624. Двухступенчатый редуктор с колесами внутреннего зацепления. Передаточное отношение

$$i_{ac} = \frac{n_a}{n_c} = \frac{z_b z_c}{z_a z_d}.$$



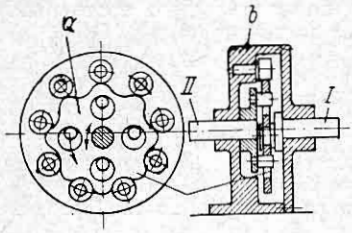
Фиг. 625.



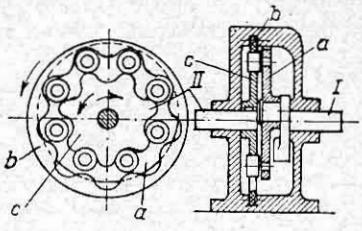
Фиг. 626.

Фиг. 625. Сдвоенный двухступенчатый редуктор для больших мощностей с разветвлением силового потока. Применяется для: 1) уменьшения нагрузки на зубья; 2) уменьшения радиального давления на подшипниках промежуточных валов и 3) уничтожения радиального давления на подшипники соосных ведущего *I* и ведомого *II* валов.

Фиг. 626. Сдвоенный четырехступенчатый редуктор с разветвлением силового потока.



Фиг. 627.



Фиг. 628.

Фиг. 627. Роликовая редукционная передача. На диске вала *II* укреплены четыре пальца, входящие в отверстия промежуточного диска. Эксцентриситеты вала *I* и осей пальца и отверстия одинаковы, в результате чего получается учетверенный шарнирный параллелограмм. Внешние зубья диска с неподвижными цевками образуют планетарную цевочную передачу. Числа цевок и зубьев отличаются на единицу. При неподвижных валах *I* и *II*, но вращающемся корпусе *b* с числом оборотов $n_b = -n_I$ получим

$$n'_a = -n_I \frac{z_b}{z_a}.$$

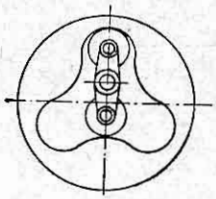
Сообщая всему механизму вращение с числом оборотов $-n_b = n_I$, получим корпус *b* неподвижным и

$$n_a = n'_a + n_I = n_I \left(1 - \frac{z_b}{z_a}\right) = -\frac{n_I}{z_a}.$$

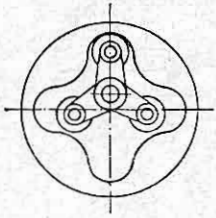
Число зубьев колеса *a* может быть различным.

Фиг. 628. Роликовый планетарный редуктор. Ролики укреплены на диске *a*, посаженном на эксцентричную ось. Число роликов на единицу превышает число зубьев внутреннего диска *c*; число впадин внешнего кольца *b* на единицу больше числа роликов. Диск *a* — ведущий, диск *c* — ведомый. Механизм представляет собой двойную планетарную цевочную передачу. Передаточное число редуктора

$$i_{I,II} = \frac{n_I}{n_{II}} = 1 - \frac{z_b}{z_c} = -\frac{2}{z_c}.$$



Фиг. 629.



Фиг. 630.

Фиг. 629. Двуплечий рычаг с роликами в криволинейном треугольнике. Передаточное число 3 : 2.

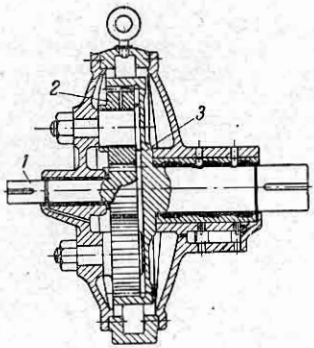
Фиг. 630. Трехплечий кривошип в криволинейном квадрате. Передаточное число 4 : 3.

Фиг. 631. Одноступенчатый соосный редуктор внутреннего зацепления. Соосность редуктора со стандартными колесами возможна, если

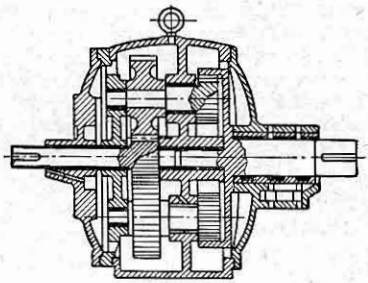
$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}.$$

Сумма $z_1 + z_3$ должна быть кратной числу сателлитов, если модули колес равны (*1* — ведущий вал; *2* — паразитное колесо; *3* — ведомый вал).

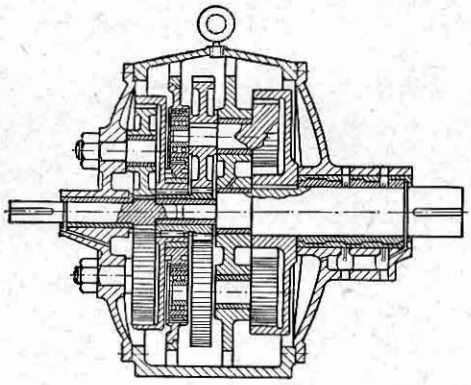
Фиг. 632. Двухступенчатый соосный редуктор внутреннего зацепления.



Фиг. 631.

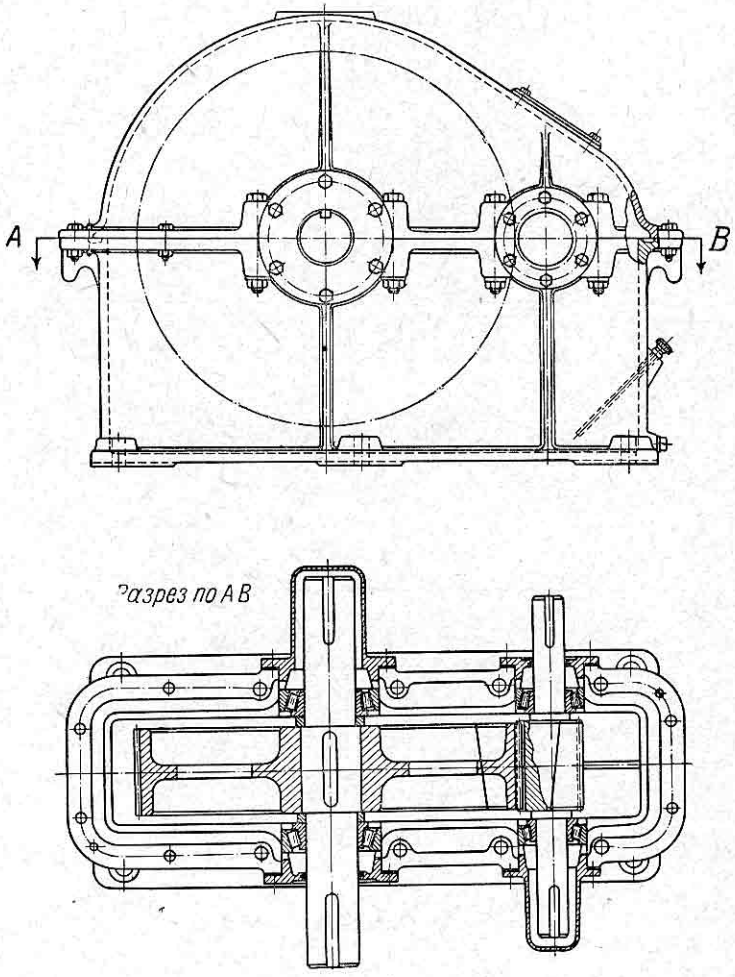


Фиг. 632.



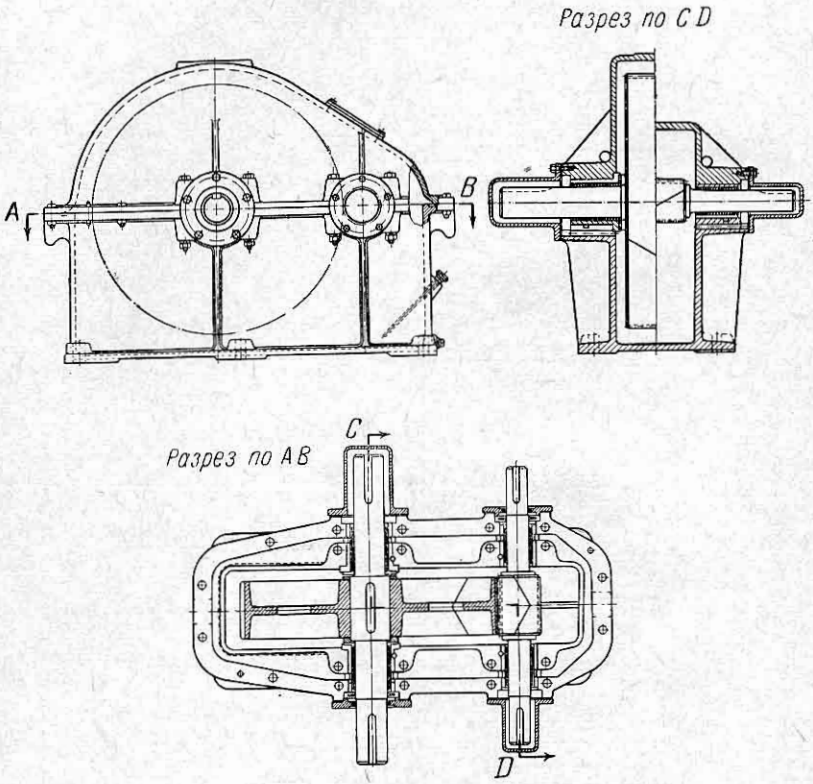
Фиг. 633.

Фиг. 633. Трехступенчатый редуктор внутреннего зацепления.



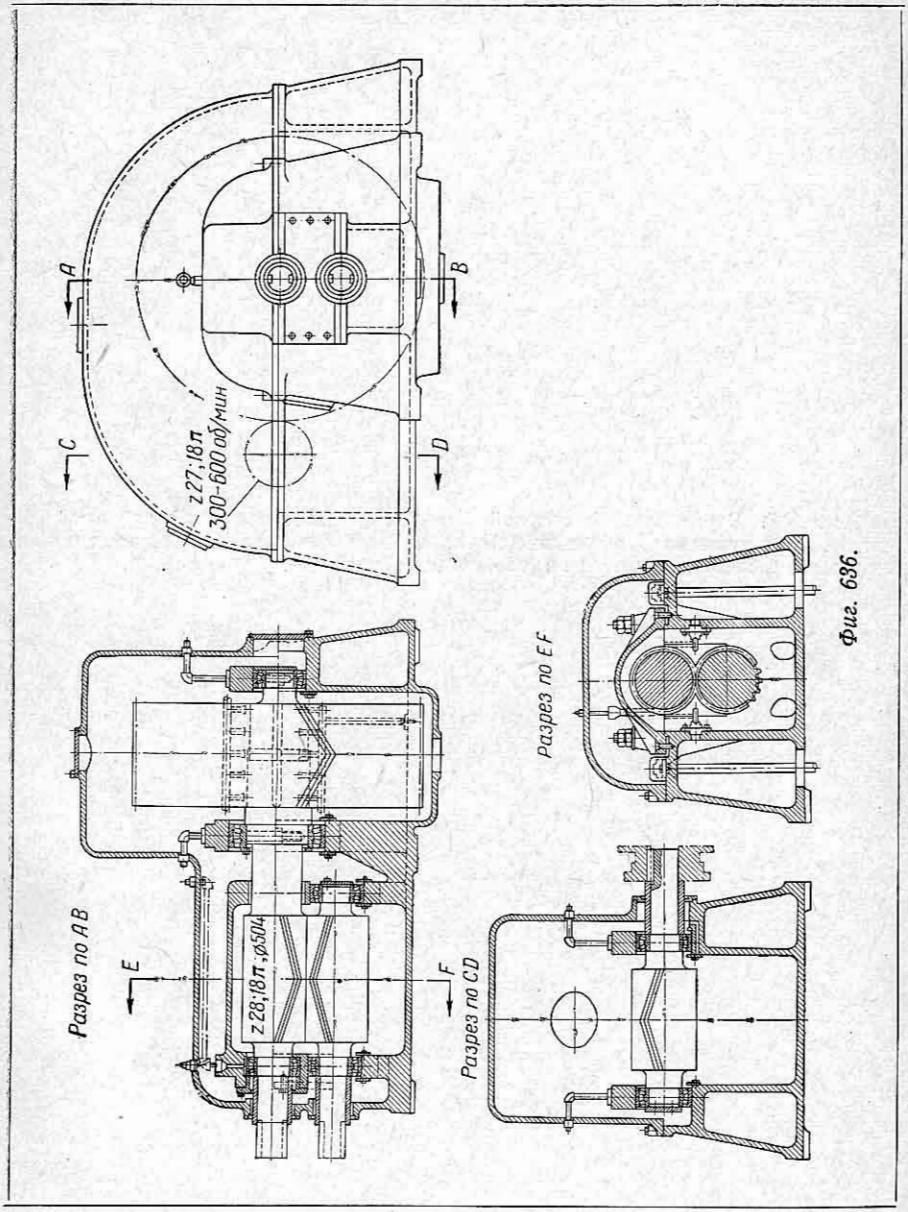
Фиг. 634.

Фиг. 634. Одноступенчатый зубчатый редуктор с литым корпусом, позволяющий осуществить $i=10\div12$. Осевые нагрузки воспринимаются радиально-упорными роликовыми подшипниками, которые смазываются маслом, стекающим со стенок кожуха.



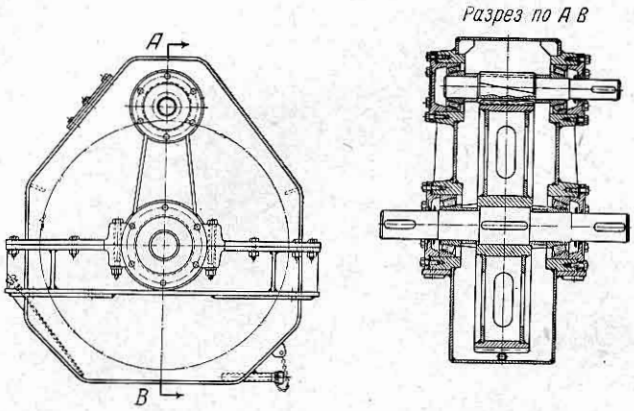
Фиг. 635.

Фиг. 635. Одноступенчатый зубчатый редуктор, в котором благодаря наличию шевронных колес отсутствуют осевые нагрузки.



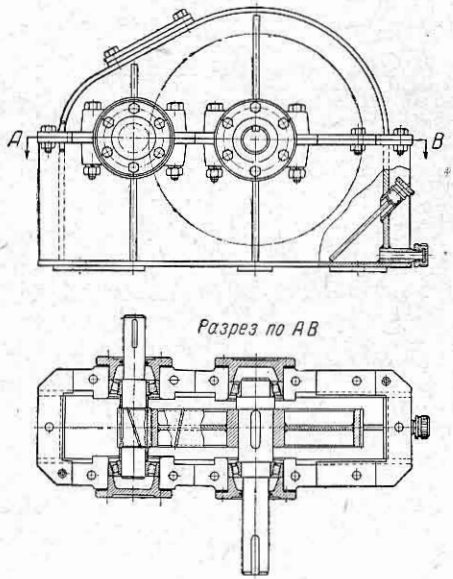
Фиг. 636.

Фиг. 636. Зубчатый редуктор к шестеренной клети холоднопрокатного стана. $N=2250$ *л. с.*



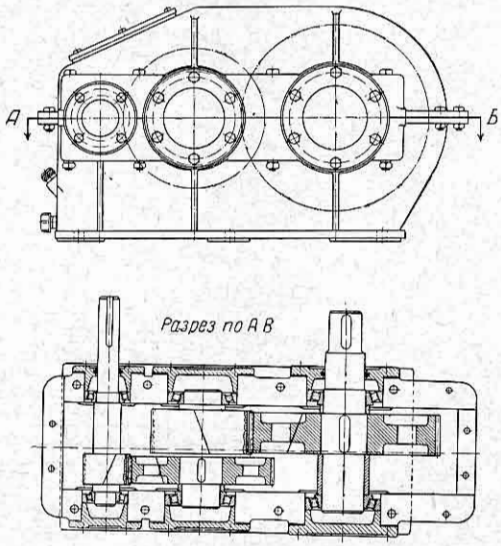
Фиг. 637.

Фиг. 637. Вертикальный сварной крановый одноступенчатый зубчатый редуктор. Передаваемая мощность 95 *л. с.* Ведущий вал монтируется не по плоскости разъема, а сверху в специальной расточке.



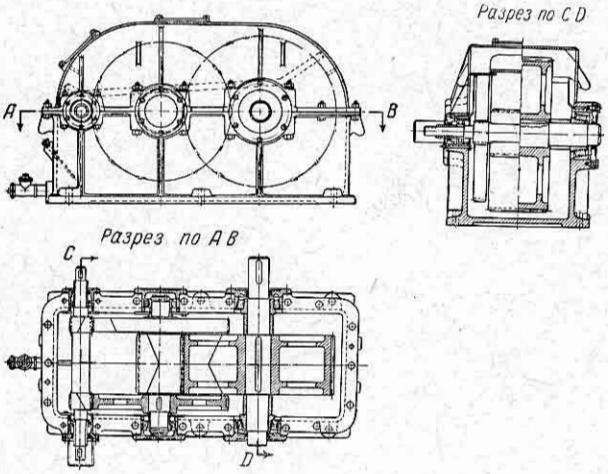
Фиг. 638.

Фиг. 638. Крановый сварной одноступенчатый зубчатый редуктор.



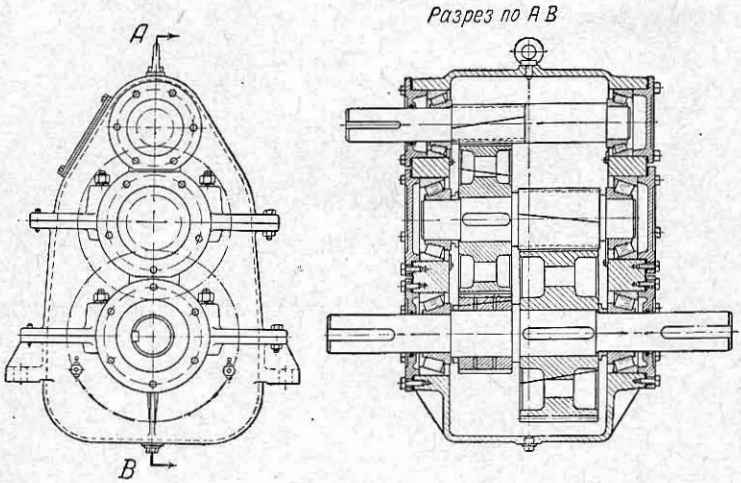
Фиг. 639.

Фиг. 639. Двухступенчатый зубчатый редуктор, позволяющий понизить угловую скорость в 70 раз.



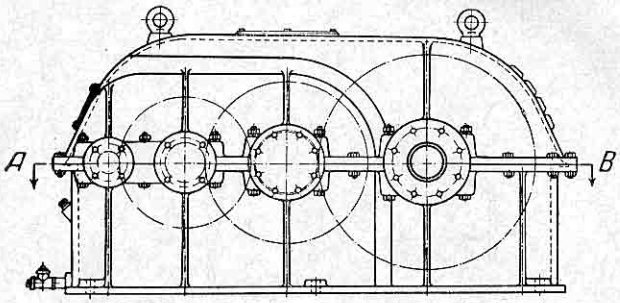
Фиг. 640.

Фиг. 640. Двухступенчатый зубчатый редуктор с раздвоенной первой ступенью мощностью до 50 *л. с.*, применяемый в крановых механизмах.

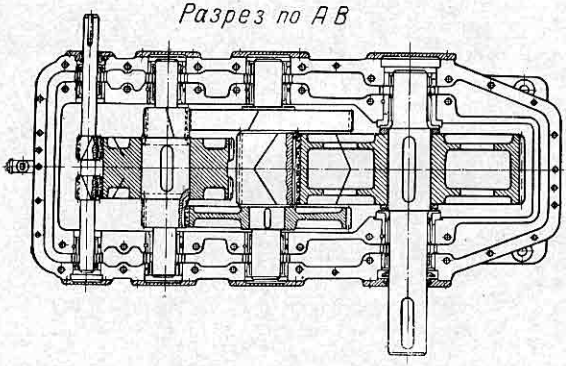


Фиг. 641.

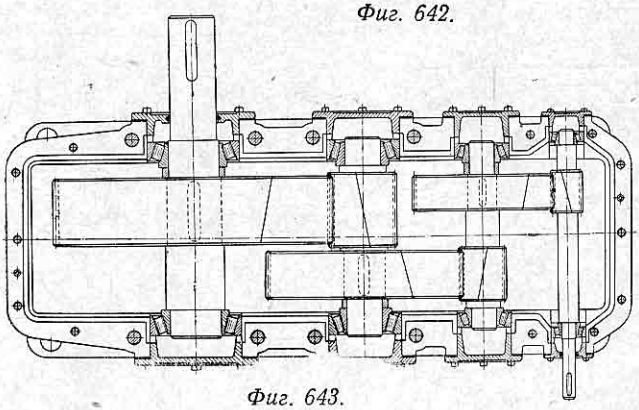
Фиг. 641. Вертикальный двухступенчатый крановый зубчатый редуктор с двумя плоскостями разъема.



Разрез по АВ



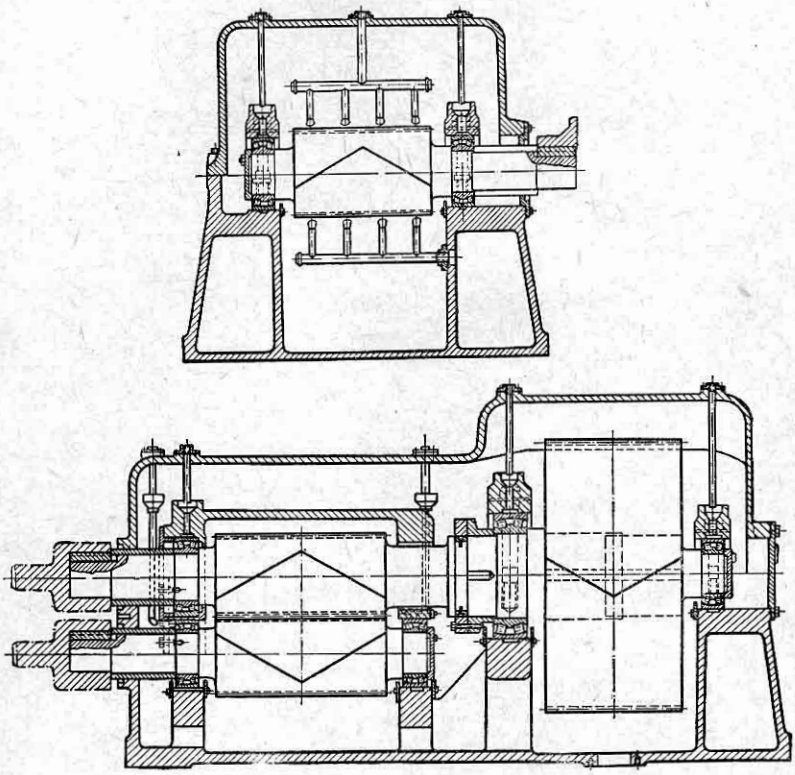
Фиг. 642.



Фиг. 643.

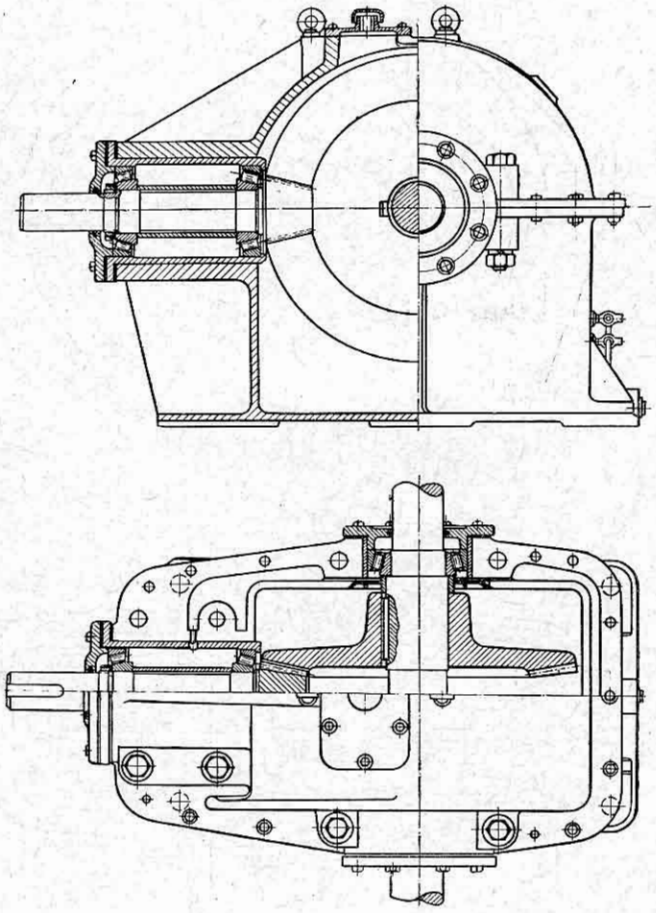
Фиг. 642. Трехступенчатый цилиндрический редуктор на подшипниках скольжения, применяемый для $i=80\div350$ в условиях тяжелой непрерывной работы.

Фиг. 643. Трехступенчатый зубчатый редуктор, собранный на подшипниках качения.



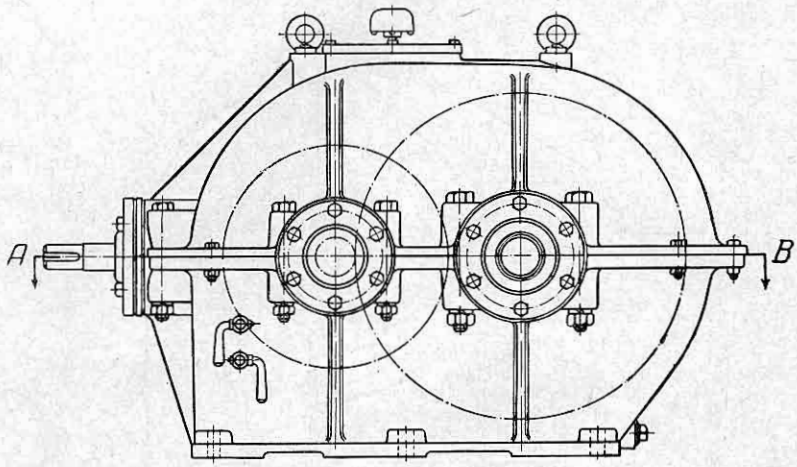
Фиг. 644.

Фиг. 644. Комбинированный мощный редуктор с принудительной смазкой, применяемый в приводах прокатных станов мощностью до 3500 *л. с.* Редукторы известны под названием шестеренных клетей.

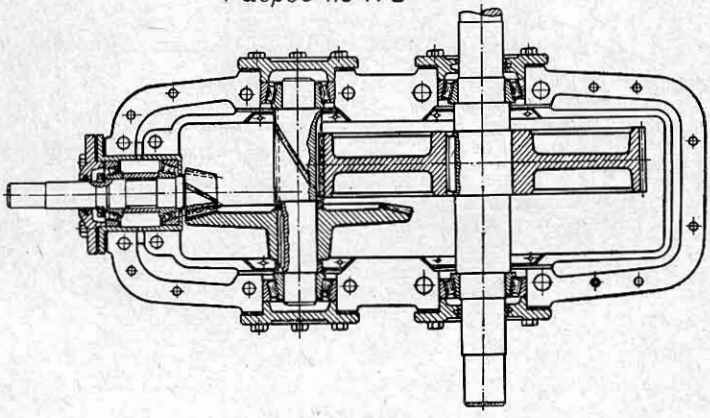


Фиг. 645.

Фиг. 645. Одноступенчатый редуктор из пары конических зубчатых колес, применяемый при $i=2\div5$. Для повышения жесткости опоры ведущего вала предусмотрены ребра.

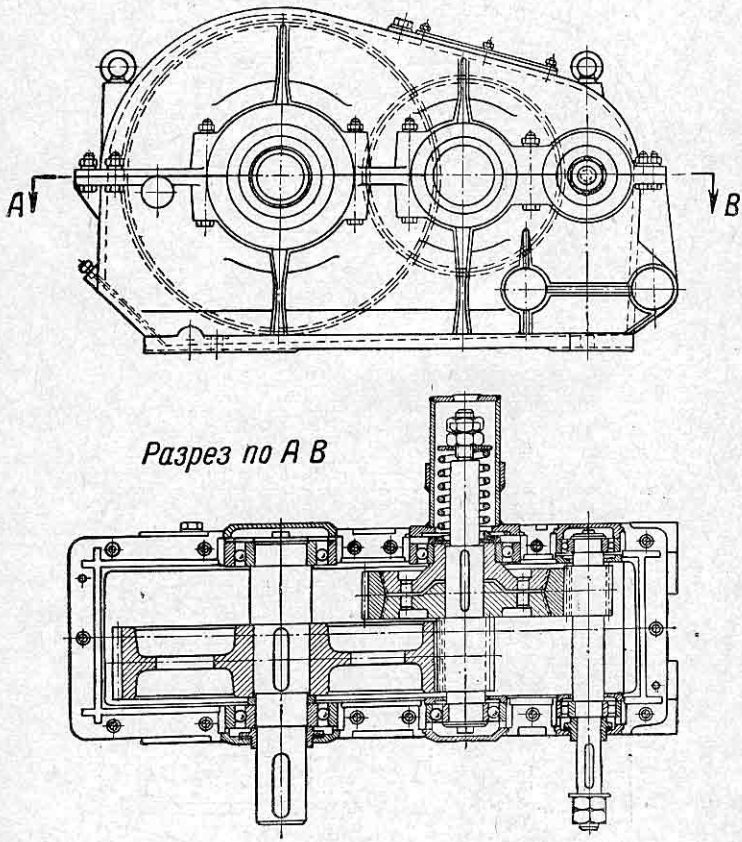


Разрез по A B



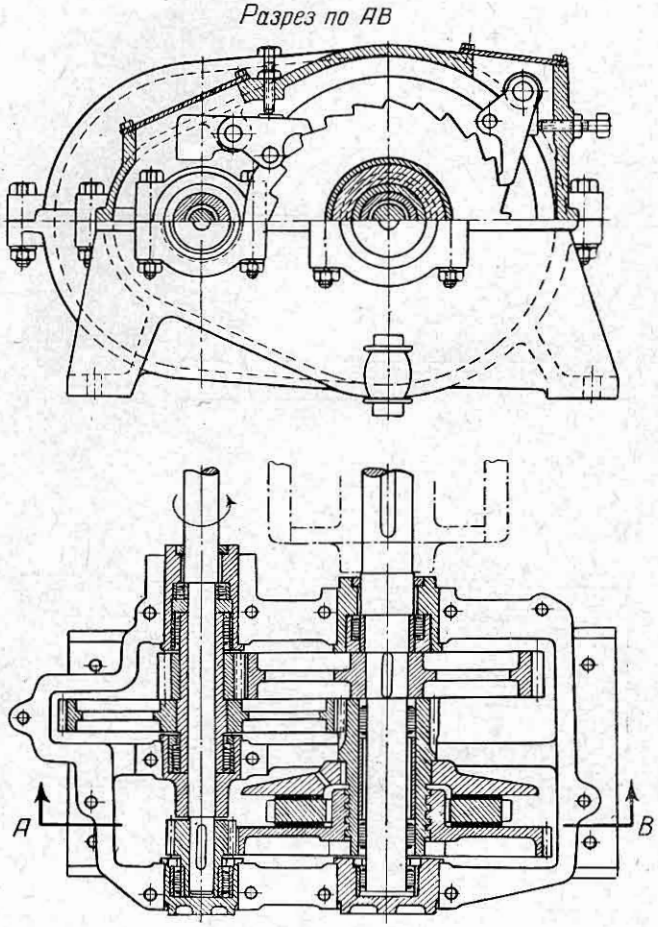
Фиг. 646.

Фиг. 646. Двухступенчатый редуктор из конических и цилиндрических зубчатых колес, применяемый для $i=6\div50$ главным образом в механизмах прокатных станов. Роликоподшипники защищены от попадания загрязненного масла специальными маслоотражательными щитками.



Фиг. 647.

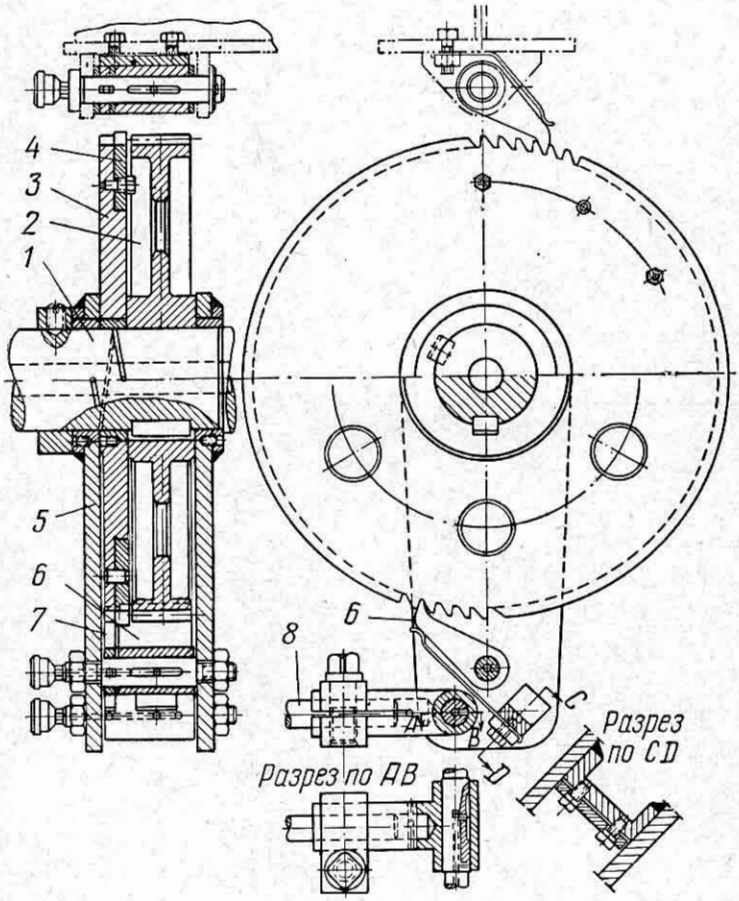
Фиг. 647. Двухступенчатый зубчатый редуктор с предохранительной муфтой.



Фиг. 648.

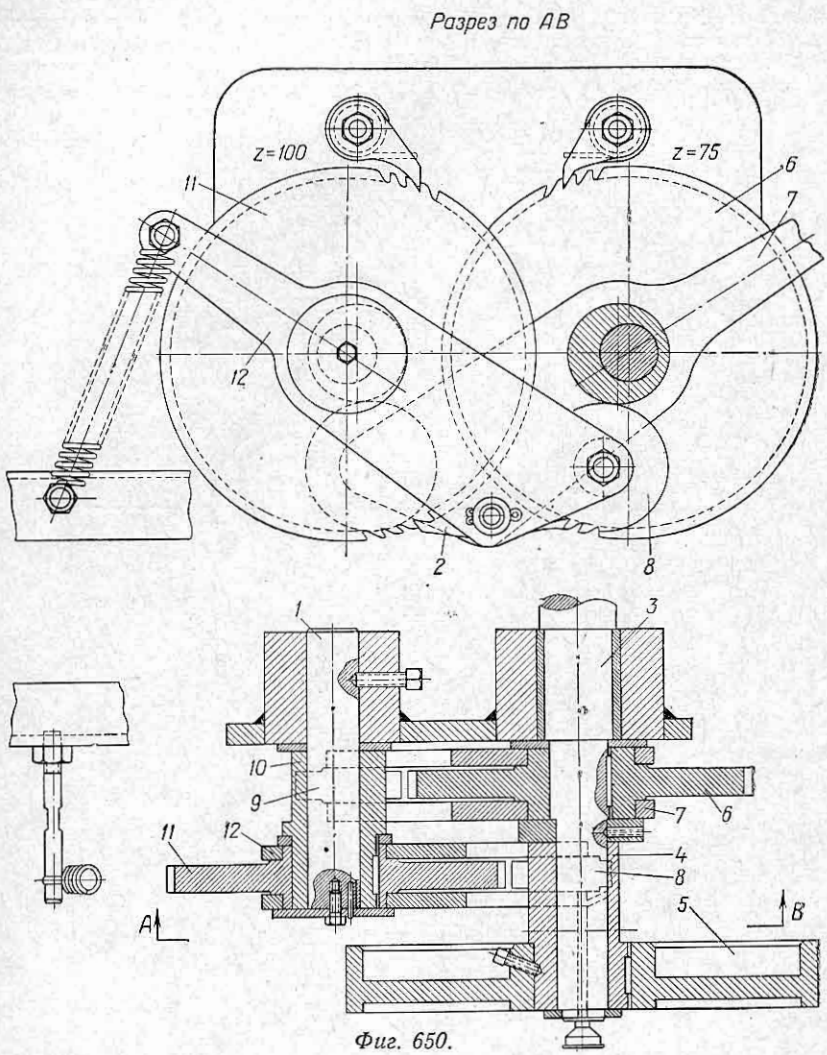
Фиг. 648. Трехступенчатый зубчатый редуктор с тормозом, работающим под действием груза. Принцип работы тормоза см. фиг. 1366.

Фиг. 649. Храповой редуктор. На ведущем валу *1* установлены: жестко — храповое колесо *2* и свободно — колесо *3* с таким же числом зубьев. К колесу *3* прикреплен зубчатый венец *4* с несколько бо́льшим наружным диаметром, чем диаметр колеса *2*, и шагом, кратным шагу колес *2* и *3*. На валу *1*



Фиг. 649.

свободно установлено коромысло *5* с собачками *6* и *7*, которое получает колебательное движение от тяги *8*. Ширина собачки *6* равна суммарной ширине колес *2* и *4*, а ширина собачки *7* — ширине колеса *3*. Храповое колесо *3* поворачивается при каждом рабочем ходе коромысла *5*, а храповое колесо *2* поворачивается в тот период, когда впадины на венцах колес *4* и *2* совпадают и собачка *6* западает во впадину колеса *4*. При наличии одной впадины на венце *4* зубчатое колесо *2* повернется один раз за период полного оборота колеса *3*.

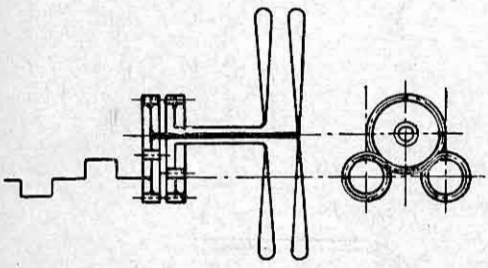


Фиг. 650.

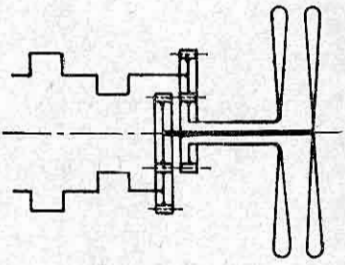
Фиг. 650. Двухступенчатый редуктор с храповыми колесами. На ведомом валу *3* заклинено храповое колесо *6* и свободно на втулке вращается ведущий шкив *5*. На оси *1* свободно вращается промежуточное храповое колесо *11* и качается коромысло *12* с собачкой *2* и роликом *8*, прижимающимся к эксцентрику на втулке *4* шкива. Эксцентриситет втулки выбран так, что за один оборот шкива колесо *11* поворачивается на один зуб. Эксцентрик *10* втулки колеса *11* через ролик *9* сообщает качательное движение коромыслу *7* с собачкой, поворачивая колесо *6* на 1 зуб за полный оборот колеса *11*. Таким образом полное передаточное отношение для чисел зубьев колес механизма по фиг. 650

$$i_{56}=z_{11}\cdot z_6=100\cdot 75=7500.$$

Редуктор создает пульсирующее движение ведомого вала при $\omega_5 = \text{const}$. Однако это практически на работу привода не влияет вследствие большого передаточного отношения.

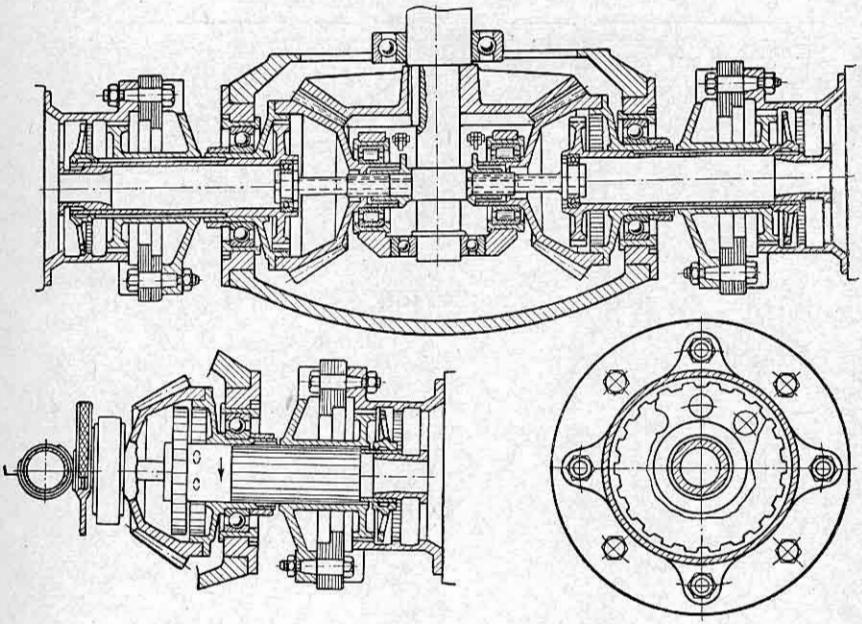


Фиг. 651.



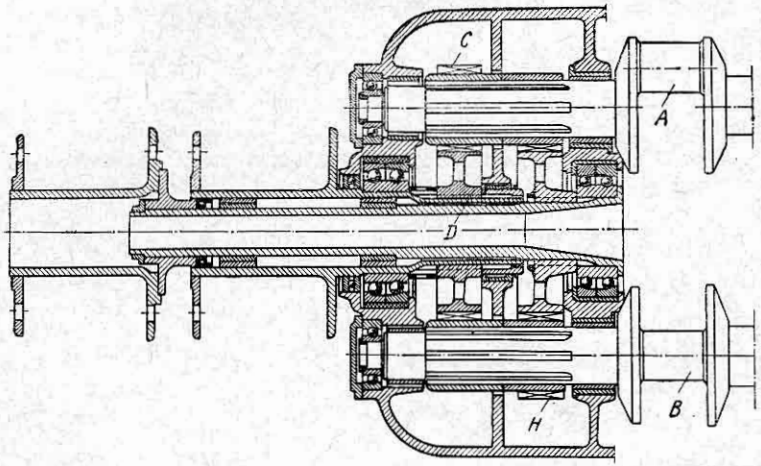
Фиг. 652.

Фиг. 651—652. Схемы редукторов 24-цилиндровых H-образных авиационных двигателей для передачи движения на два соосных противоположно вращающихся винта. В случае необходимости один из коленчатых валов можно остановить.



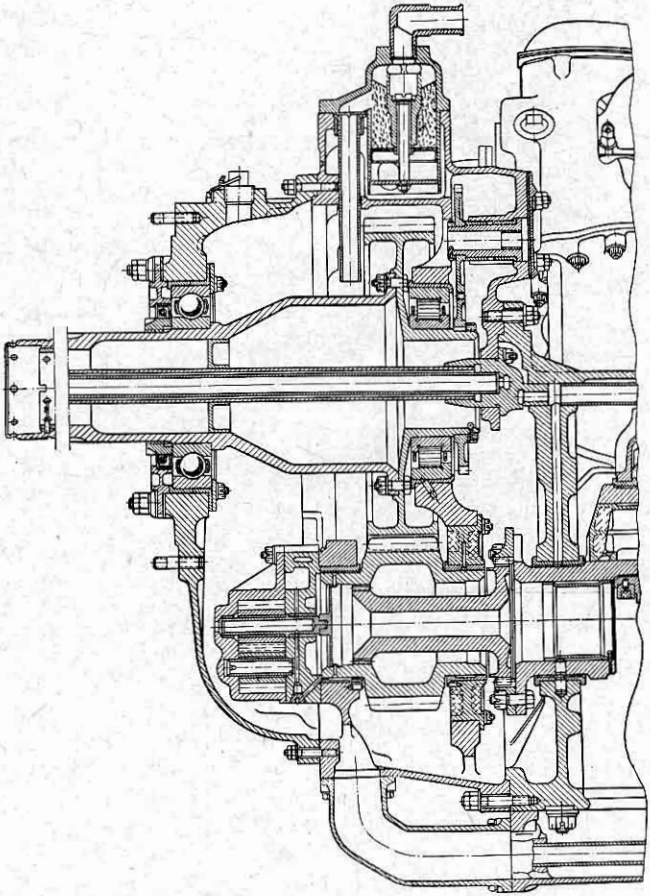
Фиг. 653.

Фиг. 653. Редуктор для передачи мощности от двух авиационных двигателей на один винт с помощью конических зубчатых колес. Посредством муфт со шлицами можно включать каждый из двигателей поочередно и одновременно или выключать во время работы.



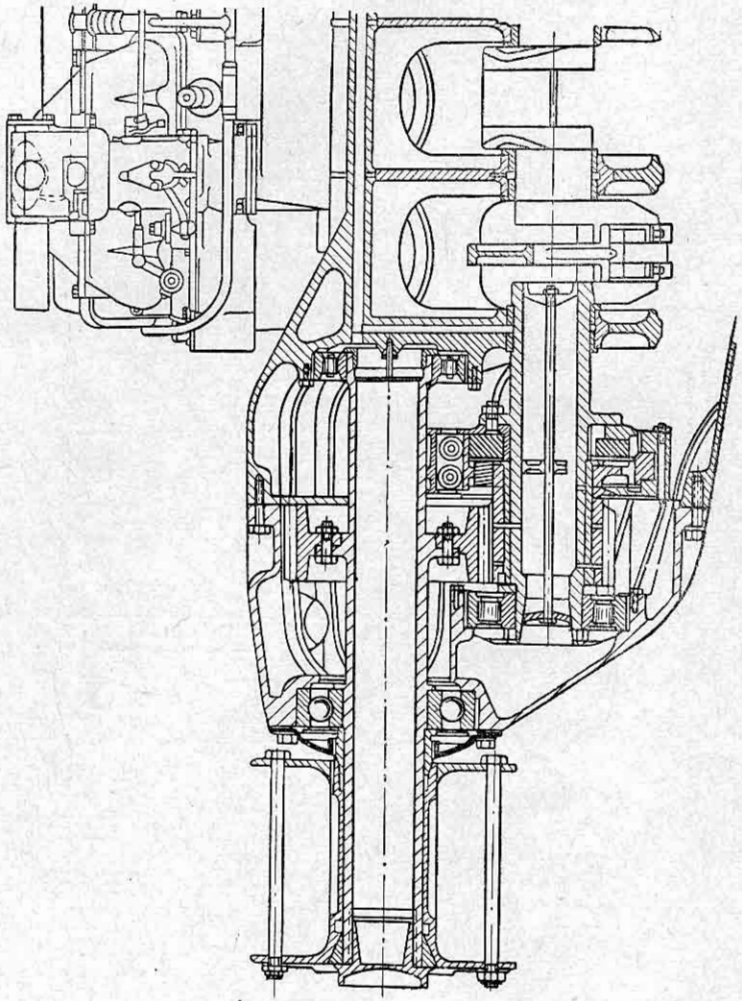
Фиг. 654.

Фиг. 654. Редуктор авиационного двигателя для передачи мощности на два соосных винта. Коленчатый вал *A* через пару колес *C* и *D* передает движение на винт, насаженный на внешнюю втулку, а вал *B* при помощи колеса *H* приводит в движение винт, связанный с центральной втулкой.



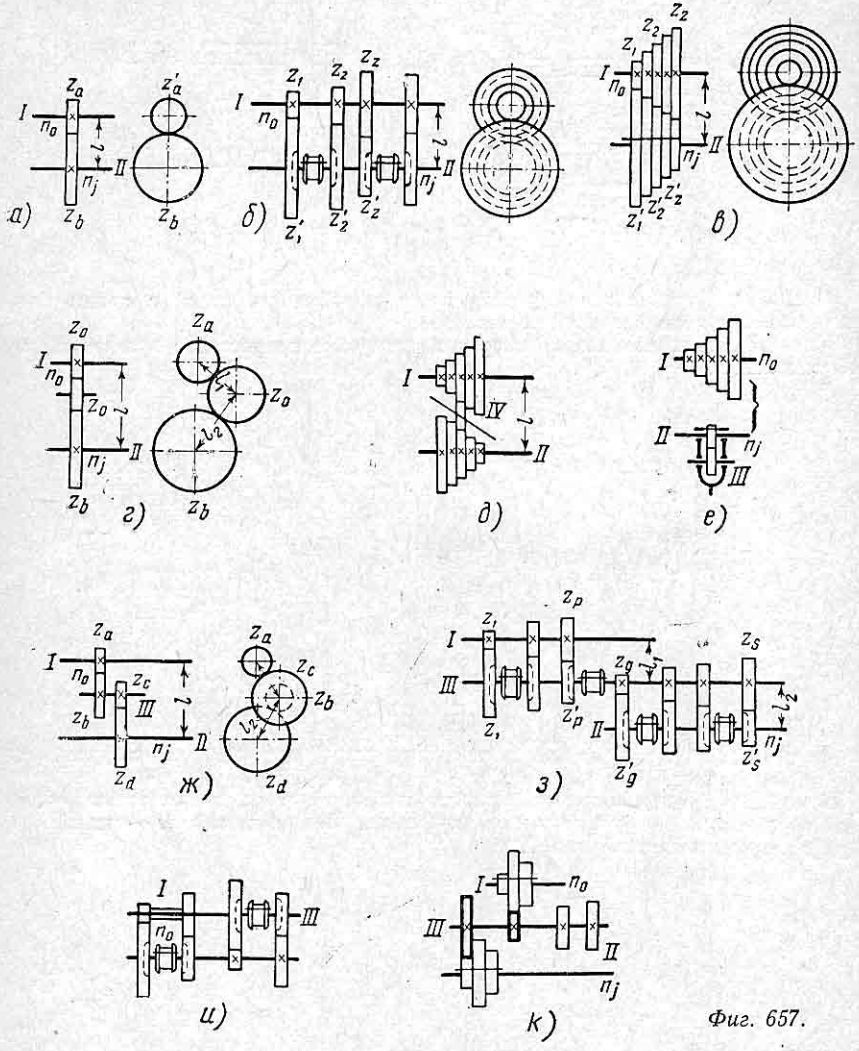
Фиг. 655.

Фиг. 655. Одноступенчатый зубчатый редуктор 12-цилиндрового V-образного авиационного двигателя. Ведущее зубчатое колесо, смонтированное в подшипниках скользящего трения со смазкой под давлением, связано с ведущим валом посредством промежуточного упругого валика, предохраняющего ведущее колесо от вредного силового воздействия со стороны коленчатого вала.



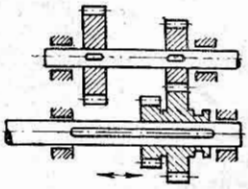
Фиг. 656.

Фиг. 656. Одноступенчатый зубчатый редуктор авиационного двигателя Фиат. Крутящий момент передается с ведущего вала на малое ведущее колесо через промежуточную упругую муфту с ломаной характеристикой жесткости посредством фрикционных дисков и амортизационных пружин.

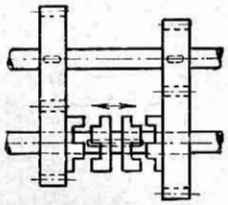


Фиг. 657.

Фиг. 657. Классификация механизмов коробок скоростей и подач.
а — простая однопарная передача сменными колесами;
б — элементарная двухваловая коробка с постоянными зубчатыми колесами;
в — механизм с обратными ступенчатыми конусами;
г — простая одноступенчатая передача с паразитным колесом;
д — механизм с обратными ступенчатыми конусами и паразитным колесом;
е — конус с накидным зубчатым колесом;
ж — двухступенчатая передача;
з — элементарная коробка с муфтами переключения на 12 скоростей;
и — коробка скоростей со ступенями возврата;
к — коробка скоростей со связанными колесами (даны жирной линией).



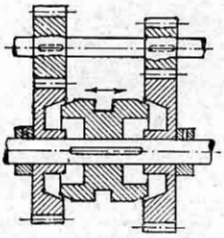
Фиг. 658.



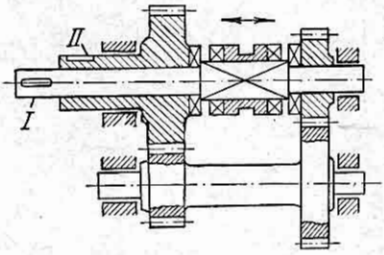
Фиг. 659.

Фиг. 658. Двухваловая двухскоростная коробка скоростей с одним блоком зубчатых колес на скользящей шпонке.

Фиг. 659. Двухваловая двухскоростная коробка скоростей с кулачковой муфтой сцепления.



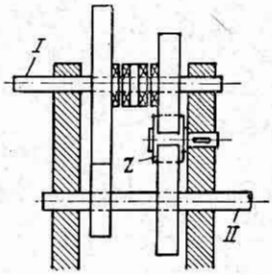
Фиг. 660.



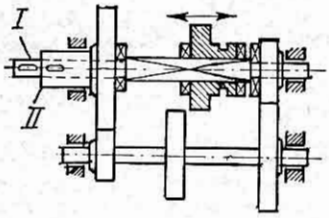
Фиг. 661.

Фиг. 660. Двухваловая двухскоростная коробка скоростей с фрикционной муфтой сцепления.

Фиг. 661. Двухступенчатая коробка скоростей с одной ступенью возврата с включением колес кулачковыми муфтами. Ведомый вал *II* — полый, через него пропущен ведущий вал *I*.



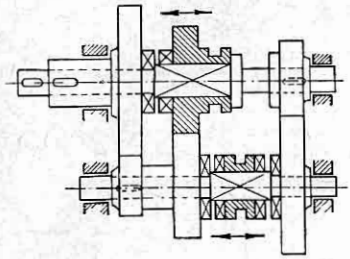
Фиг. 662.



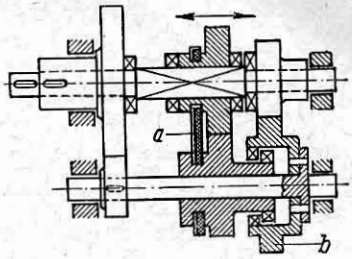
Фиг. 663.

Фиг. 662. Коробка скоростей с паразитным колесом z для реверсирования ведомого вала *II* (*I* — ведущий вал).

Фиг. 663. Трехступенчатая коробка скоростей со ступенью возврата.



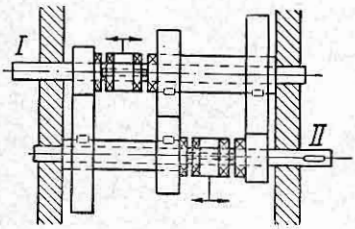
Фиг. 664.



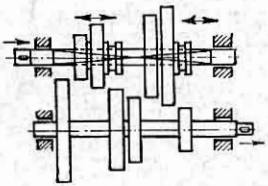
Фиг. 665.

Фиг. 664. Трехступенчатая двухваловая коробка скоростей со ступенью возврата.

Фиг. 665. Трехступенчатая коробка скоростей. Переключение осуществляется поводком *a*. Нижняя кулачковая муфта *b* имеет внутренние кулачки.



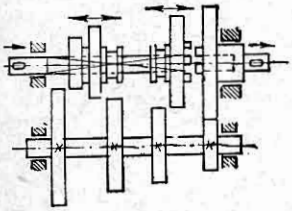
Фиг. 666.



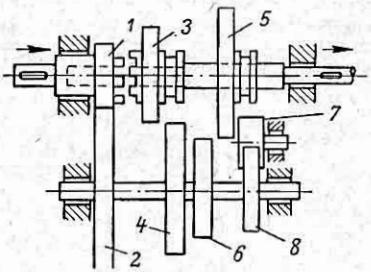
Фиг. 667.

Фиг. 666. Трехступенчатая коробка скоростей с кулачковыми муфтами и шестью зубчатыми колесами.

Фиг. 667. Двухваловая четырехступенчатая коробка скоростей с одной парой зацепляющихся колес при данной скорости.



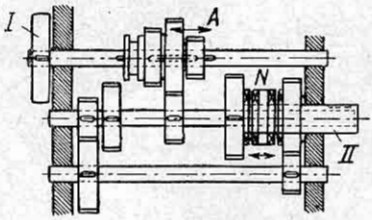
Фиг. 668.



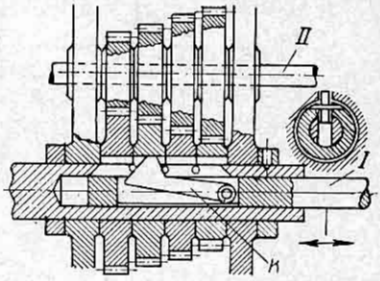
Фиг. 669.

Фиг. 668. Четырехступенчатая автомобильная коробка передач. Оси ведущего и ведомого валов совпадают.

Фиг. 669. Автомобильная коробка передач. Три ступени переднего хода и одна — заднего. Распространенная схема. Порядок сцепления зубчатых колес: первая ступень *1—2—5—6*, вторая ступень *1—2—4—3*, прямая передача *1—3*, обратный ход *1—2—8—7—5*.



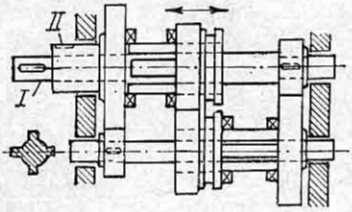
Фиг. 670.



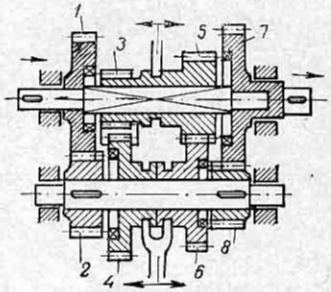
Фиг. 671.

Фиг. 670. Трехваловая шестискоростная коробка скоростей, состоящая из тройного блока *A* и муфты *N*, передающей движение ведомому валу *II* непосредственно или через третий промежуточный вал.

Фиг. 671. Механизм «заскакивающей шпонки», применяемый в станочных коробках подач. В зависимости от положения шпонки *K*, передвигаемой в прорези вала *I*, соответствующее колесо входит в зацепление с колесом, заклиненным на ведомом валу *II*. При больших усилиях и скоростях шпонка быстро изнашивается.



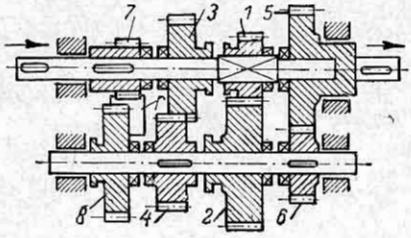
Фиг. 672.



Фиг. 673.

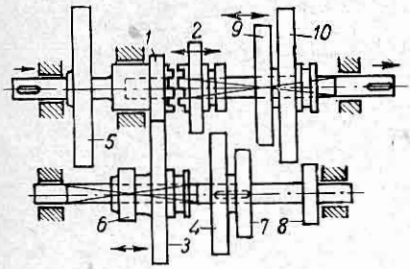
Фиг. 672. Трехскоростная коробка с муфтой, скользящей по шлицевому валу.

Фиг. 673. Автомобильная коробка передач с тремя ступенями переднего хода и одной — заднего. Порядок включения зубчатых колес: первая ступень *5—6—8—7*, вторая *1 (3)—2—8—7*, третья *5—7*. Задний ход *4 (2)—8—7*; *3*—паразитное зубчатое колесо.

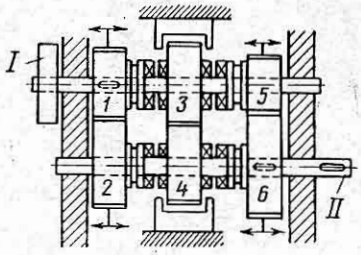


Фиг. .674.

Фиг. 674. Автомобильная коробка передач с тремя ступенями переднего хода и одной — заднего. Порядок включения зубчатых колес: первая ступень *1—2—6—5*, вторая *3 (7)—4—6—5*, третья *1—5*. Задний ход *7—8 (4)—6—5*. *r* — паразитное зубчатое колесо.



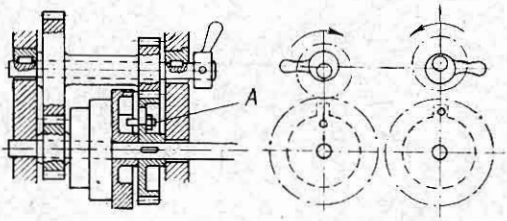
Фиг. 675.



Фиг. 676.

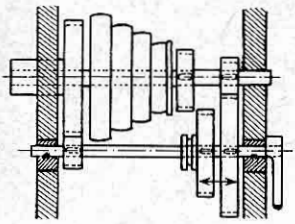
Фиг. 675. Коробка передач для грузового автомобиля. При полной нагрузке автомобиля включают прямую передачу. При езде порожняком включают зубчатые колеса *5* и *6* и двигатель работает экономично на малых числах оборотов.

Фиг. 676. Четырехступенчатая коробка скоростей. На первой ступени включают колеса *1—2—4—3—5—6*, на второй *1—3—5—6*, на третьей *1—2—4—6*, на четвертой *1—3—4—6*.

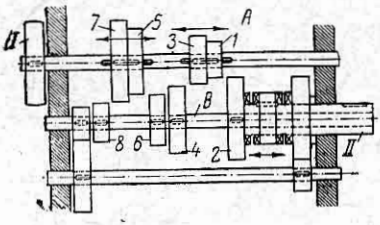


Фиг. 677.

Фиг. 677. Привод со ступенчатым шкивом с одинарным перебором на 6 скоростей и с выключением промежуточного вала поворотом опор в эксцентричных втулках. При выключенном переборе палец *A* включен.



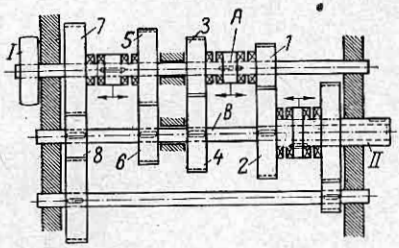
Фиг. 678.



Фиг. 679.

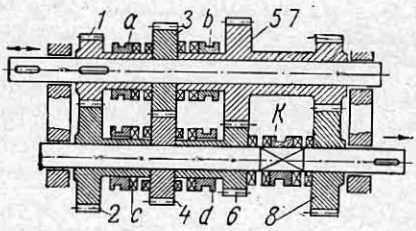
Фиг. 678. Привод со ступенчатым шкивом на 12 скоростей с двойным перебором, аналогичный предыдущему.

Фиг. 679. Коробка скоростей с кулачковыми муфтами. Зубчатые колеса, сидящие на валу *A*, дают четыре ступени скорости; при включении зубчатых колес на валу *B* ведомый вал *II* получает 2×4=8 ступеней скорости.



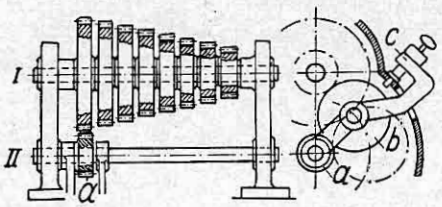
Фиг. 680.

Фиг. 680. Восьмискоростная коробка скоростей. Группа *A* из двух блоков зубчатых колес дает четыре ступени скорости. Зубчатые колеса, сидящие на промежуточном валу *B*, удваивают число скоростей.



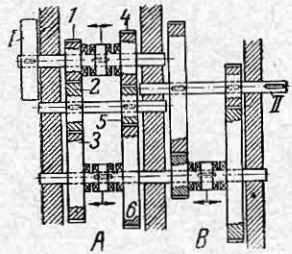
Фиг. 681.

Фиг. 681. Восьмиступенчатая коробка скоростей. На первой ступени включают зубчатые колеса и муфты *1—2—c—4—d—6—5—7—8—K*, на второй *1—2—c—4—3—b—7—8—K*, на третьей *1—a—3—4—d—6—5—7—8—K*, на четвертой *1—a—3—b—7—8*, на пятой *1—2—c—4—3—b—5—6—K*, на шестой *1—a—3—b—5—6—K*, на седьмой *1—2—c—4—d—6—k*, на восьмой *1—a—3—4—d—6—K*. Муфты *a*, *b*, *c*, *d* перемещаются на скользящих шпонках по втулкам колес *1*, *5*, *2*, *6*.



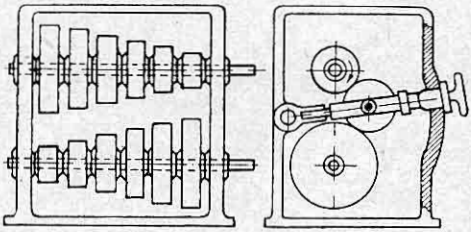
Фиг. 682.

Фиг. 682. Зубчатый конус с накидным зубчатым колесом с восемью ступенями скоростей, применяемый в цепи подач металлорежущих станков. Колесо *a* можно зацеплять с любым из колес верхнего вала. Вал *II* может быть как ведущим, так и ведомым. Положение колеса *b* фиксируется пальцем *c*.



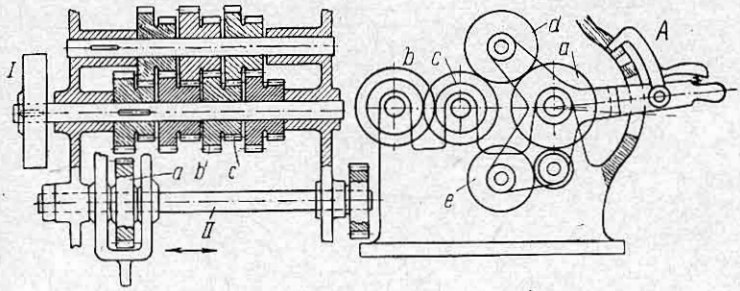
Фиг. 683.

Фиг. 683. Восьмиступенчатая коробка скоростей. Включение зубчатых колес группы *A* дает четыре ступени скорости. Порядок включения: первая ступень *1—2—5—6*, вторая *1—2—3*, третья *4—5—6*, четвертая *4—5—2—3*. Включением зубчатых колес *B* получают восемь ступеней скорости.



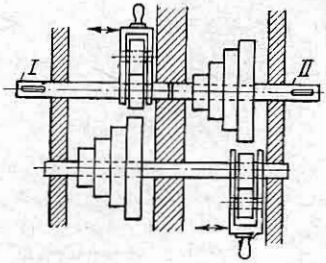
Фиг. 684.

Фиг. 684. Шестиступенчатая коробка скоростей с паразитным накидным колесом, зацепляющимся одновременно с двумя колесами обратных конусов.

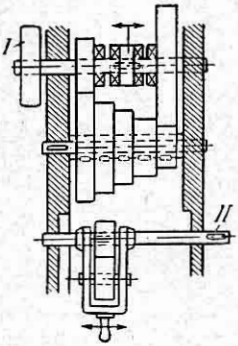


Фиг. 685.

Фиг. 685. Реверсивная коробка скоростей, имеющая восемь прямых и восемь обратных ступеней скоростей. Зубчатые колеса *b* и *c* можно сцеплять с колесами *d* и *e* с соответствующей фиксацией колеса *a* посредством пальца *A*. При большом передаточном числе включают последовательно все зубчатые колеса.



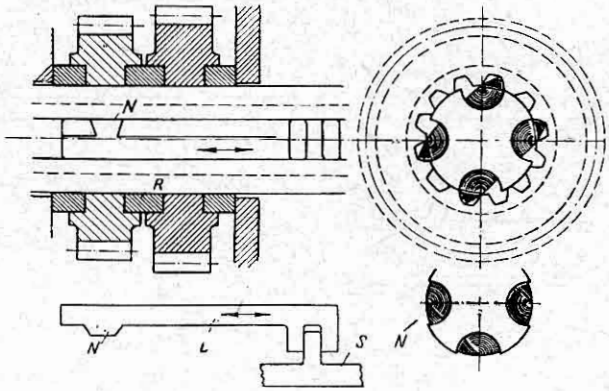
Фиг. 686.



Фиг. 687.

Фиг. 686. Два зубчатых конуса с накидным зубчатым колесом, соединенные последовательно; шестнадцать ступеней скоростей при двенадцати зубчатых колесах.

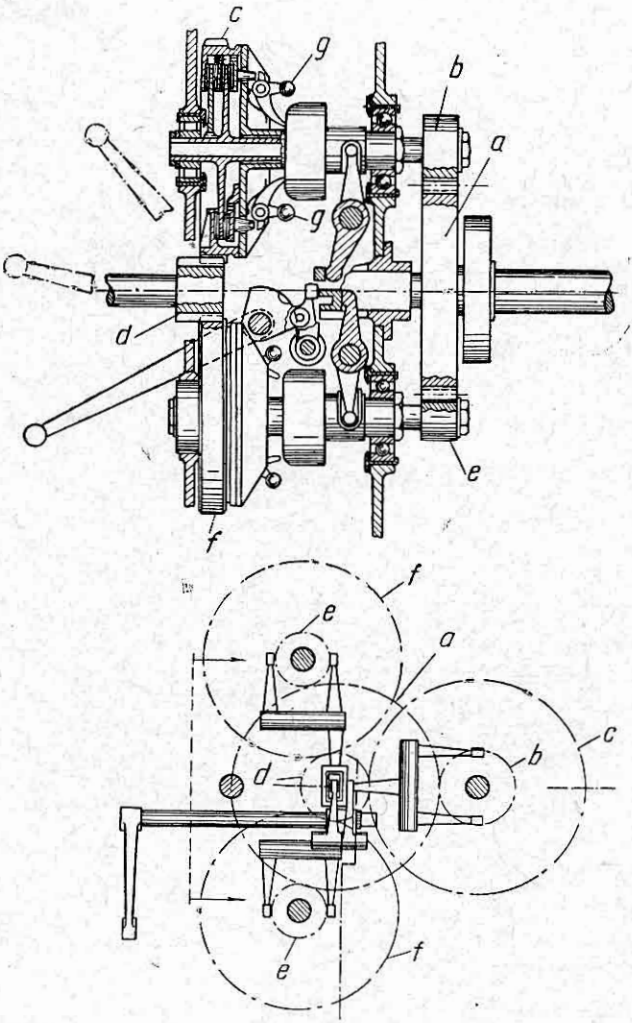
Фиг. 687. Десятиступенчатая коробка скоростей, представляющая собой развитие зубчатого конуса с накидным зубчатым колесом.



Фиг. 688.

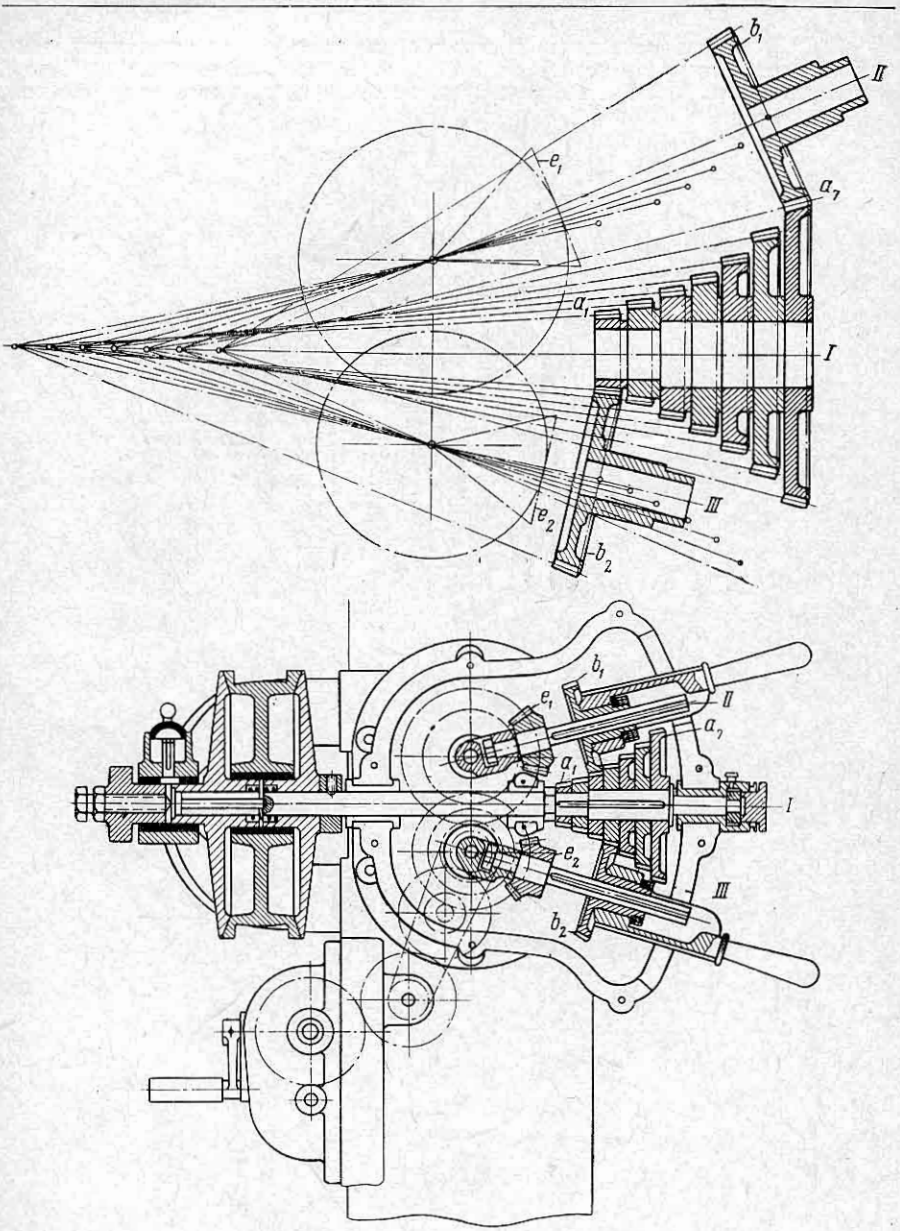
Фиг. 688. Коробка скоростей с переключением ступеней поворотными шпонками *L*. Все четыре шпонки передвигаются от общего поводка *S* и поворачиваются пружиной так, что выступ *N* заходит в пазы колес. Между зубчатыми колесами установлены дистанционные кольца *R*.

Фиг. 689. Схема переключения скоростей двухскоростного нагнетателя авиационного двигателя. На первой скорости работают зубчатые колеса *a, b, c, d*, на второй — *a, e, f, d*. Включение зубчатых колес — центробежными грузиками *g*



Фиг. 689.

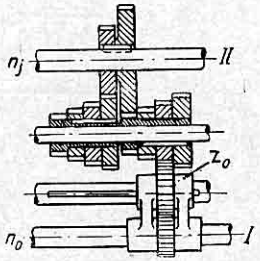
через фрикционную муфту, выключение — вильчатыми рычагами. Так как мощность, необходимая для привода, на второй скорости больше, чем на первой, то переборов *e, f* — два (см. нижний эскиз).



Фиг. 690.

Фиг. 690. Коробка скоростей с непараллельными осями ведущего и ведомого валов. На валу *I*, расположенном перпендикулярно шпинделю, заклинен конус

зубчатых колес $a_1 - a_7$, с каждым из которых вводятся в зацепление конические колеса b_1 и b_2, скользящие по шпонкам валиков *II* и *III*, фиксируемых аналогично каретке коробки скоростей с зубчатым конусом и накидным зубчатым колесом. На концах валиков *II* и *III* заклинены конические колеса e_1 и e_2, передающие движение на шпиндель и в коробку подач соответственно.



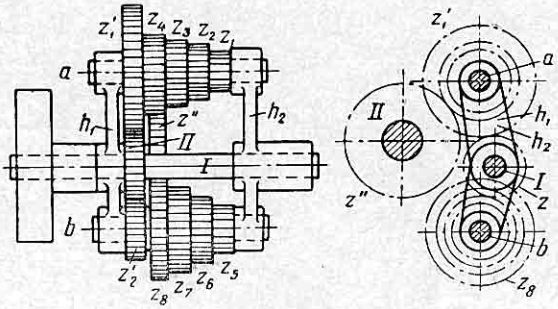
Фиг. 691.

Фиг. 691. Коробка с зубчатым конусом и перебором, неподвижным в осевом направлении. Движение передается от ведущего вала *I* через паразитное колесо z_0 и конус на ведомый вал *II*.

Общее число зубчатых колес коробки

$$k = z + 4.$$

В зацеплении постоянно находятся шесть или семь колес.



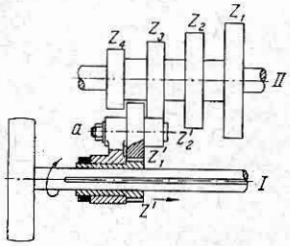
Фиг. 692.

Фиг. 692. Коробка с двойным качающимся зубчатым конусом на восемь скоростей. Ступенчатый конус $z_1 - z_4$ с колесом z_1' и конус $z_5 - z_8$ с колесом z_2' заклинены на валиках *a* и *b*, вращающихся в подшипниках качающейся рамки $h_1 - h_2$. Движение от ведущего колеса *z* может быть передано через любое колесо конуса на ведомое колесо z'' вала *II*.

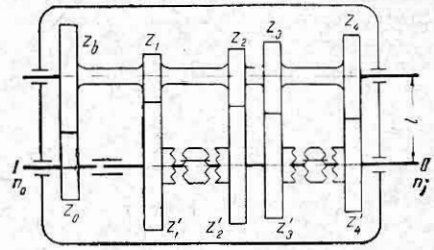
Общее число зубчатых колес коробки

$$k = z + 4.$$

В зацеплении постоянно находятся пять колес.



Фиг. 693.



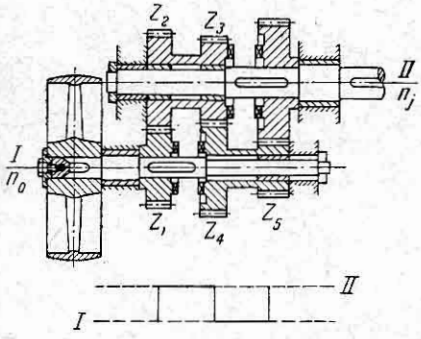
Фиг. 694.

Фиг. 693. Коробка с зубчатым конусом и блочным [накидным [зубчатым колесом. Паразитное колесо обычного конуса здесь заменено блоком из двух колес *a*. Движение на конус передается через колеса $z' - z'_1$ или через $z' - z'_1 - z'_2$.

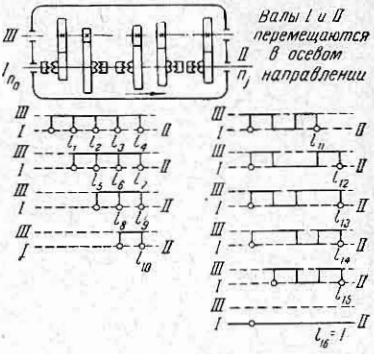
Общее число зубчатых колес коробки

$$k = \frac{z}{2} + 3.$$

Фиг. 694. Двухваловая четырехскоростная коробка скоростей с одной ступенью возврата. Ведущий вал *I* и ведомый *II* — соосны.



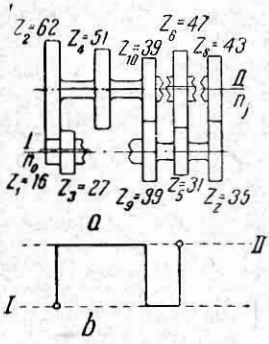
Фиг. 695.



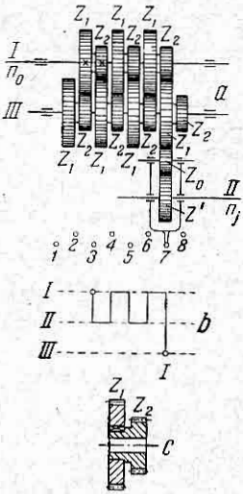
Фиг. 696.

Фиг. 695. Коробка с двумя ступенями возврата на четыре скорости, применяемая в фрезерных станках.

Фиг. 696. Двухваловая коробка скоростей со ступенями возврата, состоящая из 10 колес на 15 скоростей. Схема включения колес показана внизу фигуры.



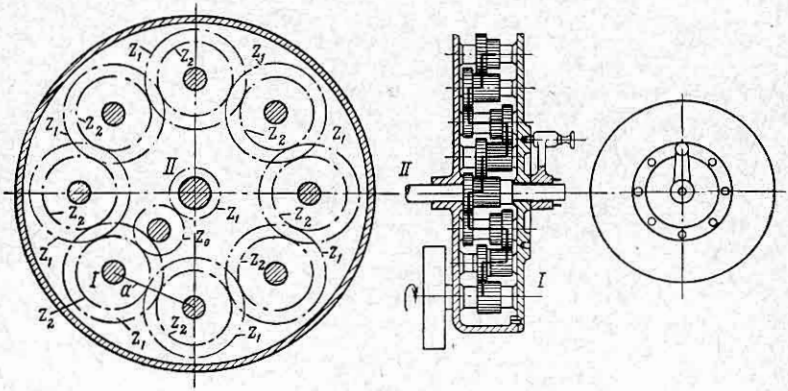
Фиг. 697.



Фиг. 698.

Фиг. 697. Двухваловая коробка скоростей зубострогального станка с двумя ступенями возврата, состоящая из 10 колес на 9 скоростей.

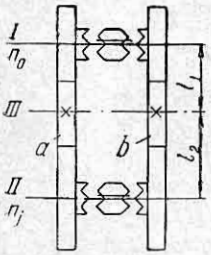
Фиг. 698. Восьмискоростная коробка меандр со ступенями возврата, применяемая в механизмах подачи токарных станков и состоящая из нескольких одинаковых блоков зубчатых колес. Первая пара заклинена на ведущем валу, остальные посажены на втулке; ведомый вал получает движение через накидное зубчатое колесо z_0. Отношение $\frac{z_1}{z_2}$ принято равным 2 и $z'=z_1$. Меандр используют для изменения диапазона подач в сторону повышения (удвоения) или понижения.



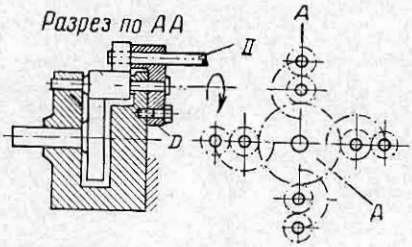
Фиг. 699.

Фиг. 699. Коробка, кинематически сходная с меандром, в которой ведущий вал *I* связан с ведомым *II* при помощи паразитного колеса z_0, повертываемого

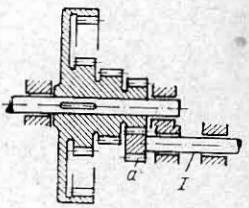
вокруг оси вала *II* посредством рукоятки. С колесом z' можно сцепить любое колесо концентрично расположенных одинаковых блоков, сцепленных между собой. Расстояние a между осями последнего и первого валиков выбрано таким, что последнее колесо z_2 и первое z_1 не зацепляются.



Фиг. 700.



Фиг. 701.

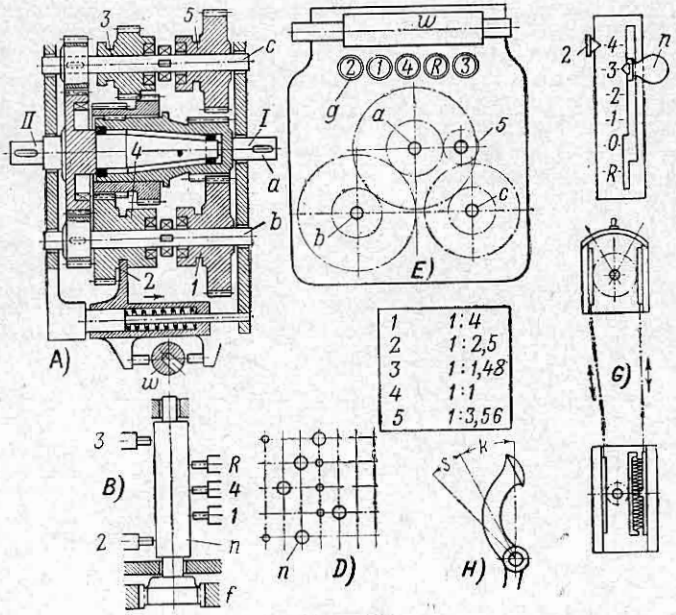


Фиг. 702.

Фиг. 700. Трехваловая коробка скоростей с двумя связанными колесами. Колеса a и b промежуточного вала *III* одновременно зацеплены с колесами ведущего *I* и ведомого *II* валов, являются связанными и позволяют сократить число колес при том же числе скоростей.

Фиг. 701. Передача на несколько валов с изменяемым положением осей. Положение ведомых валов *II* фиксируется замком *D*.

Фиг. 702. Передача Кофана. Колесо *a*, сидящее на подвижной оси *I*, вводится в зацепление порознь с каждым из колес.



Фиг. 703.

Фиг. 703. Селекторная коробка скоростей с четырьмя скоростями и задним ходом. На первой скорости колесо *1* соединяют с валом *b*, на второй — ко-

лесо *2* с валом *b*, на третьей — колесо *3* с валом *c*, на четвертой — колесо *4* с ведомым валом *II* (эскиз *A*).

Схема переключения скоростей поясняется эскизами *B* и *D*.

Селектор скорости показан на эскизах *G* справа. Указатель *2* показывает, какая скорость находится в зацеплении в данный момент. Следующая скорость включается при помощи указателя *n*. При передвижении указателя *n* пружина поворачивает валик *w* (эскиз *E*) сейчас же после того, как штифт выходит из прорези, соответствующей предыдущей скорости. Весь этот процесс происходит в нужный момент при нажатии педали (эскиз *H*); при повороте по дуге *k* происходит расцепление; при повороте по дуге *s* все штифты выходят из углубления и вал *w*, а вслед за ним и указатель *2* (эскиз *G*) переходят в новое положение. При обратном движении педали по дуге *s* штифт, соответствующий выбранной скорости, западает в углубление валика *w*, а при движении по дуге *k* происходит включение скорости.

Эпициклические передачи

Эпициклической передачей называется механизм, включающий звенья, совершающие вращение вокруг подвижной оси (сателлит). Степеней свободы эпициклической передачи может быть одна, две и более.

Образование эпициклической передачи можно представить себе как результат последовательного присоединения статически определимых групп, состоящих из одного звена (монады), к звеньям простейшего эпициклического механизма с двумя степенями свободы при помощи шарнира и высшей пары и сочетания различных эпициклических и простых механизмов, составленных из зубчатых колес. Если дан механизм с двумя степенями свободы, состоящий из поводка и вращающегося относительно него зубчатого колеса, то, присоединяя к нему монаду z_1, получим механизм по фиг. 704 или 705. В случае присоединения монад по фиг. 707 требуется обязательное соблюдение соосности. Таким образом, наличие подвижной оси приводит к механизму, возможное число степеней свободы которого равно двум.

Звено, несущее подвижную ось сателлита, называют *водилом* или *поводком*.

Будем называть эпициклический механизм с одним водилом — *простым*, а с числом водил более одного — *сложным*. Это дает возможность заключить, что число степеней свободы сложного эпициклического механизма равно $2K-(K-1)=K+1$, где K — число водил, совпадающее с числом соединяемых между собой простых эпициклических механизмов. На фиг. 718 показан эпициклический механизм с тремя степенями свободы ($K=2$), состоящий из двух простых.

Простые эпициклические механизмы могут быть образованы сочетанием цилиндрических зубчатых колес с внешним и внутренним зацеплением, конических зубчатых колес, эллиптических колес, винтовых колес, червячных зацеплений, а также из фрикционных зацеплений.

Связь между угловыми скоростями или числами оборотов звеньев простой эпициклической передачи может быть установлена путем обращения эпициклической передачи в простую передачу с неподвижными осями колес. Для колес, имеющих общую неподвижную ось вращения (солнечные или центральные колеса; фиг. 707):

$$i_{13}=\frac{n_1-n_в}{n_3-n_в}=\frac{\omega_1-\omega_в}{\omega_3-\omega_в} \qquad (1)$$

или

$$n_1=i_{13}n_3+n_в\,(1-i_{13});$$

$$i_{13}=\frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_2'}(-1)^m.$$

Здесь i_{13} — передаточное отношение простой передачи, полученной из эпициклической путем остановки поводка. В случае включения в эпициклическую передачу только цилиндрических зубчатых колес знак i_{13} определяется числом пар m внешних зацеплений. При четном числе внешних зацеплений i_{13} положительно. В случае включения в эпициклическую передачу конических или других колес знак i_{13} определяется направлением единичных векторов (см. фиг. 615).

Связь между угловыми скоростями сателлита и центрального колеса устанавливается в векторной форме:

$$\overline{a}_2 i_{23} = \frac{\overline{\omega}_2 - \overline{\omega}_в}{\overline{\omega}_3 - \overline{\omega}_в} = \frac{\overline{a}_2\omega_2 - \overline{a}_в\omega_в}{\overline{\omega}_3 - \overline{\omega}_в}.$$

Отсюда

$$\overline{\omega}_2 = \omega_3 i_{23}\overline{a}_2 + \omega_в(\overline{a}_в - \overline{a}_2 i_{23}). \tag{2}$$

В случае параллельности осей сателлита и передачи $\overline{a}_в = \overline{a}_2$

$$\omega_2 = i_{23}\omega_3 + (1 - i_{23})\,\omega_в. \tag{3}$$

Уменьшение числа степеней свободы простого эпициклического механизма достигается путем наложения ограничений.

Движение звеньев простого эпициклического механизма будет определенным, если задать вращение каким-либо двум звеньям передачи. При этом возможны шесть различных сочетаний. Механизм в таком случае называют *дифференциалом*. В частном случае одно из звеньев можно сделать неподвижным, в результате чего получится при неподвижном водиле простая передача или планетарные передачи в случае остановки центрального колеса.

Уменьшения числа степеней свободы можно достигнуть также путем введения кинематических связей в виде простых или планетарных передач, устанавливающих соотношение между движениями звеньев эпициклического механизма. Кинематическую связь в этом случае называют *замыкающей цепью*. В случае сложной эпициклической передачи ее при расчете следует разделить на простые и для каждой из них написать соответствующее уравнение, связывающее число оборотов звеньев. Переход от одного простого эпициклического механизма к другому можно осуществить вследствие равенства угловых скоростей соединенных звеньев.

Для статических расчетов эпициклических передач можно воспользоваться уравнениями, вытекающими из условий статического равновесия отдельных звеньев или всего механизма (см. фиг. 707):

$$M_1 + M_3 + M_в = 0; \tag{4}$$

$$M_3 = -\eta_{13}^{\pm 1} i_{13} M_1. \tag{5}$$

Здесь η_{13} — коэффициент полезного действия простой передачи, полученной из эпициклического механизма при остановке поводка, но при той же самой относительной угловой скорости зубчатых колес. Знак „+“ или „—“ определяется в зависимости от того, ведущим или ведомым окажется колесо z_1 в обращенной передаче. Если z_1 в эпициклической передаче ведущее, то M_1 при $\frac{\omega_1 - \omega_в}{\omega_1} > 0$ ведущее и в простой передаче, поэтому в показателе степени необходимо взять „+1“. При $\frac{\omega_1 - \omega_в}{\omega_1} < 0$ необходимо взять „—1“. При z_1 ведомом в эпициклической передаче необходимо знак при „1“ изменять на противоположный.

Уравнения (4) и (5) дают возможность определить два неизвестных момента по заданному третьему моменту.

Силы, действующие на зубья передачи, могут быть определены по уравнениям, вытекающим из равновесия сателлита:

$$\overline{P}_1+\overline{P}_3+\overline{P}_в=0;$$

$$\frac{P_1}{P_3}=-\frac{r_2'}{r_2};\qquad P_3=P_в\frac{1}{\frac{r_2}{r_2'}-1};$$

$$P_1=-\frac{P_в}{1-\frac{r_2'}{r_2}}.$$

P_1 — окружное усилие на центральном колесе z_1, P_3 — на центральном колесе z_3, $P_в$ — реакция, действующая на ось сателлита, r_2' и r_2 — радиусы колес сателлита 2.

Эпициклические передачи получили очень широкое и разнообразное распространение в силу того, что варьируя связями, налагаемыми на звенья эпициклического механизма, можно весьма просто получить различные отношения между числами оборотов ведущих и ведомых звеньев, суммировать движения, уравнивать перемещения и т. д.

Эпициклические механизмы применяются в качестве преобразователей — чаще редукторов, чем мультипликаторов. В этой области эпициклические механизмы получили широкое распространение вследствие того, что дают возможность при малом числе колес получить большие передаточные отношения (например, для механизма по фиг. 748) или механизм с высоким к. п. д. (редуктор по фиг. 724). Кроме того, эпициклические механизмы применяются в качестве *суммирующих механизмов* (в механизмах настройки станков и др.), *предохранительных механизмов* от перегрузки, *уравнительных механизмов* (дифференциалы автомобилей, тракторов и др.), *реверсивных механизмов, бесступенчатых передач* с широкими пределами изменения передаточного отношения, *механизмов управления, механизмов,* сообщающих эпизодическое движение валу, совершающему сложное движение, *механизмов* автоматических и полуавтоматических *коробок скоростей,* механизмов грузоподъемных машин и в ряде других случаев.

Кроме того, эпициклические механизмы иногда включаются в качестве составной части в стержневые механизмы для получения особого вида сложного движения.

Пример 1. Определение передаточного отношения $i_{II,I}$ планетарной передачи (см. фиг. 729); $z_a=98$; $z_c=98$; $z_b=96$; $z_d=101$. По формуле (1)

$$i_{da}=\frac{n_d-n_в}{n_a-n_в}=\frac{z_cz_a}{z_dz_b}.$$

Колесо a неподвижно, $n_a=0$.

$$-i_{da}n_в=n_d-n_в;$$

$$(1-i_{da})\,n_в=n_d;$$

$$i_{II,I}=\frac{n_d}{n_в}=1-i_{da}=1-\frac{z_cz_a}{z_dz_b}=1-\frac{98\cdot98}{101\cdot96}=0{,}0095.$$

Пример 2. Определить передаточные отношения $i_{I,II}$ и $i_{I,IV}$ для передачи по фиг. 717, если в ней колесо *3* сделать неподвижным ($n_3 = 0$).

Число оборотов поводка определяем из планетарной передачи, состоящей из ведущего колеса z_1, сателлита $z_6 - z_7$ и неподвижного колеса z_3.

По формуле (1) при $n_3 = 0$

$$i_{13} = \frac{n_1 - n_в}{-n_в}; \quad n_в = \frac{n_1}{1 - i_{13}}. \quad i_{13} = -\frac{z_3 z_6}{z_7 z_1}.$$

Число оборотов вала *IV* по формуле (1)

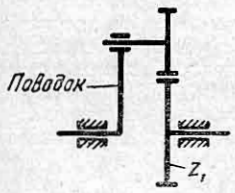
$$n_{IV} = n_1 i_{IV,I} + n_в (1 - i_{IV,I}); \quad i_{IV,I} = -\frac{z_1 z_5}{z_6 z_4};$$

$$n_{IV} = n_I \left[i_{IV,I} + \frac{1 - i_{IV,I}}{1 - i_{13}} \right].$$

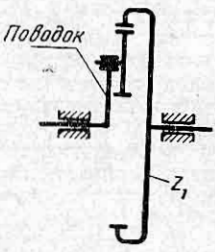
Число оборотов вала *II* можно определить из рассмотрения планетарной передачи с центральными колесами z_2 и z_3 или из рассмотрения дифференциальной передачи с центральными колесами z_1 и z_2 и сателлитом z_6—z_7.

Для первого варианта

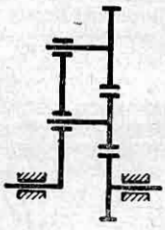
$$n_{II} = n_в (1 - i_{23}) = n_1 \frac{1 - i_{23}}{1 - i_{13}}; \quad i_{23} = -\frac{z_3}{z_2}.$$



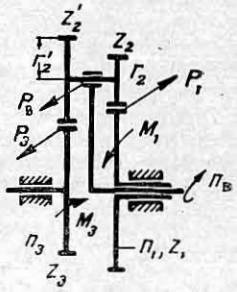
Фиг. 704.



Фиг. 705.



Фиг. 706.



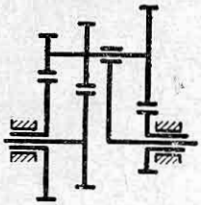
Фиг. 707.

Фиг. 704. Простейшая эпициклическая передача с двумя степенями свободы. При закреплении колеса z_1 передача обращается в планетарную, а при закреплении поводка — в простую.

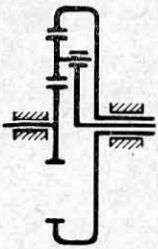
Фиг. 705. Простейшая эпициклическая передача с двумя степенями свободы. Отличается от передачи по фиг. 704 наличием внутреннего зацепления.

Фиг. 706. Эпициклическая передача с двумя степенями свободы и двумя последовательно соединенными сателлитами.

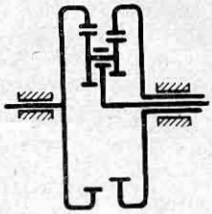
Фиг. 707. Дифференциальная передача с двумя внешними зацеплениями.



Фиг. 708.



Фиг. 709.

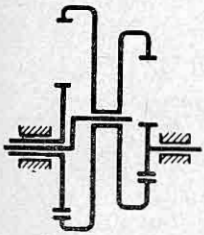


Фиг. 710.

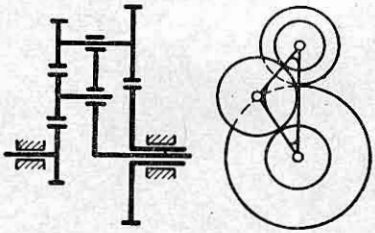
Фиг. 708. Сложная дифференциальная передача с двумя ведущими и двумя ведомыми звеньями.

Фиг. 709. Дифференциальная передача, полученная из механизма по фиг. 705 присоединением одного колеса с внешним венцом.

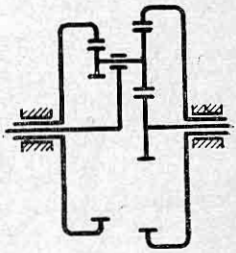
Фиг. 710. Дифференциальная передача с двумя внутренними зацеплениями.



Фиг. 711.



Фиг. 712.

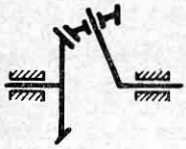


Фиг. 713.

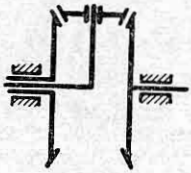
Фиг. 711. Дифференциальная передача с двумя зубчатыми колесами с внутренним венцом в сателлите.

Фиг. 712. Дифференциальная передача со сложным сателлитом.

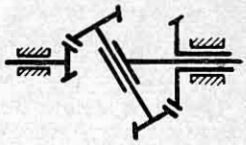
Фиг. 713. Дифференциальная передача с двумя ведущими и двумя ведомыми звеньями.



Фиг. 714.



Фиг. 715.

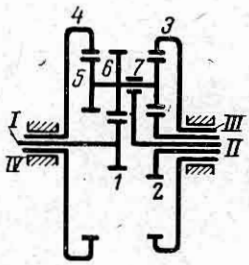


Фиг. 716.

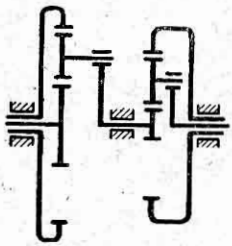
Фиг. 714. Простейший эпициклический механизм с двумя степенями свободы из двух конических колес.

Фиг. 715. Дифференциальная передача, составленная из конических колес. В простой передаче, полученной из этой передачи, $i<0$.

Фиг. 716. Дифференциальная передача, аналогичная передаче по фиг. 715, но с $i>0$ для простой передачи, полученной при остановке поводка.



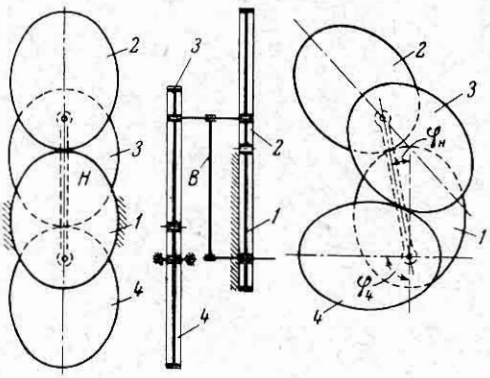
Фиг. 717.



Фиг. 718.

Фиг. 717. Дифференциальная передача с двумя ведущими и тремя ведомыми звеньями.

Фиг. 718. Дифференциальная передача с тремя ведущими звеньями.



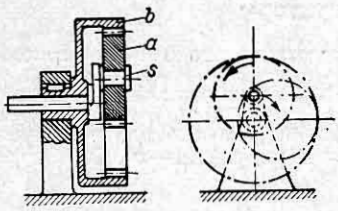
Фиг. 719.

Фиг. 719. Планетарный редуктор с эллиптическими колесами. Планетарный редуктор составлен из эллиптических колес с равным значением эксцентриситета. Ведущим звеном является водило *B*. Зубчатые колеса *2* и *3* жестко закреплены на оси; колесо *4* — ведомое, колесо *1* — неподвижное. Передаточное отношение определяется формулой

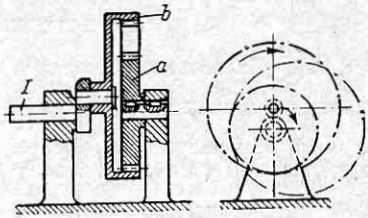
$$i_{4B} = \frac{\omega_4}{\omega_B} = \frac{1}{\left(\frac{1-e}{1+e}\right)^2 \cos^2 \frac{\varphi_B}{2} + \left(\frac{1+e}{1-e}\right)^2 \sin^2 \frac{\varphi_B}{2}},$$

здесь e — эксцентриситет эллипса;

ω_B — угловая скорость водила *B*.



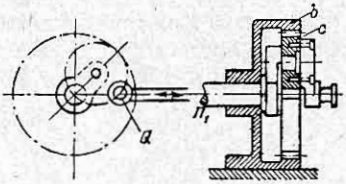
Фиг. 720.



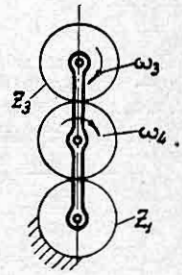
Фиг. 721.

Фиг. 720. Планетарная передача с колесом внутреннего зацепления. За один оборот кривошипа s при неподвижном колесе b колесо a делает $1-\frac{z_b}{z_a}$ оборота. Применяется для передачи движения валам, совершающим сложное вращение (см. фиг. 862).

Фиг. 721. Планетарная передача. За один оборот кривошипа I колесо b делает $1-\frac{z_a}{z_b}$ оборота. Колесо a с внешним венцом неподвижно.



Фиг. 722.



Фиг. 723.

Фиг. 722. Планетарная передача. При $z_c=\frac{z_b}{2}$ точка a совершает прямолинейное движение. Число оборотов колеса c (сателлита):

$$n_c = n_1\left(1-\frac{z_b}{z_c}\right) = -n_1.$$

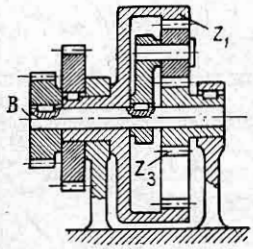
Фиг. 723. Планетарная передача с поступательно движущимся сателлитом. При неподвижном колесе z_1 колесо z_3 совершает поступательное движение, если $z_1 = z_3$ и $i_{31} = \frac{z_1}{z_3}(-1)^2$, при этом

$$\omega_3 = \omega_4\left(1-\frac{z_1}{z_3}\right) = 0.$$

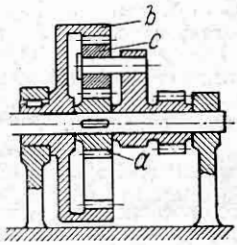
Применение схемы см. на фиг. 860.

Планетарные редукторы

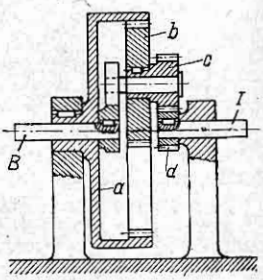
Фиг. 724. Планетарная передача с неподвижным солнечным колесом z_3. Передаточное отношение $i_{1в} = \dfrac{n_1}{n_в} = 1 + \dfrac{z_3}{z_1}$, передача может быть использована как редуктор при ведущем z_1. Более выгодной передача будет в том случае, если неподвижным сделать z_1, а ведущим звеном редуктора — z_3. В этом случае $i_{3в} = 1 + \dfrac{z_1}{z_3}$ (см. фиг. 725).



Фиг. 724.



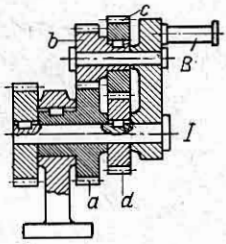
Фиг. 725.



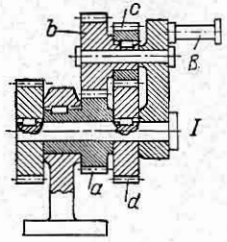
Фиг. 726.

Фиг. 725. Планетарный редуктор: b — неподвижное зубчатое колесо, c — планетарное, a — солнечное (центральное). Редуктор этого типа обладает более высоким к. п. д., чем простая передача, выполненная из таких же колес.

Фиг. 726. Планетарный редуктор. За один оборот ведущего вала I ведомый B делает $n_в = \dfrac{1}{1 + \dfrac{z_a z_c}{z_b z_d}}$ оборота.



Фиг. 727.

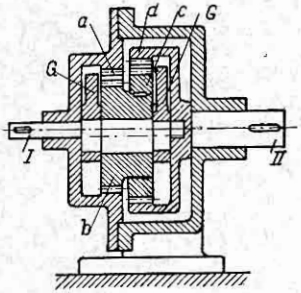


Фиг. 728.

Фиг. 727—728. Планетарная передача. Передача может быть мультиплицирующей или редуцирующей с сохранением или изменением направления вращения. Передаточное отношение

$$\frac{n_d}{n_в} = \left(1 - \frac{z_a z_c}{z_b z_d}\right) = i_{d\,в}.$$

Если $i_{da} = \frac{z_a z_c}{z_b z_d} < 1$ (фиг. 728), то колесо d вращается в ту же сторону, что и вал B, если же $i_{da} > 1$ (фиг. 727), то в обратную. При i_{da}, мало отличающемся от единицы, передача будет редуктором при ведущем поводке. При ведущем колесе z_d возможно самоторможение.

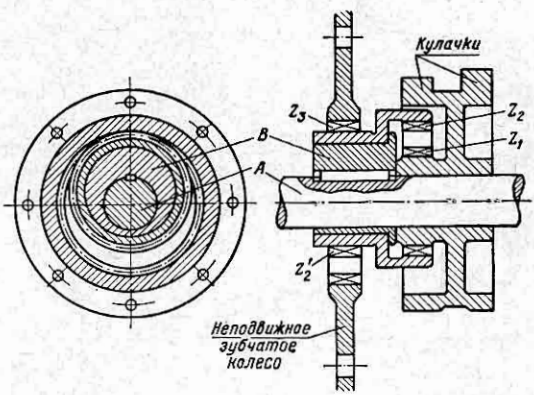


Фиг. 729.

Фиг. 729. Планетарная передача с двумя внутренними зацеплениями. Механизм допускает при двух парах колес очень большие передаточные отношения (до 1 : 6000). Передаточное отношение

$$\frac{n_{II}}{n_I} = 1 - \frac{z_a z_c}{z_b z_d}.$$

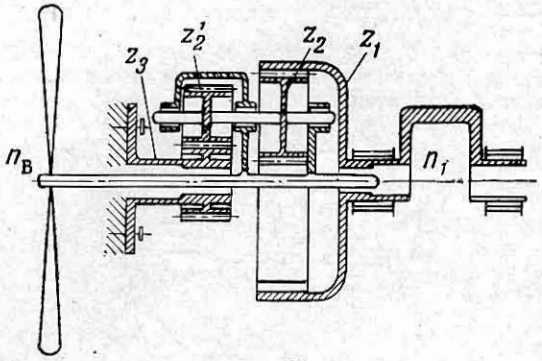
При больших скоростях ведущей части эксцентричные массы кривошипа и сидящих на нем колес должны быть уравновешены контргрузами G.



Фиг. 730.

Фиг. 730. Планетарный редуктор в механизме распределения авиационного двигателя. На валу A сидит эксцентрик B, выполняющий роль поводка. Сателлит включает колеса z_2' с внешним и z_2 с внутренним венцом:

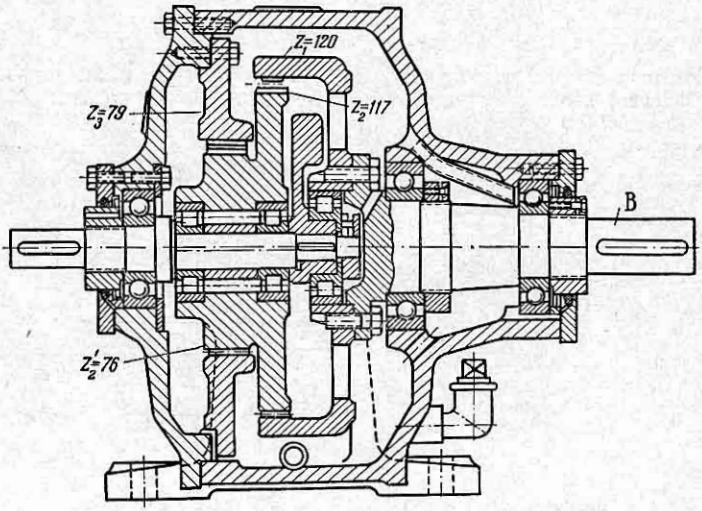
$$i_{1B} = 1 - \frac{z_3 z_2}{z_2' z_1}.$$



Фиг. 731.

Фиг. 731. Планетарный редуктор авиационного двигателя. На коленчатом валу посажено центральное зубчатое колесо z_1; на валу водила закреплен винт

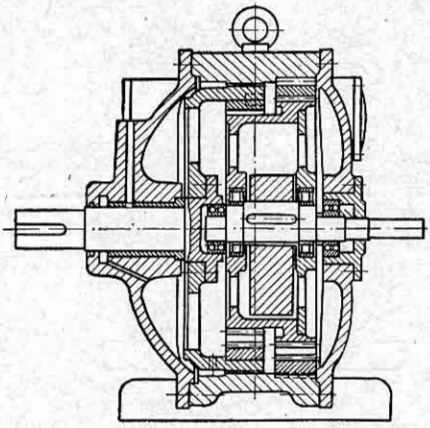
$$i_{1в} = (1 - i_{13}); \quad i_{13} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}.$$



Фиг. 732.

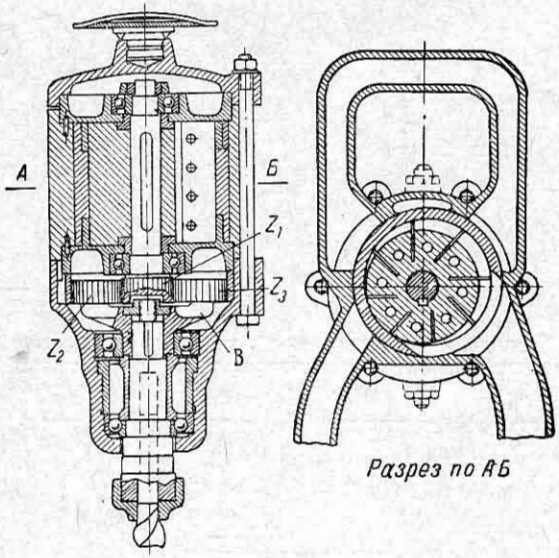
Фиг. 732. Планетарный редуктор. Механизм состоит из двух пар внутреннего зацепления (по схеме фиг. 710). Сателлит уравновешен противовесом. При ведущем эксцентрике передаточное отношение

$$i_{1в} = 1 - \frac{79 \cdot 117}{76 \cdot 120} \approx -\frac{1}{74{,}15}.$$



Фиг. 733.

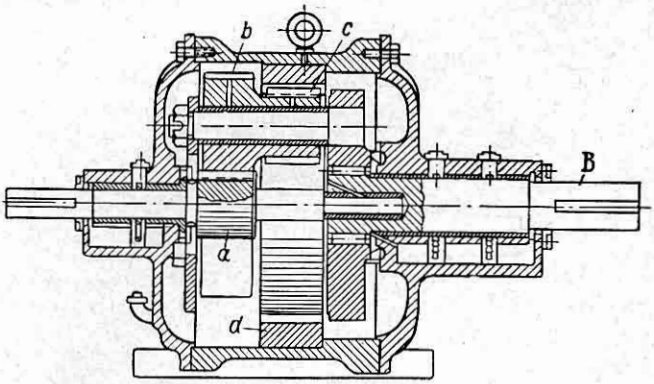
Фиг. 733. Планетарный редуктор, аналогичный предыдущему, конструируемый для передаточных отношений от 1 : 50 до 1 : 1500.



Фиг. 734.

Фиг. 734. Редуктор по фиг. 725, встроенный в пневматическую бормашину. Шпиндель бормашины связан с поводком, ведущим сателлиты z_2. Передаточное отношение между ротором и шпинделем

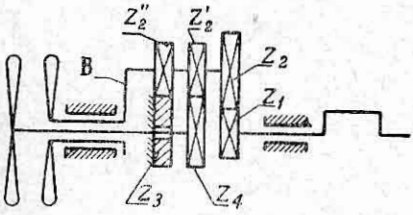
$$i_{1в} = 1 - i_{13}; \quad i_{13} = -\frac{z_3}{z_1}.$$



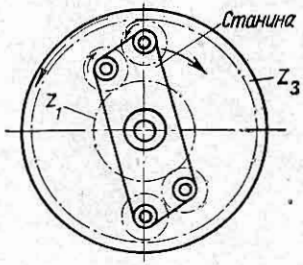
Фиг. 735.

Фиг. 735. Планетарный редуктор, составленный из одной пары колес внешнего и одной пары внутреннего зацепления

$$i_{1в} = 1 - \frac{z_d z_b}{z_c z_a}.$$



Фиг. 736.



Фиг. 737.

Фиг. 736. Авиационный планетарный редуктор для передачи движения двум винтам, вращающимся в противоположных направлениях.

$$\frac{n_в}{n_1} = i_{в1} = \frac{1}{1 - i_{13}}; \quad i_{13} = \frac{z_3 z_2}{z''_2 z_1}; \quad i_{41} = \frac{z_1 z'_2}{z_2 z_4};$$

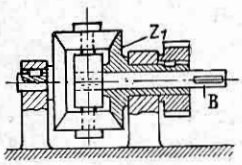
$$n_4 = n_1 i_{41} + n_в (1 - i_{41}) = n_1 \left[i_{41} + \frac{1 - i_{41}}{1 - i_{13}} \right];$$

$$\frac{n_4}{n_1} = - \frac{i_{13} i_{41} - 1}{1 - i_{13}}.$$

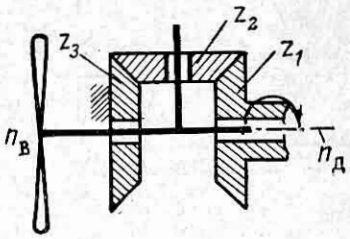
Винты будут вращаться в разные стороны с одинаковым числом оборотов, если $i_{13} i_{41} = 2$.

Фиг. 737. Планетарная передача с противоположным направлением вращения водила и колеса z_1 при неподвижном z_3:

$$i_{1в} = 1 - \frac{z_3}{z_1} = \frac{z_1 - z_3}{z_1}.$$



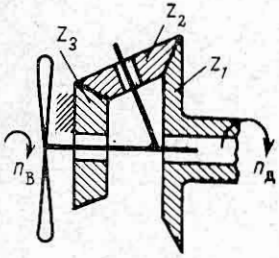
Фиг. 738.



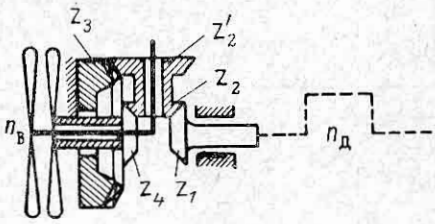
Фиг. 739.

Фиг. 738. Планетарная передача с передаточным числом 1 : 2. Колесо z_1 вращается в два раза быстрее поводка B.

Фиг. 739. Редуктор авиационного двигателя, построенный по схеме фиг. 715, с передаточным отношением 0,5.



Фиг. 740.



Фиг. 741.

Фиг. 740. Планетарный редуктор авиационного двигателя с передаточным отношением

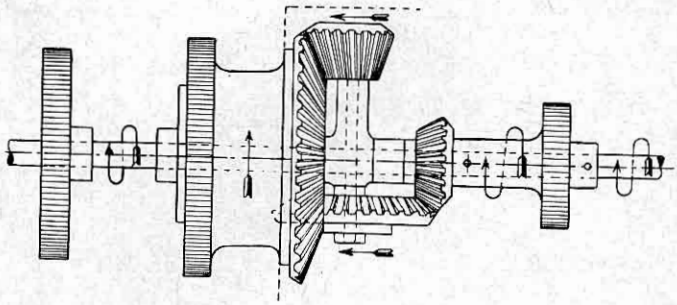
$$i_{в1} = \frac{1}{1+\dfrac{z_3}{z_1}} = \frac{1}{1+\dfrac{\sin\alpha_3}{\sin\alpha_1}};$$

$2\alpha_1$ и $2\alpha_3$ — углы при вершине начальных конусов колес z_1 и z_3.

Вал двигателя и винт вращаются в одну сторону.

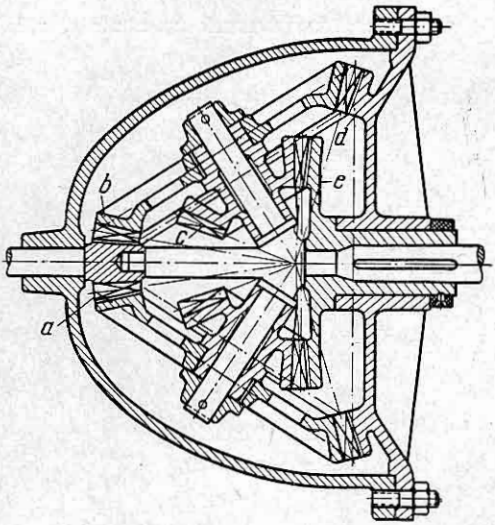
Фиг. 741. Планетарный редуктор авиационного двигателя для вращения двух винтов

$$\frac{n_в}{n_1} = \frac{1}{1-i_{13}} = \frac{1}{1+\dfrac{z_3 z_2}{z'_2 z_1}} \quad \text{и} \quad \frac{n_4}{n_1} = -\frac{i_{13}i_{41}-1}{1-i_{13}}; \quad i_{41} = -1.$$

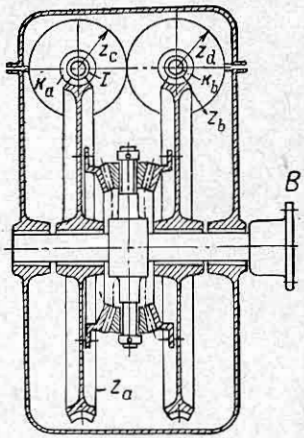


Фиг. 742.

Фиг. 742. Дифференциал с коническими колесами различных размеров.



Фиг. 743.



Фиг. 744.

Фиг. 743. Редуктор. Ведущее колесо *a*, ведомое *e*. Передаточное отношение

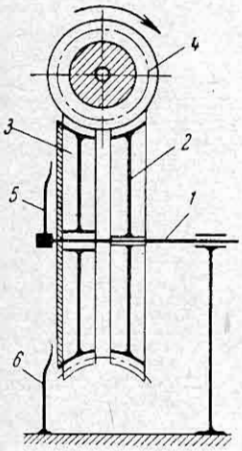
$$i_{ea} = \frac{n_e}{n_a} = \frac{1 - i_{ec} i_{bd}}{1 - i_{ad}} = \frac{1 - \dfrac{z_d z_c}{z_b z_e}}{1 + \dfrac{z_d}{z_a}}.$$

Фиг. 744. Планетарный редуктор с большим передаточным отношением. Червячные колеса вращаются в противоположных направлениях. При равном числе зубьев червячных колес ведомый вал *B* не вращается. Если же число зубьев червячных колес разное, то ведомый вал вращается с числом оборотов

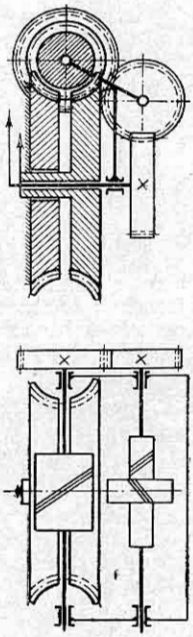
$$n_B = \frac{n_a - n_b}{2} = \frac{n_I}{2}\left(\frac{k_a}{z_a} - \frac{k_b z_c}{z_b z_d}\right);$$

k_a и k_b — число заходов червяков. При $k_a = k_b = 1$

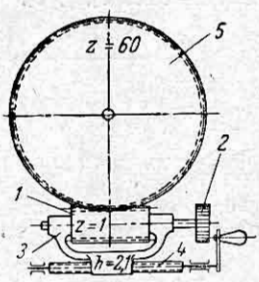
$$n_в = n_1 \frac{z_b - z_a \frac{z_c}{z_d}}{2 z_a z_b}.$$



Фиг. 745.



Фиг. 746.

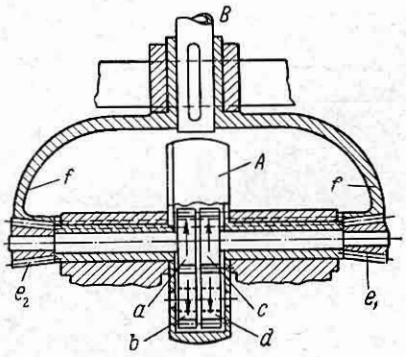


Фиг. 747.

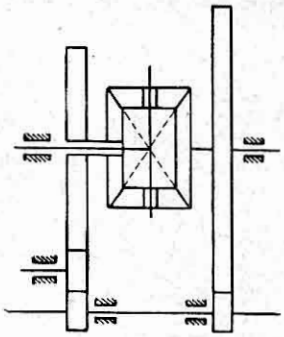
Фиг. 745. Счетчик числа оборотов. На валу *1* установлены два червячных колеса *2* и *3*, которые одновременно зацепляются с червяком *4*. Колесо *2* имеет 101 зуб и соединено с валом неподвижно, а колесо *3* имеет 100 зубьев и свободно вращается относительно оси вала. На колесе *3* установлены два циферблата: внутренний и внешний. Стрелка *5* укреплена на валу и показывает на внутреннем циферблате сотни оборотов на одно деление до 10 000. Стрелка *6* прикреплена к неподвижной стойке и показывает на внешнем циферблате единицы и десятки оборотов до 100.

Фиг. 746. Счетчик числа оборотов. Использование механизма по фиг. 745 в качестве счетчика неудобно в том отношении, что отсчет производится по неподвижной шкале. Воспользовавшись методом инверсии, колесо *3* можно остановить, а поводок (стойку) вращать с таким же числом оборотов, но в противоположном направлении. Передачу движения к червяку с подвижной осью вращения можно осуществить, как показано на фиг. 746.

Фиг. 747. Червячный дифференциал. Червяк *1* получает вращение от зубчатой передачи с ведомым колесом *2*. Опоры червяка *1* смонтированы в рамке *3*, которая вместе с червяком может перемещаться посредством винта *4*. Угловое перемещение червячного колеса *5* равно алгебраической сумме перемещений от вращения червяка и винта.



Фиг. 748.



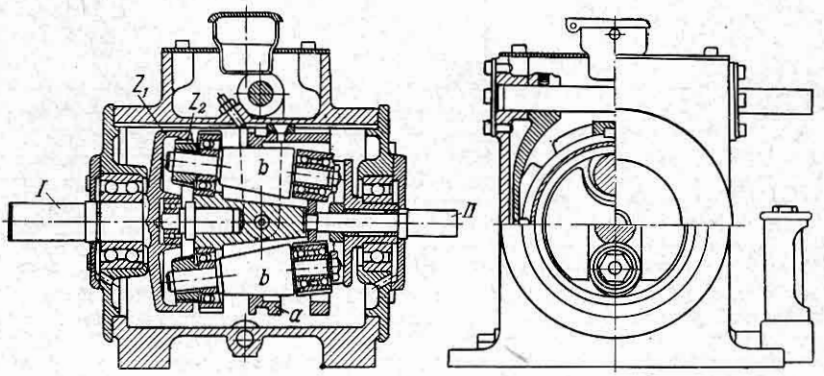
Фиг. 749.

Фиг. 748. Планетарный редуктор с замкнутой эпициклической передачей с приводом от ременного шкива. Поводок выполнен в виде шкива *A*. Колеса *a* и *c* простой эпициклической передачи замыкаются простой передачей из конических колес e_2, *f*, e_1.

$$i_{BA} = \frac{z_{e_2}}{z_f} \frac{1 - i_{ac}}{1 + i_{ac} \dfrac{z_{e_2}}{z_{e_1}}}; \qquad i_{ac} = \frac{z_c z_b}{z_d z_a} \text{ близко к единице.}$$

Редуктор этого типа дает возможность получить $i_{BA} = \dfrac{1}{200\,000}$.

Фиг. 749. Планетарный редуктор с большим передаточным отношением. Аналогичен механизму по фиг. 744.



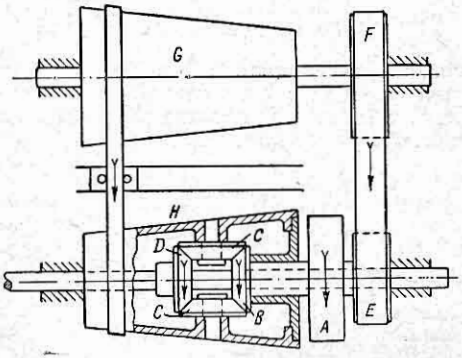
Фиг. 750.

Фиг. 750. Фрикционно-планетарный редуктор с плавно изменяемым передаточным отношением. Передаточное отношение изменяется смещением вдоль

оси передачи неподвижного кольца a, по которому обкатываются конические барабаны b, играющие роль сателлитов. Передаточное отношение

$$i_{I,II} = 1 - \frac{R_a}{R_b}\frac{z_2}{z_1}$$

изменяется от наибольшего до наименьшего значения непрерывно при изменении R_b. Поверхности катания барабанов b и кольца a должны быть тщательно обработаны.

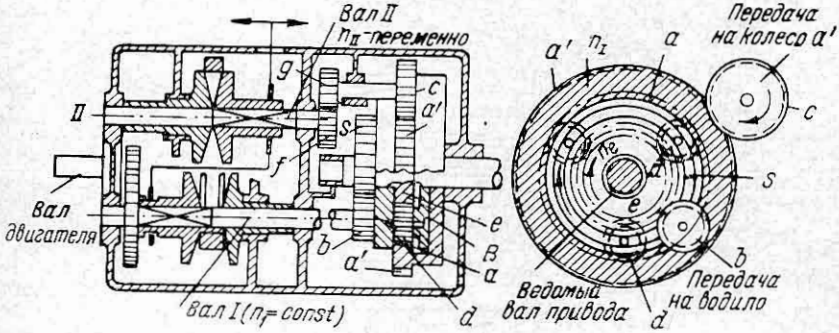


Фиг. 751.

Фиг. 751. Планетарный редуктор с плавно изменяемым передаточным отношением. От шкива A движение сообщается центральному колесу B дифференциала, а через шкивы E и F и конический барабан G — барабану H, являющемуся в данной передаче поводком. Ведомое центральное колесо D вращается с числом оборотов

$$n_D = -n_A + 2\frac{R_E}{R_F}\frac{R_G}{R_H}n_A = n_A\left(2\frac{R_E}{R_F}\frac{R_G}{R_H} - 1\right).$$

Вследствие изменения $\frac{R_G}{R_H}$ при смещении ремня вдоль оси барабана n_D изменяется.



Фиг. 752.

Фиг. 752. Замкнутая планетарная передача с регулируемым передаточным отношением. Поводок B получает движение через пару колес b и s от вала I,

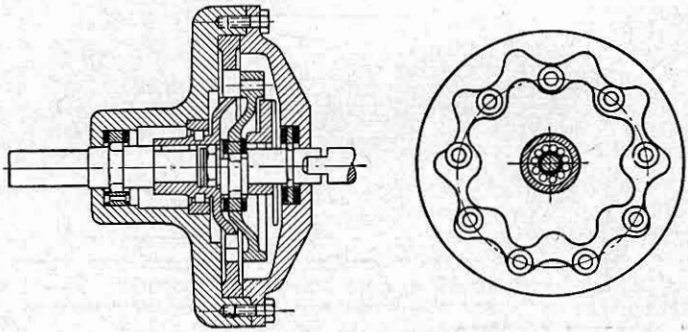
а центральное колесо a — через фрикционную передачу с переменным передаточным отношением и две пары зубчатых колес f—g и c—a'. Ведомое колесо e имеет число оборотов

$$n_e = n_в\left(1+\frac{z_a}{z_e}\right) - n_a\frac{z_a}{z_e}.$$

В свою очередь,

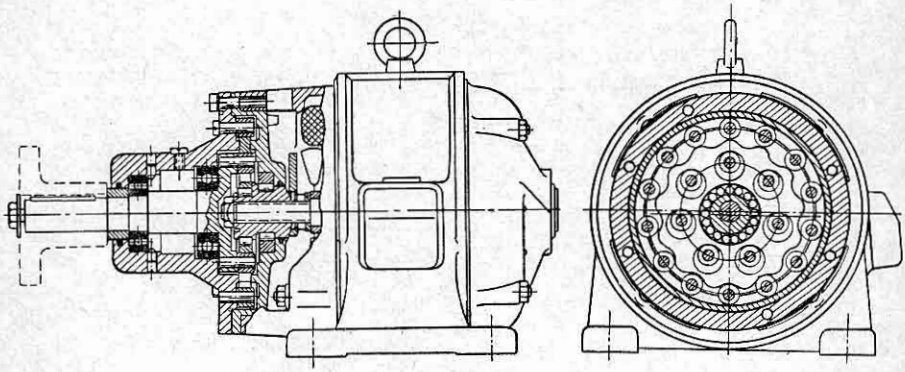
$$n_a = n_1\frac{R_I}{R_{II}}\frac{z_f}{z_g}\frac{z_c}{z_{a'}} \quad \text{и} \quad n_в = -n_1\frac{z_b}{z_s}.$$

При раздвижении конусов радиусы R_I и R_{II} изменяются, поэтому изменяется n_e. Передача этого типа дает возможность значительно расширить пределы изменения передаточного отношения, чем включенная в состав механизма фрикционная передача, приведенная на фиг. 1406.



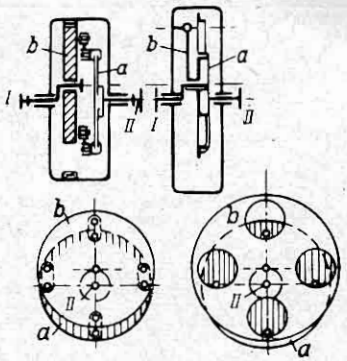
Фиг. 753.

Фиг. 753. Планетарный редуктор с цевочным зацеплением (см. также фиг. 627—629).



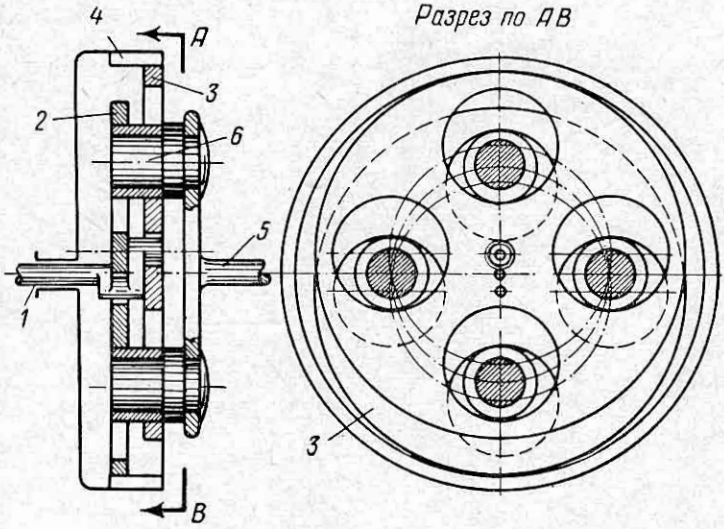
Фиг. 754.

Фиг. 754. Планетарный редуктор по фиг. 753, встроенный в электродвигатель.



Фиг. 755.

Фиг. 755. Планетарный редуктор с передачей вращения от сателлита *b* к ведомому валу *II* посредством шарнирных параллелограммов. Числа оборотов сателлита и ведомого вала одинаковы.



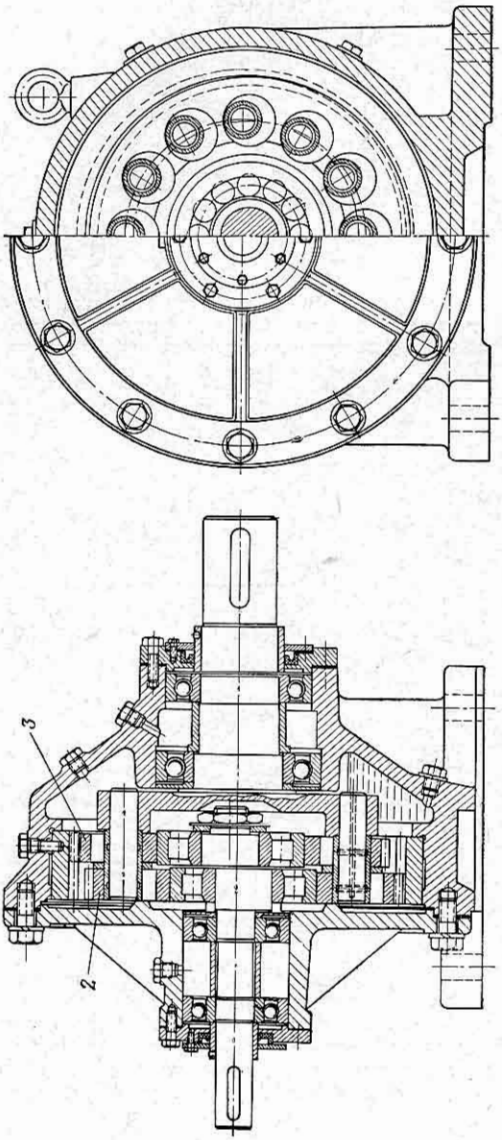
Фиг. 756.

Фиг. 756—757. Планетарный редуктор. Редуктор выполнен по схеме, приведенной на фиг. 755. На двух эксцентриках ведущего вала *1* вращаются два одинаковых сателлита *2* и *3*, находящихся в зацеплении с неподвижным зубчатым колесом *4* внутреннего зацепления. Вращение ведомому валу *5* передается через пальцы *6*, которые установлены на диске вала и входят в отверстия сателлитов. Передаточное число редуктора определяется по формуле

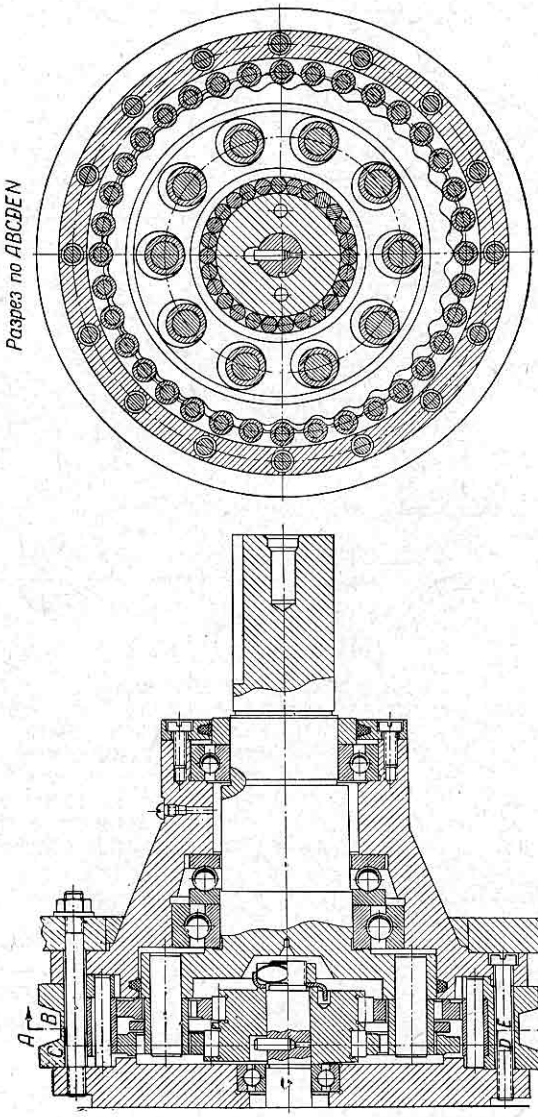
$$i = -\frac{z_1}{z_2 - z_1},$$

где z_1 — число зубьев сателлита;

z_2 — число зубьев колеса с внутренним зацеплением.



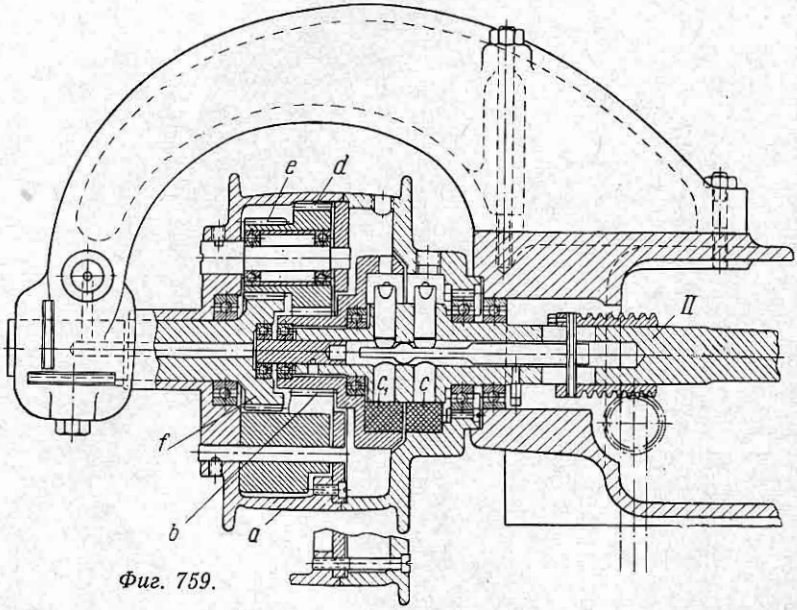
Фиг. 757.



Фиг. 758.

Фиг. 758. Планетарно-цевочный редуктор. Кинематическая схема редуктора такая же, как и по фиг. 756. Сателлиты *2* и *3* (см. фиг. 757) находятся в зацеплении с цевками, вращающимися вокруг неподвижной оси.

Эпициклические реверсивные механизмы и механизмы управления

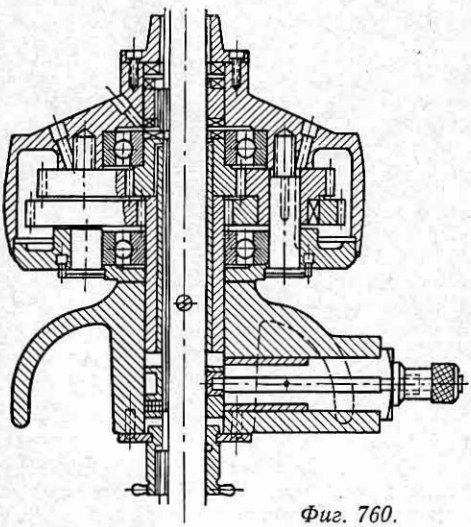


Фиг. 759.

Фиг. 759. Приводной шкив с планетарным реверсом. Центральное колесо f неподвижно. При включении муфты c шкив a соединяется непосредственно с валом. Реверсирование вала II достигается включением тормоза c_1, соединяющего колесо b с валом, который теперь вращается через планетарную передачу с колесами b, d, e и f с числом оборотов

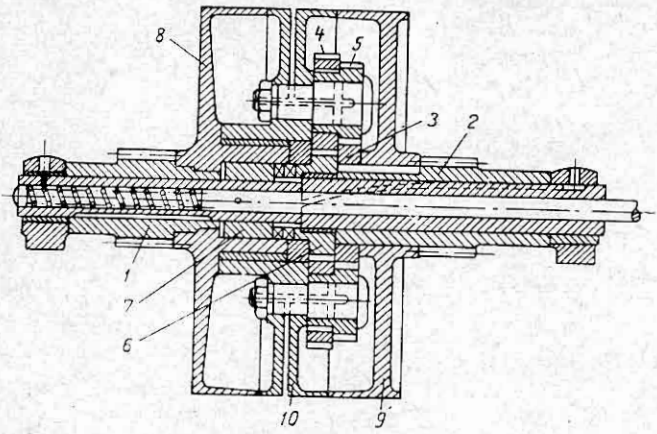
$$n_{II} = n_a(1 - i_{bf}) = n_a\left(1 - \frac{z_f z_d}{z_e z_b}\right).$$

Реверсирование возможно при $i_{bf} > 1$.



Фиг. 760.

Фиг. 760. Редуктор быстроходного сверлильного станка. Механизм от показанного на фиг. 759 отличается конструктивно. Передаточное отношение простой передачи $i<1$, вследствие чего происходит не реверсирование, а редуцирование числа оборотов.



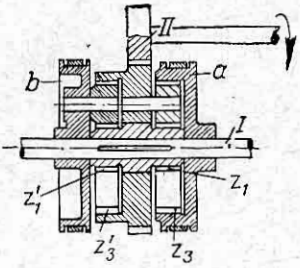
Фиг. 761.

Фиг 761. Реверсивный планетарный шкив. Прямой или обратный ход с увеличенной скоростью сообщается шпинделю переводом ремня на шкивы *9* или *8*. Необходимое при нарезании резьбы медленное вращение достигается переводом ремня на шкив *10* и остановкой при помощи торцевой муфты *7* центрального колеса *6* планетарной передачи. Ведомое колесо *2* вращается с числом оборотов

$$n_2 = n_3 = n_{10}(1 - i_{36}) = n_{10}\left(1 - \frac{z_6 z_5}{z_4 z_3}\right).$$

$$i_{36} < 1.$$

Движение шпинделю сообщается от зубчатых колес z_1 и z_2.



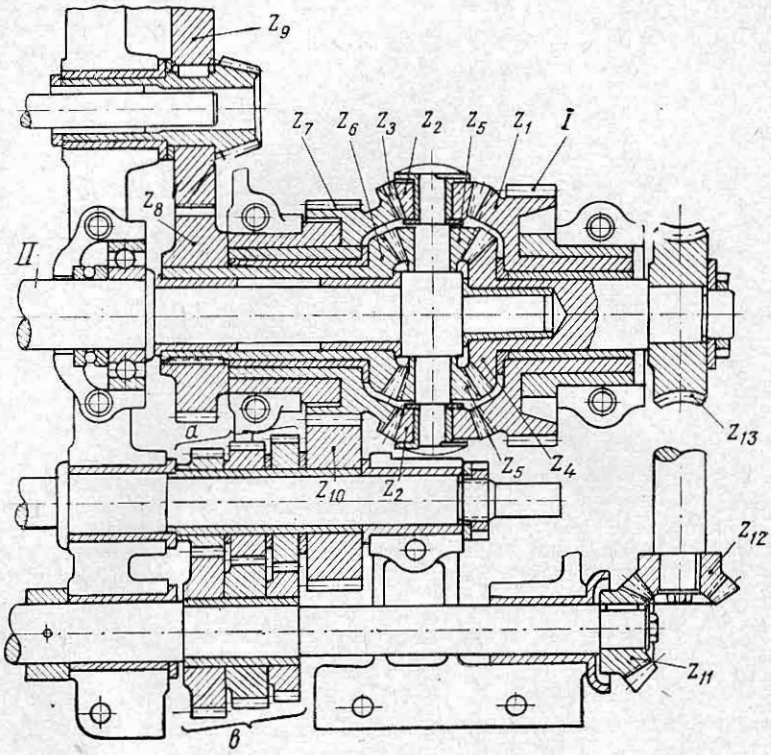
Фиг. 762.

Фиг. 762. Реверсивный эпициклический механизм. При торможении диска *a* включается прямой ход с числом оборотов

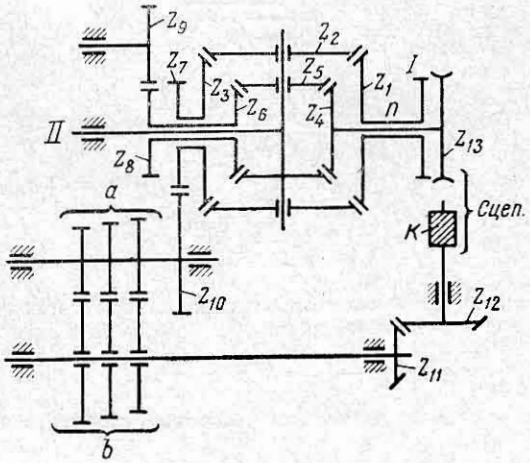
$$n_I = n_{II}(1 - i_{13}) = n_{II}\left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right).$$

При торможении диска *b* включается обратный ход с увеличенным числом оборотов

$$n_I = -n_{II}\frac{z'_3}{z'_1}.$$



Фиг. 763.



Фиг. 764.

Фиг. 763—764. Механизм рабочего движения в станке для нарезания шевронных зубчатых колес. При свободно вращающемся колесе z_9 движение

от ведущего вала *I* к ведомому валу *II* вследствие большого сопротивления в замыкающей цепи от z_{13} к z_7 передается через планетарную передачу z_1—z_2—z_3 с неподвижным z_3:

$$n_{II} = 2n_I.$$

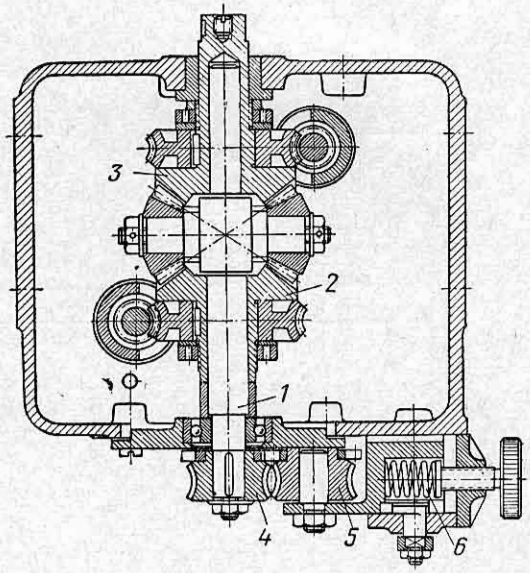
В процессе деления z_9, а следовательно, и z_6 затормаживаются, вследствие чего вводится в действие замыкающая цепь с коробкой скоростей b—a и второй эпициклической передачей z_1—z_2—z_3. При этом

$$n_4 = n_{II}(1 - i_{46}); \quad n_4 = i_{43}n_3; \quad i_{43} = \frac{n_4}{n_3} = \frac{z_7 a}{z_{10} b}\,\frac{z_{11}}{z_{12}}\,\frac{k}{z_{13}};$$

$$n_I = n_3 i_{13} + n_{II}(1 - i_{13}); \quad i_{13} = -1 \quad \text{и} \quad i_{46} = -1,$$

поэтому

$$n_{II} = n_I \frac{i_{43}}{2(i_{43} - 1)}.$$

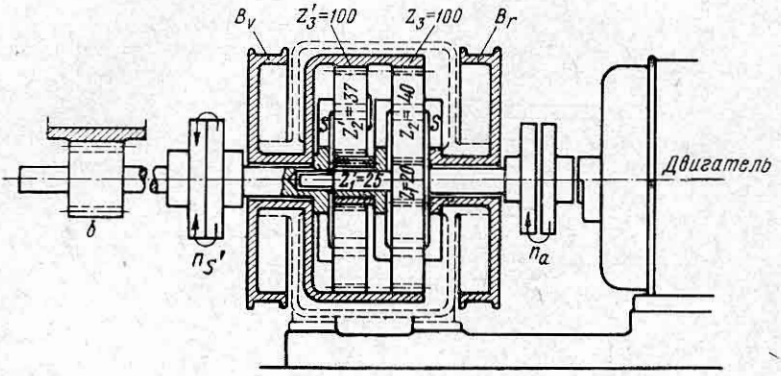


Фиг. 765.

Фиг. 765. Механизм подачи электродной проволоки. Подача проволоки осуществляется рифлеными роликами: рабочим *4*, заклиненным на валу *1*, и прижимным *5*, находящимся под действием пружины *6*. Центральные колеса дифференциала получают движение от двух электродвигателей: колесо *3* — от асинхронного, а колесо *2* — от электродвигателя постоянного тока с автоматически регулируемым числом оборотов в зависимости от тока дуги. При подаче проволоки с постоянной скоростью электродвигатель постоянного тока выключается.

Фиг. 766. Реверсивный механизм продольно-строгального станка. При остановке тормозного диска B_v колесо z_3 неподвижно и реечному колесу b движение от двигателя сообщается через две последовательно соединенные планетарные передачи. Число оборотов ведомого вала

$$n_{S'} = n_a \frac{1}{(1 - i_{13})(1 - i_{1'3'})} = 960 \frac{1}{1 + \frac{100}{20}} \frac{1}{1 + \frac{100}{25}} = 32 \text{ об/мин.}$$



Фиг. 766.

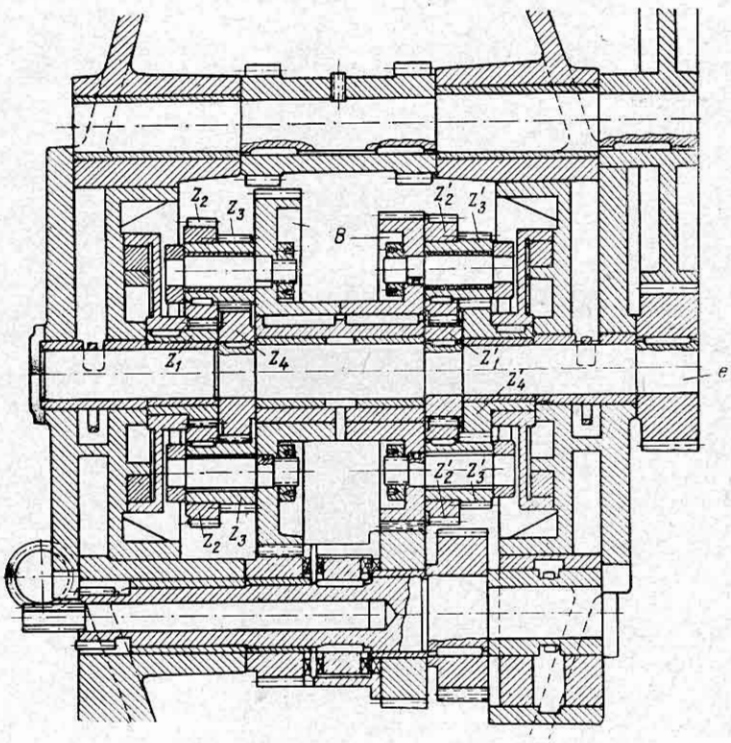
При остановке тормозного диска B_r первый поводок S неподвижен, колесо z_1' также неподвижно, поэтому

$$n_3 = n_a i_{31} \quad \text{и} \quad n_3 = n_{S'}(1 - i_{3'1'});$$

$$n_{S'} = n_a i_{31} \frac{1}{1 - i_{3'1'}} = -960 \frac{20}{100} \frac{1}{1 + \frac{25}{100}} = -154 \text{ об/мин.}$$

Фиг. 767. Эпициклический реверсивный механизм шепинга, состоящий из двух планетарных механизмов, в которых поочередно затормаживаются центральные колеса z_1 и z_4'. Движение передается через механизм с заторможенным колесом. При неподвижном колесе z_1 вал e делает число оборотов

$$n_e = n_в (1 - i_{41}) = n_в \left(1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}\right) = \left(1 - \frac{30 \cdot 20}{30 \cdot 40}\right) n_в = 0{,}5 n_в.$$



Фиг. 767.

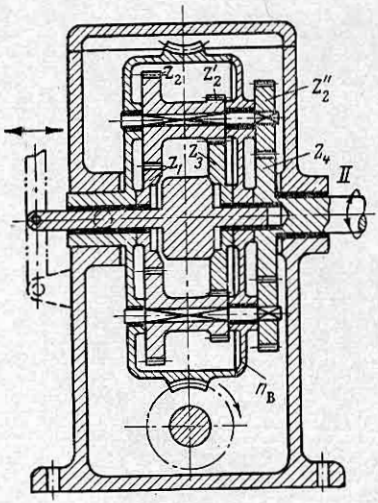
При неподвижном z_4'

$$n_e = n_в (1 - i_{1'4'}) = n_в \left(1 - \frac{z_4' z_2'}{z_3' z_1'}\right) = \left(1 - \frac{40 \cdot 32}{20 \cdot 28}\right) n_в = -1{,}28 n_в,$$

где $n_в$ — угловая скорость поводка.

Фиг. 768. Реверсивный планетарный механизм рабочего движения строгального станка. Конусом фрикциона могут поочередно затормаживаться центральные колеса z_1 и z_3. Движение сообщается поводку, выполненному в виде червячного колеса. При торможении колеса z_1 ведомый вал *4* делает n_4' оборотов:

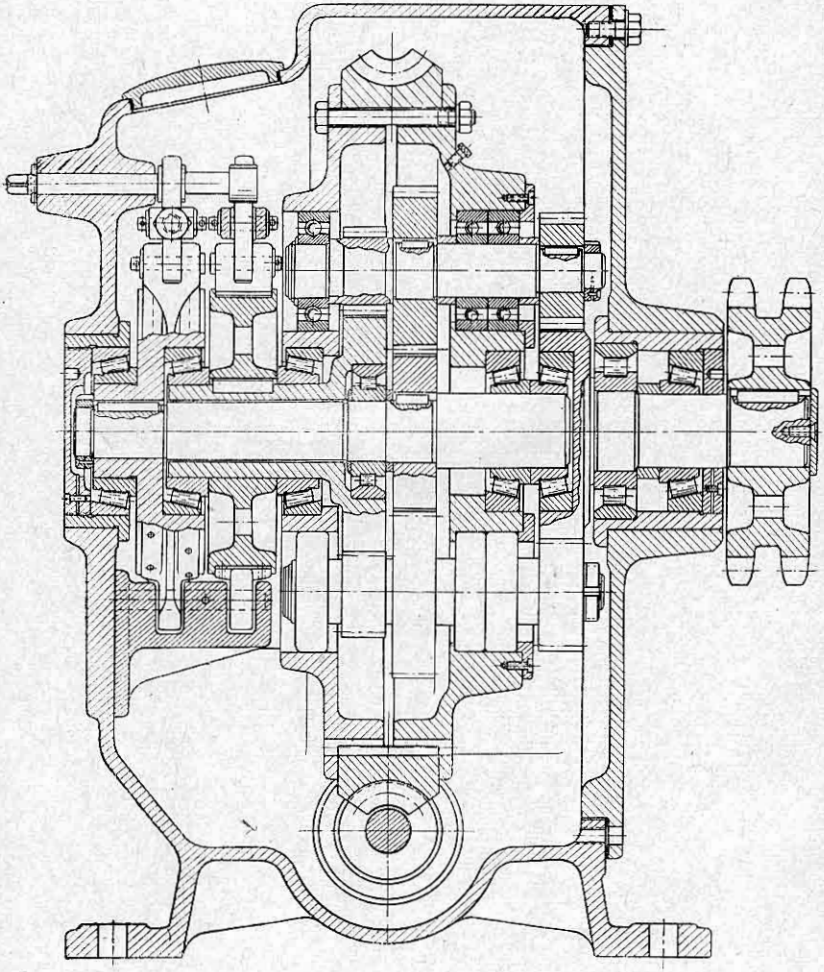
$$n_4' = n_в\left(1 - \frac{z_1 z_2''}{z_2 z_4}\right) = n_в\left(1 - \frac{45 \cdot 30}{45 \cdot 60}\right) = 0{,}5 n_в.$$



Фиг. 768.

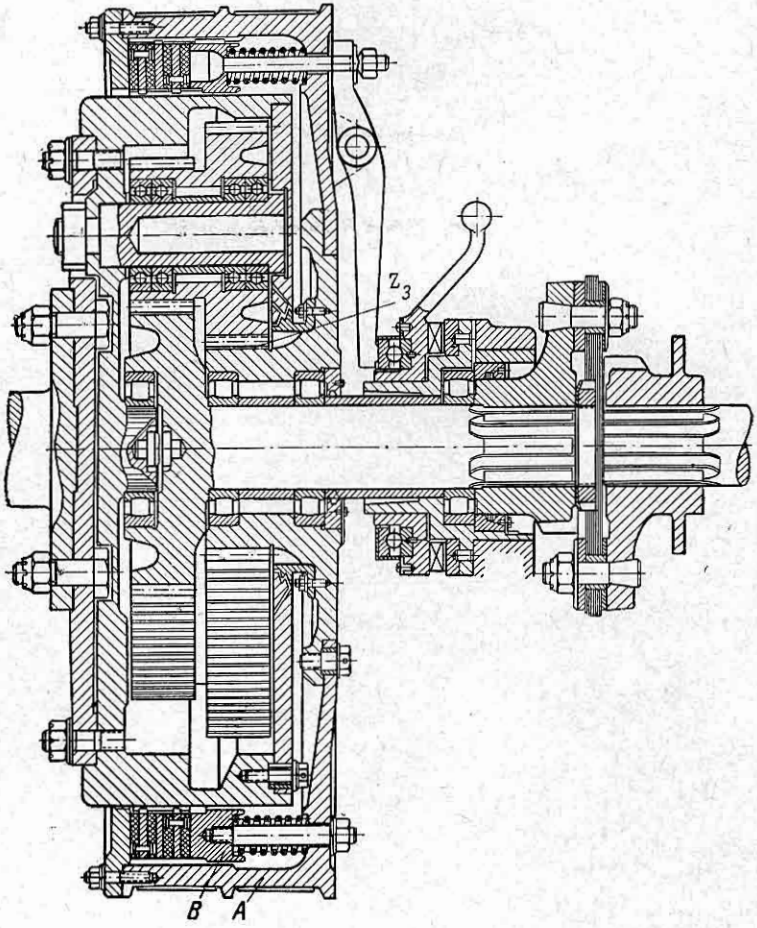
При неподвижном z_3 обратный ход с числом оборотов

$$n_4'' = n_в\left(1 - \frac{z_3 z_2''}{z_2' z_4}\right) = n_в\left(1 - \frac{70 \cdot 30}{20 \cdot 60}\right) = -0{,}75 n_в.$$



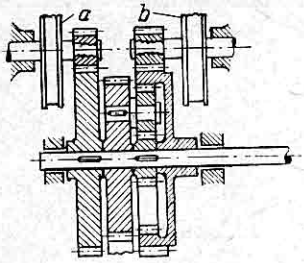
Фиг. 769.

Фиг. 769. Реверсивный планетарный механизм с колодочными тормозами, аналогичный механизму фиг. 768.

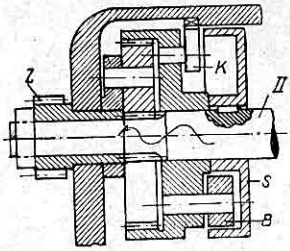


Фиг. 770.

Фиг. 770. Сцепная муфта мотовоза, имеющая две скорости, перемена которых осуществляется торможением барабана *A* или включением сцепления *B*. В первом случае колесо z_3 неподвижно и передача планетарная, во втором — передача работает, как обычная муфта.



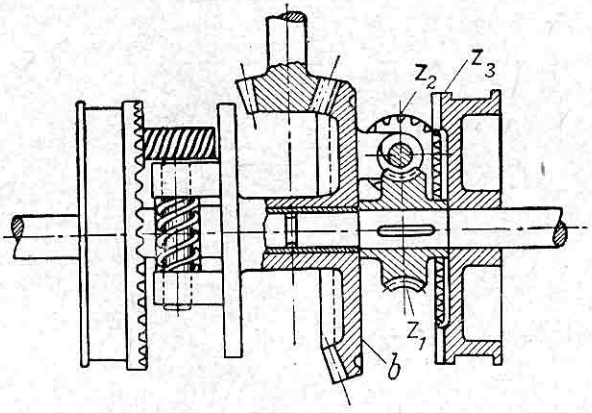
Фиг. 771.



Фиг. 772.

Фиг. 771. Избирательная передача для вращения от двух приводов. Оба привода (например, двигатели) могут иметь разную мощность. Посредством тормозов *a* и *b* можно плавно переключать механизм с одной скорости на другую. Возможно также вращение от двух приводов одновременно.

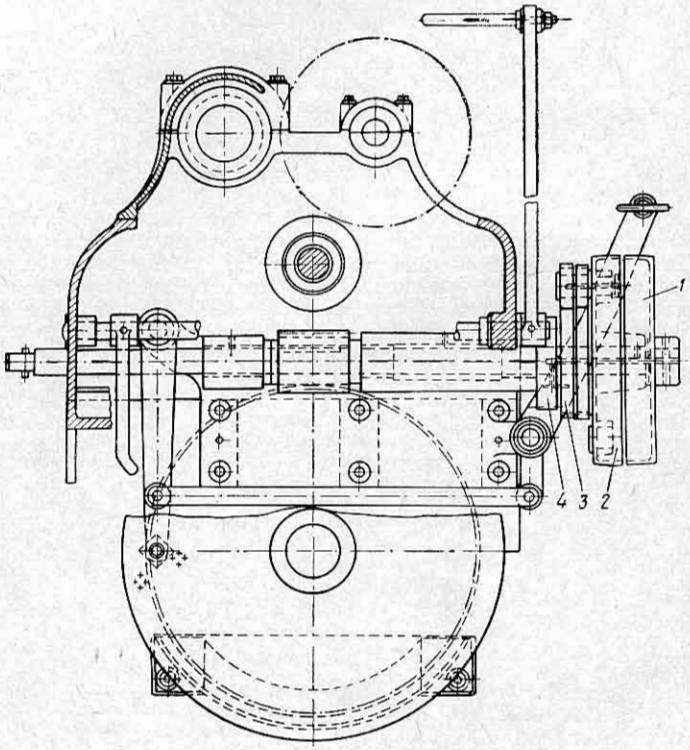
Фиг. 772. Передача для комбинированного двигатель-генератора, работающего как стартер и динамо освещения. При работе двигатель-генератора как стартера вал *II* запускаемого двигателя вращается через зубчатое колесо *Z* и планетарное колесо с пониженным числом оборотов; колесо с внутренним венцом посредством собачки *K* замыкается на корпус. После запуска двигателя внешнее колесо начинает вращаться, защелка под действием центробежной силы контргруза освобождается и груз *B*, прижимаясь под действием центробежной силы к буртику диска *S*, блокирует планетарное колесо. Вал *II* начинает вращаться с полным числом оборотов; двигатель-генератор работает как динамо.



Фиг. 773.

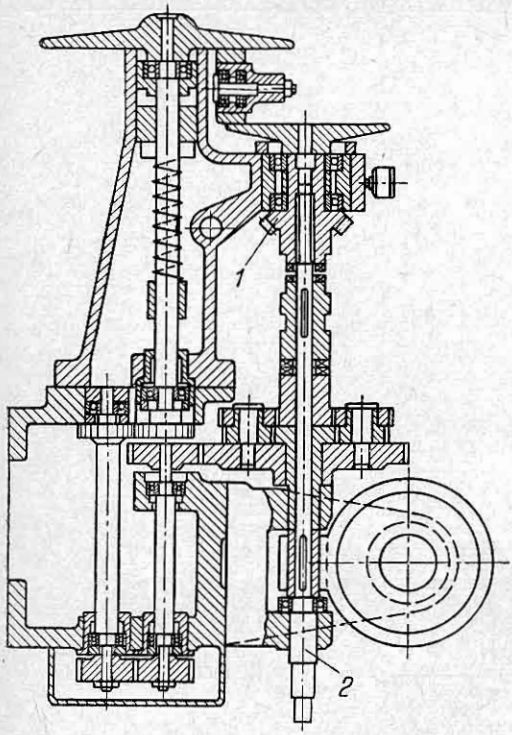
Фиг. 773. Механизм поворота. На водиле *b* вращаются два червяка, связанные с червячными колесами z_1 на полуосях и гипоидными колесами z_2 и z_3 с тормозными барабанами. Вследствие того, что червяки самотормозящиеся, при отпущенных тормозах обе полуоси вращаются с одинаковым числом оборотов. При включении правого тормоза гипоидное колесо z_2, обкатываясь по колесу z_3, при помощи червяка сообщит правой полуоси дополнительное движение в обратную сторону, поэтому полуоси вращаются с разным числом оборотов.

Аналогичное явление получается при включении левого тормоза.



Фиг. 774.

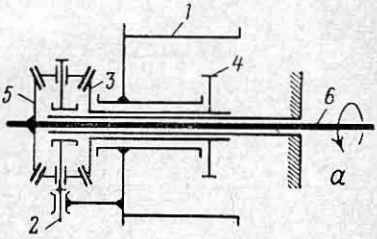
Фиг. 774. Механизм ускоренного хода автомата. Если ремень находится на шкиве *1* червячный вал приводится в движение непосредственно. При смещении ремня на шкив *2* храповое колесо *4* удерживает центральное колесо *3* и червячному валу сообщается медленное вращение через планетарную передачу.



Фиг. 775.

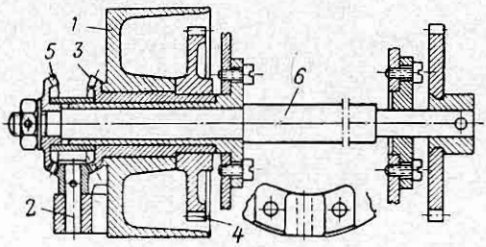
Фиг. 775. Механизм регулирования скорости распределительного вала автомата. При движении распределительного вала с увеличенной скоростью движение червячному валу *2* передается непосредственным соединением его с колесом *1* при помощи кулачковой муфты. Медленное движение (рабочее) с возможностью регулирования скорости достигается через лобовую фрикционную и планетарную передачи.

Фиг. 776—777. Механизм для наматывания бумаги на барабан. При наматывании бумаги диаметр барабана увеличивается, следовательно, число оборотов должно уменьшаться, если линейная скорость бумаги сохраняется.



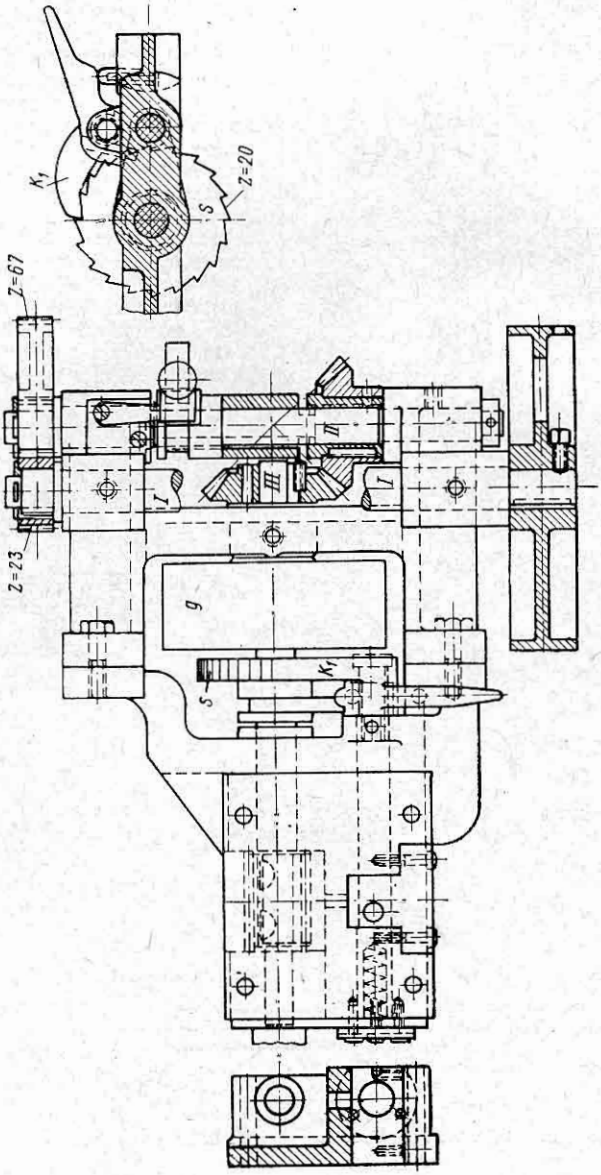
Фиг. 776.

В рассматриваемом механизме барабан *1* соединен с поводком *2* дифференциала. Солнечное колесо *3* дифференциала соединено с зубчатым колесом *4*



Фиг. 777.

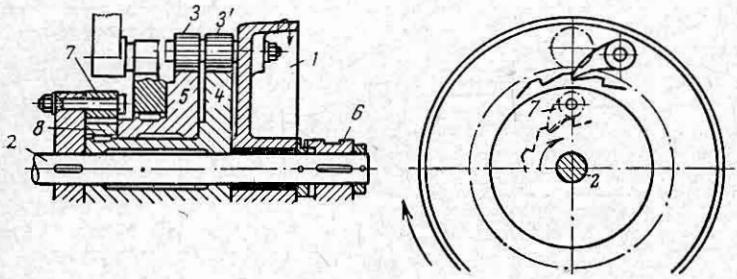
и вращается с возрастающей скоростью, а колесо *5* получает вращение от вала *6* с постоянной скоростью.



Фиг. 778.

Фиг. 778. Механизм управления движением распределительного вала автомата. Храповое колесо S, перемещаясь вдоль оси, соединяется кулачками распределительного вала с неподвижной собачкой K_1 или с коробкой g сателли-

тов при помощи штифта. При соединении храпового колеса S с коробкой передача работает как редуктор с передаточным отношением $i=1-\frac{19}{20}=0{,}05$; во втором случае передача работает как муфта без преобразования движения. Центральные колеса должны быть корригированы.

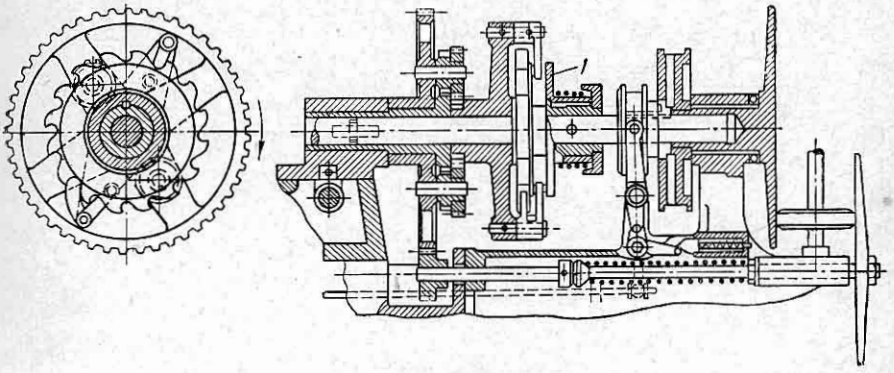


Фиг. 779.

Фиг. 779. Планетарная передача к управляющему валу автомата. При включенной муфте *6* движение от шкива передается непосредственно валу *2* и собачка *7* вследствие более быстрого вращения скользит по храповику *8*. При выключенной муфте *6* движение передается через планетарную передачу и вал вращается медленно:

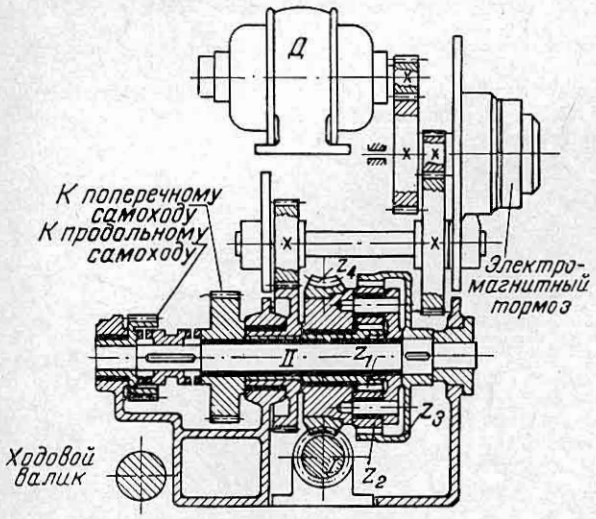
$$n_2 = n_1(1 - i_{45}) = n_1\left(1 - \frac{z_5 z_3'}{z_3 z_4}\right).$$

Для переключения механизма передвигать ремень не нужно.



Фиг. 780.

Фиг. 780. Планетарная передача к управляющему валу автомата. Механизм, аналогичный показанному на фиг. 775, но с приспособлением для подъема собачек для устранения шума при их скольжении. Подъем собачек производится поворотом диска *1* под действием пружины.



Фиг. 781.

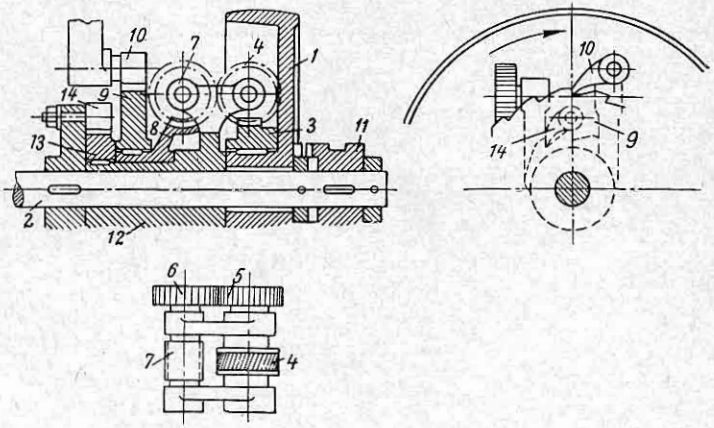
Фиг. 781. Механизм перемещения суппорта крупного токарного станка. Ведомому валу *II* при выключенном вспомогательном двигателе *Д* и заторможенном колесе z_1 движение сообщается от червячного вала через планетарную передачу:

$$n_{II} = n_3 = n_4(1 - i_{31}) = n_4\left(1 + \frac{z_1}{z_3}\right).$$

При включенном двигателе *Д* передача работает как суммирующая:

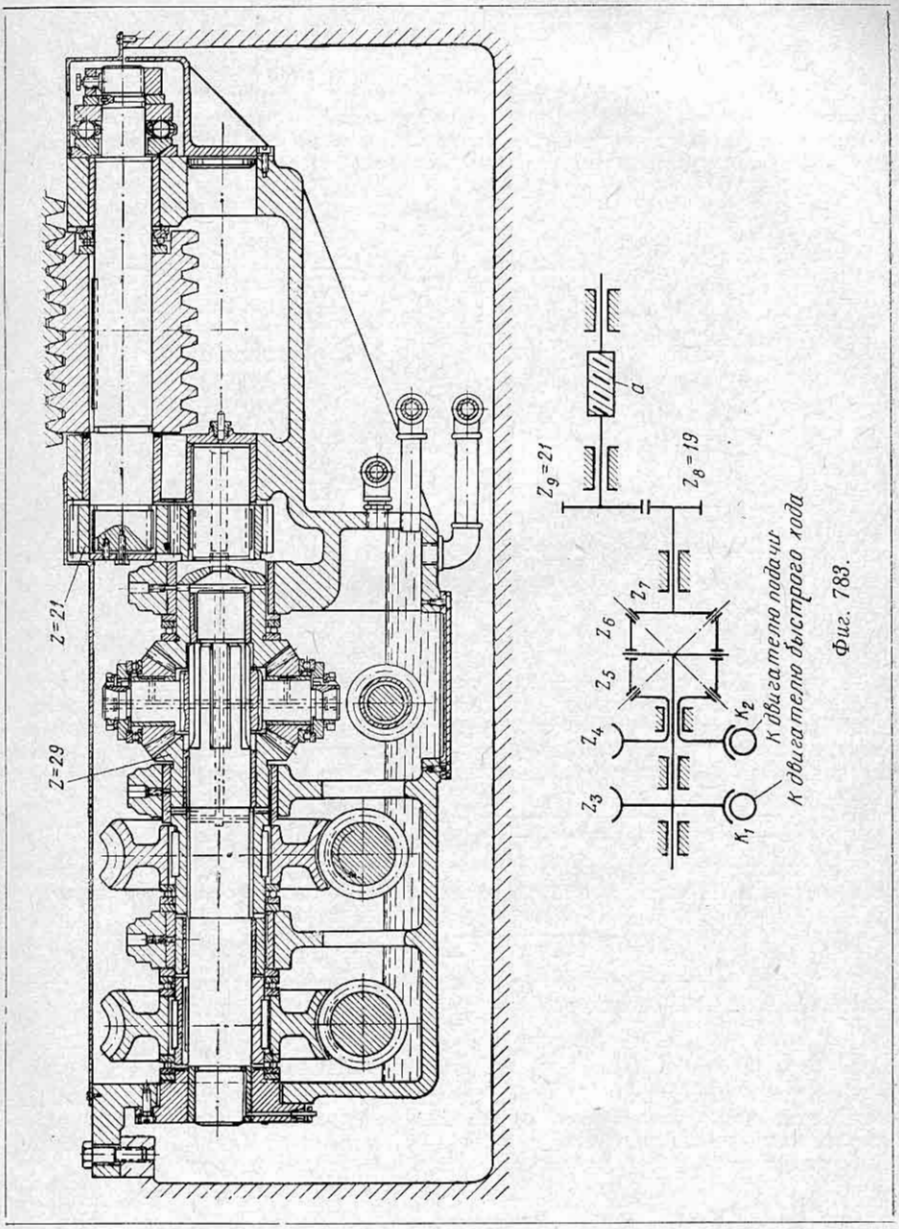
$$n_{II} = \pm n_1 \frac{z_1}{z_3} + n_4(1 - i_{31}).$$

Фиг. 782. Планетарная передача механизма управления автомата имеет сложный сателлит, состоящий из зубчатых колес *5* и *6*, червяка *7* и винтового колеса *4*. При сцеплении муфты *11* со шкивом *1* вал *2* получает быстрое вращение. Собачка *10* препятствует вращению колес *9* и *8*, вследствие чего



Фиг. 782.

поводок *12* вращается при свободно скользящей собачке *14* по зубьям храпового колеса *13*. При выключении муфты *11* движение валу *2* передается через собачку *14*, связанную с храповым колесом *13* поводка *12*. Вал через планетарную передачу получает медленное вращение. Червячная передача *7—8* не должна быть самотормозящейся. *3*—винтовое колесо.



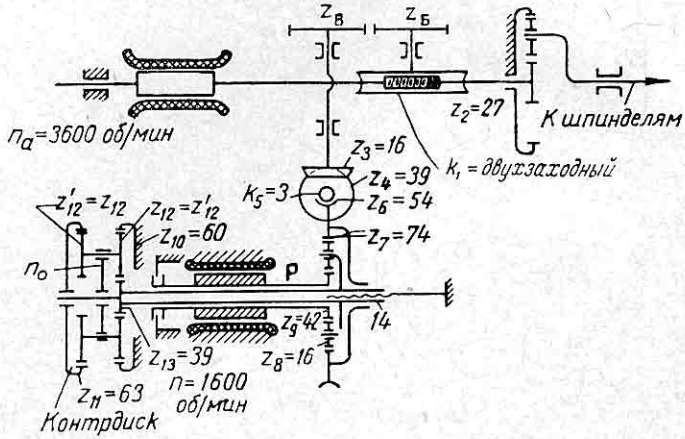
Фиг. 783.

Фиг. 783. Механизм подачи станка для фрезерования тюбингов. Поступательное движение рейке сообщается червячным валом *a*, связанным через колеса z_8 и z_9 с коническим колесом z_7 эпициклической передачи.

Число оборотов червячного вала

$$n_a = i_{98} n_7 = [i_{75} n_5 + (1 - i_{75})\, n_2]\, i_{98} = \frac{z_8}{z_9}(-n_4 + 2n_3).$$

Рейке сообщается быстрое перемещение вперед и назад при вращении червячного колеса z_3 в том или ином направлении и медленное вперед — при вращении червячного колеса z_4. Двигатели включаются независимо. Червячные пары самотормозящиеся, поэтому нет надобности устанавливать тормоза.



Фиг. 784.

Фиг. 784. Механизм управления силовой головки многошпиндельного сверлильного станка. Вращение шпинделям сообщается от двигателя с n_a = =3600 об/мин через планетарный редуктор: $n_ш = n_a(1-i)$. Медленное движение головки при заторможенном роторе двигателя P происходит при навинчивании гайки *14* на неподвижный винт с числом оборотов

$$n'_{14} = \frac{n_6}{1 - i_{79}} = n_a \frac{K_1 z_б z_8 K_5}{z_2 z_в z_4 z_6} \frac{1}{1 - i_{79}} = 3{,}88 \frac{z_б}{z_в}; \qquad i_{79} = -\frac{z_9}{z_7} = -0{,}568.$$

При противоположных направлениях вращения колеса z_6 и ротора двигателя P гайка *14* вращается с числом оборотов (быстрый подвод головки)

$$n''_{14} = \frac{n_6}{1 - i_{79}} - \frac{n_9 i_{79}}{1 - i_{79}} = 3{,}88 \frac{z_б}{z_в} + 580.$$

При изменении направления вращения ротора двигателя P на противоположное (быстрый отвод головки)

$$n'''_{14} = 3{,}88 \frac{z_б}{z_в} - 580.$$

Переключение двигателей производится распределительным валиком, периодически поворачивающимся от распределительного диска с кулачками через храповой механизм. Распределительный диск, соединенный с z_{11}, вращается всегда в ту же сторону, что и гайка *14*, с числом оборотов

$$n_{11} = n_0(1 - i_{11,\,10}) = n_{14} \frac{1 - i_{11,\,10}}{1 - i_{13,\,10}}; \qquad i_{11,\,10} = \frac{z_{10} z'_{12}}{z_{12} z_{11}}; \quad i_{13,\,10} = -\frac{z_{10}}{z_{13}}.$$

Длина хода головки регулируется положением кулачков на распределительном диске.

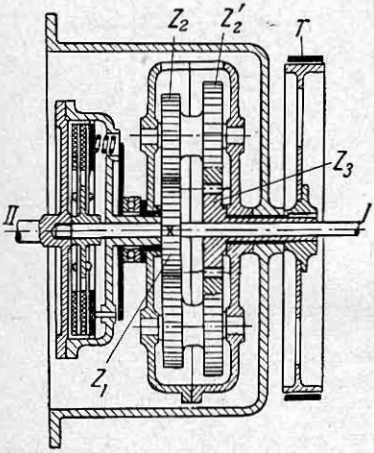
Планетарные коробки скоростей

Фиг. 785. Планетарная двухступенчатая коробка скоростей.
1-я скорость — затянут тормоз T, колесо z_3 неподвижно;

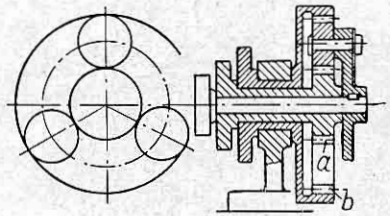
$$i_{II,I}=\frac{1}{1-i_{13}};\quad i_{13}=\frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_2'};$$

2-я скорость — включен фрикцион; передача блокирована;

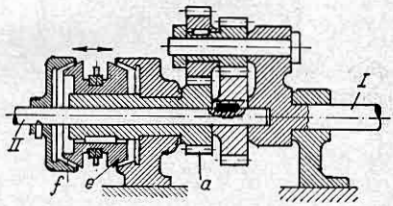
$$i_{II,I}=1.$$



Фиг. 785.



Фиг. 786.



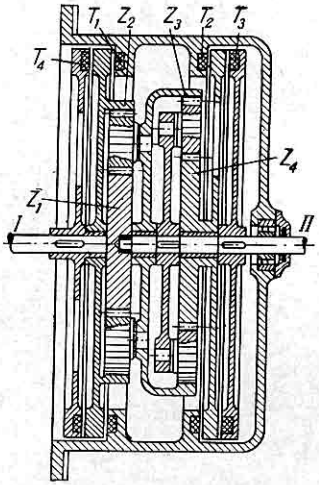
Фиг. 787.

Фиг. 786. Планетарная коробка скоростей. Возможны следующие комбинации: I) зубчатое колесо a заторможено относительно колеса b, передаточное число от ведущего вала к ведомому 1:1; II) зубчатое колесо a заторможено, ведущий—поводок, передаточное число $i=\frac{z_a}{z_b}+1$; III) зубчатое колесо b заторможено, ведущий—поводок, передаточное число $i=\frac{z_b}{z_a}+1$; IV) водило заторможено, ведущее зубчатое колесо a, передаточное число $i=-\frac{z_a}{z_b}$; обратное вращение ведомого вала. Практически можно использовать вариант I и один из вариантов II ÷ IV (т. е. при данной схеме возможна лишь двухскоростная коробка).

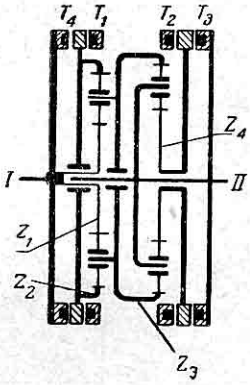
Если ведущий вал сделать ведомым, а ведомый ведущим, то получим при варианте II передаточное число $i=\frac{z_b}{z_a+z_b}$; при варианте III $i=\frac{z_a}{z_a+z_b}$; при варианте IV $i=-\frac{z_b}{z_a}$.

Фиг. 787. Планетарная коробка скоростей. Центральное колесо a можно соединить с любой из полумуфт. При включении муфты e центральное колесо a жестко соединяется с корпусом коробки и тогда механизм работает как планетарная передача. Если же центральное колесо a соединено муфтой f с

ведомым валом *II*, а следовательно, и с ведущим валом *I* через планетарную передачу, то весь механизм блокируется вследствие разных диаметров центральных колес и начинает вращаться как одно целое.



Фиг. 788.



Фиг. 789.

Фиг. 788—789. Планетарная четырехступенчатая коробка скоростей с электромагнитным управлением.

1-я скорость — включены тормоза T_1 и T_2; z_2 и z_4 неподвижны;

$$i_{I,II} = (1 - i_{34})(1 - i_{12}); \quad i_{12} = -\frac{z_2}{z_1}; \quad i_{34} = -\frac{z_4}{z_3}.$$

2-я скорость — включены тормоза T_1 и T_3; z_2 неподвижно; z_4 соединено с валом *II*;

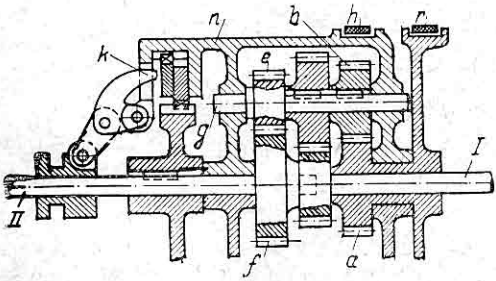
$$i_{I,II} = 1 - i_{12}.$$

3-я скорость — включены тормоза T_2 и T_4; z_4 неподвижно; z_1 и z_2 блокированы;

$$i_{I,II} = 1 - i_{34}.$$

4-я скорость — включены тормоза T_3 и T_4; все передачи блокированы;

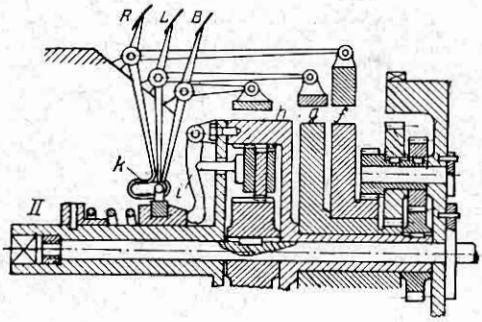
$$i_{I,II} = 1.$$



Фиг. 790.

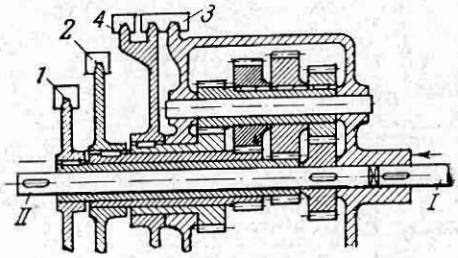
Фиг. 790. Планетарная коробка скоростей с двумя скоростями прямого и одной заднего хода. На первой скорости дисковая тормозная муфта *k* включена и корпус *n* вместе с колесами вращается как одно целое. На второй скорости включен тормоз *h*, корпус *n* неподвижен и вал *g* работает как промежуточный вал обычной коробки скоростей с цилиндрическими колесами. Тормозы *k* и *r* отпущены, колесо *a* вращается свободно. Ведомый вал вращается в том же направлении,

что и ведущий, с пониженным числом оборотов. На третьей скорости включен тормоз *r* (тормозы *k* и *h* отпущены), вал *g* вместе с корпусом вращается в направлении, противоположном вращению ведущего вала. На заднем ходу работают зубчатые колеса *a*, *b*, *e* и *f*.



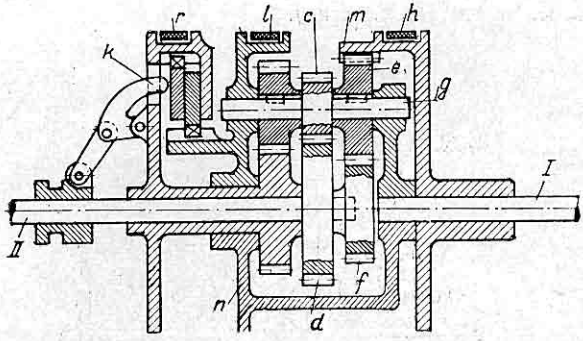
Фиг. 791.

Фиг. 791. Коробка скоростей с двумя скоростями прямого и одной заднего хода. На прямой передаче механизм вращается как одно целое. Нажимом на рычаг *L*, независимо от других педалей (благодаря петлям *K*), выключают муфту *i*, затем торможением диска *g* включают планетарную передачу, дающую меньшую скорость. Планетарная передача, дающая обратный ход, включается нажатием рычага *R*, расцеплением муфты *i* и торможением колеса *f*; торможение автомобиля — нажатием рычага *B*, расцеплением конуса и торможением колеса *h*. При включении ручного тормоза сцепление также разъединяется.



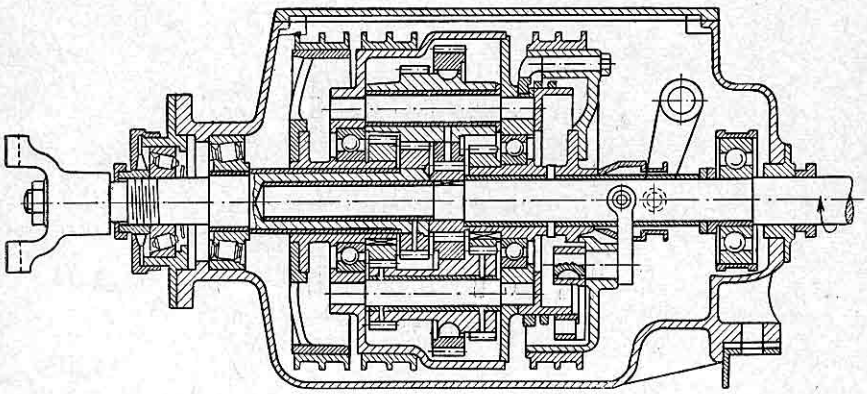
Фиг. 792.

Фиг. 792. Планетарная коробка скоростей с тремя скоростями прямого и одной обратного хода приведена в развитии схем фиг. 790 и 791. Торможение диска *1* дает первую ступень скорости, торможение диска *2* — вторую ступень, одновременное торможение дисков *3* и *4* — третью ступень; при этом весь механизм блокируется и тормозные колодки вращаются, принимая участие в передаче вращения. Обратный ход достигается торможением диска *4*.



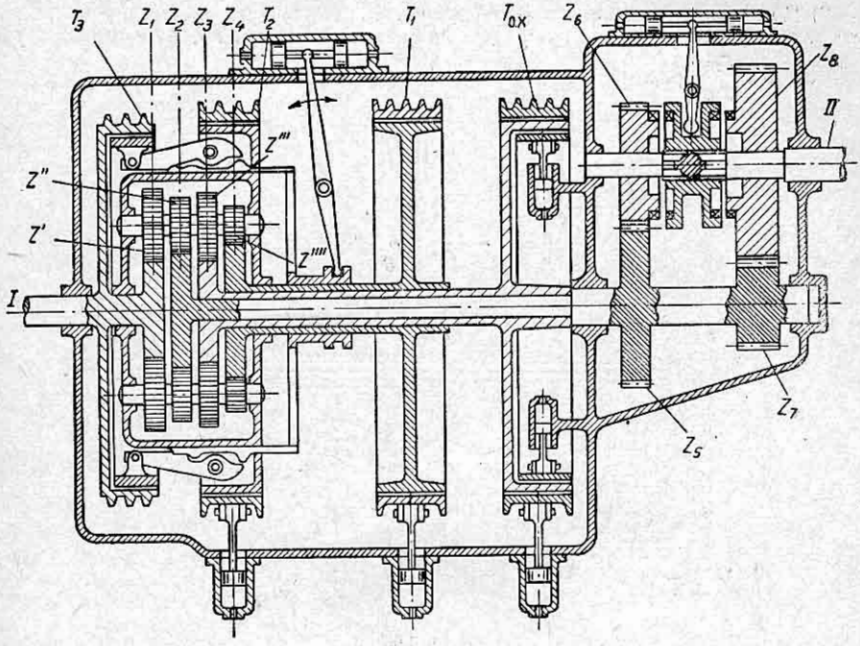
Фиг. 793.

Фиг. 793. Планетарная коробка скоростей с тремя скоростями прямого и одной обратного хода. Первая скорость: механизм блокирован муфтой k. Вторая скорость: тормоз l включен, корпус n неподвижен, вал g работает как промежуточный вал; в рабочем зацеплении находятся колеса f, e и c, d. Третья скорость: тормоз h включен, корпус n вращается зубчатыми колесами f и e и колесом внутреннего зацепления m. Обратная скорость: включен тормоз r, корпус n вращается в обратном направлении, в рабочем зацеплении находятся зубчатые колеса f, e и c, d.



Фиг. 794.

Фиг. 794. Коробка скоростей. Аналогична коробке по схеме фиг. 793.



Фиг. 795.

Фиг. 795. Планетарная коробка скоростей с демультипликатором.
1) При включенной паре z_7—z_8 демультипликатора:
1-я скорость достигается затяжкой тормоза T_1 (колесо z_4 неподвижно):

$$\frac{n_I}{n_{II}} = i_{I,II} = \frac{i_{78} i_{12} (1 - i_{14})}{i_{12} - i_{14}}; \quad i_{12} = \frac{z' z_2}{z_1 z''}; \quad i_{14} = \frac{z' z_4}{z_1 z''''} > 1;$$

$$i_{78} = -\frac{z_8}{z_7}.$$

2-я скорость достигается затяжкой тормоза T_2 (корпус коробки неподвижен):

$$i_{I,II} = -\frac{z' z_2 z_8}{z_1 z'' z_7}.$$

3-я скорость достигается затяжкой тормоза T_3. Все зубчатые колеса в коробке блокируются:

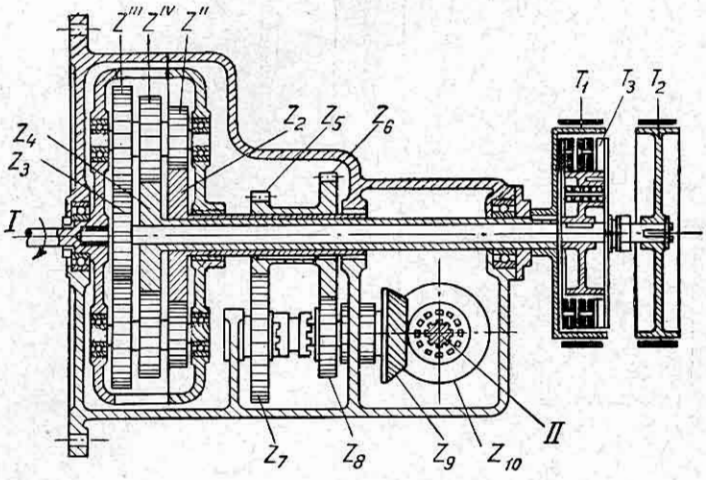
$$i_{I,II} = -\frac{z_8}{z_7}.$$

Скорость обратного хода получается затяжкой тормоза $T_{0.x}$ (останавливается колесо z_3):

$$i_{I,II} = \frac{i_{78} i_{12} (1 - i_{13})}{i_{12} - i_{13}};$$

$$i_{13} = \frac{z' z_3}{z_1 z'''} < 1.$$

2) При включении пары $z_5 - z_6$ демультипликатора получаем другой ряд из четырех скоростей, при этом передаточное отношение для каждой скорости увеличится в $\frac{z_6 z_7}{z_5 z_8}$ раз.



Фиг. 796.

Фиг. 796. Планетарная коробка скоростей с демультипликатором и реверсом, дающая по шесть скоростей прямого и обратного ходов. Ведущий корпус сателлитов — *I*.

1) При включенной паре z_5—z_7:

1-я скорость — затяжкой тормоза T_1 (z_4 неподвижно):

$$\frac{n_I}{n_{II}} = i_{I,\,II} = \frac{1}{1 - i_{24}}\, i_{57} i_{9,\,10}; \qquad i_{24} = \frac{z'' z_4}{z_2 z^{IV}};$$

$$i_{57} = -\frac{z_7}{z_5}; \qquad i_{9,\,10} = \frac{z_{10}}{z_9}.$$

2-я скорость — затяжкой тормоза T_2 (z_3 неподвижно):

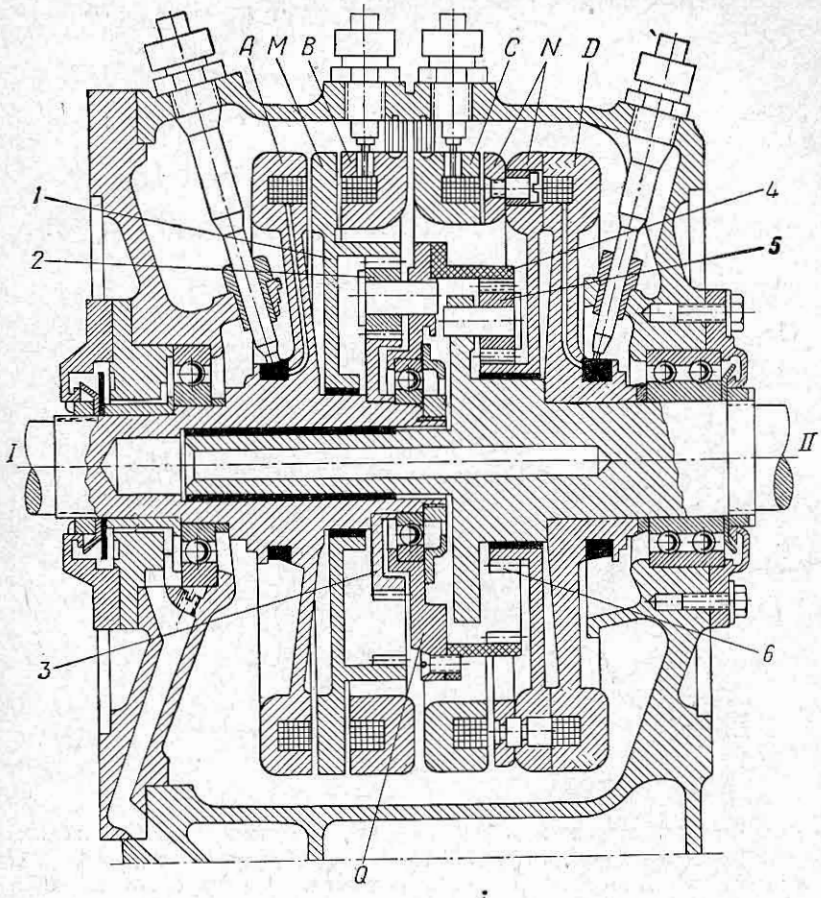
$$i_{I,\,II} = \frac{1}{1 - i_{23}}\, i_{57} i_{9,\,10}; \qquad i_{23} = \frac{z_3 z''}{z''' z_2};$$

3-я скорость — включением блокирующего фрикциона T_3:

$$i_{I,\,II} = i_{57} i_{9,\,10}.$$

2) При включении пары z_6—z_8 получим еще три скорости, при этом передаточное отношение для каждой скорости увеличится в $\frac{z_5 z_6}{z_7 z_8}$ раз.

При переключении кулачковой муфты на поперечном ведомом валу *II* получим тот же ряд скоростей обратного хода.



Фиг. 797.

Фиг. 797. Четырехскоростная планетарная коробка скоростей. Коробка состоит из двух планетарных передач, образованных колесами *1—2—3* и *4—5—6*, управляемых кольцевыми электромагнитами *A*, *B* и *C*, *D*.

Магниты *B* и *C* жестко соединены с корпусом; магнит *A* вращается вместе с ведущим валом *I* и соединен с центральным колесом *3*; магнит *D* вращается с ведомым валом *II* и соединен с водилом, несущим оси сателлитов *5*. Между электромагнитами *A* и *B*, *C* и *D* помещены якорь *M*, связанный с колесом *1*, и якорь *N*, связанный с центральным колесом *6*. Водило *Q* соединено с колесом *4*.

1-я скорость—включены электромагниты *B* и *C*; $n_1 = n_6 = 0$;

$$i_{(I,\,II)_1} = \left(1 + \frac{z_1}{z_3}\right)\left(1 + \frac{z_6}{z_4}\right).$$

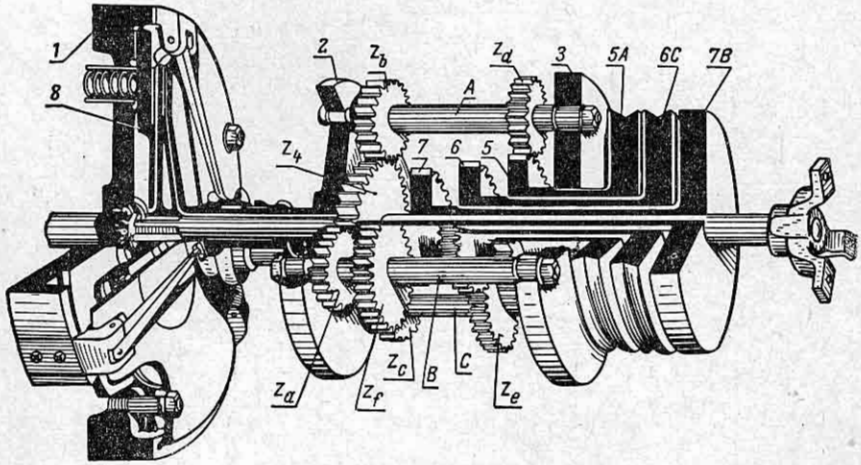
2-я скорость—включены электромагниты B и D; $n_I = 0$; $n_4 = n_{II}$;

$$i_{(I,\,II)_2} = 1 + \frac{z_1}{z_3}.$$

3-я скорость—включены электромагниты A и C; $n_6 = 0$; $n_4 = n_I$;

$$i_{(I,\,II)_3} = 1 + \frac{z_6}{z_4}.$$

4-я скорость—включены электромагниты A и D; $n_I = n_{II}$; $i_{(I,\,II)_4} = 1$.



Фиг. 798.

Фиг. 798. Планетарная коробка скоростей. Зубчатому колесу z_4 на ведомом валу движение передается от трех колес z_a, z_b и z_c трех сателлитов. Ведущим является маховик *1*, связанный с коробкой сателлитов посредством дисков *2 — 3*.

1-я скорость — заторможен диск *6C*;

$$n_{41} = n_1(1 - i_{46}); \quad i_{46} = \frac{z_6 z_c}{z_e z_4};$$

2-я скорость — заторможен диск *5A*;

$$n_{42} = n_1(1 - i_{45}); \quad i_{45} = \frac{z_5 z_b}{z_d z_4}.$$

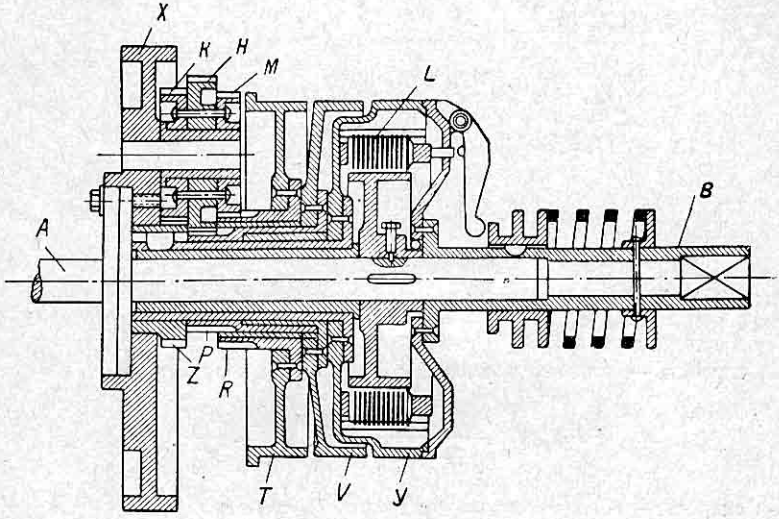
3-я скорость — при включении сцепления *8* передача блокируется и работает как муфта. Во всех остальных случаях сцепление выключено;

$$n_{43} = n_1.$$

Обратный ход достигается торможением диска *7B*;

$$n_{40} = n_1(1 - i_{47}); \quad i_{47} = \frac{z_7 z_a}{z_f z_4}.$$

Фиг. 799. Коробка скоростей. Передаточное отношение в коробке изменяют включением тормозов *T*, *V* и муфты *L*, в результате чего останавливаются центральные колеса *R*, *P* или блокируется передача. Маховик *X* и вал *A* связаны между собой. На ведомом валу закреплено колесо *Z*.



Фиг. 799.

1-я скорость — включен тормоз *V*, колесо *P* неподвижно;

$$n_{B_1} = n_Z = n_A \left(1 - \frac{z_P z_K}{z_H z_Z}\right).$$

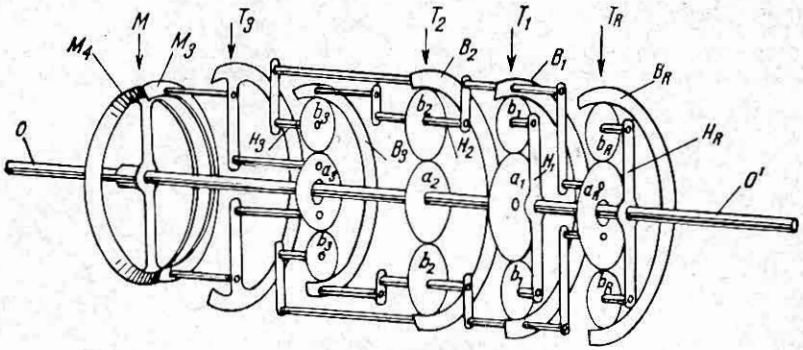
2-я скорость — включена муфта *L*, передача напрямую;

$$n_{B_2} = n_A.$$

Обратный ход. Включен тормоз *T*; колесо *R* неподвижно;

$$n_{B_0} = n_A \left(1 - \frac{z_R z_K}{z_M z_Z}\right).$$

Тормоз *У* — основной тормоз автомобиля.



Фиг. 800.

Фиг. 800. Полуавтоматическая коробка скоростей. Коробка имеет четыре скорости прямого хода и одну — обратного. Колеса a_1 и a_2 и муфта M_4 укреплены на валу двигателя O. Ведомый вал — O'.

1-я скорость — включен тормоз T_1; колесо B_2 неподвижно;

$$n = n_{H_1} = \frac{n_1}{1 - i_{a_1 B_1}}; \quad i_{a_1 B_1} = -\frac{z_{B_1}}{z_{a_1}}.$$

2-я скорость—включен тормоз T_2; колесо B_2 неподвижно; колесо B_1 вращается с такой же скоростью, как и поводок H_2: $n_{B_1} = n_{H_2}$;

$$n = n_{H_1} = n_1 \left[\frac{1}{1 - i_{a_1 B_1}} - \frac{i_{a_1 B_1}}{(1 - i_{a_1 B_1})(1 - i_{a_2 B_2})} \right];$$

$$i_{a_2 B_2} = -\frac{z_{B_2}}{z_{a_2}}.$$

3-я скорость — включен тормоз T_3; колесо a_3 неподвижно. Передача движения к ведомому валу (поводок H_1) производится посредством строенной эпициклической передачи.

Центральное колесо B_3 и поводок H_2 имеют одинаковое число оборотов, поэтому при $n_{a_2} = n_1$; $n_{B_2} = n_{H_3}$ и $n_{B_3} = n_{H_2}$ получаем

$$n_{B_2} = n_1 i_{B_2 a_2} + n_{B_3}(1 - i_{B_2 a_2}) = n_{H_3} = n_{H_2} \frac{1}{1 - i_{B_3 a_3}};$$

$$i_{B_2 a_2} = -\frac{z_{a_2}}{z_{B_2}}; \quad i_{B_3 a_3} = -\frac{z_{a_3}}{z_{B_3}}.$$

Отсюда

$$n_{H_2} = n_1 \frac{i_{B_2 a_2}(1 - i_{B_3 a_3})}{1 - (1 - i_{B_2 a_2})(1 - i_{B_3 a_3})}.$$

Число оборотов ведомого вала при $n_{B_1} = n_{H_2}$:

$$n = n_{H_1} = \frac{n_{B_1}}{1 - i_{B_1 a_1}} - \frac{n_1 i_{B_1 a_1}}{1 - i_{B_1 a_1}} =$$

$$= \frac{n_1}{1 - i_{B_1 a_1}} \left[\frac{i_{B_2 a_2}(1 - i_{B_3 a_3})}{1 - (1 - i_{B_2 a_2})(1 - i_{B_3 a_3})} - i_{B_1 a_1} \right].$$

4-я скорость — при включении муфты M передача блокируется и работает как муфта.

Обратный ход — включен тормоз T_R, колесо B_R заторможено. Передача движения поводку H_1, а следовательно, и ведомому валу производится через сдвоенную эпициклическую передачу с поводками H_1 и H_R:

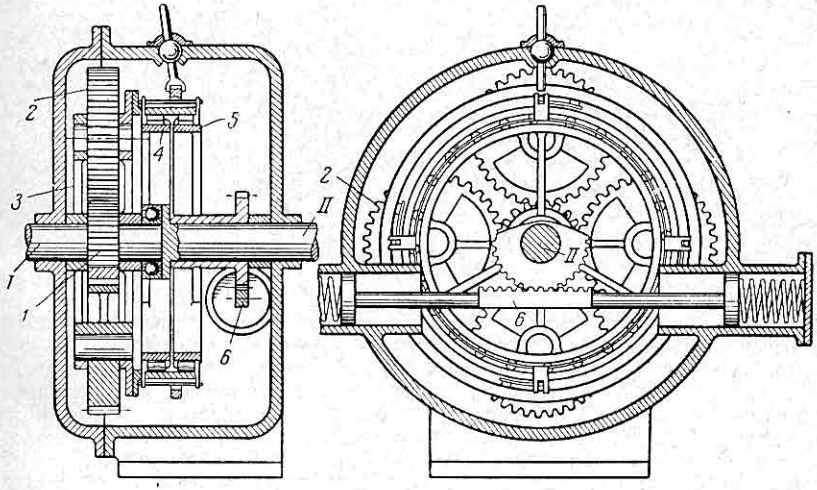
$$n_{B_1} = n_{a_R};$$

$$n_{B_1} = n_{a_1} i_{B_1 a_1} + n_{H_1}(1 - i_{B_1 a_1}) = n_{a_R} = n_{H_1}(1 - i_{a_R B_R});$$

$$n_{a_1} = n_1; \quad i_{B_1 a_1} = -\frac{z_{a_1}}{z_{B_1}}; \quad i_{a_R B_R} = -\frac{z_{B_R}}{z_{a_R}};$$

$$n = n_{H_1} = n_1 \frac{i_{B_1 a_1}}{i_{B_1 a_1} - i_{a_R B_R}}.$$

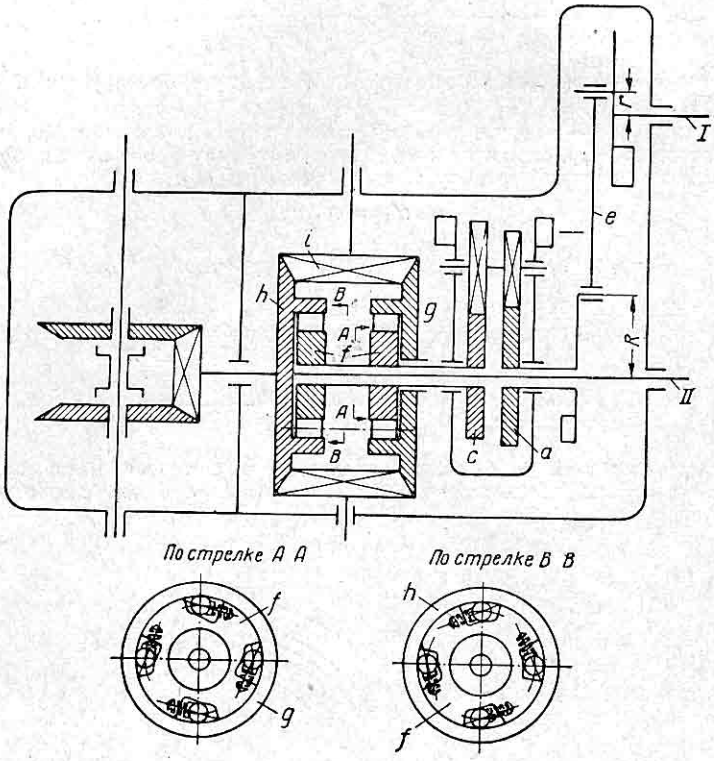
Коробка скоростей снабжена специальным селекторным механизмом переключения скоростей, дающим возможность перейти с одной скорости на любую другую.



Фиг. 801.

Фиг. 801. Автоматическая прогрессивная коробка передач. Колесо *1* на ведущем валу *I* вращает сателлиты *2* с инерционными грузами, сообщающие в процессе вращения колебательное движение водилу *3*. Движение водила

в одну сторону через автолог *4* (подобно фиг. 1299) передается ведомому валу *II*. При вращении водила в обратном направлении через автолог *5* движение передается рейке *6* и поршню катаракта, замедляющего движение водила, вместе с чем увеличивается скорость сателлита. Фаза действия и величина воздействующего импульса зависят от положения механизма автолога.

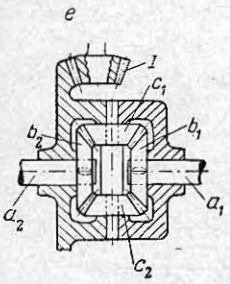


Фиг. 802.

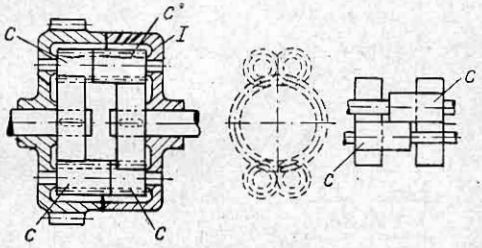
Фиг. 802. Автоматическая прогрессивная коробка передач. Коробка передач состоит из четырехшарнирного механизма *r—e—R*, приводящего в движение солнечное колесо *a* планетарной передачи, инерционной массы (роль которой играет поводок), автологов противоположного действия и реверсора, составленного из конических колес *g*, *i* и *h*, который передает движение ведомому валу *II* в одном направлении, независимо от направления вращения втулок автологов *f*. При колебательных движениях колеса *a* водило также совершает колебательные движения, оказывая через зубья колеса сателлита давление на зубья колеса *c*. При достаточной величине массы и соответствующем числе оборотов вала *I* давление на зубьях колеса *c* окажется достаточным, чтобы через автологи *f* и реверсор *g—i—h* сообщить движение ведомому валу *II*. Амплитуда колебаний водила зависит от величины сопротивления на ведомом валу.

Суммирующие и уравнительные эпициклические механизмы

Фиг. 803. Дифференциальный механизм с коническими зубчатыми колесами. Конические колеса b_1, b_2 соединены с валами a_1, a_2 и находятся в зацеплении с зубчатыми колесами c_1, c_2, оси которых укреплены в коробке, имеющей зубчатое колесо e, соединенное с ведущим валом. Механизм применяется для суммирования вращений или для компенсации разности чисел оборотов. Поводок e всегда имеет полусумму чисел оборотов валов a_1 и a_2. Механизм применяется в автомобилях, тракторах, станках и пр. в качестве уравнительного или суммирующего механизма. Если дифференциал применен в экипаже (см. фиг. 811), то, когда ведущие колеса при движении экипажа по прямой вращаются с одинаковым числом оборотов, механизм дифференциала, т. е. зубчатые колеса b_1, b_2 и c_1, c_2, вместе с коробкой работают как одно жесткое тело. Если же колеса начинают катиться по криволинейному пути, то зубчатые колеса c_1, c_2 начинают вращаться, обеспечивая необходимое различие числа оборотов ведущих колес экипажа.

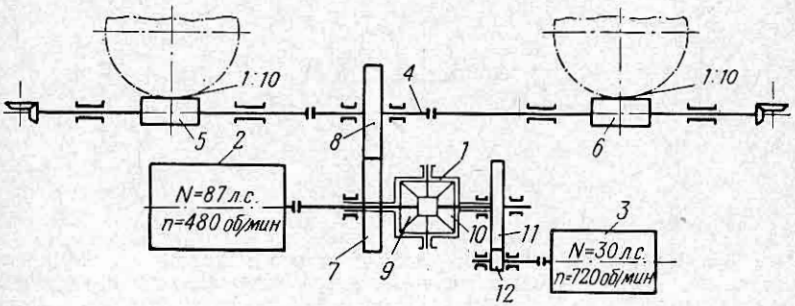


Фиг. 803.



Фиг. 804.

Фиг. 804. Дифференциальный механизм с цилиндрическими зубчатыми колесами. Каждое из ведомых колес соединено с зубчатыми колесами c, ось вращения которых укреплена в коробке дифференциала. Колеса c, кроме того, находятся в зацеплении друг с другом (правый эскиз). Механизм применяется для той же цели, что и дифференциал из конических колес. Передаточное отношение между центральными колесами при неподвижном водиле *I* равно —1.



Фиг. 805.

Фиг. 805. Привод уравновешивающе-нажимного механизма клети среднелистового стана. Рамка *I* дифференциала жестко соединена с зубчатым ко-

лесом *7*, от которого движение передается колесу *8* с червяками *5* и *6* червячных передач нажимных винтов. Солнечное колесо *9* получает движение от двигателя *2*, а солнечное колесо *10* — от двигателя *3* через зубчатую передачу (*12*, *11*). Валу *4* можно сообщить четыре скорости:

1-я скорость — двигатель *3* неподвижен;

$$n_4' = \frac{n_2}{2}\frac{z_7}{z_8}.$$

2-я скорость — двигатель *2* неподвижен;

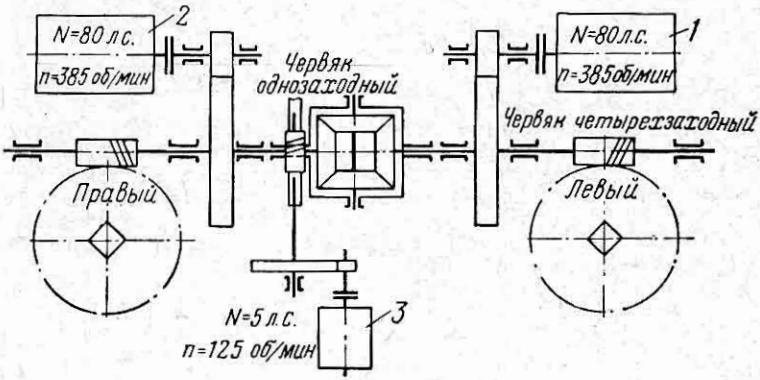
$$n_4'' = \frac{n_3}{2}\frac{z_{12}z_7}{z_{11}z_8}.$$

3-я скорость — двигатели *2* и *3* вращаются в одном направлении;

$$n_4''' = n_4' - n_4''.$$

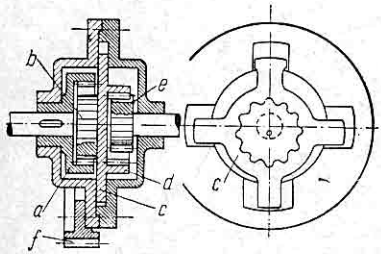
4-я скорость — двигатели *2* и *3* вращаются в разных направлениях;

$$n_4'''' = n_4' + n_4''.$$

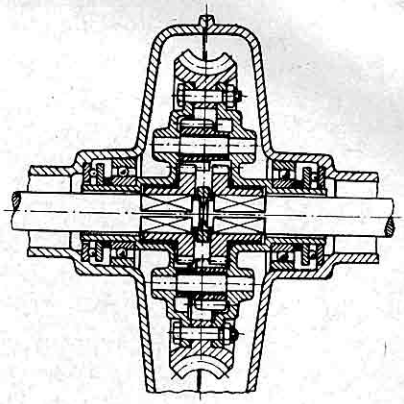


Фиг. 806.

Фиг. 806. Привод уравновешивающе-нажимного механизма клети среднелистового стана. Рамка дифференциала соединена кинематически с двигателем *3* небольшой мощности. Солнечные колеса дифференциала соединены с двигателями *1* и *2* одинаковой мощности. Для параллельного перемещения валка включаются двигатели *1* и *2* с направлением вращения в разные стороны. Включением двигателя *3* можно осуществить выравнивание или перекос валка.



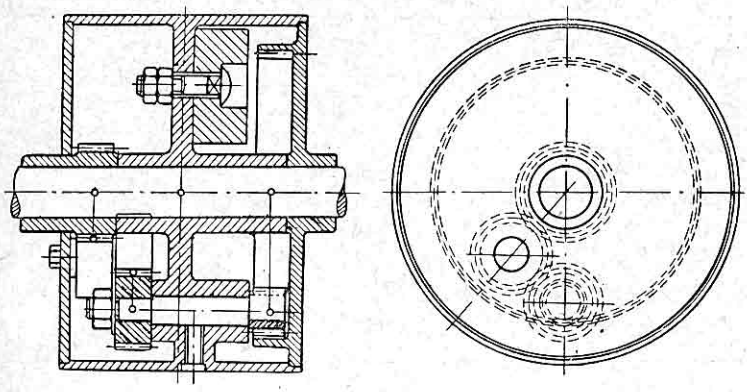
Фиг. 807.



Фиг. 808.

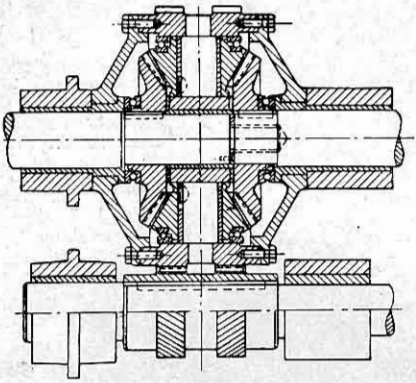
Фиг. 807. Дифференциальный механизм. Применяется при различных направлениях вращения ведомых валов в механизмах с параллельными кривошипами. Корпус дифференциала приводится во вращение ведущим валом через зубчатое колесо *f*. Внутри корпуса дифференциала имеется диск *c* с четырьмя лучами, входящими в соответствующие пазы в корпусе. Зубчатое колесо *b* сцеплено с колесом внутреннего зацепления *a* ведомого вала. Зубчатое колесо *d* внутреннего зацепления сцеплено с колесом *e* второго ведомого вала.

Фиг. 808. Автомобильный дифференциал по фиг. 804.

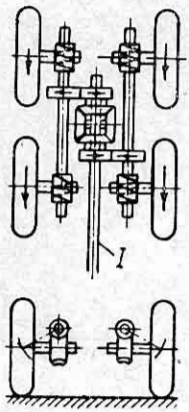


Фиг. 809.

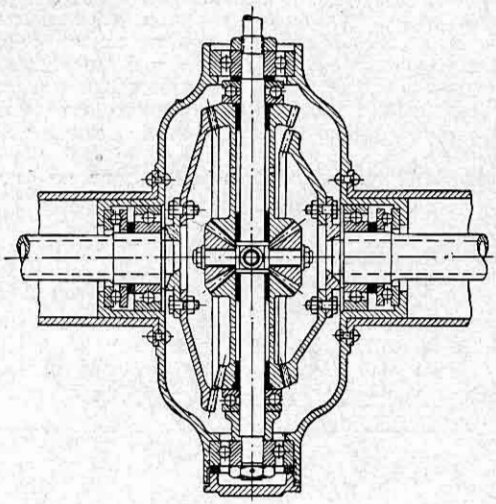
Фиг. 809. Несимметричный дифференциал. Результирующее вращение на водиле не пропорционально сумме чисел оборотов центральных колес. Вычисление следует производить непосредственно по формуле (1) (см. стр. 203). Может применяться в качестве уравнительного механизма.



Фиг. 810.



Фиг. 811.

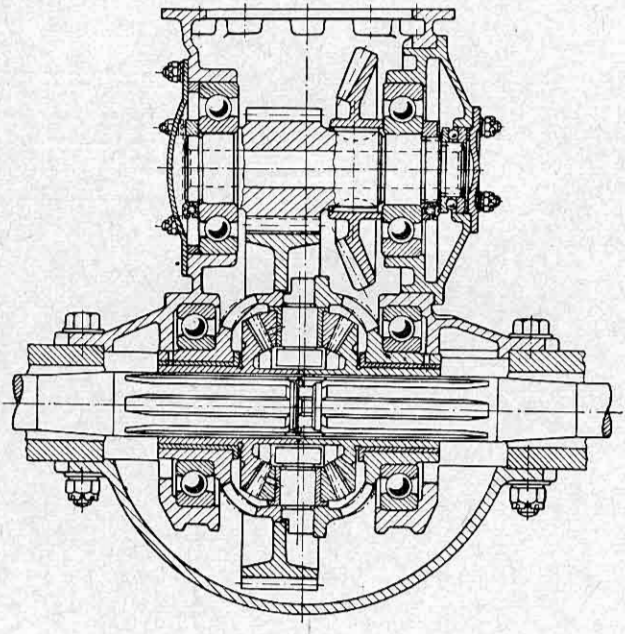


Фиг. 812.

Фиг. 810. Станочный дифференциал из конических колес. Применяется в цепях настройки и механизмах управления.

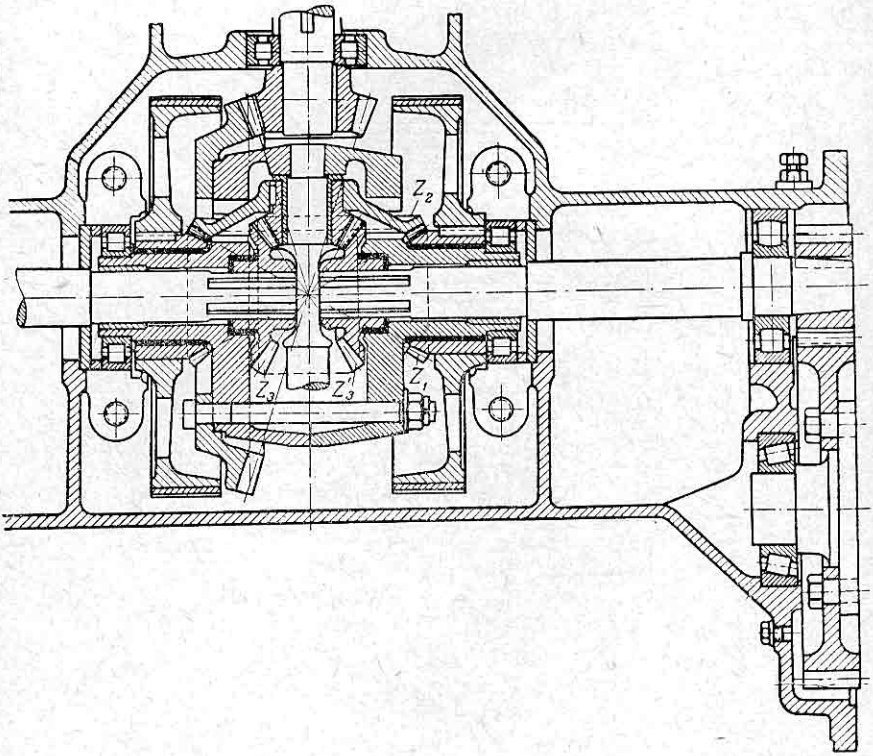
Фиг. 811. Привод колес шестиколесного экипажа от общего вала. Так как при движении по кривым наружные колеса описывают бóльший путь, чем внутренние, привод должен иметь дифференциал.

Фиг. 812. Автомобильный дифференциал из конических колес, допускающий развал осей.



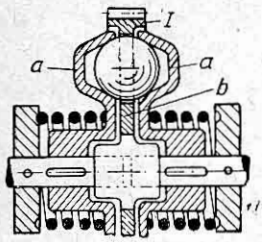
Фиг. 813.

Фиг. 813. Дифференциал грузового автомобиля ЯАЗ-5.

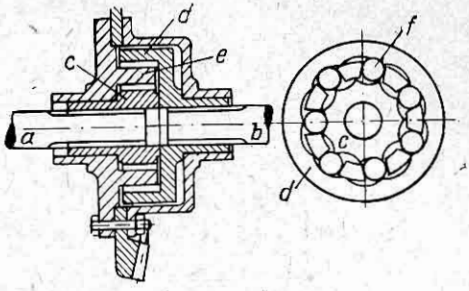


Фиг. 814.

Фиг. 814. Дифференциал трактора, позволяющий управлять скоростью движения гусениц при поворотах. Если затормозить правый тормозной диск, то коническое колесо z_2 будет обкатываться по неподвижному z_1 и колесам z_3 и z_3' будет сообщено дополнительное вращение в противоположных направлениях. В результате этого правый вал будет вращаться медленнее, а левый быстрее.



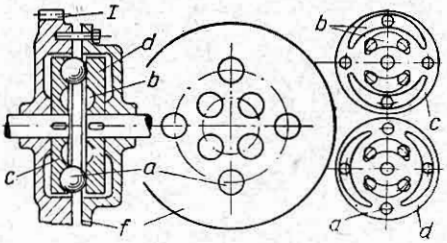
Фиг. 815.



Фиг. 816.

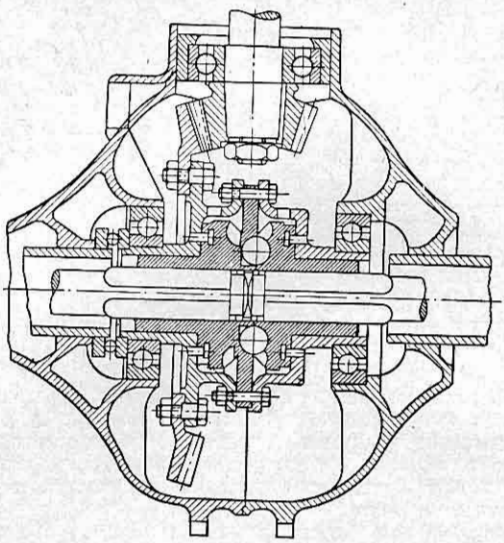
Фиг. 815. Дифференциальный механизм. На ведомых осях находятся втулки с клиновидными фланцами *a*, прижимаемыми друг к другу пружинами. Между фланцами имеются шарики, проходящие в отверстия диска *b*, соединенного зубчатым колесом *I* с ведущим валом. При торможении одного из колес шарики начинают вращаться относительно фланцев *a* и сообщают другому колесу увеличенное число оборотов.

Фиг. 816. Роликовый дифференциальный механизм. На ведомых валах *a* и *b* укреплены чашки *c* и *d* с криволинейными пазами (правый эскиз). Между чашками находится обойма *e* с прорезями, в которые заложены ролики *f*. При движении по прямой ролики *f* неподвижны относительно чашек *c* и *d*. Несмотря на то, что плечи приложения крутящих усилий к валам *a* и *b* различны, передаваемые моменты равны вследствие различной кривизны пазов в чашках *c* и *d*. При увеличении момента на одном из ведомых колес (при движении по кривым) ролики *f* начинают вращаться в обойме и катиться по кривым чашек *c* и *d*, сообщая при этом колесам разное число оборотов (см. также фиг. 818).



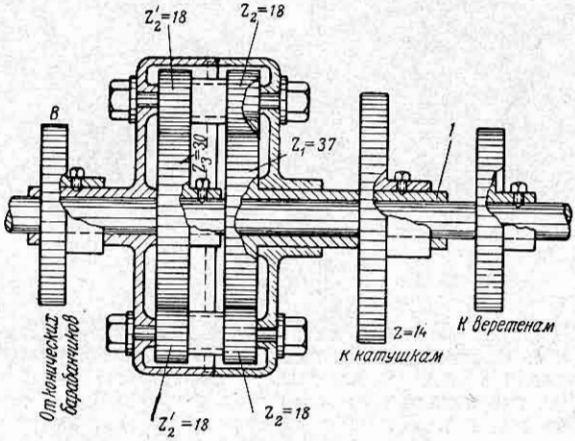
Фиг. 817.

Фиг. 817. Дифференциальный механизм с шариками *a*. На оси колес насажены диски *c* и *d*, имеющие дуговые канавки *b*. Между половинками корпуса дифференциала находится пластина *f* с восемью отверстиями, расположенными на двух окружностях, по четыре на каждой. В эти отверстия вставляются свободно шарики. Диски *c* и *d* устанавливаются так, что шарики помещаются между ними без зазора. Если одно из колес притормаживается, то шарики, до сих пор неподвижно сидевшие в отверстиях пластины *f*, начинают вращаться и ускорять вращение другого колеса; при этом шарики попеременно переходят из канавок диска *c* в канавки диска *d* и наоборот.



Фиг. 818.

Фиг. 818. Шаровой автомобильный дифференциал. Дифференциал состоит из двух цементированных хромоникелевых корпусов, по которым в профилированных желобках перекатываются шарики, заключенные в пазах водила. Шарики допускают компенсационное относительное вращение ведомых валов, как в механизме по фиг. 815. Если какое-либо из колес испытывает бо́льшее сопротивление, то фасонные поверхности корпусов разжимаются шариками, увеличивая момент трения между той парой поверхностей, которая передает момент на вал, испытывающий бо́льшее сопротивление.

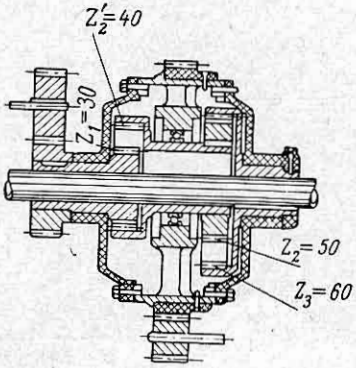


Фиг. 819.

Фиг. 819. Дифференциал банкаброша. Применяется для сообщения катушкам сложного движения при неизменном числе оборотов веретена. Диффе-

ренциал суммирует постоянное число оборотов главного вала *1* и число оборотов зубчатого колеса *B*, приводимого в движение от конических барабанчиков:

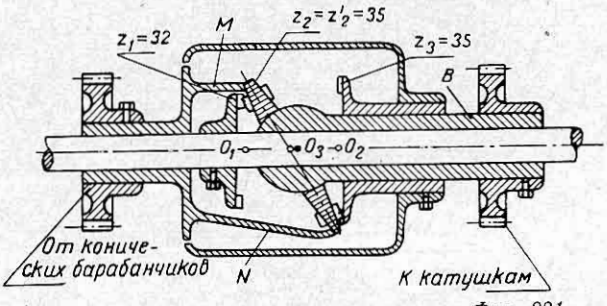
$$n_3 = n_1 i_{31} + n_B (1 - i_{31}); \quad i_{31} = \frac{z_1}{z_2}\frac{z_2'}{z_3}(-1)^2 = \frac{37}{18}\cdot\frac{18}{30} = 1{,}23.$$



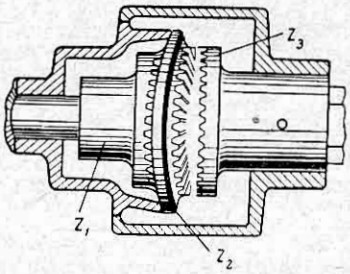
Фиг. 820.

Фиг. 820. Дифференциал банкаброша. Отличается от предыдущего более совершенной конструкцией и передаточным отношением обращенной эпициклической передачи в простую:

$$i_{13} = \frac{z_3}{z_2}\frac{z_2'}{z_1} = \frac{60}{50}\cdot\frac{40}{30} = \frac{8}{5} = 1{,}6.$$



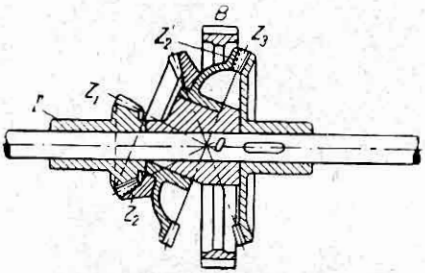
Фиг. 821.



Фиг. 822.

Фиг. 821—822. Банкаброшный дифференциал. Зубчатое колесо z_2, посаженное на сферическую поверхность поводка, вращается вместе со втулкой *B* и

покачивается вокруг оси O_3 под воздействием торцевого кулака MN, приводимого в движение от конических барабанчиков. Вследствие изменения углов при вершинах начальных конусов изменяется передаточное число планетарной передачи.

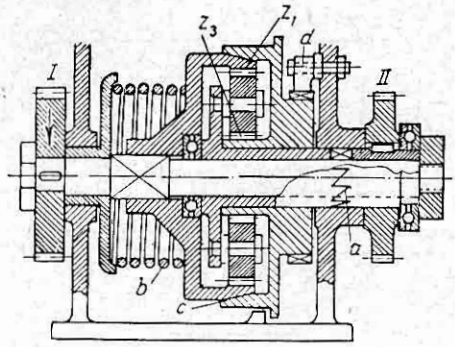


Фиг. 823.

Фиг. 823. Банкаброшный дифференциал

$$n_I = n_3 i_{13} + n_B (1 - i_{13}); \qquad i_{13} = \frac{z_3}{z_2'} \frac{z_2}{z_1} = \frac{56}{45} \cdot \frac{60}{30}.$$

Предохранительные эпициклические механизмы



Фиг. 824.

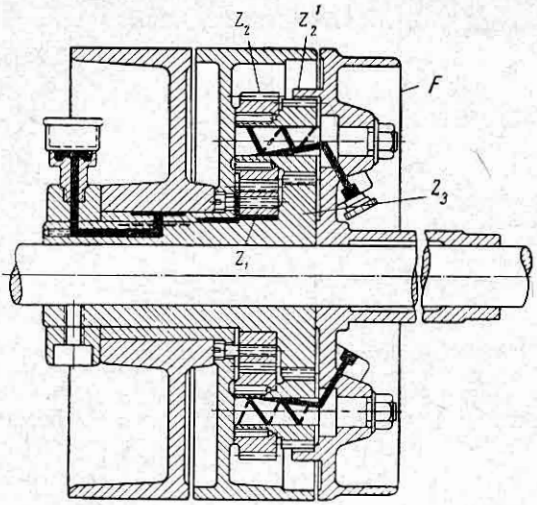
Фиг. 824. Саморегулирующаяся планетарная передача. При нормальной работе передачи фрикционная муфта *c* включена и ведомый и ведущий валы вращаются с одинаковым числом оборотов:

$$n_I = n_{II}.$$

При перегрузке ведущего вала *I* кулачковая муфта *a*, преодолевая усилие пружины *b*, расцепляет фрикционную муфту *c*. Планетарная система начинает вращать ведомый вал *II* с пониженным числом оборотов:

$$n_{II} = \frac{n_I}{1 - i_{13}} = \frac{n_I}{1 + \frac{z_3}{z_1}} = \frac{n_1 z_I}{z_1 + z_3}.$$

Центральное колесо z_3 удерживается от вращения собачкой *d*.

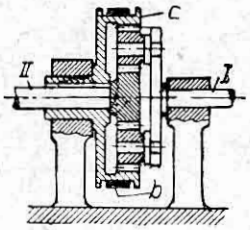


Фиг. 825.

Фиг. 825. Привод к вязальной машине. Тормоз F является предохранительным. Если сопротивление со стороны ведомого вала увеличится, то тормозной шкив будет буксовать и передача движения к валу прекратится. Момент тормоза должен быть определен из уравнений (4) и (5) (см. стр. 204) и равен

$$M_F = -M_1\left[1 - \frac{i_{13}}{\eta_{13}}\right].$$

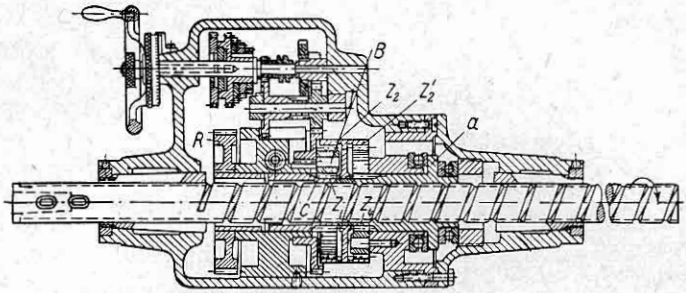
M_1 — момент на ведущем зубчатом колесе z_1, определенный для возможной перегрузки.



Фиг. 826.

Фиг. 826. Планетарная передача. Если тормоз b отпущен, то колесо a вращается вхолостую и ведомый вал II неподвижен. Затягивая тормоз, можно без ударов включить ведомый вал. Такого типа схемы нередко используют в качестве механизмов, предохраняющих от перегрузки. Тормозной момент регулируется на предельную нагрузку.

Механизмы подачи



Фиг. 827.

Фиг. 827. Механизм подачи расточного станка. Движение от двигателя к втулке C с зубчатым колесом z_1 и шпинделю передается через коробку скоростей и зубчатое колесо R. Осевое перемещение S шпинделю сообщается при вращении водила B через коробку подач. При неподвижном водиле B число оборотов $n_г$ гайки a и шпинделя одинаково:

$$n_г = n_4 = n_ш i_{41} = n_ш; \quad i_{41} = +1 = \frac{z_1}{z_2}\frac{z_2'}{z_4}.$$

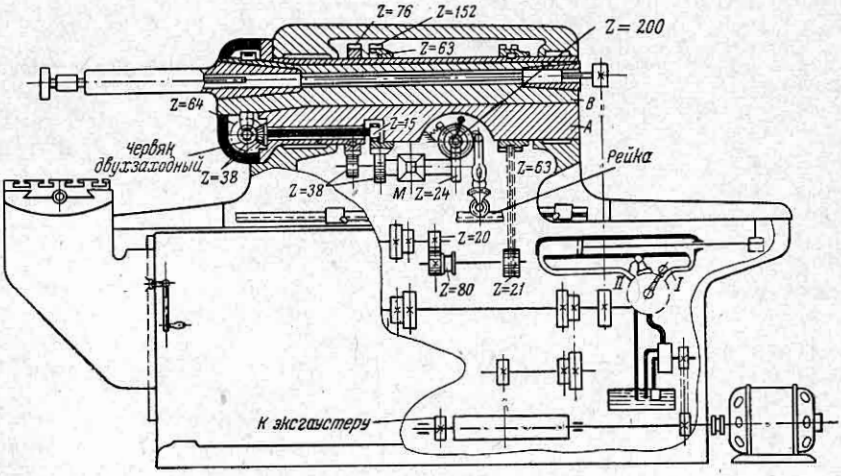
При вращении водила

$$n_г = -n_2\frac{z_2'}{z_4} = -\frac{z_2'}{z_4}\left[-n_ш\frac{z_1}{z_2}+n_в\left(1+\frac{z_1}{z_2}\right)\right].$$

Подача

$$S = h(n_ш - n_г) = -hn_в\frac{z_2'}{z_2}\left(1+\frac{z_1}{z_2}\right) \text{ мм},$$

h — шаг винта.



Фиг. 828.

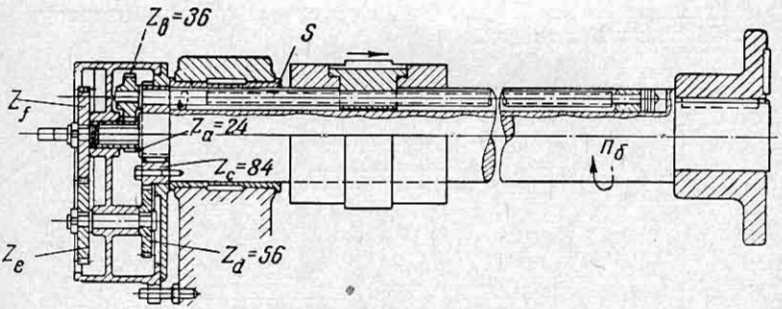
Фиг. 828. Механизм подачи станка для внутреннего шлифования. Шпиндель расположен эксцентрично во втулке B, которая, в свою очередь, экс-

центрична втулке *A*. Радиальная подача шлифовального круга производится поворотом втулки *B* относительно вращающейся втулки *A* при помощи эпициклической передачи с сателлитом $z=15$. Колеса $z=76$ и $z=152$ при неподвижном червячном колесе $z=24$ вращаются с одинаковыми угловыми скоростями, равными угловой скорости втулки *A*, будучи связаны между собой через дифференциал *M*:

$$\frac{n_{z76}}{n_{z152}} = \frac{76}{38}\,2\,\frac{38}{152} = 1.$$

Относительный поворот втулок *A* и *B* происходит при повороте храпового колеса $z=200$. Определение угловой подачи на один зуб храпового колеса может быть произведено по формуле

$$\Delta a'' = \frac{1}{z_{200}}\,\frac{k_2}{z_{24}}\,\frac{z_{38}}{z_{152}}\,\frac{z_{63}}{z_{15}}\,\frac{z_{38}}{z_{38}}\,\frac{k_2}{z_{64}}\,360\cdot 3600 \text{ сек.}$$



Фиг. 829.

Фиг. 829. Механизм подачи расточного станка. Величина подачи сверлильной головки в единицу времени пропорциональна разности чисел оборотов n_S винта *S* и $n_б$ борштанги. $S=t(n_S-n_б)$. Так как здесь борштанга — поводок, то по формуле (1) (см. стр. 203)

$$n_S = n_b = n_a i_{ba} + n_б(1 - i_{ba}); \quad n_a = n_f = n_б i_{aб};$$

$$i_{ba} = -\frac{z_a}{z_b}; \quad i_{aб} = \frac{z_c}{z_d}\,\frac{z_e}{z_f}.$$

Отсюда подача за один оборот борштанги

$$S = t\,\frac{z_a}{z_b}\left(1 - \frac{z_c}{z_d}\,\frac{z_e}{z_f}\right),$$

где *f* и *e* — сменные колеса.

Механизмы грузоподъемных машин

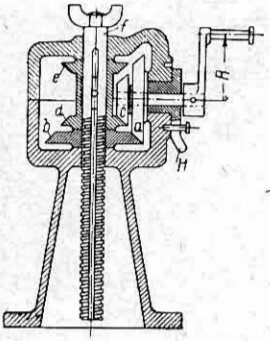
Фиг. 830. Домкрат с дифференциальным механизмом. При вращении рукоятки зубчатое колесо *a*, сцепленное с зубчатым колесом *b*, сообщает штанге продольное перемещение; зубчатое колесо *c*, сцепленное с зубчатым колесом *d*, вращает в это время штангу *f*, заставляя ее перемещаться по оси в обратном направлении. Результирующее движение равно разности этих движений. Передаточное число

$$i = 1 : \frac{R}{S\left(\frac{a}{b} - \frac{c}{d}\right)}.$$

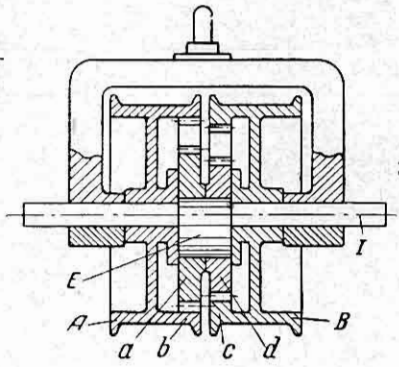
Например, пусть $R = 30$ *см*; $S = 2$ *см*; $z_a = z_b = 40$; $z_c = 24$ и $z_d = 26$. Тогда

$$i = 1 : \frac{30}{2\left(\frac{40}{40} - \frac{24}{26}\right)} = 1 : 195.$$

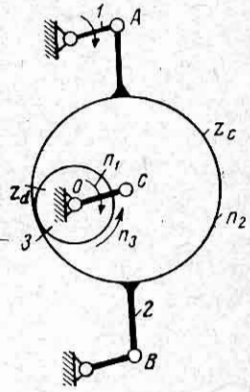
Для быстрого опускания груза рычагом *H* поворачивают эксцентричную втулку и сцепляют колесо *c* с колесом *e*; тогда механизм начинает работать как обычный винтовой домкрат.



Фиг. 830.



Фиг. 831.



Фиг. 832.

Фиг. 831. Дифференциальная лебедка. При вращении ведущего вала *1* барабаны *A* и *B* вращаются с разностью скоростей, пропорциональной

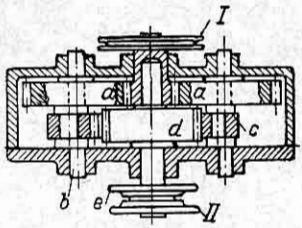
$$\left(1 - \frac{d}{c}\right) - \left(1 - \frac{a}{b}\right) = 1 - \frac{d}{c} - 1 + \frac{a}{b} = \frac{a}{b} - \frac{d}{c}.$$

Фиг. 832. Шатун *AB* шарнирного параллелограмма совершает поступательное движение, поэтому угловая скорость шатуна $\omega_2 = 0$. Число оборотов *OC* равно n_1. Согласно формуле для эпициклических механизмов

$$\frac{n_2 - n_1}{n_3 - n_1} = \frac{z_d}{z_c} = i_{23};$$

при $n_2 = 0$

$$n_3 = -n_1(1 - i_{32}).$$

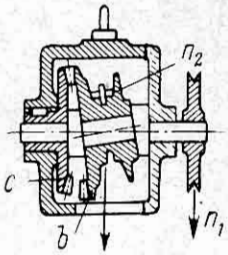


Фиг. 833.

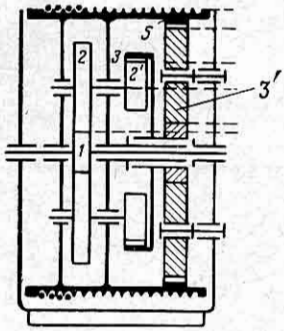
Фиг. 833. Лебедка, выполненная по схеме фиг. 832. Кривошипы b четырехшарнирного параллелограмма, шатуном которого является колесо c, через зубчатые колеса a связаны с ведомым валом; число оборотов колеса d:

$$n_d = -n_a \frac{z_b}{z_a}\left(1 - \frac{z_c}{z_d}\right).$$

Колесо d вращается противоположно кривошипам b.



Фиг. 834.



Фиг. 835.

Фиг. 834. Лебедка с коническим торцевым зубчатым колесом, сидящим на косом кривошипе. Передаточное отношение

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \sqrt{1 - 2i_{21}\cos\alpha + i_{21}^2}; \quad i_{21} = \frac{z_c}{z_b}.$$

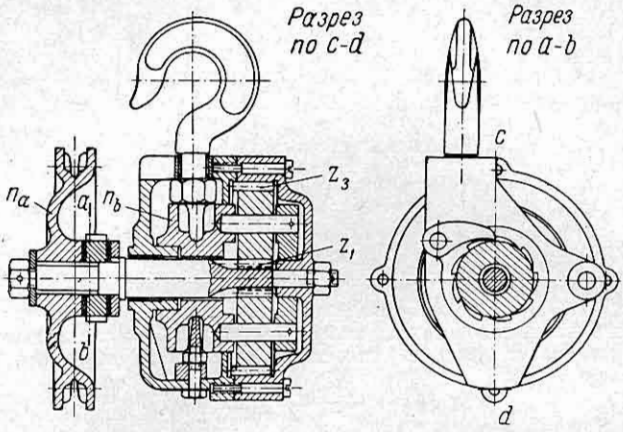
При малом угле α скрещивания осей $\cos\alpha \approx 1$;

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - i_{21} = \frac{z_b - z_c}{z_b}.$$

Фиг. 835. Редуктор в полиспасте, состоящий из замкнутой эпициклической передачи, в которой устанавливается связь между барабаном (поводок) и центральным колесом z_3 при помощи простой передачи.

При ведущем z_1 передаточное отношение

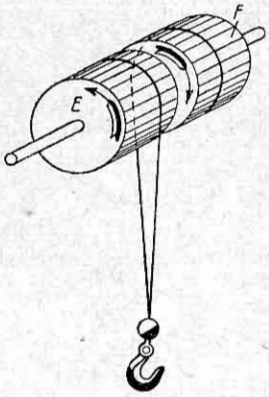
$$i_{1S} = \frac{n_1}{n_S} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}\left(1 + \frac{z_5}{z_3'}\right).$$



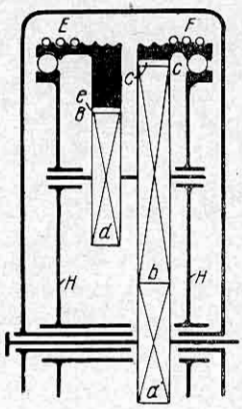
Фиг. 836.

Фиг. 836. Планетарный полиспаст. Зубчатый венец z_3 в корпусе неподвижен. Цепное колесо выполняет роль водила. Передаточное отношение между ведомым и ведущим звеньями

$$\frac{n_b}{n_a} = \frac{1}{1+\frac{z_3}{z_1}} = \frac{z_1}{z_1+z_3}.$$



Фиг. 837.



Фиг. 838.

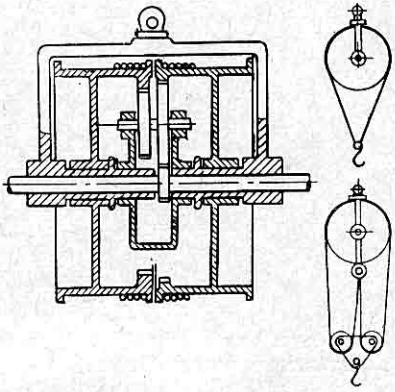
Фиг. 837—838. Электротельфер. Связь между барабанами E и F устанавливается при помощи каната (фиг. 837), навивающегося с одинаковой скоростью на оба барабана. Из этого условия может быть определено передаточное отношение i_{aF} между колесом a и барабаном F (фиг. 838):

$$n_a = n_F i_{ac} + n_H (1 - i_{ac}); \quad n_a = n_E i_{ae} + n_H (1 - i_{ae}); \quad n_F = -n_E.$$

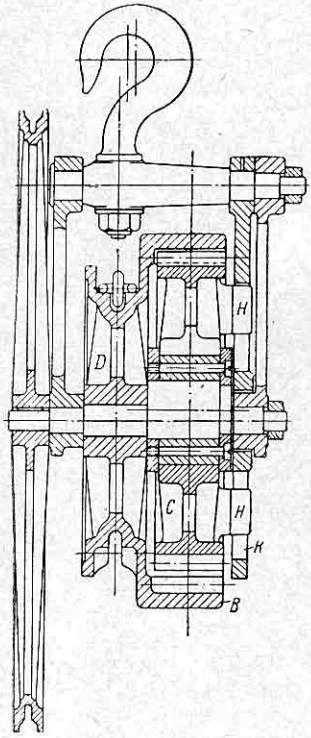
После исключения n_H получаем

$$i_{aF} = \frac{n_a}{n_F} = \frac{i_{ac}(1-i_{ae}) + (1-i_{ac})\, i_{ae}}{i_{ac} - i_{ae}}; \quad i_{ac} = -\frac{z_c}{z_a}; \quad i_{ae} = -\frac{z_e z_b}{z_d z_a}.$$

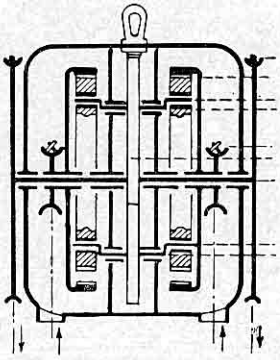
Фиг. 839. Дифференциальная лебедка. Принцип действия и расчет аналогичны предыдущей схеме.



Фиг. 839.



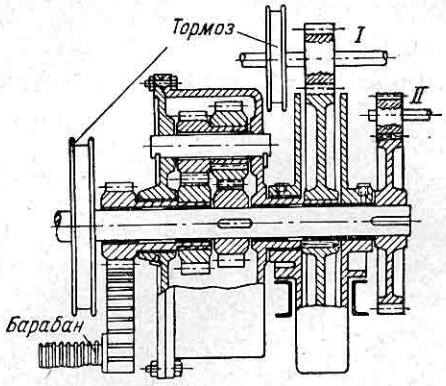
Фиг. 840.



Фиг. 841.

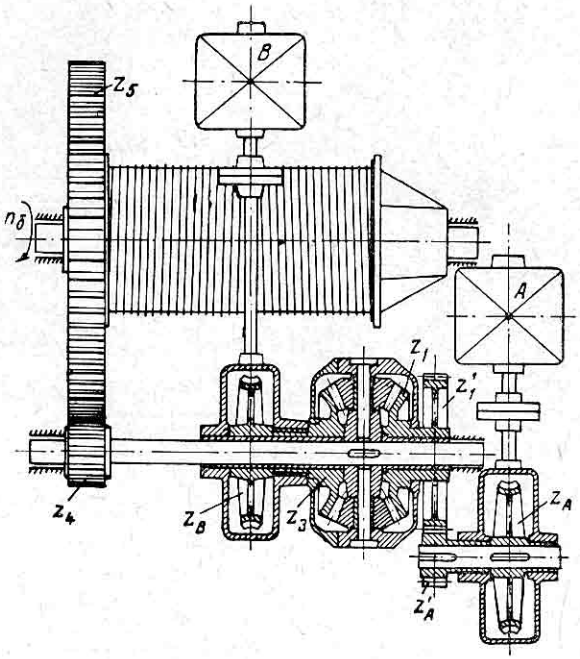
Фиг. *840.* Кривошипно-планетарный механизм полиспаста. Механизм аналогичен фиг. 833. Колеса *B* и *C* образуют внутреннее зацепление. С колесом *B* связан блок *D*. Для устранения вращения колеса *C* его выступы *H* скользят в вырезах *K* планки.

Фиг. 841. Полиспаст кривошипно-планетарный со сдвоенным механизмом по фиг. 832.



Фиг. 842.

Фиг. 842. Механизм подъема лебедки с приводом от двух двигателей, сообщающих движение валам *I* и *II*.



Фиг. 843.

Фиг. 843. Подъемный механизм крана с дифференциалом. Два двигателя *A* и *B* вращают через червячные передачи колеса z_1 и z_3 дифференциала.

Медленный ход. Включен двигатель A:

$$n_6 = \frac{n_A i_{1A} i_{45}}{2}; \quad i_{1A} = \frac{k_A}{z_A}\frac{z'_A}{z'_1}.$$

Быстрый ход. Включен двигатель B:

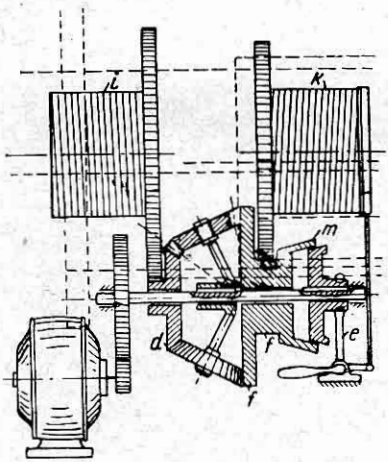
$$n_6 = \frac{n_B i_{3B} i_{45}}{2}; \qquad i_{3B} = \frac{k_B}{z_B}.$$

Двигатели работают одновременно:

$$n_6 = \frac{n_A i_{1A} + n_B i_{3B}}{2} i_{45},$$

k_A и k_B — число ниток червяков, зацепляющихся с колесами z_A и z_B.

В случае реверсирования одного из двигателей соответствующее число оборотов следует взять с минусом.



Фиг. 844.

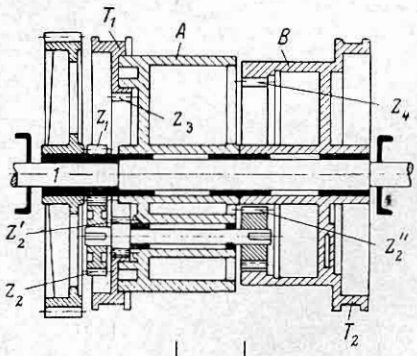
Фиг. 844. Механизм грейферной лебедки для подъема и закрывания челюстей грейфера. Закрывание челюстей производится при выключенной муфте m и затянутом тормозе e. Механизм работает как планетарная передача, сообщая движение барабану i, закрывающему челюсти грейфера.

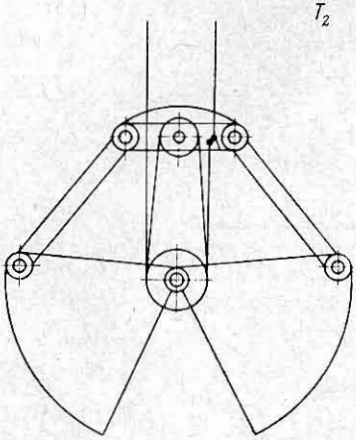
Число оборотов

$$n_d = n\left(1 + \frac{z_f}{z_d}\right).$$

n — число оборотов водила.

При подъеме тормоз e отпускается, включается муфта m и при блокированном планетарном механизме барабаны i и k вращаются с одинаковым числом оборотов.



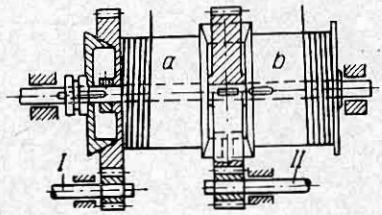


Фиг. 845.

Фиг. 845. Механизм грейферной лебедки. Опускание раскрытого грейфера производится при включенном тормозе T_1. Радиусы r_A и r_B барабанов должны удовлетворять равенству $\frac{n_A}{n_B} = \frac{r_B}{r_A}$. Число оборотов барабана A, являющегося поводком планетарной передачи с неподвижным z_3:

$$n_A = n_1 \frac{1}{1 - i_{13}};$$

$$i_{13} = -\frac{z_3 z_2}{z_2' z_1}.$$



Фиг. 846.

Число оборотов барабана B

$$n_B = n_1 i_{14} + n_A (1 - i_{14}) = -n_1 \frac{1 - i_{13} i_{14}}{1 - i_{13}}; \qquad i_{14} = -\frac{z_4 z_2}{z_2'' z_1}.$$

При замыкании челюстей грейфера оба тормоза отпущены и до полного закрытия челюстей передача работает как уравнительная. После закрытия челюстей число оборотов барабана то же, что и при опускании раскрытого грейфера.

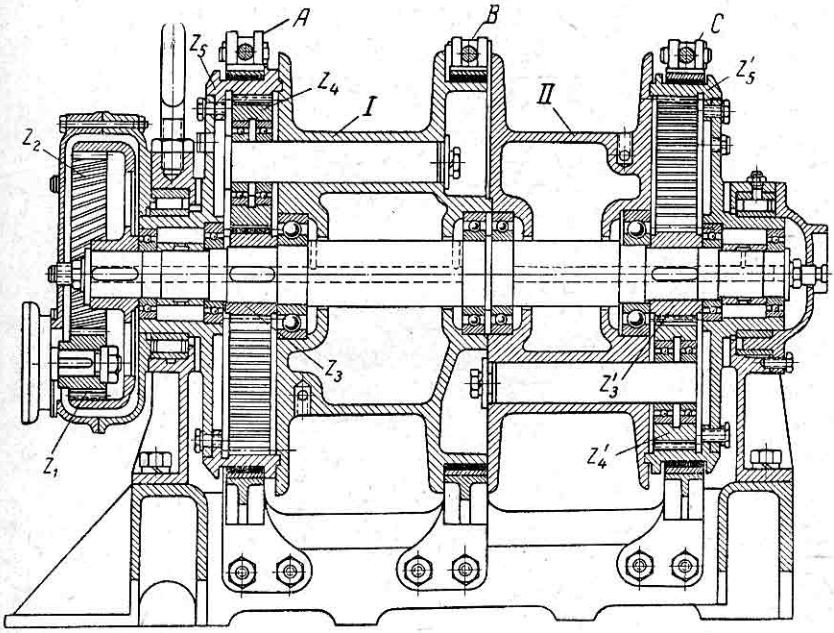
При открытии грейфера включен тормоз T_2, вращается только барабан A с числом оборотов

$$n_A = n_1 \frac{1}{1 - i_{14}}.$$

Фиг. 846. Привод для тросов самозахватывающего ковша (грейфера). На барабан b наматывается трос подъема, на барабан a — трос для закрывания и открывания челюстей ковша. Обе половины барабана можно приводить в движение одновременно от двигателя, соединенного с валом II при помощи конических зубчатых колес дифференциала, работающих по схеме фиг. 803.

Фиг. 847. Электролебедка для перемещения скреппера. При включении тормоза *A* работает барабан *I* с числом оборотов

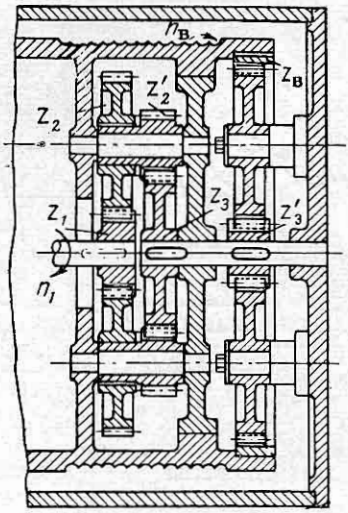
$$n_I = \frac{n_3}{1 - i_{35}}; \quad i_{35} = -\frac{z_5}{z_3}.$$



Фиг. 847.

При включении тормоза *C* работает барабан *II* с числом оборотов, которое может быть вычислено по следующей формуле:

$$n_{II} = \frac{n_3}{1 - i_{3'5'}}; \quad i_{3'5'} = -\frac{z_5'}{z_3'}.$$



Фиг. 848.

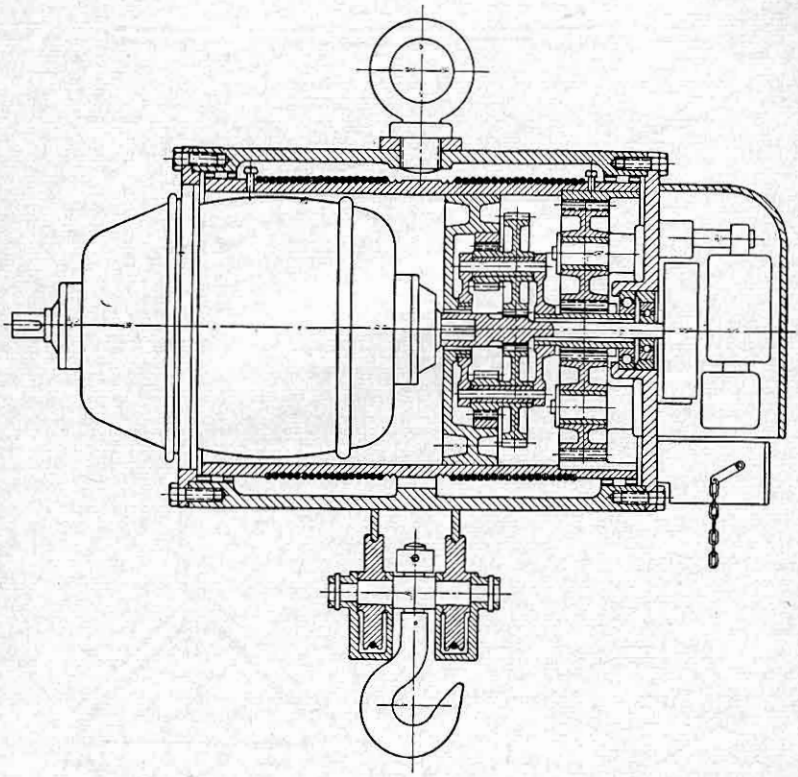
Фиг. 848. Механизм тельфера с замкнутой планетарной передачей. Дополнительной передачей z_3'—$z_в$ связь между числом оборотов z_3 и барабаном, играющим роль водила, устанавливается следующими формулами:

$$\frac{n_3}{n_в} = i_{3в} = -\frac{z_в}{z_3'}; \quad i_{13} = \frac{z_3 z_2}{z_2' z_1};$$

$$n_1 = n_3 i_{13} + n_в (1 - i_{13}).$$

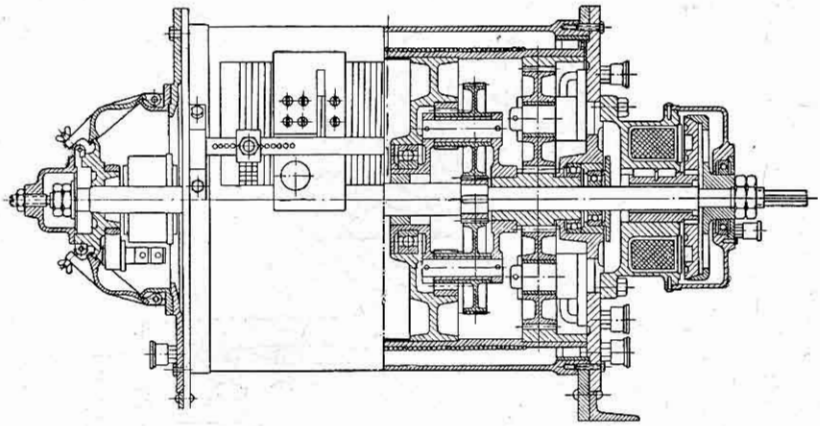
Отсюда получим

$$\frac{n_1}{n_в} = i_{13} i_{3в} + (1 - i_{13}).$$



Фиг. 849.

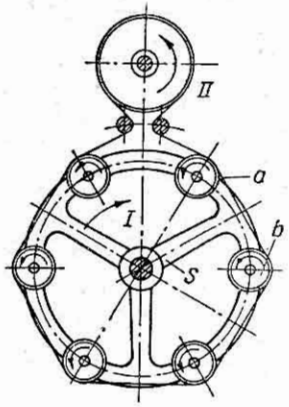
Фиг. 849. Электротельфер с замкнутой эпициклической передачей, состоящей из одного внутреннего и одного внешнего зацепления. Расчет аналогичен фиг. 848.



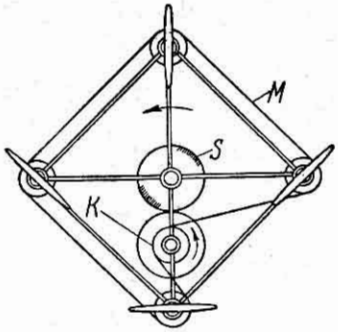
Фиг. 850.

Фиг. 850. Судовая электролебедка с замкнутой эпициклической передачей, встроенной в барабан.

Эпициклические механизмы для сообщения движения звеньям с подвижными осями



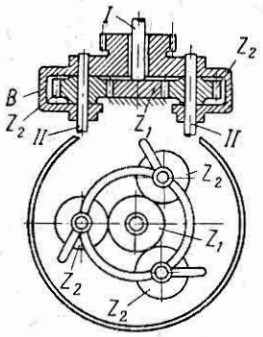
Фиг. 851.



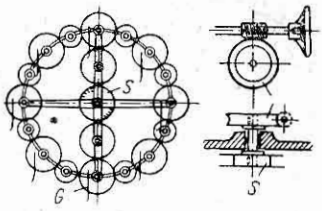
Фиг. 852.

Фиг. 851. Механизм ворсовальной машины. Движение роликам *b* сообщается вращающимся коромыслом *S* и ремнем *a*, движущимся независимо от коромысла.

Фиг. 852. Механизм поворота вращающихся с водилом лопаток при помощи огибающей цепи *M*. Диаметр зубчатого колеса *K* равен половине диаметра колеса *S*.



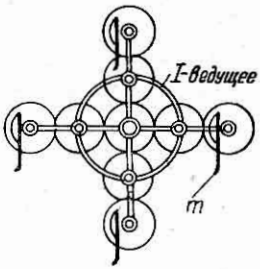
Фиг. 853.



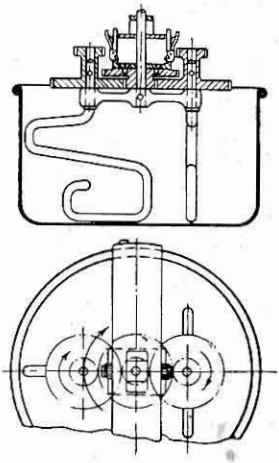
Фиг. 854.

Фиг. 853. Механизм для сообщения вращательного движения валам с параллельными подвижными осями. Водило B и вал I могут вращаться независимо. При неподвижном z_1 и одинаковых числах зубьев на колесах z_1 и z_2 каждое из колес z_2 совершает поступательное движение.

Фиг. 854. Применение механизма по фиг. 723 для параллельно-кругового вращения лопаток G. Наклон лопаток можно изменять поворотом центрального зубчатого колеса S.



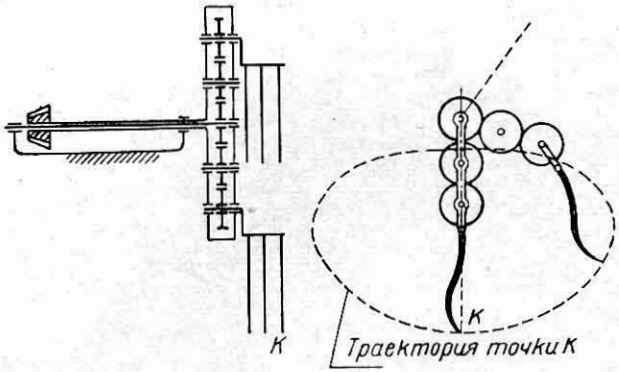
Фиг. 855.



Фиг. 856.

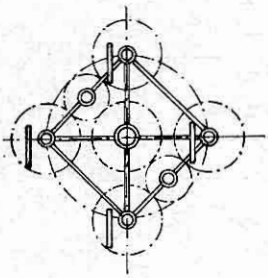
Фиг. 855. Применение механизма по схеме фиг. 853 для параллельно-кругового движения гребных лопаток m и лопаток механизмов картофелекопателей. Механизм состоит из зубчатых колес с неподвижно закрепленным центральным колесом.

Фиг. 856. Механизм месильной машины, в которой мешалки совершают сложное вращение.

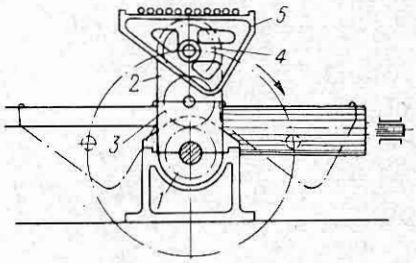


Фиг. 857.

Фиг. 857. Картофелекопатель с планетарными эллиптическими колесами, имеющими малую разность полуосей. Эллиптические колеса введены для сообщения лопаткам наклона, изменяющегося относительно вертикали в небольших пределах.



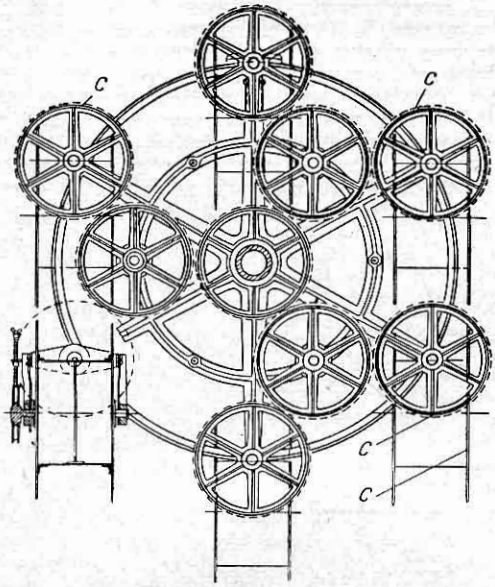
Фиг. 858.



Фиг. 859.

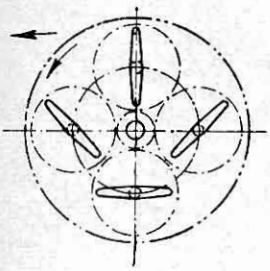
Фиг. 858. Направляющий механизм для параллельно-кругового движения лопаток с неподвижно закрепленным центральным зубчатым колесом и двумя промежуточными колесами.

Фиг. 859. Механизм для перекладывания прокатанного металла с холодильника на рольганг. Водило *2* с зубчатыми колесами *3* и *4* вращается относительно оси неподвижного зубчатого колеса *1* на 180°. Колеса *1* и *4* имеют одинаковое число зубьев. Корыто *5* жестко связано с колесом *4* и при вращении водила *2* совершает поступательное движение. На фигуре пунктиром показаны крайние положения корыта *5*.

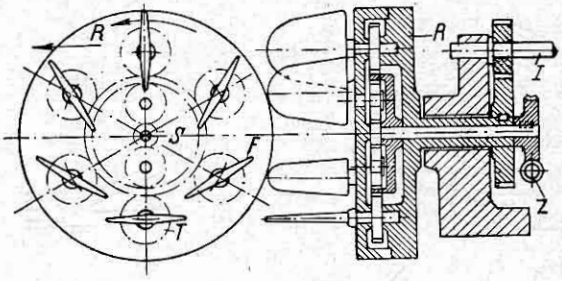


Фиг. 860.

Фиг. 860. Машина для свивания проволочных канатов, аналогичная механизму по фиг. 854. Люльки, подвешенные на колесах *C*, совершают поступательное движение.



Фиг. 861.

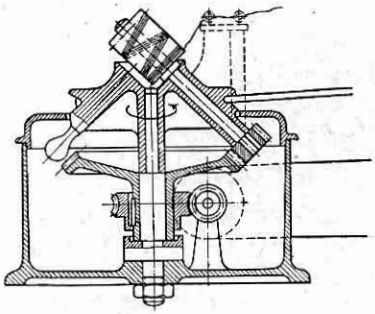


Фиг. 862.

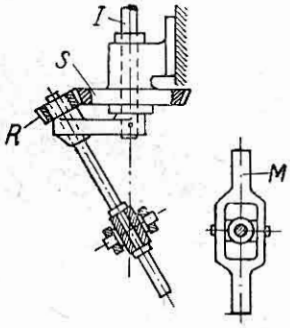
Фиг. 861. Направляющий механизм для лопаток гребного колеса. Диаметр центрального зубчатого колеса в два раза меньше диаметра планетарных. За один оборот колеса лопатка поворачивается вокруг своей оси на пол-оборота. Профиль лопаток должен быть симметричным.

Фиг. 862. Направляющий механизм для лопаток гребного колеса. Лопасти *F* установлены на диске *R*. Лопасти, вращаясь с диском как одно целое, вместе с тем поворачиваются вокруг своих осей. Поворачивая центральное зубчатое колесо *S* червяком *Z*, можно изменять направление равнодействующей гидравлических (аэродинамических) сил, действующих на лопасти

в любую сторону. Диаметр колеса T должен быть в два раза больше диаметра центрального колеса S. Эта схема является основой роторного самолета, в котором несущие роторы с горизонтальной осью располагаются по бокам фюзеляжа. Ротор состоит из ряда несущих поверхностей с небольшой хордой, но большого относительного удлинения, расположенных по образующим цилиндра. Равнодействующая аэродинамических сил ротора в относительном потоке может быть направлена в любую сторону. Изменяя ее направление, можно сообщать аппарату поступательное движение в горизонтальной плоскости, подъем и спуск — с горизонтальной скоростью или без нее.



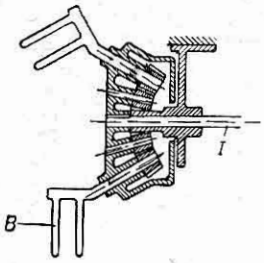
Фиг. 863.



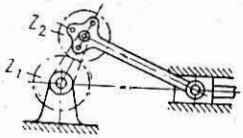
Фиг. 864.

Фиг. 863. Механизм машины для намотки клубков.

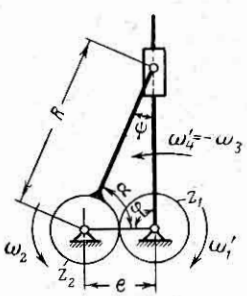
Фиг. 864. Привод для мешалки с дополнительным вращением мешалки относительно собственной оси. На державке мешалки укреплено зубчатое колесо R, обкатывающееся по колесу S, неподвижно укрепленному на станине привода. M — пространственный шарнир.



Фиг. 865.



Фиг. 866.



Фиг. 867.

Фиг. 865. Механизм для вращения вилок B картофелекопателей.

Фиг. 866—867. Кривошипный механизм с планетарным зубчатым колесом. Колесо z_2 неподвижно относительно шатуна. Движение ползушки неравномерное. Сообщая всей системе вращение с угловой скоростью — ω_3 кривошипа e, получим механизм по фиг. 867 с равномерно вращающейся с угловой скоростью ω_4' кулисой: $\omega_4' = -\omega_3$. Колесо z_2 вращается с угловой скоростью $\omega_2' = \omega_2 - \omega_3$, которая определяется по формуле

$$\omega_2' = \omega_4' \frac{1+\lambda^2+2\lambda\cos\alpha}{1+\lambda\cos\alpha};$$

$$\alpha = 180^\circ - (\varphi + \psi);$$

$$\sin\psi = \frac{1}{\lambda}\sin\varphi;$$

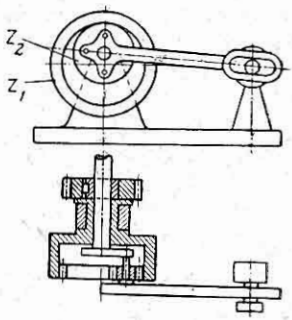
$$\lambda = \frac{R}{e} \text{ (фиг. 867);}$$

$$\omega_1' = \omega_2' i_{12}; \quad \omega_1' = \omega_1 - \omega_3;$$

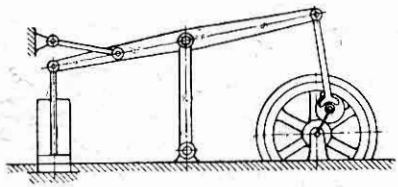
$$i_{12} = -\frac{z_2}{z_1};$$

$$\omega_1 = \omega_2 i_{12} + \omega_3 (1 - i_{12}).$$

ω_2 определяется как угловая скорость шатуна кривошипно-шатунного механизма. Угловая скорость ω_1 ведомого колеса складывается из постоянной скорости $\omega_3(1 - i_{12}) = \omega_3 \frac{z_2 + z_1}{z_1}$ и периодически изменяющейся скорости $\omega_2 i_{12}$. За n_3 оборотов кривошипа колесо z_1 сделает $n_1 = n_3 \frac{z_2 + z_1}{z_1}$ оборотов.



Фиг. 868.



Фиг. 869.

Фиг. 868. Кулисно-планетарный механизм. Центр колеса z_2, закрепленного на кулисе, перемещается по окружности с центром, совпадающим с осью колеса z_1 с внутренним венцом. По аналогии с фиг. 867 получаем

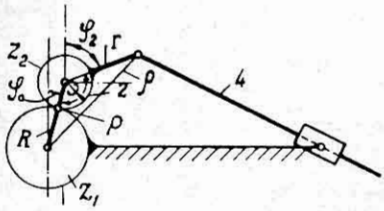
$$\omega_1 = \omega_2 i_{12} + \omega_3 (1 - i_{12}); \qquad i_{12} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Здесь ω_2 — угловая скорость колеса z_2, связанного с кулисой, и
ω_3 — угловая скорость кривошипа.

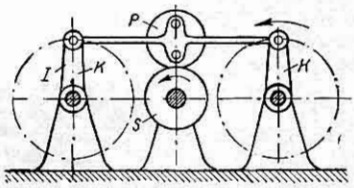
Среднее число оборотов колеса z_1

$$n_1 = n_3 \frac{z_1 - z_2}{z_1}.$$

Фиг. 869. Планетарный механизм с приближенным направляющим механизмом в качестве направляющей (см. фиг. 1677).



Фиг. 870.



Фиг. 871.

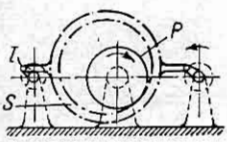
Фиг. 870. Планетарный кулисный механизм. Звено *4* механизма приводится в движение сателлитом *2*, вращающимся вокруг мгновенной оси P с угловой скоростью $\omega_2 = \omega_0(1 - i_{21}) = \omega_0 \dfrac{z_1 + z_2}{z_2}$. Угол $\varphi_2 = \varphi_0(1 - i_{21})$.

Механизм можно рассматривать как кулисный с переменным радиусом ρ кривошипа, вращающегося с изменяющейся угловой скоростью. Радиус r относительно радиуса R координируется углом

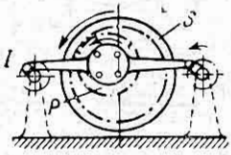
$$\psi = 180^\circ - \varphi_0 i_{21};$$

$$\rho^2 = R^2 + r^2 - 2Rr\cos\psi = R^2 + r^2 + 2rR\cos i_{21}\varphi_0.$$

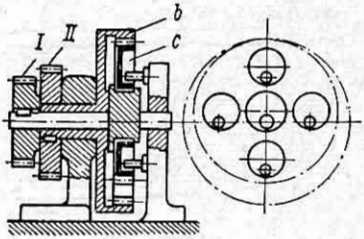
Фиг. 871. Шарнирный параллелограмм в соединении с планетарной передачей. Если кривошипы K — ведущие, а колесо S — ведомое, то передаточное число $i_{1S} = \dfrac{1}{1 - i_{SP}}$.



Фиг. 872.



Фиг. 873.



Фиг. 874.

Фиг. 872. Шарнирный параллелограмм с колесом внутреннего зацепления на шатуне. Передаточное число

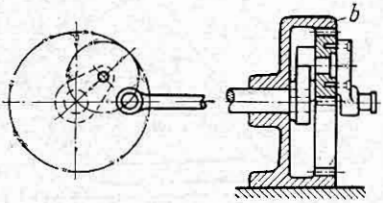
$$i_{IS} = \frac{z_S}{z_S - z_P}.$$

Фиг. 873. Шарнирный параллелограмм с передачей внутреннего зацепления. Если ведут кривошипы, то передаточное число

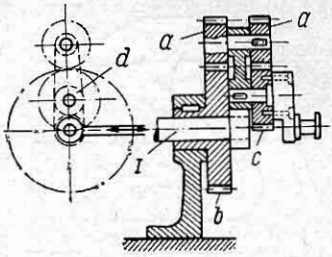
$$i_{IS} = \frac{z_S}{z_S - z_P}.$$

Фиг. 874. Передача по схеме фиг. 755, в которой кривошипы заменены эксцентриками, т. е. ведущая и ведомая части соединены муфтой, показанной на фиг. 1178. Передаточное число.

$$i = \frac{z_b}{z_b - z_c}.$$



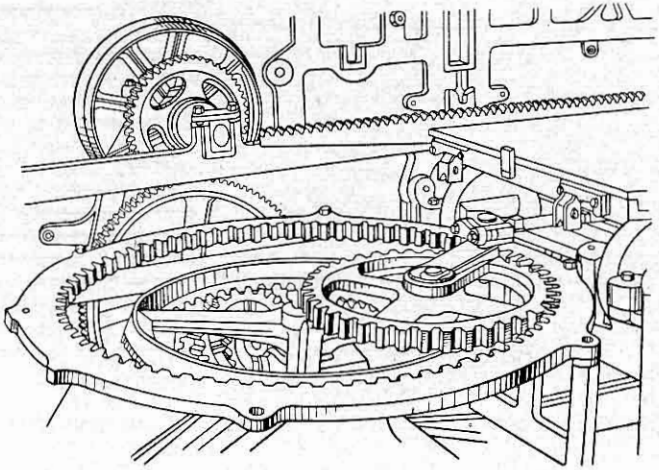
Фиг. 875.



Фиг. 876.

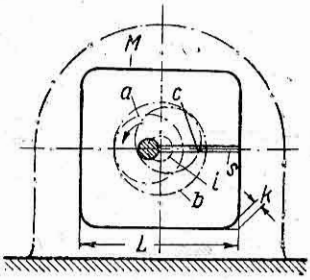
Фиг. 875. Механизм Кардана с зубчатым колесом внутреннего зацепления.

Фиг. 876. Кривошип Кардана с планетарными зубчатыми колесами $\frac{z_c}{z_b} = \frac{1}{2}$. Колеса a могут быть любого размера, но должны иметь одинаковое число зубьев. При одинаковых колесах a начальная окружность колеса z_c катится внутри начальной окружности колеса b, т. е. так же, как и на фиг. 875. Центр пальца d на сателлите c при $z_c = 0{,}5z_b$ перемещается по диаметру.

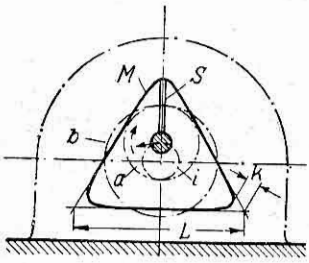


Фиг. 877.

Фиг. 877. Применение механизма Кардана в механизме движения стола плоскопечатной машины.



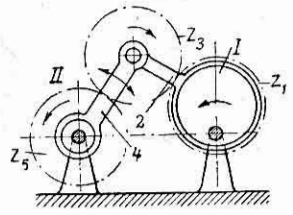
Фиг. 878.



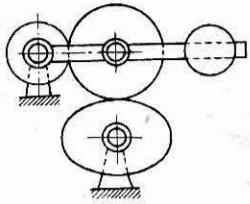
Фиг. 879.

Фиг. 878. Направляющий механизм для обработки квадратов. Неподвижное зубчатое колесо внутреннего зацепления *b* сцеплено с колесом *a*, на котором укреплена державка *c* с режущим инструментом. Отношение диаметров колес $a : b = 3 : 4$. При качении колеса *a* по колесу *b* резец *s* движется по периметру квадрата *M* со стороной *L*. Диаметр окружности кривошипа *i* равен 0,15 *L*. Закругление *k* углов квадрата равно 0,06 *L*. Механизм применяется в станках для нарезки шевронных зубчатых колес.

Фиг. 879. Направляющий механизм для обработки треугольников. Аналогичен приведенному на фиг. 878, но отличается от него отношением радиусов зубчатых колес ($a : b = 2 : 3$). Державка *S* с обрабатывающим инструментом укреплена на колесе *a*. Сторона получаемого равностороннего треугольника равна *L*. Диаметр окружности кривошипа *i* равен 0,21 *L*; закругление угла $k = 0{,}075\ L$. Изменяя соотношение радиусов колес *a* и *b*, можно получить механизм для обработки пяти-, шестиугольников и т. п., а также эллипса.



Фиг. 880.



Фиг. 881.

Фиг. 880. Передача с эксцентричным круглым ведущим колесом. Степень неравномерности зависит от величины эксцентриситета. Колесо z_1 относительно шатуна *2* движется с угловой скоростью $\omega_1 - \omega_2$, а колесо z_3 относительно шатуна — с угловой скоростью $\omega_3 - \omega_2$;

$$\omega_3 - \omega_2 = (\omega_1 - \omega_2)\, i_{31}; \quad i_{31} = -\frac{z_1}{z_3};$$

$$\omega_3 = \omega_1 i_{31} + \omega_2 (1 - i_{31}).$$

Рассматривая колесо z_3 как сателлит на поводке *4*, можем написать

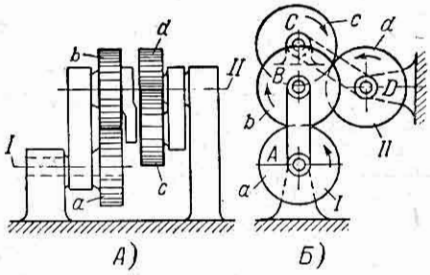
$$\omega_3 = \omega_5 i_{35} + \omega_4 (1 - i_{35}); \quad i_{35} = -\frac{z_5}{z_3};$$

$$\omega_5 = \frac{\omega_1 i_{31}}{i_{35}} + \omega_2 \frac{1 - i_{31}}{i_{35}} - \omega_4 \frac{1 - i_{35}}{i_{35}}.$$

ω_2 и ω_4 определяются из анализа четырехшарнирного механизма.

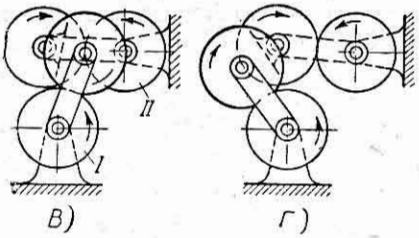
Фиг. 881. Передача с одним цилиндрическим и одним эллиптическим колесами.

Фиг. 882—883. Механизм с круглыми зубчатыми колесами для неравномерного движения. Скорость ведомого вала *II* равна нулю, если ось вращения колеса *c* проходит через начальную окружность колеса *b*. Если центр колеса *c* расположен вне или внутри окружности *b*, то колесо *d* вращается в одну или другую сторону.



Фиг. 882.

А — вид спереди; *Б* — вид сбоку; *В* — фаза наименьшей скорости вращения колеса *II*; *Г* — фаза наибольшей скорости.



Фиг. 883.

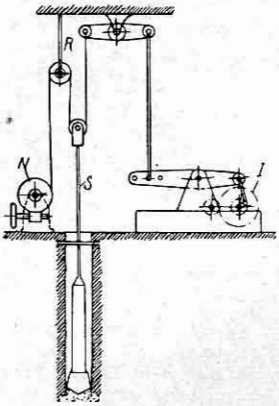
Угловые скорости коромысла *CD* и шатуна *BC* определяются как для четырехшарнирного механизма:

$$\omega_b = \omega_{BC} = \omega_a i_{ba} + \omega_{AB}(1 - i_{ba}); \quad i_{ba} = -\frac{z_a}{z_b};$$

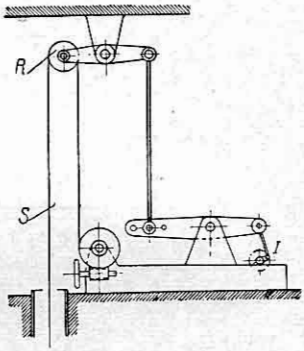
$$\omega_c = \omega_b; \quad \omega_c = \omega_d i_{cd} + \omega_{DC}(1 - i_{cd}); \quad i_{cd} = -\frac{z_d}{z_c};$$

$$\omega_d = [\omega_a i_{ba} + \omega_{AB}(1 - i_{ba}) - \omega_{DC}(1 - i_{cd})]\frac{1}{i_{cd}}.$$

КОМБИНИРОВАННЫЕ МЕХАНИЗМЫ (РЫЧАЖНО-БЛОЧНЫЕ, РЫЧАЖНО-ЗУБЧАТЫЕ И ДР.)



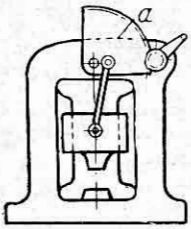
Фиг. 884.



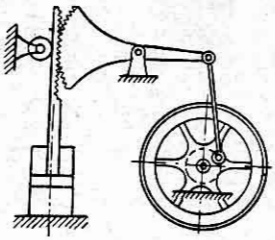
Фиг. 885.

Фиг. 884. Привод бурового долота. Буровая штанга S совершает путь, в два раза меньший пути точки R. По мере углубления скважины буровое долото опускают, сматывая трос с барабана N.

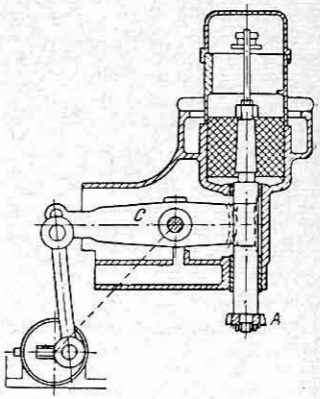
Фиг. 885. Привод бурового долота. Буровая штанга S совершает путь, в два раза больший пути центра ролика R.



Фиг. 886.



Фиг. 887.

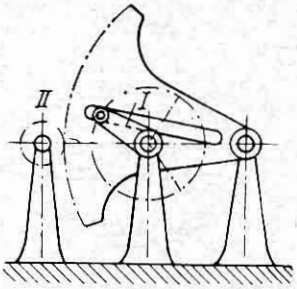


Фиг. 888.

Фиг. 886. Пресс с приводом от зубчатого сектора a.

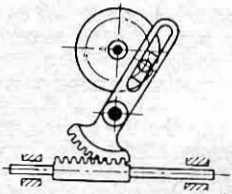
Фиг. 887. Кривошипный механизм с зубчатой рейкой и зубчатым сегментом.

Фиг. 888. Механизм рабочего движения зубодолбежного станка. Движение долбяку A от коромысла C передается зубчатым сектором и рейкой.

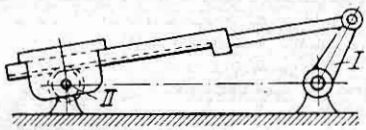


Фиг. 889.

Фиг. 889. Реверсивная передача с зубчатым сектором, приводимым в движение от кривошипа *I*, цапфа которого скользит в качающейся кулисе. При равномерном вращении кривошипа обратный ход колеса *II* совершается с большей скоростью, чем прямой.



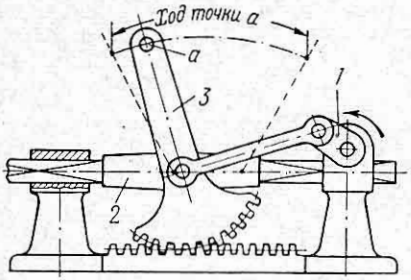
Фиг. 890.



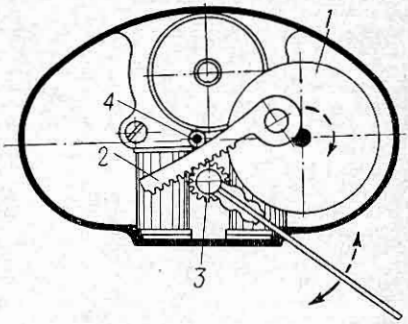
Фиг. 891.

Фиг. 890. Качающаяся кулиса с зубчатым сектором.

Фиг. 891. Реверсивная передача с качающейся кулисой в виде зубчатой рейки: *I* — ведущий вал. За один оборот вала *I* колесо *II* сделает приблизительно $\frac{r_1}{\pi r_2}$ оборотов в одну и другую стороны.



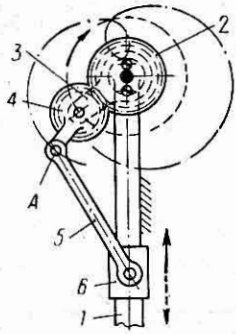
Фиг. 892.



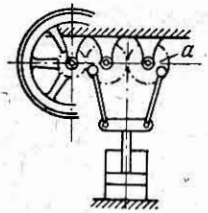
Фиг. 893.

Фиг. 892. Механизм для увеличения длины хода ползуна. Кривошип *1* передает движение ползуну *2*, который соединен с зубчатым сектором *3*. Ход точки *a* больше хода ползуна.

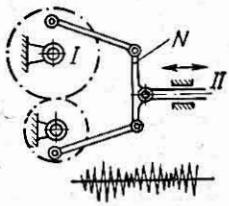
Фиг. 893. Механизм для протирания стекол автомобиля. К вращающемуся диску *1* прикреплена шарнирно зубчатая рейка *2*, которая находится в зацеплении с колесом *3*. Ролик *4* обеспечивает постоянное зацепление рейки с зубчатым колесом.



Фиг. 894.



Фиг. 895.

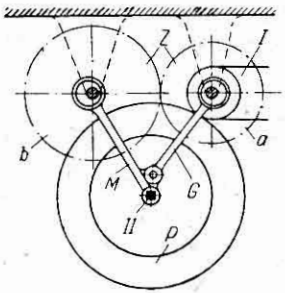


Фиг. 896.

Фиг. 894. Кривошипно-шатунный планетарный механизм. Со стойкой *1* связано неподвижно колесо *2*, вокруг которого вращается сателлит *4* с осью на поводке *3*. Шатун *5* связывает сателлит *4* с ползуном *6*. В зависимости от отношения числа зубьев колес *2* и *4* можно получить различного характера траекторию точки *A* (удлиненная или укороченная эпициклоида), следовательно,— и закон перемещения ползуна.

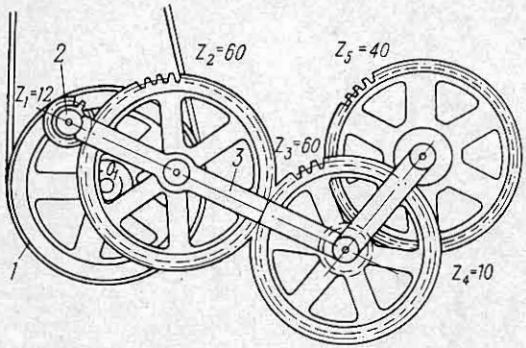
Фиг. 895. Кривошипный механизм с зубчатыми колесами *a*, вращающимися в противоположных направлениях. Давление поршня на стенки цилиндра равно нулю при любом положении механизма в случае одинаковой длины шатунов.

Фиг. 896. «Римская передача». Характер движения ведомого звена *II* зависит от размеров плеча *N* и от передаточного отношения зубчатых колес. Если отношение чисел зубьев $\frac{x}{y}$, где одно из чисел простое число, то период кривой перемещения ведомого звена соответствует времени *x* оборотов ведущего звена, если *y* относится к ведомому звену. Если $\frac{x}{y}=a$, где *a* — целое число, то период кривой перемещения равен времени *a* оборотов ведущего звена *I*.

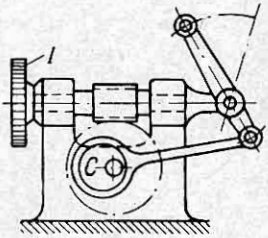


Фиг. 897.

Фиг. 897. Колебательный привод для шлифовальных и полировальных станков. На ведущем валу *I* укреплено зубчатое колесо *a* и эксцентрик, соединенный со стержнем *G*. Колесо *a* сцеплено с колесом *b*, на валу которого также укреплен эксцентрик, соединенный со стержнем *M*. Стержни *G* и *M* соединены шарниром. На другом конце стержня *M* укрепляется обрабатывающий инструмент (на фигуре диск *P*). Числа зубьев колес *a* и *b* — простые числа. Обрабатывающий инструмент совершает полный цикл движений за время, пока колесо *a* совершает число оборотов, равное числу зубьев колеса *b*.



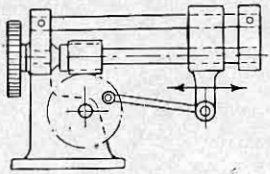
Фиг. 898.



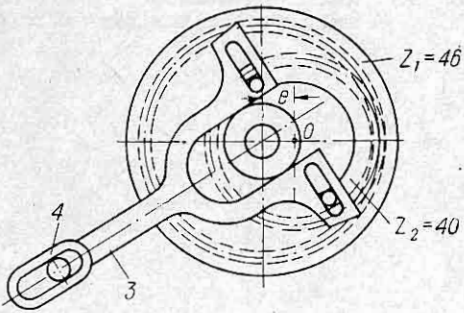
Фиг. 899.

Фиг. 898. Механизм с неравномерным вращением ведомого вала. На ободе шкива *1* неподвижно установлен палец *2* с закрепленным на нем зубчатым колесом z_1. Движение от колеса z_1 к колесу z_5 передается посредством колес z_2, z_3 и z_4, оси которых установлены на шатуне *3*. Колеса z_3 и z_4 жестко соединены между собой.

Фиг. 899. Червячная пара с эксцентриковым кривошипом. С изменением соотношения плеч коромысла изменяется передаточное число.



Фиг. 900.

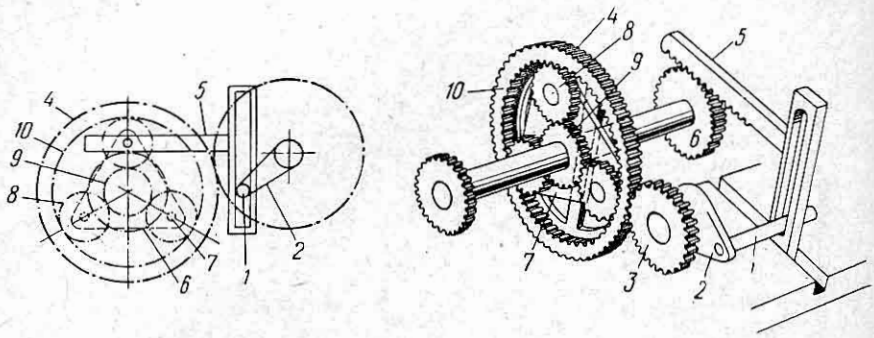


Фиг. 901.

Фиг. 900. Червячная пара с кривошипом для сообщения ползуну прямолинейного движения.

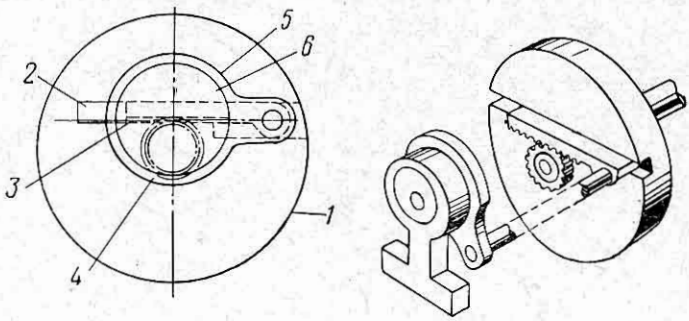
Фиг. 901. Механизм Ропера. Колесо z_2 с внешним венцом посажено на ведущем эксцентрике. Рамка *3*, в пазах которой скользят пальцы, укрепленные на колесе z_2, перемещается относительно ступицы эксцентрика и удерживается от вращения неподвижным пальцем *4*, т. е. совершает поступательное движение. Следовательно, колесо z_2 также совершает поступательное движение. Вследствие этого скорость на начальной окружности колеса z_1 равна скорости центра *O* эксцентрика. При малой разности чисел зубьев возможно получение больших передаточных отношений:

$$i_{1,0}=\frac{n_1}{n_O}=\frac{e}{r_1}=\frac{z_1-z_2}{z_1}.$$



Фиг. 902.

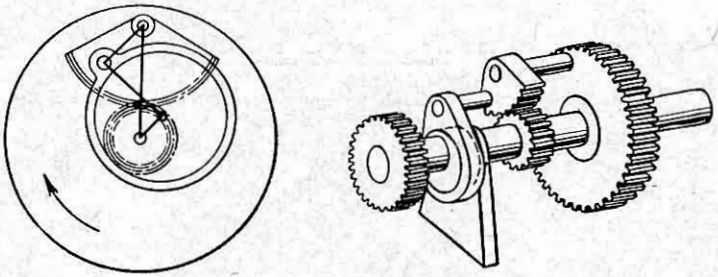
Фиг. 902. Зубчатый кулисно-реечный механизм. Механизм позволяет суммировать постоянную скорость, передаваемую парой зубчатых колес z_3 и z_4 центральному колесу z_{10} эпициклической передачи, и скорость, изменяющуюся по синусоидальному закону, передаваемую поводку *7* от синусного механизма *1, 2, 5* с кривошипом *2* посредством рейки *5* и зубчатого колеса *6*. Результирующее движение сообщается через колеса *8* центральному колесу z_9. Механизм может быть использован в копировальных станках для обработки кулачков с профилем, обеспечивающим синусоидальный закон движения ведомого звена при соответствующем расчете зубчатых колес и радиусе кривошипа синусного механизма. Слева показана кинематическая схема механизма.



Фиг. 903.

Фиг. 903. Зубчатый эксцентриково-реечный механизм. Механизм дает возможность суммировать движение с постоянной скоростью и движение, воспроизводимое кулисным механизмом с вращающейся кулисой. Зубчатое колесо *4* при неподвижной рейке *2* относительно маховика *1* приобретает угловую скорость ω_1. Вследствие того, что рейка *2* помещается в пазу *3* маховика и при вращении маховика получает относительное перемещение в результате связи с неподвижным эксцентриком *6* при помощи шатуна *5*, к указанной постоянной скорости прибавляется угловая скорость, определяемая относительной скоростью ползушки кулисного механизма.

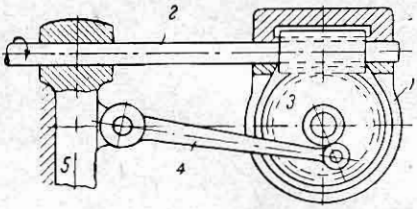
Слева показана кинематическая схема механизма.



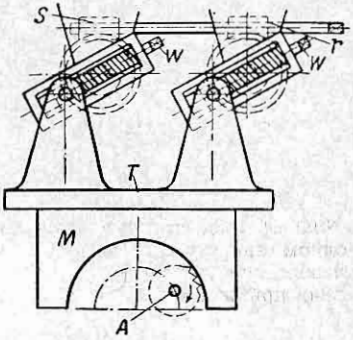
Фиг. 904.

Фиг. 904. Зубчатый эксцентриково-секторный механизм, работающий аналогично механизму фиг. 903. В механизме производится суммирование постоянной скорости маховика с переменной скоростью шатуна двухкривошипного четырехзвенного механизма относительно маховика.

Слева показана кинематическая схема механизма.



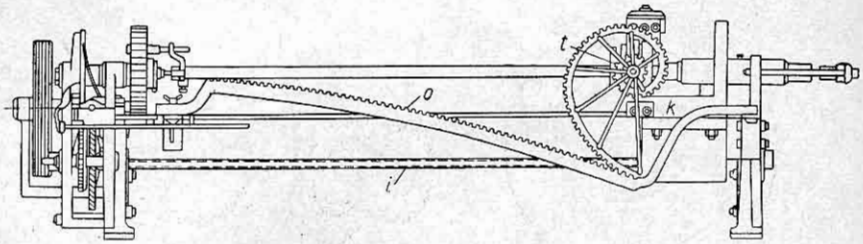
Фиг. 905.



Фиг. 906.

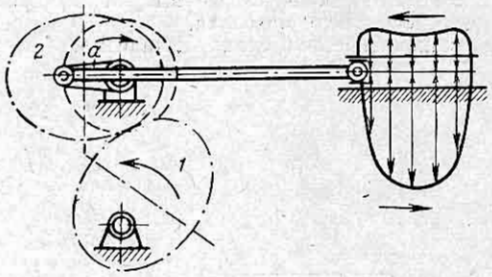
Фиг. 905. Механизм для сообщения поступательного движения каретке. При вращении ведущего вала *2* коробке *1* сообщается движение от вращающегося червячного колеса *3*, связанного со стойкой *5* шатуном *4*. Скорость движения коробки переменная.

Фиг. 906. Направляющий механизм для фрезерования по дуге круга. Две червячные передачи *r* и *S* приводят во вращение кривошипы *W* с изменяемой величиной плеча. К цапфам кривошипов прикреплен стол *T*, на котором устанавливается изделие *M*. В то время как стол *T* описывает верхнюю полуокружность, фреза *A* выбирает в изделии канавку по дуге круга (нижнюю полуокружность). Когда стол проходит нижнюю полуокружность, фреза выбирает в изделии канавку на верхней полуокружности.



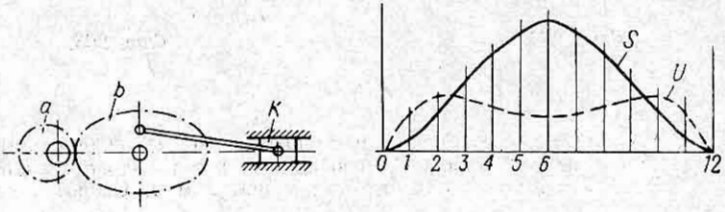
Фиг. 907.

Фиг. 907. Механизм для протягивания специальной канавки с переменным шагом. При вращении винта *i* каретка *k* перемещается влево. В результате качения спирального колеса *t* по сопряженной рейке *o* оправке сообщается дополнительное вращение с переменной скоростью при постоянной скорости каретки. Спиральное колесо представляет собой винтовое колесо с зубьями, смещенными относительно плоскости чертежа.



Фиг. 908.

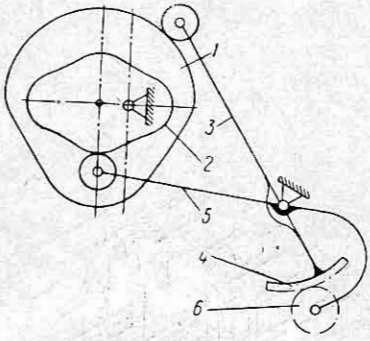
Фиг. 908. Кривошипно-шатунный механизм с постоянной скоростью ползушки в одном направлении. Кривошип *a* приводится в движение через пару эллиптических зубчатых колес *1* и *2* Кривая скоростей ползуна при движении справа налево приближается к прямоугольнику.



Фиг. 909.

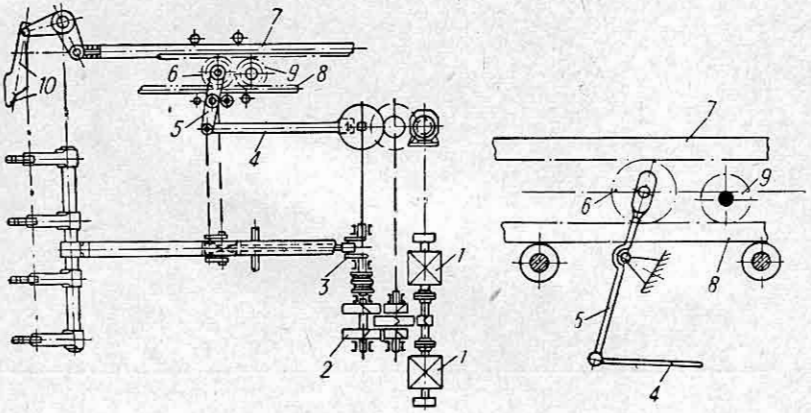
Фиг. 909. Механизм, сообщающий приближенно равномерное движение ползушке *K*; *a* — ведущее зубчатое колесо, *b* — овальное колесо.

На диаграмме справа приведена кривая скорости *v* ползушки в функции угла поворота ведущего вала и кривая пути *S*.



Фиг. 910.

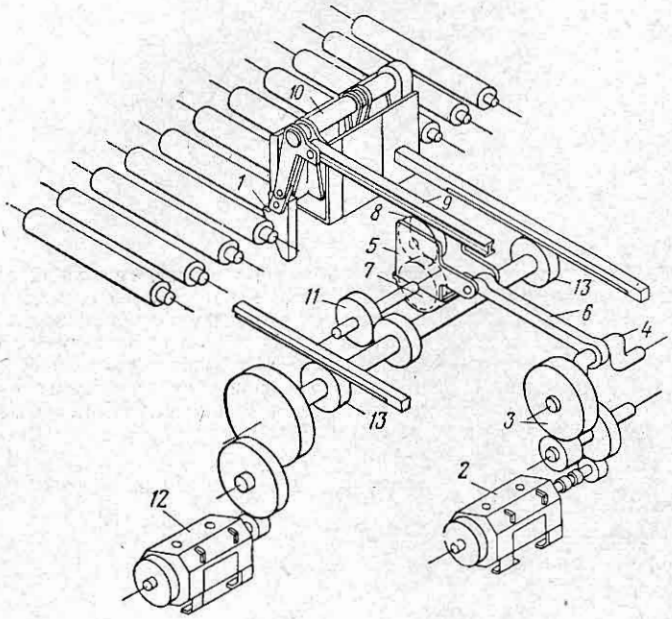
Фиг. 910. Лентоподающий механизм обувной машины, служащий для подачи металлической ленты в молотковый патрон, в котором от ленты отрезается штифт, вбиваемый молотком в патрон. На ведущем валу механизма закрепляются кулачки *1* и *2*. Первый из них приводит в движение коромысло *3* с зубчатым сектором *4*, а второй — коромысло *5* с зубчатым колесом *6*. За период полного оборота кулачкового вала колесо *6* получает вращательное движение относительно своей оси, которое суммируется с колебательным движением относительно неподвижной оси коромысла *5*.



Фиг. 911.

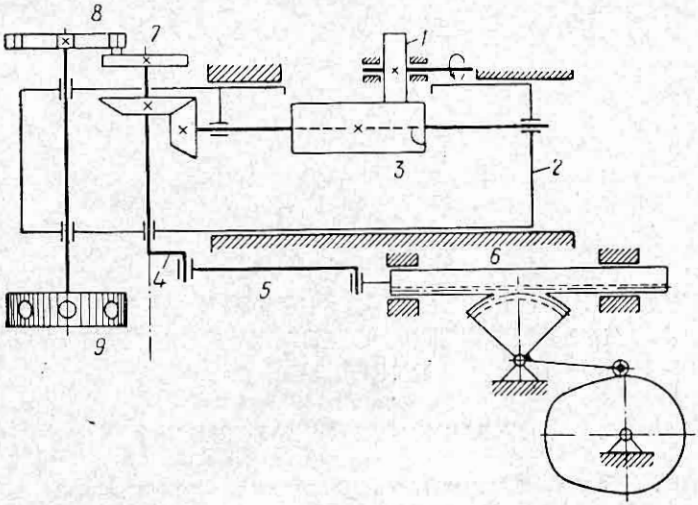
Фиг. 911. Кантователь слябинга. Рейка *7* приводится в движение от колеса *6* на рычаге *5*, которому движение передается от двигателей *1* через редуктор *2* и кривошипно-шатунный механизм *3—4* и от рейки *8*, связанной с приводным колесом *9*. При кантовании полосы центр колеса *6* должен опережать рейку *8*, в таком случае зуб *10* кантователя поднимается и кантует заготовку.

Справа показана кинематическая схема кантователя.



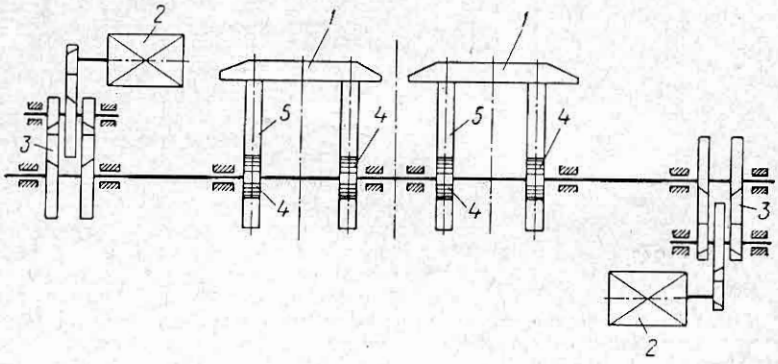
Фиг. 912.

Фиг. 912. Кантователь с дифференциальной реечной передачей. Кантователь обжимных станов работает согласованно с манипулятором, задачей которого является перемещение слитка в направлении, перпендикулярном оси прокатки. В приведенном механизме движение манипулятору сообщается от двигателя *12* через колеса *13*. В этом случае вся система получает поступательное движение. В случае необходимости кантования слитка включается двигатель *2*, приводящий в движение через редуктор *3* и кривошипно-коромысловый механизм *4—6—5* реечное зубчатое колесо *8* и рейку *9*, поднимающую или опускающую крюк *1* на валу *10* манипулятора. Таким образом, при неподвижной обойме *5* крюк также неподвижен. *7* и *11* — промежуточные зубчатые колеса.



Фиг. 913.

Фиг. 913. Механизм поворота револьверной головки автомата. Смена инструмента автомата производится при отводе револьверной головки *9* и повороте ее на 60°. Движение сообщается от колеса *1*, связанного с широким зубчатым колесом *3* в корпусе *2* продольного суппорта автомата. В результате вращения кривошипа *4* суппорт сначала отводится вправо, после чего палец на диске *7* входит в паз мальтийского креста *8* и поворачивает револьверную головку *9*. За время поворота револьверной головки рейка *6*, сообщающая через шатун *5* движение подачи суппорту, может считаться неподвижной. Движение колесу *1* сообщается через однооборотную муфту (см. фиг. 1316).



Фиг. 914.

Фиг. 914. Механизм привода линеек манипулятора слябинга. Линейки манипулятора получают движение от двух двигателей *2* через редукторы *3*. Зубчатые колеса *4* передают движение зубчатым рейкам *5*, на концах которых закреплены корпусы линеек *1*.

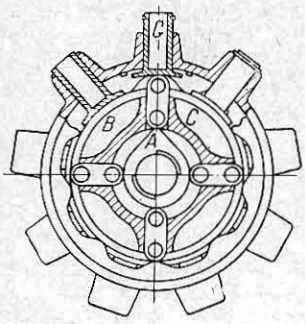
Раздел III

КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ, ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА, БЕССТУПЕНЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Общие сведения о кулачковых механизмах

При конструировании машин приходится подбирать тип механизма или серии механизмов, включаемых в состав машин, исходя из тех процессов, которые должны быть воспроизведены в машине во время ее работы, т. е. механизмы приходится подбирать так, чтобы ведомое звено совершало движение по заданному закону. Очень часто закон изменения скорости или ускорения ведомого звена не имеет существенного значения, а важно лишь воспроизвести его ход определенной величины. Это имеет место, например, в рабочих механизмах тепловых двигателей, в которых поршень должен иметь ход заданной величины, в поперечнострогальных станках, печатных машинах и др. В этих случаях выбор типа механизма и определение его размеров не вызывают затруднений, причем можно применять механизмы с низшими парами, такие, как кривошипно-шатунный, кулисный, четырехшарнирный и др.



Фиг. 915.

Но в тех случаях, когда перемещение, а следовательно, и скорость и ускорение ведомого звена должны изменяться по заранее заданному закону, и особенно в тех случаях, когда ведомое звено должно временно останавливаться при непрерывном движении ведущего звена, наиболее просто вопрос решается при применении кулачковых механизмов.

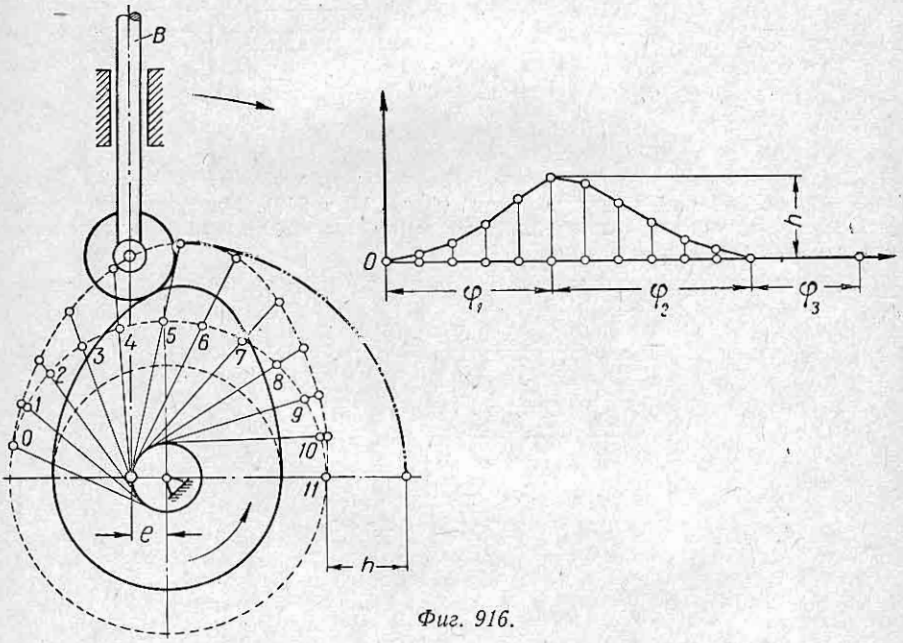
На фиг. 915 в качестве примера кулачкового механизма показан механизм привода поршней топливного насоса звездообразного девятицилиндрового двигателя. Поршень *G* приводится кулачком *A* от коленчатого вала. Кулачок действует на толкатели *C*, расположенные в кольце *B*, вращающемся в направлении, обратном направлению вращения кулачка, со скоростью, равной $^1/_8$ его скорости. При этих условиях поворот кулачка на 720° соответствует повороту кольца с толкателями в противоположном направлении на 90°, следовательно, кулачок за два оборота поочередно переместит все девять поршней, вернувшись в исходное положение при повороте кольца на 90°. Порядок впрыскивания топлива: 1, 3, 5, 7, 9, 2, 4, 6, 8 (цифры указывают номера цилиндров).

Движение ведомому звену сообщается в том случае, если элемент кинематической пары толкателя касается части профиля, имеющей переменный радиус-вектор. Если часть профиля очерчена дугой окружности с центром, совпадающим с осью вращения, то при касании элементов кинематической пары в пределах указанной дуги профиля ведомое звено неподвижно.

Выбирая тот или иной закон изменения радиуса-вектора профиля кулачка, можно получить самые разнообразные комбинации движений ведомого звена.

При анализе кулачковых механизмов требуется по заданному профилю кулачка и размерам механизма определить закон движения ведомого звена. В процессе синтеза кулачкового механизма необходимо выбрать размеры и установить очертание профиля кулачка. Различные типы кулачковых механизмов приведены ниже.

При исследовании кулачковых механизмов и построении профиля кулачка для упрощения расчетов в большинстве случаев применяется метод инверсии, т. е. постановка кулачкового механизма на кулачок в результате сообщения всему механизму вращения с угловой скоростью кулачка, но в противоположном направлении.



Фиг. 916.

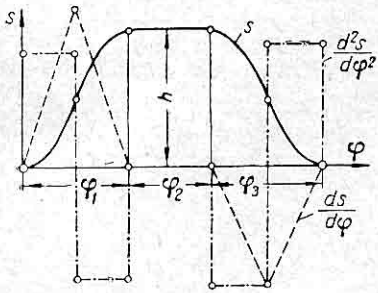
В качестве примера на фиг. 916 показан способ определения закона движения толкателя B, который считается вращающимся вместе с направляющей по часовой стрелке, а кулачок, в действительности вращающийся против часовой стрелки,— неподвижным. Положения центра ролика на траектории движения его относительно кулачка (эквидистанты) отмечены кружками. Разность радиусов $\rho - r_{min}$ эквидистанты дает перемещение толкателя.

При проектировании кулачковых механизмов могут быть заданы следующие условия:

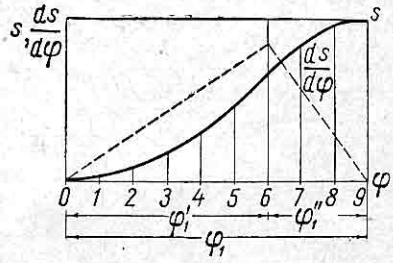
1) фазовые углы — углы поворота кулачка и закон движения ведомого звена;

2) фазовые углы и полные перемещения в пределах каждой фазы. Закон движения ведомого звена внутри каждой фазы может быть выбран произвольно.

Для второй комбинации условий законы движения обычно принимаются в одной из следующих форм.



Фиг. 917.



Фиг. 918.

а) Параболический закон движения (фиг. 917 и 918). Ускорение на отдельных участках остается постоянным, скорость изменяется линейно, а перемещение s — по параболе.

Для несимметричного закона (см. фиг. 918) в течение первой части φ_1' фазы φ_1:

$$s = \frac{2h(1+k_1)}{k_1\varphi_1^2}\,\frac{\varphi^2}{2}, \quad 0 < \varphi < \varphi_1';$$

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{2h(1+k_1)}{k_1\varphi_1^2}\,\varphi, \quad 0 < \varphi < \varphi_1';$$

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{2h(1+k_1)}{k_1\varphi_1^2}, \quad 0 < \varphi < \varphi_1';$$

$$k_1 = \frac{\varphi_1'}{\varphi_1''} \quad \text{и} \quad \varphi_1' + \varphi_1'' = \varphi_1.$$

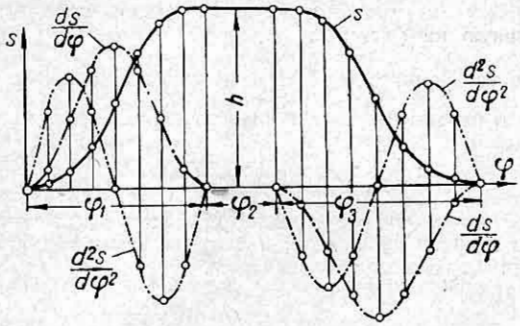
Здесь s — обобщенное перемещение;

h — обобщенный ход ведомого звена (линейное или угловое перемещение);

φ_1 — фазовый угол.

При симметричном законе движения $k_1 = 1$ (см. фиг. 917).

При параболическом законе движения в кривой ускорения имеют место разрывы, что влечет за собой нежесткие удары (мгновенное приложение силы) в процессе работы механизма.



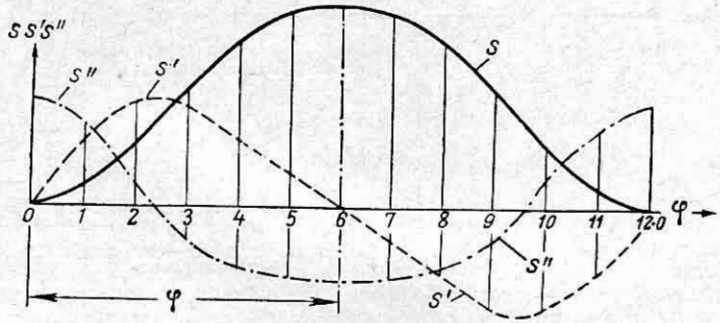
Фиг. 919.

б) Синусоидальный закон движения (фиг. 919):

$$s = h\left(\frac{\varphi}{\varphi_1} - \frac{1}{2\pi}\sin\frac{2\pi}{\varphi_1}\varphi\right);$$

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{h}{\varphi_1}\left(1 - \cos\frac{2\pi}{\varphi_1}\varphi\right);$$

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{2h\pi}{\varphi_1^2}\sin\frac{2\pi}{\varphi_1}\varphi.$$



Фиг. 920.

в) Косинусоидальный закон движения (фиг. 920).
В случае симметричности кривой ускорений

$$s = \frac{h}{2}\left(1 - \cos\frac{\pi}{\varphi_1}\varphi\right);$$

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{h}{2}\frac{\pi}{\varphi_1}\sin\frac{\pi}{\varphi_1}\varphi;$$

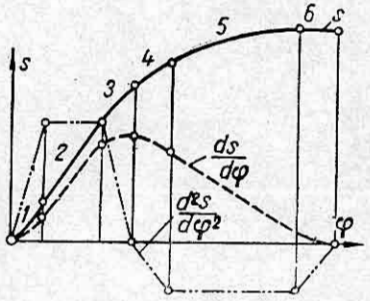
$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{h\pi^2}{2\varphi_1^2}\cos\frac{\pi}{\varphi_1}\varphi.$$

Можно построить несимметричную относительно середины фазы кривую ускорений, показанную на фиг. 920.

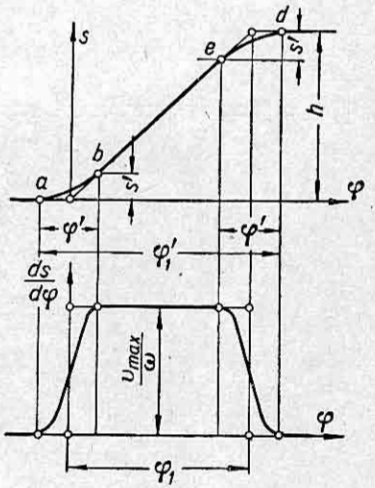
Максимальные ускорения $j = \omega^2 \frac{d^2s}{d\varphi^2}$ ведомого звена для приведенных выше законов находятся в отношении (ход и величина фазы одинаковы)

$$1 : \frac{2\pi}{4} : \frac{\pi^2}{8} = 1 : 1{,}57 : 1{,}23.$$

Синусоидальный закон следует предпочесть всем остальным вследствие отсутствия разрывов в кривой ускорений и получающихся при этом динамических напряжений в звеньях наименьшей величины.



Фиг. 921.



Фиг. 922.

г) Закон движения — трапецоидальный (фиг. 921). Кривая ускорений составлена из участков прямых, кривая скоростей — из отрезков прямых и сопряженных с ними простых парабол, кривая перемещений — из сопряженных участков простых (*2* и *5*) и кубических (*1, 3, 4* и *6*) парабол.

д) Закон движения — линейный (фиг. 922). Нередко необходимо воспроизвести по участкам постоянную скорость ведомого звена. Тогда участки кривой, очерчивающей профиль, не сопряжены и механизм испытывает удары. Во избежание ударов следует вписывать переходные кривые, приняв изменение ускорения для участков перехода по одному из приведенных выше законов. Приняв синусоидальный закон, получаем путь в переходную фазу:

$$s = \frac{\varphi' v_{max}}{2\omega}\left(\frac{\varphi}{\varphi'} - \frac{1}{\pi}\sin\frac{\pi}{\varphi'}\varphi\right);$$

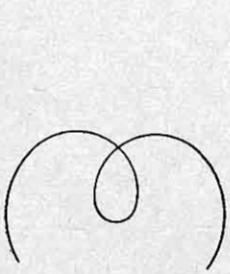
ω — угловая скорость вращения кулачка.

Точки *a, b, e* и *d* на диаграмме — точки сопряжения участков закона движения.

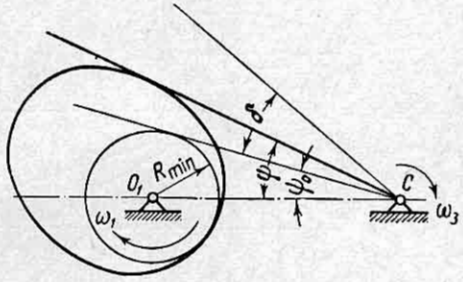
Выбирать φ' следует из условия, чтобы $j_{max} = \omega^2 \frac{d^2s}{d\varphi^2}$ не выходило за заданные пределы.

Выбор размеров кулачкового механизма

Профиль кулачка не должен иметь особых точек, или, иначе говоря, интерферирующих участков, пересекающихся в особой точке (фиг. 923). Для плоских кулачковых механизмов с цилиндрической поверхностью на ведомом звене в качестве элемента кинематической пары (например, поверхность ролика или гриба) особые точки будут отсутствовать, если при всех положениях механизма радиус кривизны $R_{кр}$ траектории движения центра ролика (центра кривизны дуги гриба) относительно кулачка больше радиуса ролика (дуги гриба). Этому условию можно удовлетворить подбором радиуса ролика. При кривизне поверхности на ведомом звене, равной нулю (плоский толкатель), необходимо определять минимальный радиус-вектор профиля



Фиг. 923.



Фиг. 924.

В случае качающегося коромысла $R_{\min}$ (фиг. 924) должен быть определен из неравенства

$$\operatorname{tg}\psi \geqslant -\frac{\psi''}{(1-\psi')(1-2\psi')}. \qquad (а)$$

ψ — угол отклонения плоского коромысла от линии центров;

$\psi' = \dfrac{d\psi_1}{d\varphi}$ и $\psi'' = \dfrac{d^2\psi_1}{d\varphi^2}$ — заданные функции; $\psi = \psi_0 + \psi_1$.

Неравенство (а) позволяет установить возможные значения ψ_0 и $R_{\min}$:

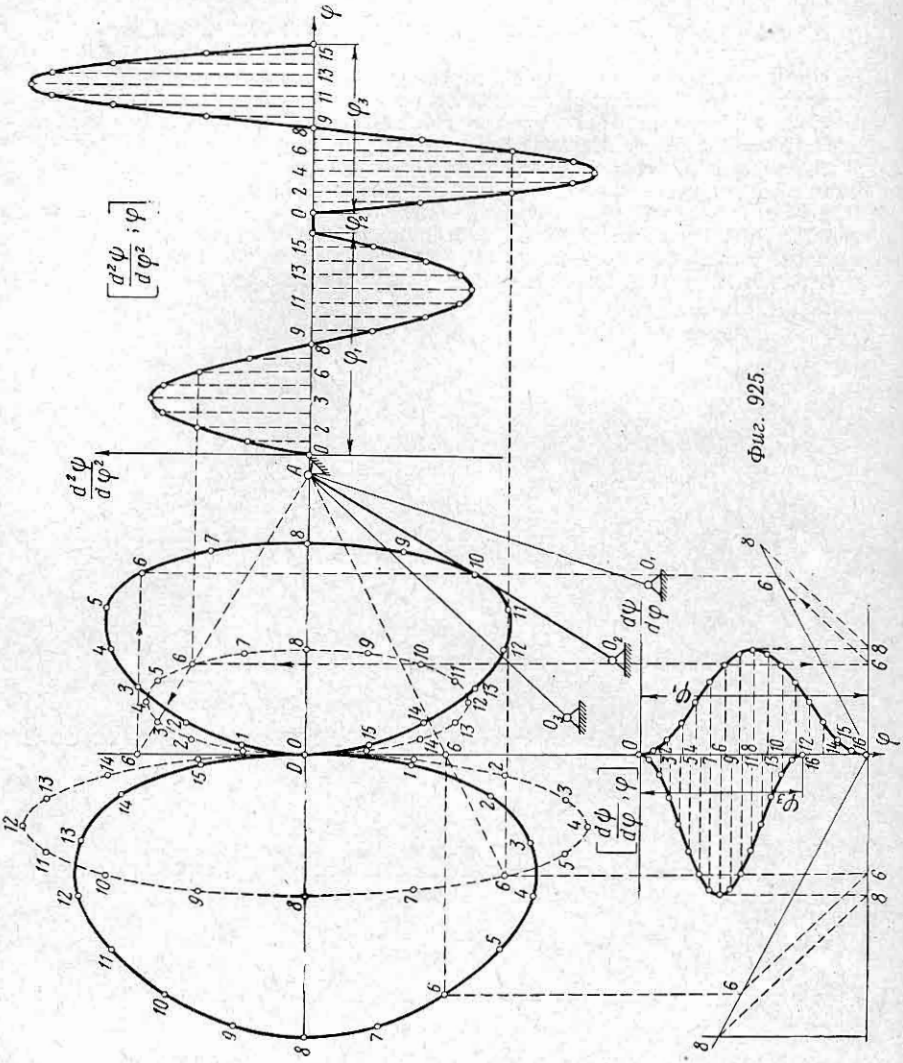
$$R_{\min} = l_{O_1C} \sin\psi_0.$$

При C, удаленном в бесконечность, коромысло обращается в поступательно движущийся толкатель. В этом случае неравенство (а) может быть заменено следующим:

$$s + R_{\min} > -\frac{d^2s}{d\varphi^2}. \qquad (б)$$

Отсюда легко установить удовлетворяющее поставленным условиям $R_{\min}$.

При определении размеров целесообразно применять графические способы.

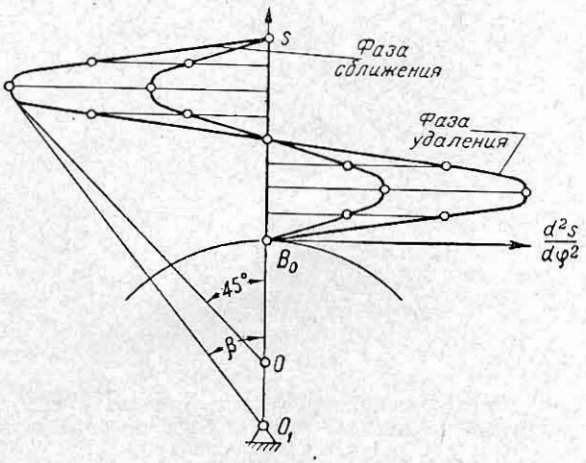


Фиг. 925.

Для случая вращающегося плоского коромысла следует выполнить следующее построение (фиг. 925). Произвольно выбирается точка D пересечения осей абсцисс диаграмм $\left[\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}, \varphi\right]$ и $[\psi', \varphi]$, расположенных под углом 90° друг к другу, и строятся в одинаковых масштабах указанные диаграммы. Вправо от точки D пересечения осей абсцисс на расстоянии, равном единице, взятом в том же масштабе, выбираем A. Для какого-либо значения φ через точку кривой $[\psi'', \varphi]$ проводим горизонталь, а через точку кривой $[\psi', \varphi]$ — вертикаль. Через A и найденную точку проводим прямую до пересечения с осью абсцисс

кривой $[\psi', \varphi]$, через полученную точку проводим горизонталь и на расстоянии $1—2\psi'$ от нее получим точку. На фиг. 925 стрелками показано построение для положения *6*. Построив аналогично точки в пределах полного оборота кулачка, получим замкнутую кривую (сплошная). Условие (а) удовлетворяется, если через A провести прямую O_1A вне замкнутой кривой или O_2A в пределе касающуюся ее. Угол между горизонталью и O_1A равен $\psi_{max}=\psi_0+\delta$; δ — угловой ход плоского коромысла.

После выбора ψ_{max} легко построить профиль.



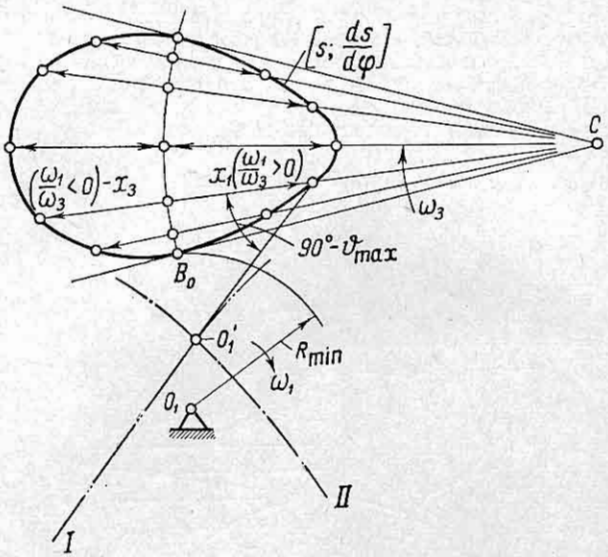
Фиг. 926.

Для поступательно движущегося толкателя $\psi_1 = 0$. Поэтому при определении $s+R_{min}$, при котором не будет интерференции профиля, следует построить кривую $\left[\frac{d^2s}{d\varphi^2}, s\right]$ (фиг. 926) и провести касательную под углом 45° к оси s, пересекающуюся с осью s в точке O. Условие (б) удовлетворяется, если

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{-\frac{d^2s}{d\varphi^2}}{s+R_{min}} < +1.$$

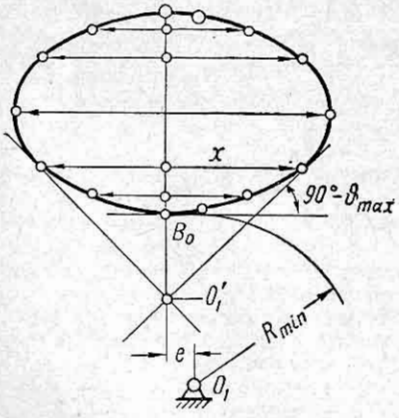
В случае кулачкового механизма с ведомым звеном, снабженным роликом, налагаются дополнительные условия, а именно: чтобы угол давления ϑ не выходил за заданное значение ϑ_{max} ни при одном из положений кулачка. Угол давления образуют: направление скорости центра ролика и направление нормали в точке профиля для данного положения кулачка.

Это условие может быть удовлетворено при заданном законе движения ведомого звена соответствующим выбором R_{min} эквидистанты (траектории центра ролика относительно кулачка).



Фиг. 927.

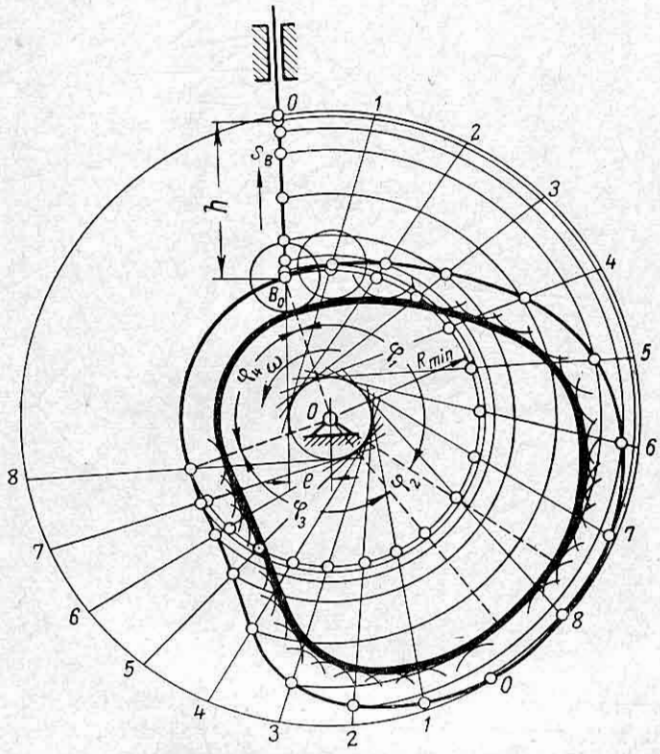
По заданному закону движения строятся положения коромысла и вдоль каждого из них в масштабе механизма откладываются соответствующие значения $xk_l = \frac{ds}{d\varphi} = \psi l_{BC}$ (фиг. 927). Если $\frac{\omega_1}{\omega_3} > 0$, то отрезок x в масштабе механизма следует откладывать от центра ролика в направлении к центру вращения коромысла, а если $\frac{\omega_1}{\omega_3} < 0$, то в противоположном направлении. Через конец каждого из отрезков проводится прямая под углом $90° - \vartheta_{max}$ к соответствующему направлению коромысла и строятся их огибающие для каждой из фаз φ_1 и φ_3 отдельно. Если взять центр O_1 вращения кулачка внутри угла $IO_1'II$, то поставленное условие удовлетворяется. Обычно достаточно провести две прямые под углом $90° - \vartheta_{max}$, соответствующие наибольшим значениям $\frac{ds_1}{d\varphi}$ и $\frac{ds_3}{d\varphi}$, заменяющие огибающие, и центр вращения взять аналогично предыдущему. В случае поступательно движущегося толкателя отрезки x параллельны. Вместо огибающих следует взять касательные к кривой $\left[\frac{ds}{d\varphi}, s\right]$, проведенные под углами $90° - \vartheta_{max}$ к горизонтали (фиг. 928).



Фиг. 928.

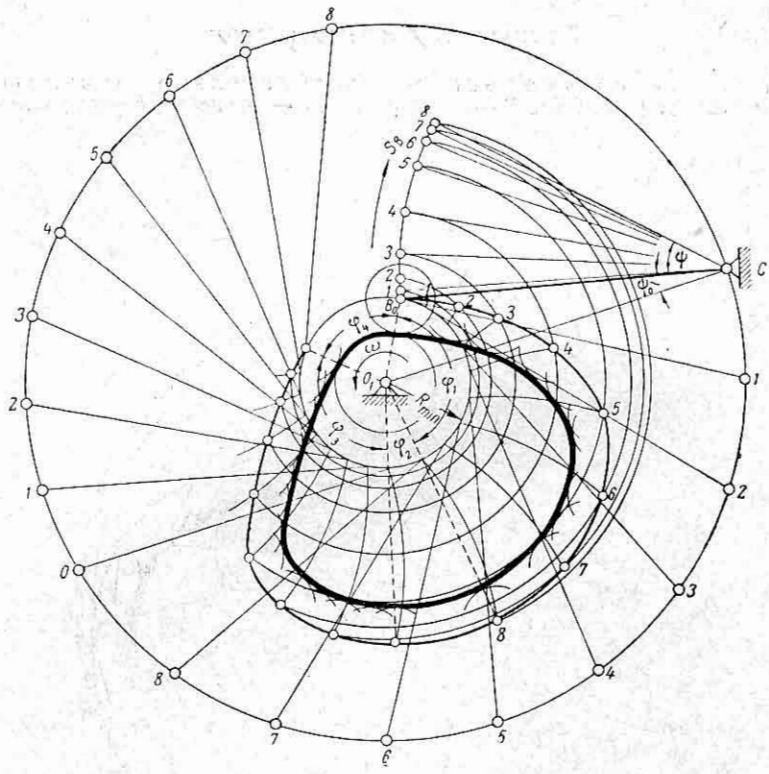
Построение профиля кулачка

Механизм со смещенным поступательно движущимся толкателем (фиг. 929). B — центр ролика, e — смещение, h — ход толкателя.



Фиг. 929.

Построение. Выбираем точку O; согласно описанию к фиг. 928 определяем положение центра вращения кулачка, следовательно, окружности радиусов e и R_{min}; проводим касательную к окружности e до пересечения с окружностью R_{min}. От B_0 вдоль касательной откладываем перемещения s_B, соответствующие равным интервалам изменения угла φ поворота кулачка. Делим окружность R_{min} на части, соответствующие фазам, а каждую фазовую дугу — на выбранное число интервалов (на фигуре восемь интервалов). Через точки деления окружности R_{min} проводим касательные, откладываем от окружности R_{min} вдоль касательных соответствующие значения s и, соединяя найденные точки, получаем эквидистанту. Радиусом ролика из произвольных точек эквидистанты описываем дуги, огибающей которых будет профиль.



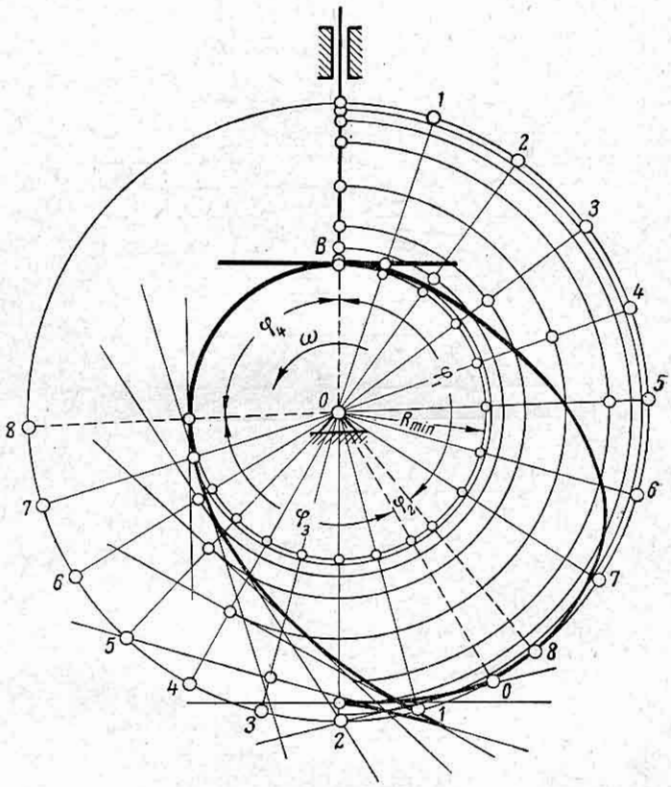
Фиг. 930.

Механизм с коромыслом (фиг. 930). Радиусами R_{min} и l_{O_1C} описываем окружности и делим окружность радиуса l_{O_1C} на части, пропорциональные фазовым углам. Из точек *1, 2, 3* и т. д. деления фазовых дуг окружности радиуса l_{O_1C} длиной l_{CB} коромысла описываем дуги и на каждой из них делаем засечку дугой с центром в O_1, проведенной через соответствующие положения центра ролика на его траектории. Полученные точки пересечения дуг лежат на эквидистанте. Профиль кулачка находим аналогично предыдущему.

Механизм с плоским толкателем (фиг. 931). Радиусом R_{min} описываем окружность, делим ее на части, пропорциональные фазовым углам, и через каждую из точек деления фазовой дуги проводим лучи. От окружности R_{min} вдоль лучей откладываем соответствующие значения s и через найденные точки проводим перпендикуляры к лучам. Огибающая перпендикуляров является профилем.

Построение профиля кулачка барабанного типа с качающимся коромыслом приведено на фиг. 932. На развертке основания среднего цилиндра диаметра $d=\frac{D_1+D_2}{2}$ (D_1 — диаметр барабана, D_2 — диаметр

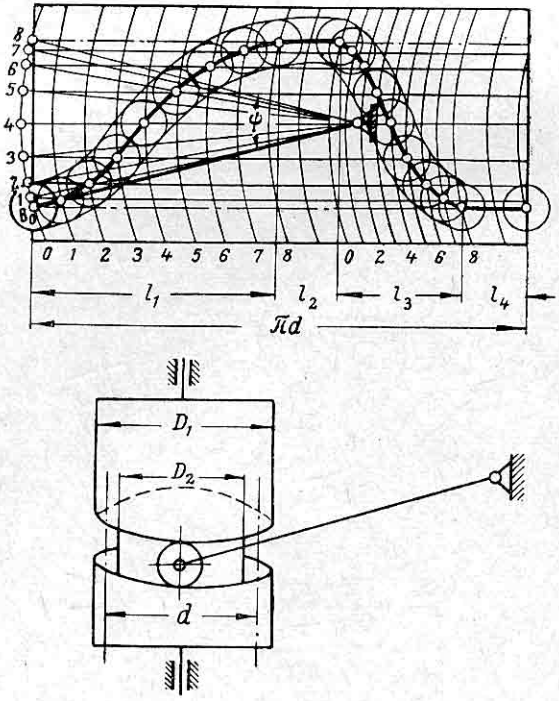
впадины канавки) откладываем фазовые дуги $l_1 = r\varphi_1$, $l_2 = r\varphi_2$, $l_3 = r\varphi_3$ и т. д. и строим положения коромысла, соответствующие равным интервалам изменения угла поворота кулачка в пределах каждой фазы (точки *0, 1, 2, 3* и т. д.). Через точки деления радиусом коромысла описываем дуги окружностей и проектируем на них соответствующие положения центра ролика: на первую дугу — положение *1* ролика, на вторую дугу — положение *2* ролика и т. д. Соединяя



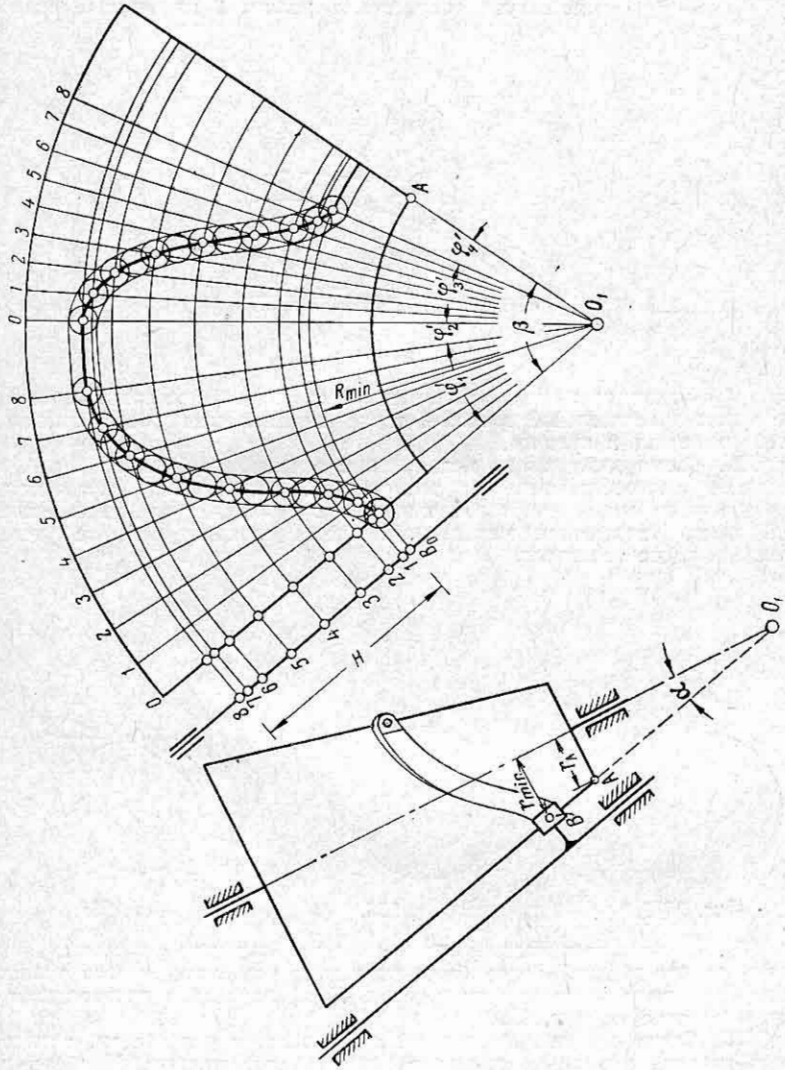
Фиг. 931.

последовательно найденные точки, получаем траекторию центра ролика при движении его относительно среднего цилиндра кулачка.

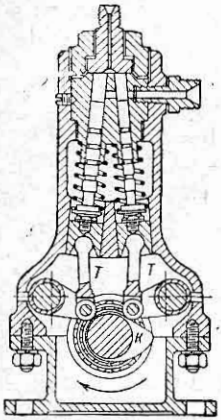
На фиг. 933 показано построение конического кулачка с поступательно движущимся толкателем. Развертка конуса с центральным углом $\beta = \dfrac{2\pi r_A}{l_{O_1A}} = 2\pi \sin\alpha$. Фазовые углы φ' на развертке с действительными фазовыми углами связаны равенствами $\varphi'_1 = \varphi_1 \sin\alpha$; $\varphi'_2 = \varphi_2 \sin\alpha$ и т. д. Радиус $R_{\min}$ на развертке определяется как для плоского кулачка. $r_{\min}$ на среднем конусе равен $r_{\min} = R_{\min} \sin\alpha$. Построение профиля производится аналогично фиг. 929 при $e = 0$.



Фиг. 932.


A
O_1
R_{min}
φ_1'
φ_2'
φ_3'
φ_4'
β
δ_0
H
T_{min}
T_1
α
δ

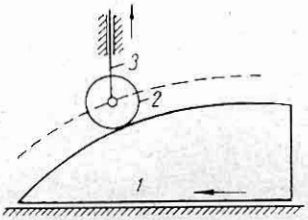
Фиг. 933.



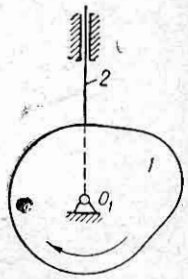
Фиг. 934.

Фиг. 934. Пример кулачкового механизма, использованного в двухплунжерной топливной помпе, приводимой от одного кулачка *K* и двух толкателей *T*.

Фиг. 935. Схема кулачкового механизма, в котором кулачок *1*, совершающий поступательное движение, воздействует посредством ролика *2* на ведомое звено — толкатель *3*. Закон движения толкателя определяется профилем кулачка *1*. tg угла наклона касательной в любой точке эквидистанты равен отношению скоростей толкателя и кулачка.

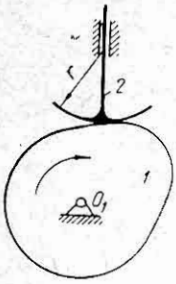


Фиг. 935.

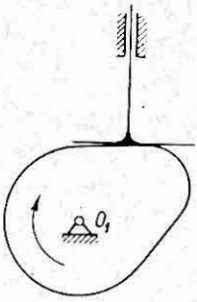


Фиг. 936.

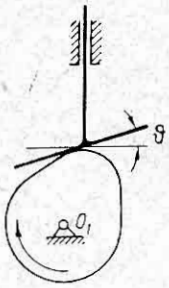
Фиг. 936. Схема кулачкового механизма с вращающимся кулачком *1*, воздействующим непосредственно на толкатель *2*, движущийся поступательно. Движение звеньев механизма сопровождается скольжением элементов кинематической пары. Недостатком механизма является слишком большое удельное скольжение и износ толкателя.



Фиг. 937.



Фиг. 938.

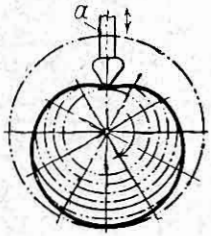


Фиг. 939.

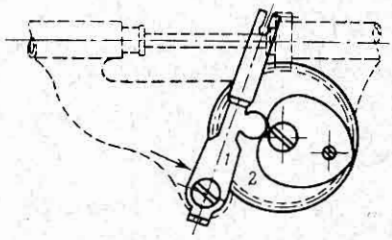
Фиг. 937. Схема кулачкового механизма с грибовидным толкателем, отличающаяся от предыдущей более благоприятными условиями износа толкателя вследствие меньшего удельного скольжения. Профилирование производится так же, как и кулачка по фиг. 929.

Фиг. 938. Схема кулачкового механизма с плоским толкателем, в котором плоскость тарелки нормальна к средней линии направляющих. Наиболее удаленные точки касания тарелок с профилем кулачка определяют минимальные размеры тарелки.

Фиг. 939. Кулачковый механизм, в котором плоскость тарелки составляет угол ϑ с направляющими толкателя. Угол давления ϑ не должен быть слишком велик.



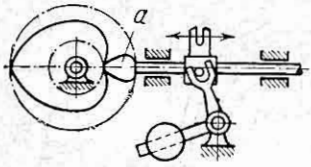
Фиг. 940.



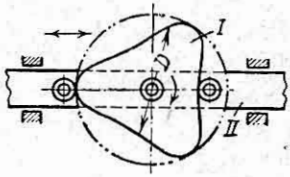
Фиг. 941.

Фиг. 940. Механизм с кардиоидным кулачком для сообщения толкателю постоянной скорости.

В момент изменения направления движения толкателя *a* кривая скорости претерпевает разрыв, вследствие чего неизбежен удар, вредно действующий на механизм. Постоянство суммы радиусов-векторов, лежащих на одной прямой описываемого кулачка, позволяет при наличии двойного роликового толкателя исключить необходимость силового замыкания толкателя с кулачком. Механизм применяется для наматывания шпуль в швейных машинах.



Фиг. 942.

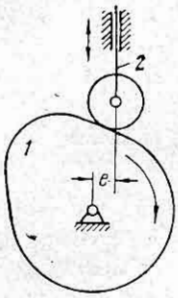


Фиг. 943.

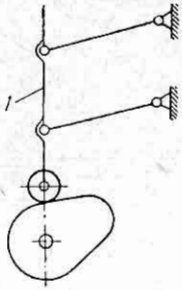
Фиг. 941. Кардиоидный механизм для наматывания шпуль в швейных машинах. Перемещение конца рычага *1* пропорционально углу поворота диска *2*.

Фиг. 942. Кардиоидный кулачок *a*, сообщающий ведомой детали движение с постоянной скоростью. Силовое замыкание толкателя с кулачком осуществляется с помощью груза.

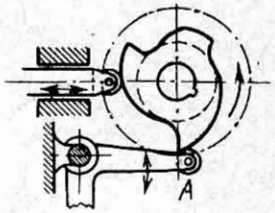
Фиг. 943. Кулачковый механизм с двойным роликовым толкателем, сообщающий тяге *II* возвратно-поступательное движение. Диаметр *D* кулачка *I* должен оставаться постоянным.



Фиг. 944.



Фиг. 945.

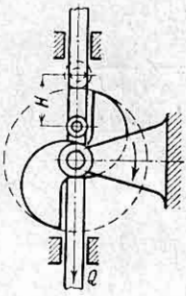


Фиг. 946.

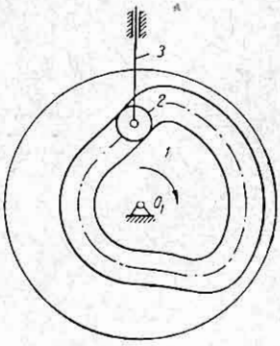
Фиг. 944. Схема кулачкового механизма с роликовым толкателем, в котором между кулачком *1* и роликом 2 имеет место трение качения. Перемещение толкателя определяется относительным расположением центра ролика и кулачка. Радиус ролика не должен превышать радиуса кривизны любой точки теоретического профиля кулачка, в противном случае ведомое звено на отдельных участках не сможет выполнить заданный закон движения.

Фиг. 945. Кулачковый механизм. Шатун *1* является толкателем кулачкового механизма и ведущим звеном при кинематическом анализе четырехзвенного механизма.

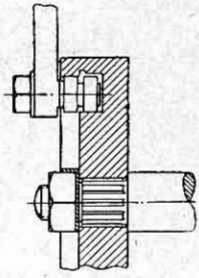
Фиг. 946. Плоский кулачок с роликовым толкателем и качающимся рычагом *A*.



Фиг. 947.



Фиг. 948.

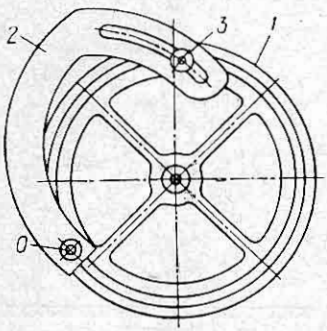


Фиг. 949.

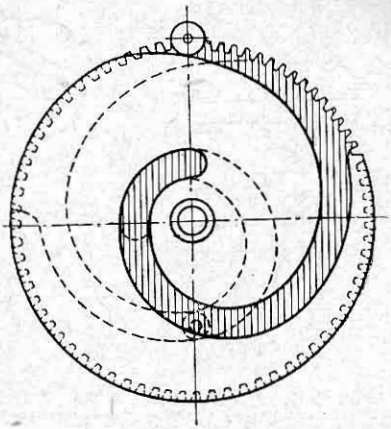
Фиг. 947. Параболический кулачок. За один оборот кулачка толкатель совершает два двойных хода *H*. Обратный ход — под действием силы *Q*.

Фиг. 948. Пазовый кулачок *1* с постоянным соприкосновением элементов кинематической пары (с двусторонне действующей связью). Применим только для механизмов с толкателем *3*, снабженным роликом *2*, перемещающимся в пазу, очерченном двумя эквидистантами.

Фиг. 949. Конструкция пазового кулачка и ролика толкателя, которая исключает возможность скольжения ролика и его реверсирования во время изменения направления движения толкателя.



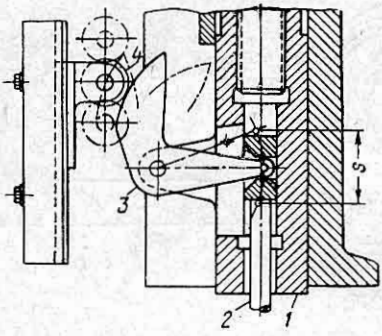
Фиг. 950.



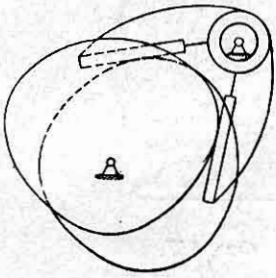
Фиг. 951.

Фиг. 950. Кулачок с суммируемым профилем. Деталь *2* поворачивается относительно оси *O* и фиксируется гайкой *3*. Диск *1* определяет r_{min}.

Фиг. 951. Кулачковый механизм. Пазы для роликов толкателя сделаны с обеих сторон кулачка, причем профиль паза подобран так, что перед выходом одного ролика из паза второй ролик, расположенный с другой стороны кулачка, входит в соответствующий паз. Полный цикл заканчивается за два оборота кулачка. Обратный ход осуществляется изменением направления вращения кулачка.



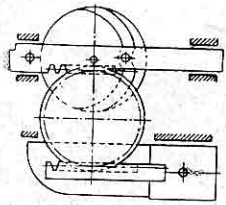
Фиг. 952.



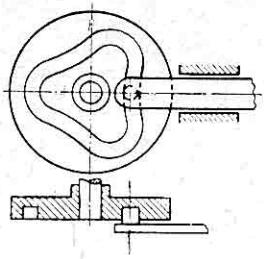
Фиг. 953.

Фиг. 952. Выталкиватель, встроенный в ползун многошпиндельного пресса. В отверстии ползуна *1* установлена штанга *2*, которая кинематически связана с кулачком *3*. Ось вращения кулачка установлена на ползуне. При перемещении ползуна кулачок *3* встречается с неподвижным роликом *4*, поворачивается и штангой *2* выталкивает изделие. Кронштейн с роликом *4* может перемещаться и фиксироваться в заданном положении.

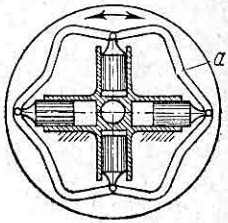
Фиг. 953. Кулачковый механизм с двусторонним замыканием плоского коромысла.



Фиг. 954.



Фиг. 955.

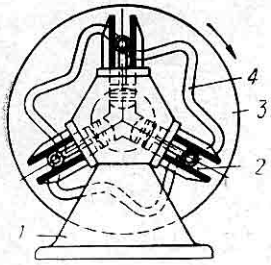


Фиг. 956.

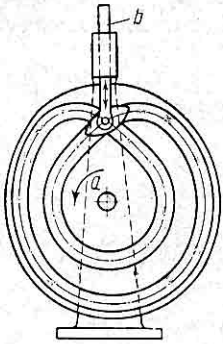
Фиг. 954. Кулачковый механизм с двумя толкателями, кинематически связанными между собой зубчатым колесом.

Фиг. 955. Пазовый кулачок, сообщающий тяге с роликом возвратно-поступательное движение по сложному закону. С помощью паза устанавливается двусторонне действующая связь или производится кинематическое замыкание.

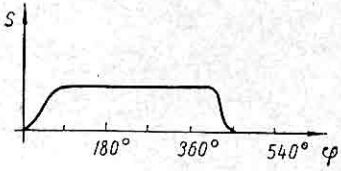
Фиг. 956. Бескривошипный поршневой двигатель. Шайба *a* с криволинейным пазом закреплена на валу двигателя; в пазах скользят пальцы, соединенные с поршнями, попарно сближающимися и удаляющимися.



Фиг. 957.



Фиг. 958.

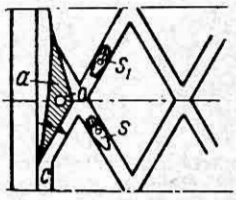


Фиг. 959.

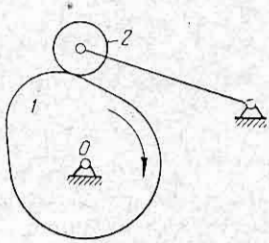
Фиг. 957. Механизм для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное и наоборот. В неподвижной стойке *1* имеются три отверстия для поршней. Шток поршня заканчивается роликом *2*, который перемещается между направляющими, а выступающая часть его (палец) заходит в паз *4* маховика *3*.

Фиг. 958—959. Пазовый кулачок *a* с пазом, представляющим собой пересекающуюся кривую. За два оборота кулачка ведомое звено *b* совершает полный цикл движения. Вместо ролика механизм снабжен «корабликом», очерченным двумя дугами окружности. Диаграмма $s=f(\varphi)$ показана на фиг. 959.

Фиг. 960. Переводная стрелка к механизму схемы фиг. 1023. На конце нарезки помещена стрелка *a*, свободно вращающаяся с небольшим трением на оси *o*. Когда ползунок *S* доходит до конца нарезки, он поворачивает стрелку *a* и заходит в кольцевую прорезь *c*; после одного оборота цилиндра ползунок *S* переводит обратно стрелку *a* в прежнее положение, указанное на фигуре; после второго оборота цилиндра он заходит во вторую нарезку (положение S_1).



Фиг. 960.



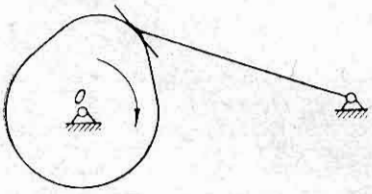
Фиг. 961.

Фиг. 961. Схема кулачкового механизма с коромыслом. При выборе радиуса ролика *2* необходимо соблюсти условие

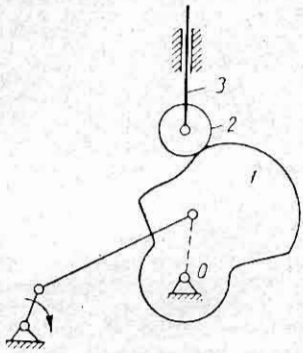
$$R \leqslant 0{,}8\rho_{min},$$

где R — радиус ролика;

ρ_{min} — минимальный радиус кривизны теоретического профиля кулачка *1*.



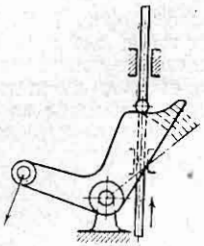
Фиг. 962.



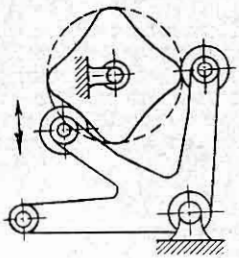
Фиг. 963.

Фиг. 962. Кулачковый механизм с коромыслом, в котором элементом кинематической пары служит плоскость.

Фиг. 963. Схема кулачкового механизма с качающимся кулачком *1* и роликовым толкателем *3* (*2* — ролик).



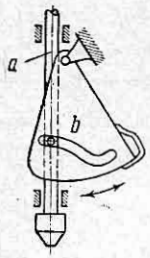
Фиг. 964.



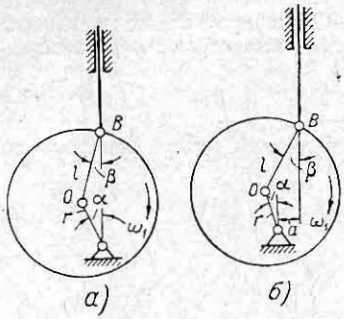
Фиг. 965.

Фиг. 964. Механизм с качающимся кулачком, встречающийся в механизмах клапанного распределения. Привод кулачка на чертеже не показан.

Фиг. 965. Схема, аналогичная фиг. 943, в которой штанга заменена рычагом.



Фиг. 966.



Фиг. 967.

Фиг. 966. Качающийся пазовый кулачок, сообщающий поступательно-возвратное движение стержню *a* профилем направляющего паза *b*.

Фиг. 967. Кулачковый механизм, состоящий из круглого эксцентрика, заменяющим механизмом которого является: для случая *а* нормальный кривошипно-шатунный механизм с постоянной длиной кривошипа r и шатуна l; для случая *б* — кривошипно-шатунный механизм со смещенным направлением движения центра пальца поршня.

Перемещения s_B от верхнего крайнего положения могут быть определены аналитически по формуле:
для случая *а*

$$s_B = (r+l) - r\cos\alpha - l\sqrt{1-\frac{r^2}{l^2}\sin^2\alpha};$$

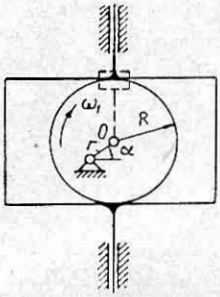
для случая *б*

$$s_B \approx \sqrt{(r+l)^2 - a^2} - r\cos\alpha - l + \frac{r^2}{2l}\sin^2\alpha + \frac{ra\sin\alpha}{l} + \frac{a^2}{2l}.$$

Скорость и ускорение для обоих случаев:

$$v_B = \omega_1 r\,(\sin\alpha + \cos\alpha\,\mathrm{tg}\,\beta); \quad \mathrm{tg}\,\beta = \frac{r\sin\alpha + a}{l\sqrt{1-\left(\frac{r\sin\alpha+a}{l}\right)^2}};$$

$$j_B = \omega_1^2 r\left(\cos\alpha + \frac{r\cos^2\alpha}{l\cos^3\beta} - \sin\alpha\,\mathrm{tg}\,\beta\right).$$



Фиг. 968.

Фиг. 968. Кулачковый механизм, в котором эксцентрик заключен в рамке между двумя параллельными прямыми.

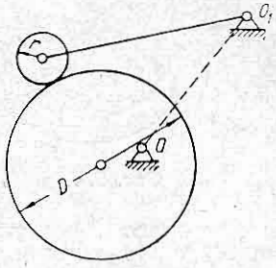
Заменяющий механизм — прямолинейно движущаяся кулиса.

Формулы перемещений, скоростей и ускорений ведомого звена определяются из выражений:

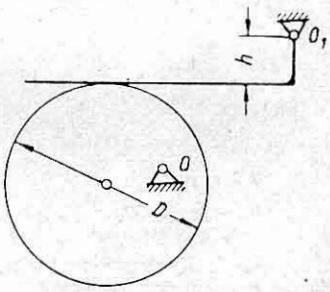
$$s = r\sin\alpha;$$

$$v = \omega_1 r\cos\alpha;$$

$$j = -\omega_1^2 r\sin\alpha.$$



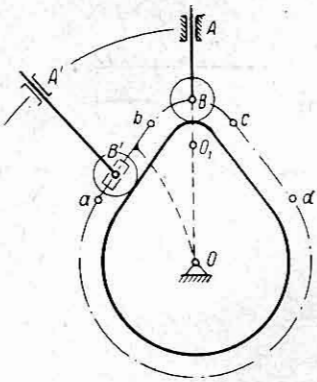
Фиг. 969.



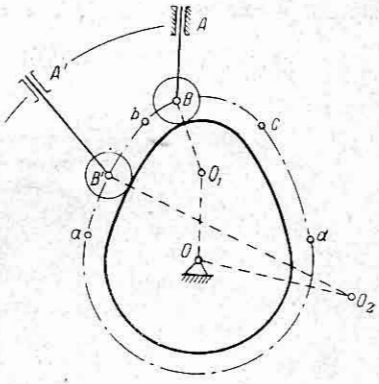
Фиг. 970.

Фиг. 969. Круглый эксцентрик с коромыслом, снабженным роликом.

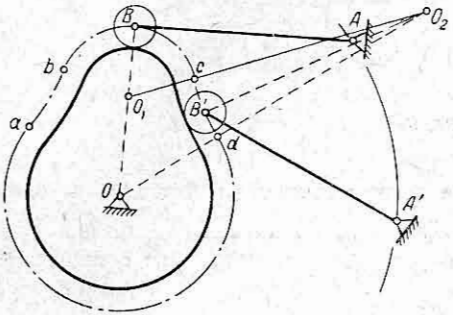
Фиг. 970. Круглый эксцентрик с плоским коромыслом и смещенной осью качания.

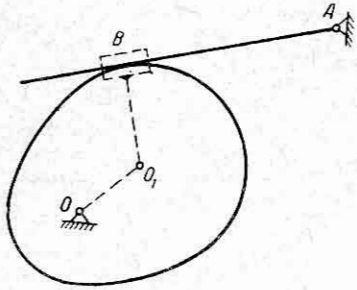


Фиг. 971.

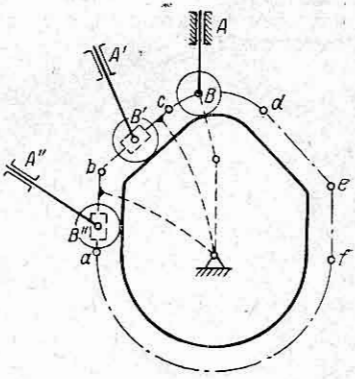


Фиг. 972.



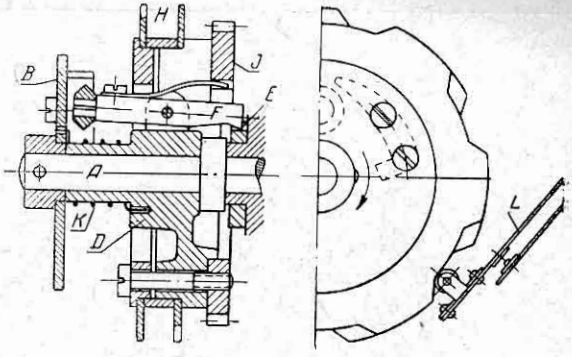


Фиг. 973.



Фиг. 974.

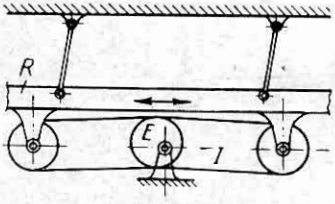
Фиг. 971—974. Кулачки механизмов распределения двигателей внутреннего сгорания. Очерчены сопряженными линиями: фиг. 971 и 974 — дугами окружностей и отрезками прямых; фиг. 972 и 973 — сопряженными дугами окружностей. При анализе механизмов следует заменять кулачковые механизмы соответствующими стержневыми механизмами (на фигурах показаны пунктиром). В точках сопряжения кривых, отмеченных на фигурах кружками, возможна замена двумя механизмами, что соответствует точке заострения кривой скоростей и разрыву в соответствующей точке кривой ускорений.



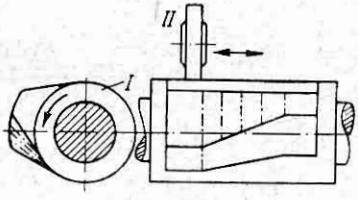
Фиг. 975.

Фиг. 975. Кулачковый распределительный механизм указателя уровня воды. Ось *A* вращается в зависимости от уровня воды вместе с диском *B*, несущим наклонно расположенную направляющую.

Втулка *D*, удерживаемая собачкой *F*, входящей в паз *E*, вращается, если ролик на левом конце собачки будет отжат направляющей диска *B*. Собачка выйдет из паза *E* и под действием пружины *K* втулка *D* вместе с колесом *J* и кулачковым диском *H* с шестью вырезами повернется на угол 120°, замкнув пружинный контакт *L*. За один оборот диска контакт замкнется 6 раз.



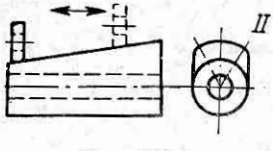
Фиг. 976.



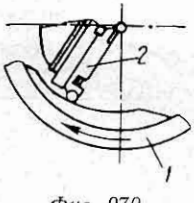
Фиг. 977.

Фиг. 976. Вибрирующий грохот с приводом от эксцентрика *E*. Упругий ремень, дважды переброшенный через эксцентрик, выполняет роль демпфера. Желоб грохота *R* подвешивается на шарнирных стержнях или плоских пружинах.

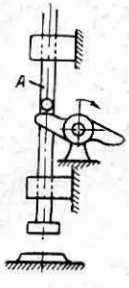
Фиг. 977. Цилиндрический кулачок *I* с переменным рабочим профилем. Для изменения характера движения и фазового угла ведомый ролик *II* передвигают вдоль оси кулачка.



Фиг. 978.



Фиг. 979.

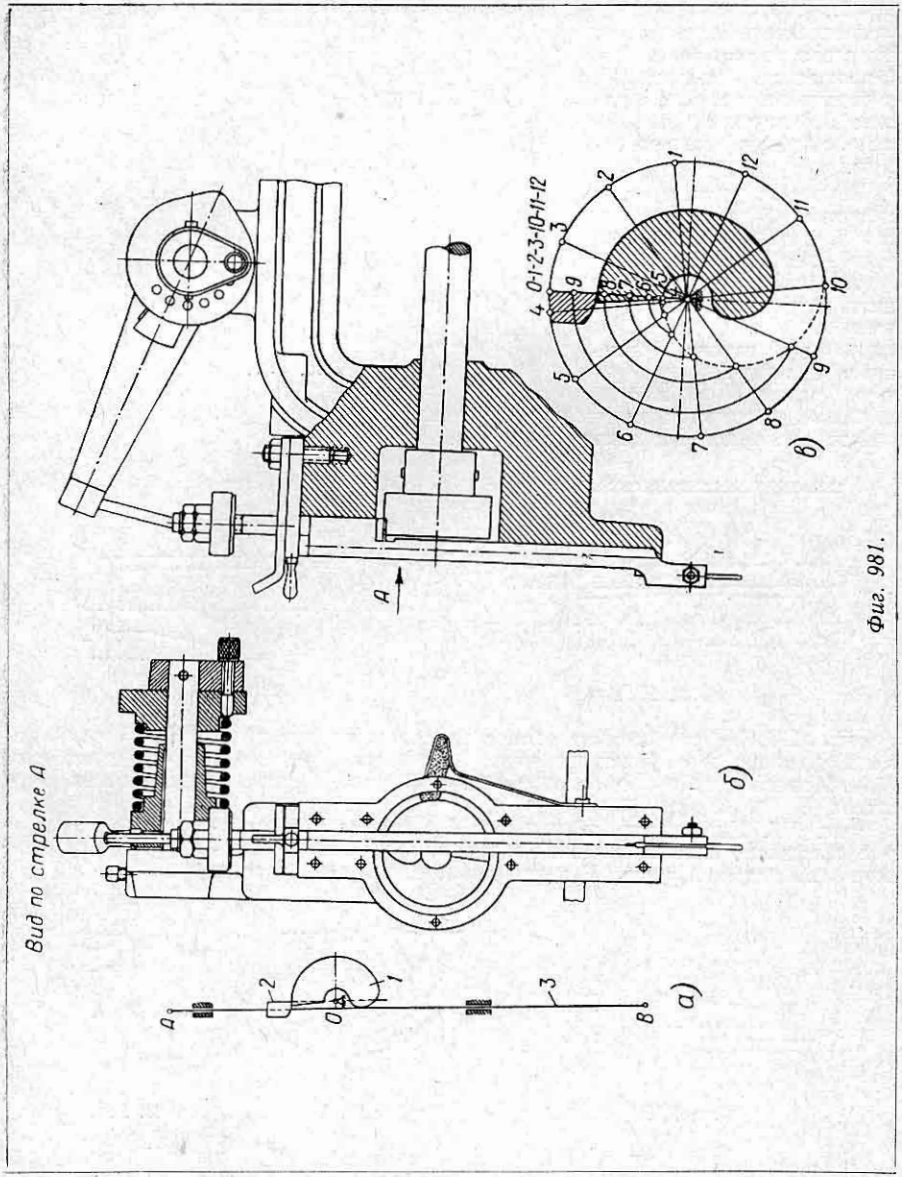


Фиг. 980.

Фиг. 978. Цилиндрический кулачок *II* с переменной высотой. Величину рабочего хода изменяют передвижением ведомого ролика вдоль кулачка.

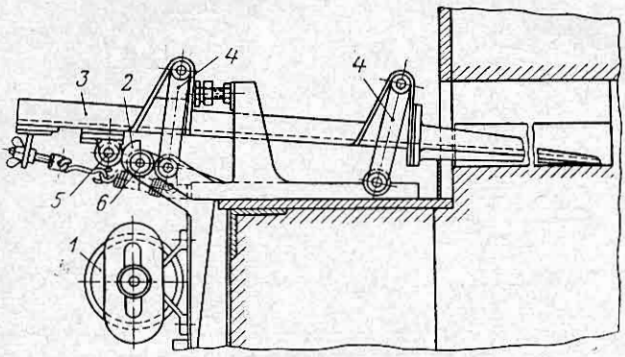
Фиг. 979. Кулачковый механизм. Кулачок *1* с внутренним профилем, вращаясь по часовой стрелке, передает движение толкателю *2*.

Фиг. 980. Вращающийся кулачковый рычаг, сообщающий поступательное движение тяге *A* в одном направлении. Обратное движение тяги происходит под действием силы тяжести.



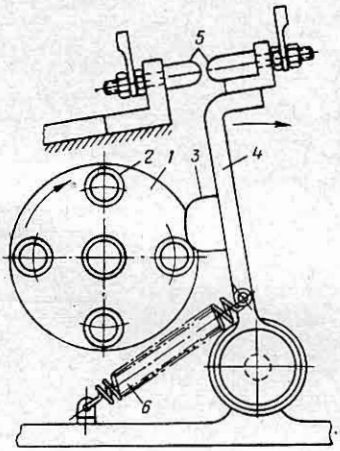
Фиг. 981.

Фиг. 981. Кулачковый механизм молотка гвоздезабивной обувной машины. *а* — схема кулачкового механизма. Кулачок *1* вращается относительно оси *О* по часовой стрелке. Толкатель *2* жестко связан со штангой *3* молотка. *б* — конструктивная схема механизма молотка; *в* — разметка траектории точки толкателя



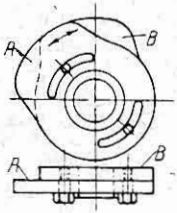
Фиг. 982.

Фиг. 982. Механизм для загрузки деталей в нагревательную печь. От двигателя *1* посредством цепной передачи движение передается на вал с кулачком *2*. К желобу *3*, который подвешен на коромыслах *4*, прикреплен ролик *5*. Постоянный контакт между роликом и кулачком создается пружиной *6*. За каждый оборот кулачка детали, расположенные на желобе, перемещаются вправо вследствие удара, который возникает при резком переходе ролика с большего радиуса профиля кулачка на меньший.

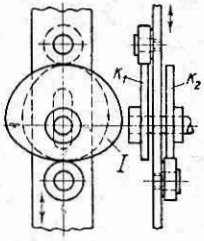


Фиг. 983.

Фиг. 983. Асинхронный механический прерыватель для шовной сварки. На диске *1*, получающем вращение от асинхронного двигателя через редуктор, установлены ролики *2*. Кулачок *3*, прикрепленный к коромыслу *4*, отклоняется роликами *2*, и контакты *5* размыкаются. Пружина *6* замыкает контакты *5* в тот период, когда кулачок *3* не отжимается роликом.



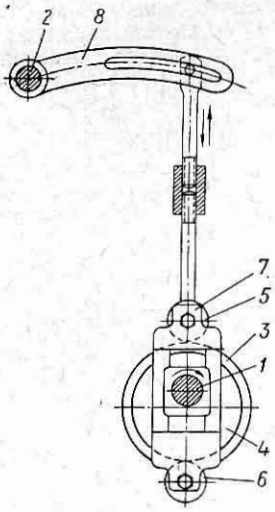
Фиг. 984.



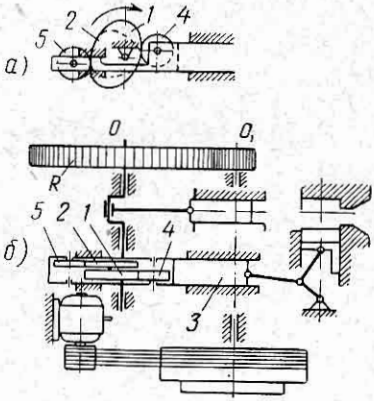
Фиг. 985.

Фиг. 984. Раздвижной кулачок, состоящий из двух частей *A* и *B*, применяемый для изменения фаз движения ведомого звена в определенных пределах.

Фиг. 985. Двойной кулачок, в котором геометрическое замыкание осуществляется с помощью особого замыкающего кулачка K_2. Ведущим служит кулачок K_1. Профиль замыкающего кулачка определяется из условия постоянства «диаметра» кулачка.



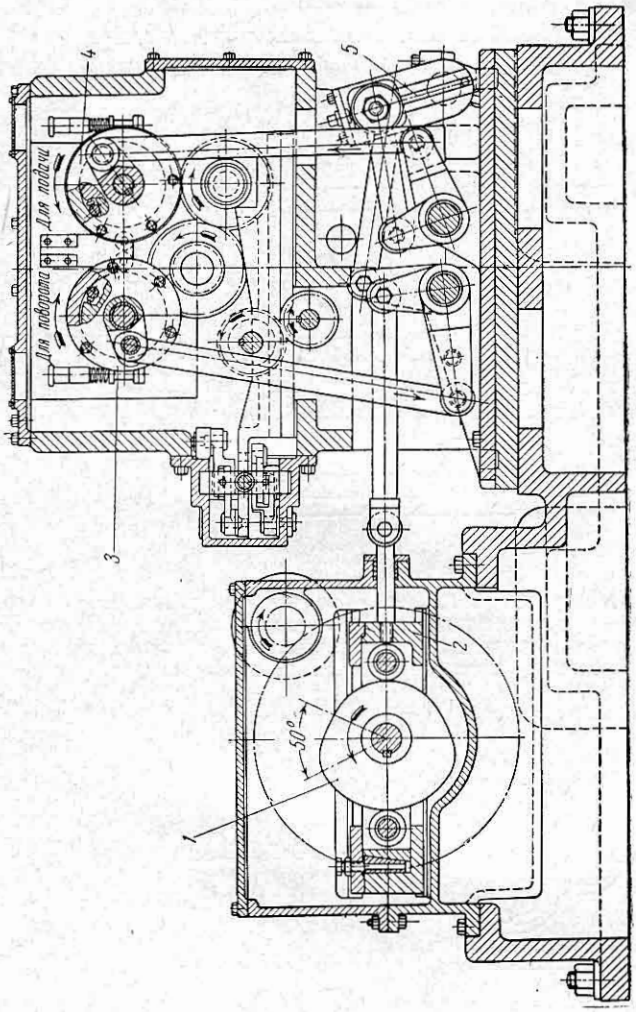
Фиг. 986.



Фиг. 987.

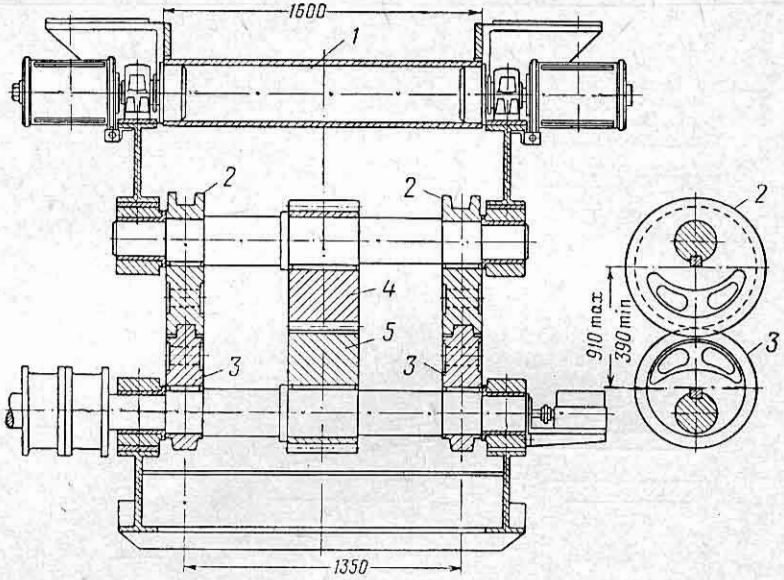
Фиг. 986. Механизм качания гребенок ткацкой машины. На валу *1* закреплены два эксцентрика *3* и *4*, к которым прижаты ролики *5* и *6* шатуна *7*. Механизм дает плавное качание коромыслу *8* и соответственно валу *2* гребенок при повышенном числе оборотов (220÷250 об/мин).

Фиг. 987. Кинематическая схема горизонтально-ковочной машины. На коленчатом валу, приводимом в движение от двигателя через ременную и зубчатую передачи, установлены два геометрически замкнутых кулачка *1* и *2* (схема *а*). Движение ползуну *3* (схема *б*) в правую сторону передается от кулачка *1* через ролик *4*, в левую — от кулачка *2* через ролик *5*.



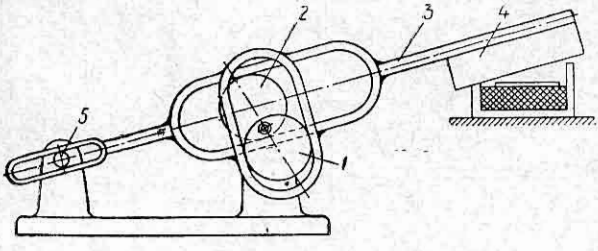
Фиг. 988.

Фиг. 988. Механизм для подачи и поворота трубы стана холодной прокатки труб. Фазовые углы геометрически замкнутого кулачка *1* механизма подачи трубы, соответствующие перемещению рамки *2* направо и налево, равны 50°. От рамки *2* через систему рычагов движение передается муфтам обгона *3* и *4*. Муфта обгона *3* посредством системы зубчатых колес (на чертеже не показаны) передает движение переднему и заднему патронам трубы. Муфта обгона *4* передает движение механизму подачи трубы с передним патроном. Винтом *5* регулируется угол поворота муфты обгона *4*.

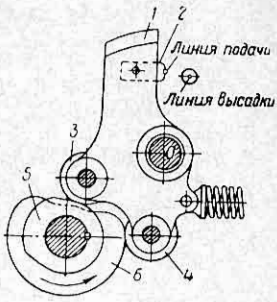


Фиг. 989.

Фиг. 989. Эксцентриковый механизм подъемно-качающегося стола. Подъем и опускание стола *1* осуществляются двумя парами эксцентрично установленных катков *2* и *3*, которые приводятся в движение зубчатыми колесами *4* и *5*. Эксцентриситет зубчатых колес равен эксцентриситету катков.



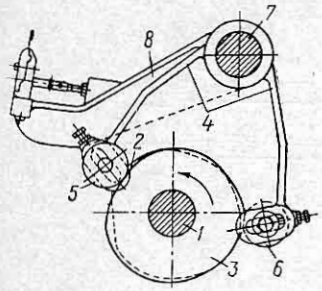
Фиг. 990.



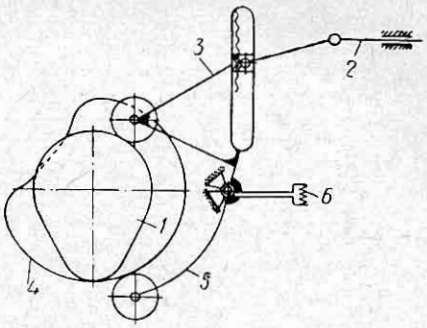
Фиг. 991.

Фиг. 990. Механизм ножа. На ведущем валу установлены два эксцентрика *1* и *2*, которые смещены на 180° и расположены в параллельных плоскостях. Направляющие кулисные рамки расположены под углом 90° и составляют одно целое со звеном *3*, к которому крепится нож *4*. С противоположной стороны ножа *4* звено *3* имеет направляющий паз; палец *5* неподвижен.

Фиг. 991. Механизм отрезки автомата для штамповки шариков. К рычагу *1*, который качается относительно оси *O*, прикреплен нож *2*. Кулачок *5*, соприкасаясь с роликом *3*, обеспечивает рабочий ход, а кулачок *6* с роликом *4* — обратный ход.



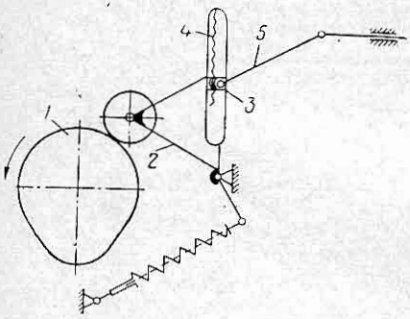
Фиг. 992.



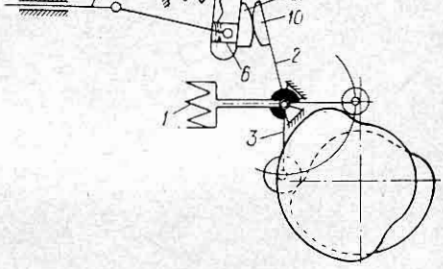
Фиг. 993.

Фиг. 992. Механизм движения игольницы вязальной машины с кинематически замкнутым кулачковым механизмом. На валу *1* жестко закреплены кулачки *2* и *3*, с которыми соприкасаются ролики *5* и *6* двуплечего рычага *4*. Профили кулачков *2* и *3* должны быть взаимно увязаны. Двуплечий рычаг *4* и кронштейн *8* игольницы закреплены жестко на валу *7*.

Фиг. 993. Механизм выталкивания двухударного холодновысадочного автомата. Геометрически замкнутый кулачок *1* передает движение толкателю *2* посредством коромысла *3* с кулисой. Ошибки профиля кулачков компенсируются пружиной *6*, обеспечивающей силовое замыкание механизма. *4* — обратный кулачок; *5* — ролик.



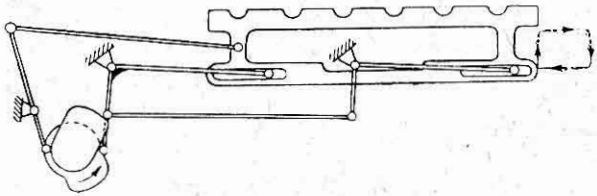
Фиг. 994.



Фиг. 995.

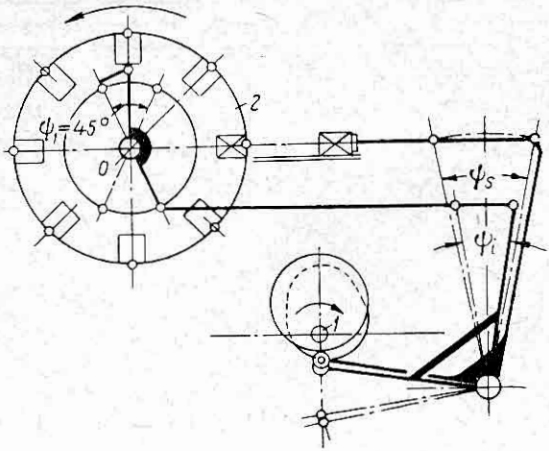
Фиг. 994. Кулачково-рычажный механизм выталкивания двухударного холодновысадочного автомата. Кулачок *1* сообщает движение подпружиненному коромыслу *2* с кулисой. Ползун *3*, положение которого регулируется винтом *4*, соединен с выталкивателем шатуном *5*.

Фиг. 995. Механизм выталкивания обрезного автомата. Сдвоенный кулачковый механизм с компенсирующей пружиной *1*, установленной между рычагами коромысел *2* и *3*, передает движение кулисе *4*. Винтом *5* регулируется положение ползунка *6* и соответственно ход толкателя *7*. Пружина *8* обеспечивает постоянный контакт между кулачками *9* и *10*.



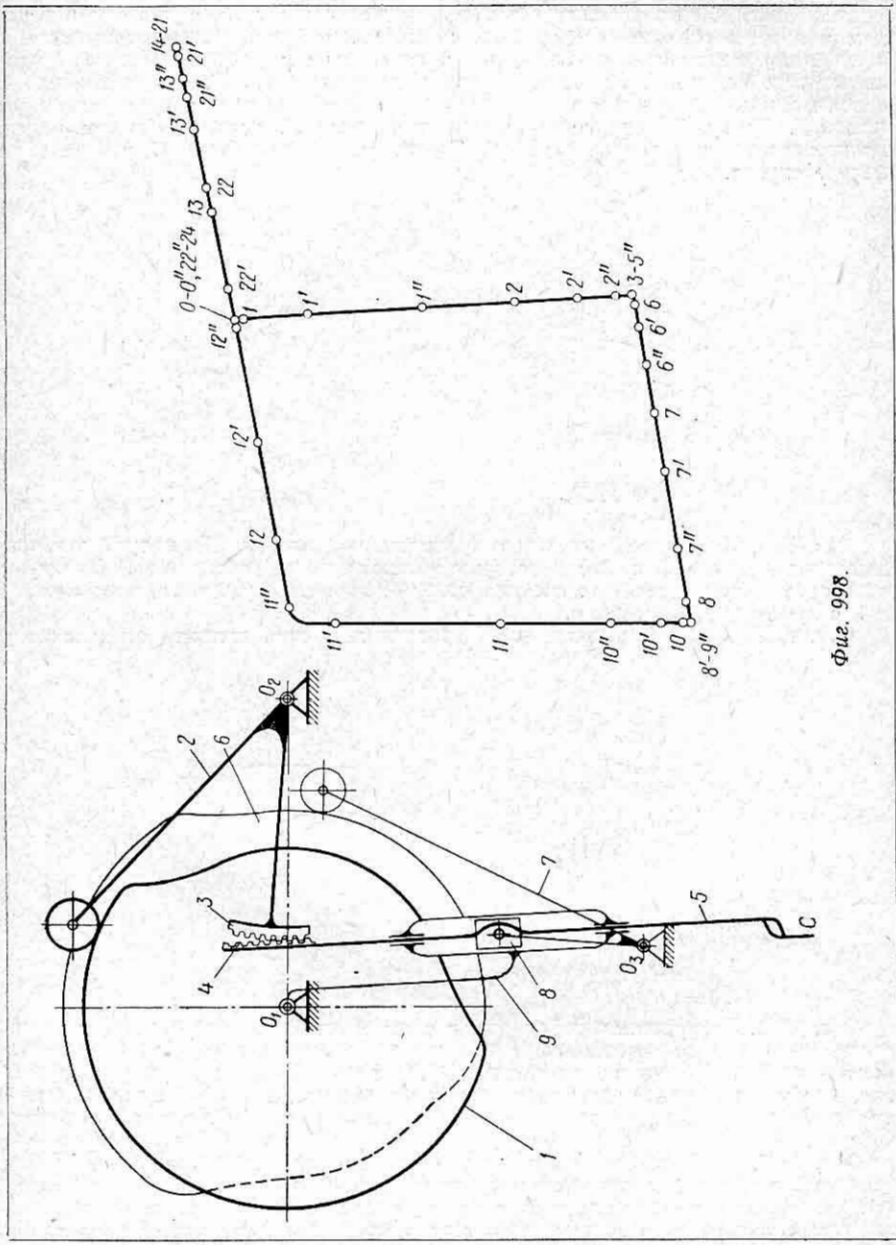
Фиг. 996.

Фиг. 996. Механизм для перемещения гребенки холодильника по замкнутой траектории, имеющей форму прямоугольника. Механизм применяется для транспортировки изделий. Две параллельно расположенные гребенки поочередно совершают возвратно-поступательное движение, перемещаясь одновременно вверх и вниз.



Фиг. 997.

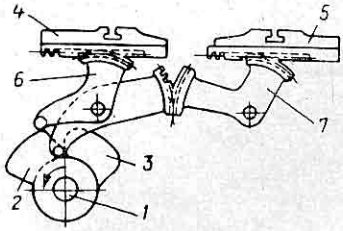
Фиг. 997. Механизм для упаковки с периодически вращающимся столом. На ведущем валу *1* закреплены два кулачка, приводящие в движение механизм поворота стола и механизм прессования. Поворот стола *2* относительно оси вала *O* осуществляется храповым механизмом.



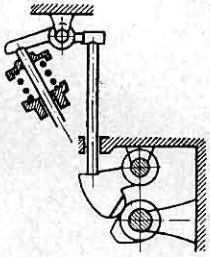
Фиг. 998.

Фиг. 998. Механизм шила обувной машины. Механизм выполняет прокол отверстия для шпильки и перемещает каблук на расстояние, равное шагу

шпиликования. Возвратно-поступательное движение шилу C (с выстоем в верхнем и нижнем положениях) сообщается кулачком *1* посредством коромысла *2* с зубчатым сектором *3*, находящимся в зацеплении с рейкой *4*. Рейка *4* прикреплена к штанге *5*, на которой устанавливается шило C. Направляющая *9* штанги *5* подвешена в точке O_1 и покачивается кулачком *6* посредством коромысла *7*. Ползун *8*, прикрепленный к коромыслу *7*, перемещается в рамке, прикрепленной к направляющей *9*. Траектория конца шила C показана на фигуре справа.



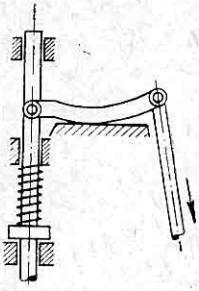
Фиг. 999.



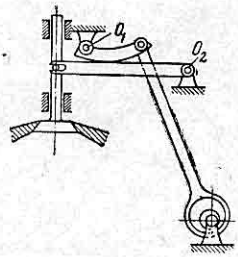
Фиг. 1000.

Фиг. 999. Кулачковый механизм перемещения салазок. На валу *1* установлены два кулачка *2* и *3* с некоторым относительным смещением. Движение передается последовательно: сначала столу *4*, затем столу *5* через коромысла *6* и *7* с зубчатыми сегментами.

Фиг. 1000. Система рычагов для передачи движения клапану от кулачка.



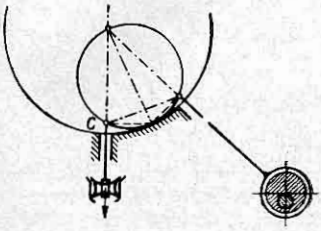
Фиг. 1001.



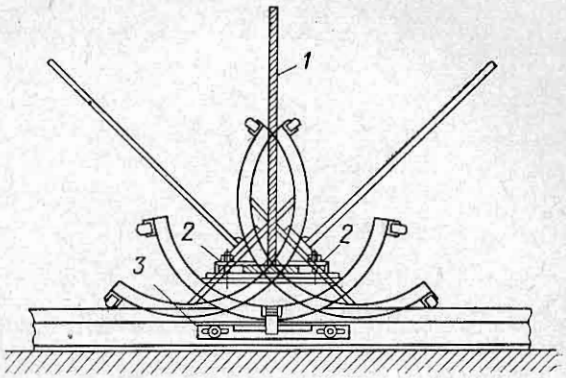
Фиг. 1002.

Фиг. 1001. Перекатывающийся рычаг с подвижной осью вращения. При перекатывании рычага по неподвижному основанию соотношение плеч изменяется. Перекатывающийся рычаг, заменяющий профильные кулачки, профилируется так, чтобы устранить скольжение между рычагами. Для этого необходимо, чтобы мгновенный центр относительного вращения всегда совпадал с точкой касания.

Фиг. 1002. Перекатывающийся рычаг с неподвижной осью вращения. Криволинейный рычаг перекатывается по прямолинейному рычагу. При чистом катании рычагов точка соприкосновения рычагов должна совпадать с мгновенным центром относительного вращения рычагов, лежащим в точке пересечения линии O_1O_2, соединяющей неподвижные оси вращения, с общей нормалью к сопряженным профилям в точке касания. Этому условию показанный механизм не удовлетворяет.



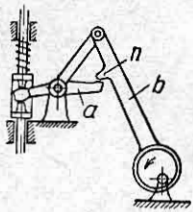
Фиг. 1003.



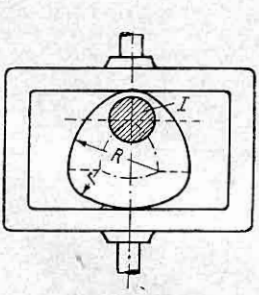
Фиг. 1004.

Фиг. 1003. Перекатывающийся рычаг, обкатывающийся по неподвижному основанию без трения. Точка *C* рычага движется прямолинейно, если радиус перекатывающегося рычага равен половине радиуса кривизны основания.

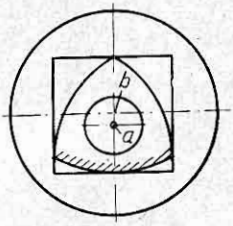
Фиг. 1004. Кантователь для поворота тавровой балки на 90°. Тавровая балка *1* укладывается на два или три башмака кантователя с цилиндрической подошвой и прикрепляется к ним струбцинами *2*. В среднем положении, когда балку укладывают или снимают, кантователь удерживается фиксатором *3*. Центр тяжести тавровой балки должен находиться несколько ниже центра дуги круга, по которой очерчена подошва башмака.



Фиг. 1005.



Фиг. 1006.



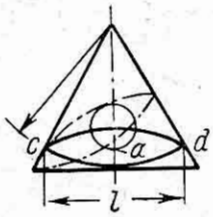
Фиг. 1007.

Фиг. 1005. Рычажный механизм привода клапана. Выступ *n* рычага *b*, описывая кривую, захватывает рычаг *a*, соединенный со штоком клапана.

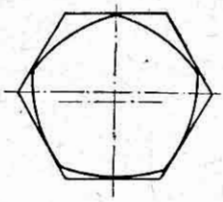
Фиг. 1006. Треугольный кулачок, очерченный дугами радиуса *R*. Рамке сообщается движение с остановками. Вершины треугольника скруглены радиусом *r*. Ход рамки равен *R*—*r*.

Фиг. 1007. Равносторонний криволинейный треугольный кулачок сопряжен с квадратной рамкой. При вращении центра *a* треугольника вокруг центра *b* квадрата или, наоборот, вершины треугольника скользят по стенкам паза.

Схема используется для сверления квадратных отверстий со скругленными вершинами с помощью трехперого сверла.



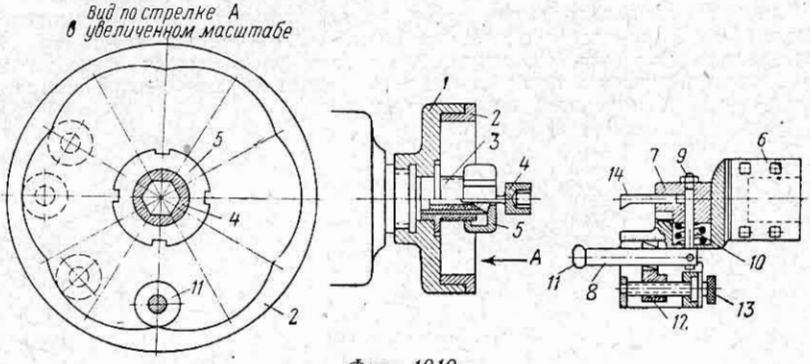
Фиг. 1008.



Фиг. 1009.

Фиг. 1008. Двойной круговой сегмент в треугольнике. Длина сегмента l равна высоте треугольника. При перемещении сегмента так, что его крайние точки c и d скользят по сторонам треугольника, центр сегмента описывает треугольник со сторонами, очерченными по дуге окружности.

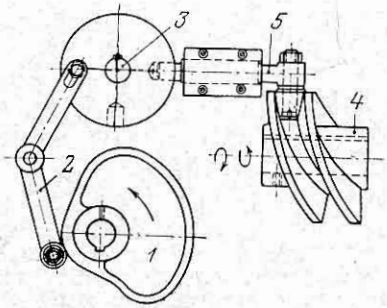
Фиг. 1009. Кулачок, представляющий собой правильный криволинейный пятигранник, вращающийся в шестиугольной рамке. Вершины пятиугольника скользят по стенкам рамки. Схема используется в механизме для сверления шестигранных отверстий.



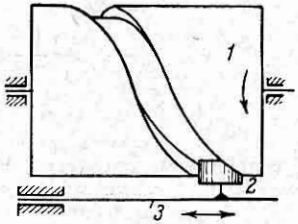
Фиг. 1010.

Фиг. 1010. Приспособление С. Ф. Юматова для расточки отверстий шестигранной формы на токарном станке. На шпинделе токарного станка устанавливается планшайба *1* с копиром *2* и цангой *3* для закрепления изделия *4* вращением гайки *5*. В резцедержателе *6* закрепляется вторая часть приспособления. Перемещение резцу *14*, закрепленному в ползуне *7* резцедержателя, сообщается тягой *8* болта *9*. Ролик *11* прижимается к профилю кулачка действием пружины *10*. Точка опоры для тяги *8* может перемещаться в корпусе гайки *12* посредством винта *13*.

Положение точки опоры для тяги *8* определяет ход резца *14* и соответственно размер растачиваемого шестигранника. При настройке приспособления ролик *11* должен коснуться поверхности копира, а резец *14* — поверхности отверстия обрабатываемой детали. Приспособление дает возможность обрабатывать шестигранные отверстия размером $s=6$ *мм* до $s=50$ *мм* на глубину 90 *мм*.



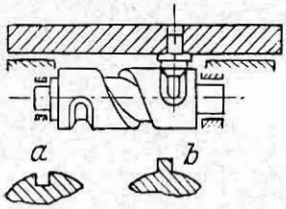
Фиг. 1011.



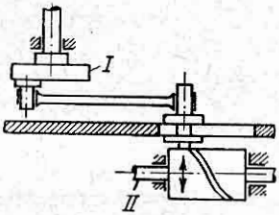
Фиг. 1012.

Фиг. 1011. Механизм поворота вала на 90° и фиксации. Кулачком *1* с двуплечим рычагом *2* осуществляется поворот вала *3*, а кулачком *4* с толкателем *5* — фиксация.

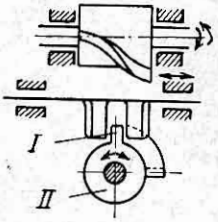
Фиг. 1012. Пространственный кулачковый механизм барабанного типа, в котором профиль расположен на боковой поверхности барабана *1*, а толкатель *3* с роликом *2* движется поступательно параллельно оси вращения барабана. Механизм находит применение в станках-автоматах. Профилировать следует на развертке среднего цилиндра, как и кулачок по фиг. 935.



Фиг. 1013.



Фиг. 1014.

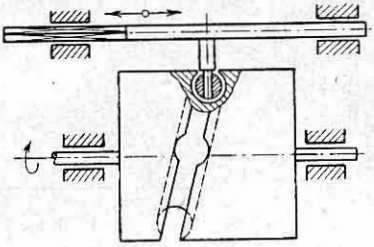


Фиг. 1015.

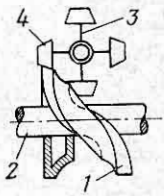
Фиг. 1013. Цилиндрический кулачок барабанного типа. Может быть выполнен с пазом (*a*) или с выступом (*b*).

Фиг. 1014. Кривошипно-шатунный механизм сообщает цилиндру, имеющему криволинейный паз на боковой поверхности, колебательное движение.

Фиг. 1015. Преобразование поступательно-возвратного движения направляющей *I* в качательное движение барабана *II*, снабженного выступом специального профиля.



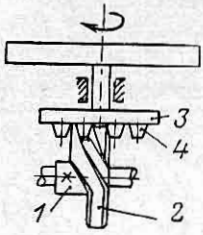
Фиг. 1016.



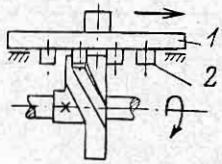
Фиг. 1017.

Фиг. 1016. Кулачковый механизм с канавкой торообразной формы. Вместо ролика кулачкового механизма по фиг. 1012 здесь используется шарик с отверстием для пальца на толкателе. Использование шарика вместо ролика дает возможность уменьшить влияние ошибок при изготовлении кулачков на работу механизма. Шарик заводится в паз через специальное уширение канавки.

Фиг. 1017. Кулачковый механизм. Кулачок *1* вращается относительно оси вала *2*. Ведомое звено *3* имеет форму крестовины со свободно вращающимися роликами *4*. Оси вращения ведущего и ведомого звеньев перекрещиваются. Передаточное отношение $i=4$.



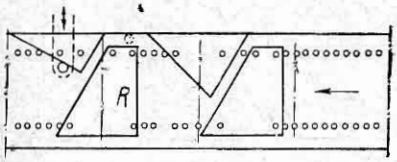
Фиг. 1018.

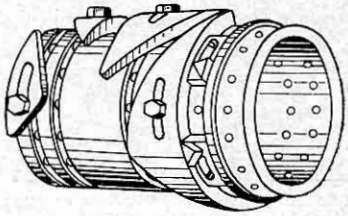


Фиг. 1019.

Фиг. 1018. Кулачково-цевочный механизм. На валу *1* закреплен кулачок *2* с пазом. Ведомому диску *3* с цевками *4* передается прерывистое вращение.

Фиг. 1019. Кулачково-цевочный механизм. Принцип действия такой же, как и по фиг. 1018. Ведомым звеном является рейка *1* с цевками *2*.



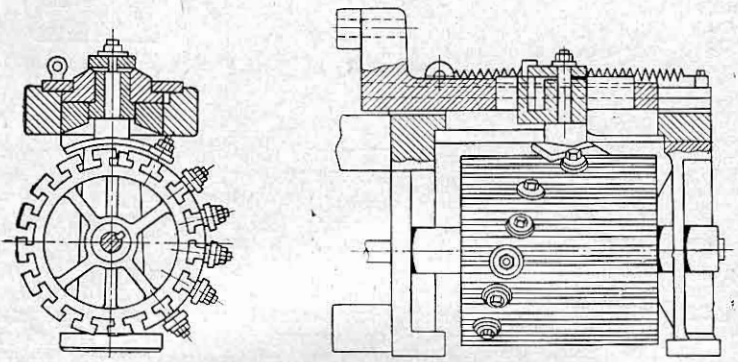


Фиг. 1020.

Фиг. 1020. Слева — пространственный кулачок барабанного типа, применяемый в станках-автоматах, показанный в развертке. Отдельные накладки *R*,

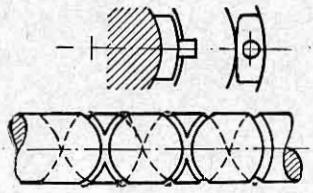
представляющие рабочую часть профиля кулачка, легко укрепляются и сменяются.

Справа — кулачок барабанного типа, развертка которого показана слева, «настраивающийся» на различные законы движения ведомого звена. Отсутствие переходных кривых вызывает удары и быстрый износ механизма.

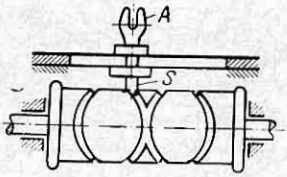


Фиг. 1021.

Фиг. 1021. Кулачок барабанного типа с роликами, устанавливаемыми в Т-образных пазах по образующим барабана. Ведомое звено отклоняется роликами, а силовое замыкание осуществляется пружинами.



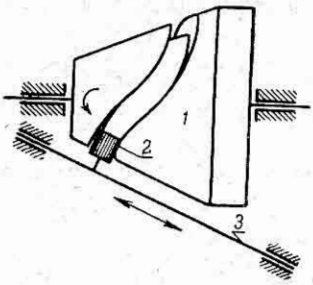
Фиг. 1022.



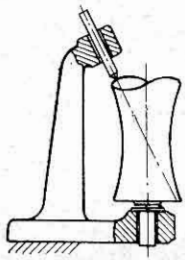
Фиг. 1023.

Фиг. 1022. Пространственный кулачковый механизм, выполненный в виде винта с двумя резьбами — правой и левой. В канавке нарезки скользит камень, соединенный с ведомой деталью.

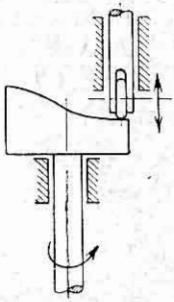
Фиг. 1023. Кулачковый механизм в виде встречных винтовых нарезок на общем цилиндре. При вращении цилиндра поводок *A*, палец *S* которого входит в углубление нарезки, движется в поступательно-возвратном направлении.



Фиг. 1024.



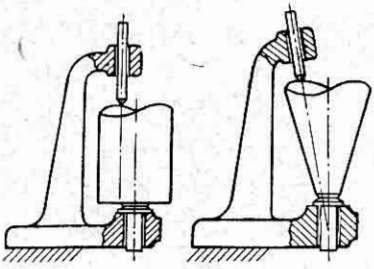
Фиг. 1025.



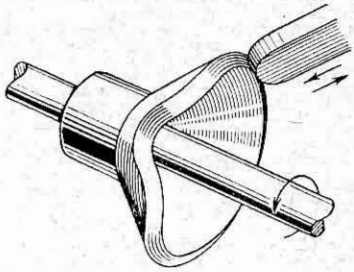
Фиг. 1026.

Фиг. 1024—1025. Пространственный кулачковый механизм с коническим барабаном *1*, в котором толкатель *3* перемещается в направлении образующей конуса. Профилирование следует производить, как и для кулачка по фиг. 933, вращающегося в пределах угла развертки конуса. R_{min} равен минимальной длине образующей. Механизм следует рассматривать как частный случай гиперболического кулачка (фиг. 1025), профиль средней линии которого вычерчен на поверхности гиперболоида вращения.

Фиг. 1026. Кулачковый механизм барабанного типа с рабочей поверхностью на торце кулачка.



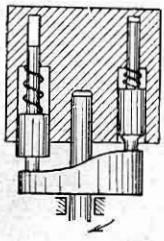
Фиг. 1027.



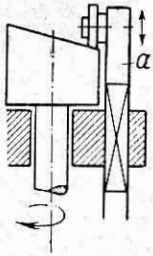
Фиг. 1028.

Фиг. 1027. Частные случаи гиперболического кулачка для преобразования вращательного движения в поступательное.

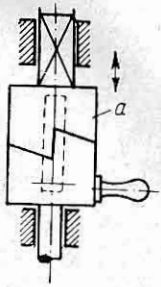
Фиг. 1028. Кулачковый механизм с рабочей поверхностью на торце конусной шайбы.



Фиг. 1029.



Фиг. 1030.

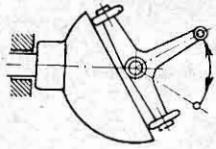


Фиг. 1031.

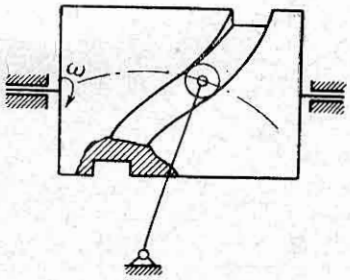
Фиг. 1029. Привод поршней с помощью торцевого кулачка.

Фиг 1030. Лобовой кулачок; *а* — ведомая деталь, шарнирно связанная с роликом.

Фиг. 1031. Двойной лобовой клин, сообщающий движение детали *а* поворотом рукоятки вручную.



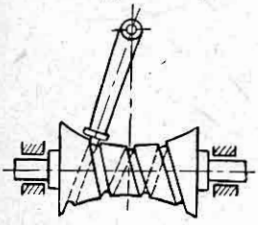
Фиг. 1032.



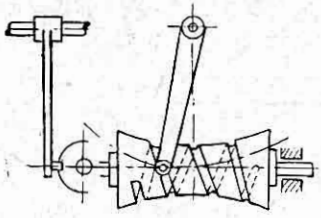
Фиг. 1033.

Фиг. 1032. Торцевой кулачок с качающимся рычагом, представляющий плоскую шайбу, насаженную на ось не под прямым углом.

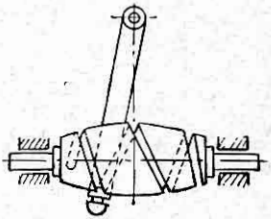
Фиг. 1033. Пространственный кулачковый механизм с кулачком барабанного типа и качающимся ведомым звеном. Профилирование следует производить как для кулачка с поступательно движущимся толкателем и ведомым коромыслом (фиг. 932).



Фиг. 1034.

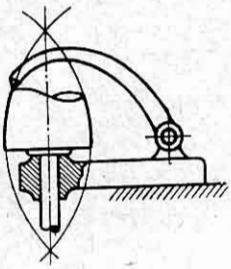


Фиг. 1035.

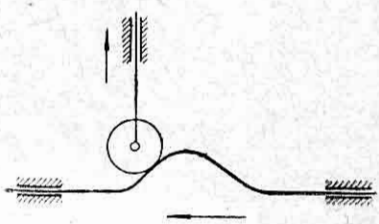


Фиг. 1036.

Фиг. 1034—1036. Глобоидальные кулачки с различным расположением ролика качающегося коромысла — сверху, сбоку, снизу.



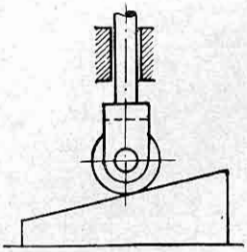
Фиг. 1037.



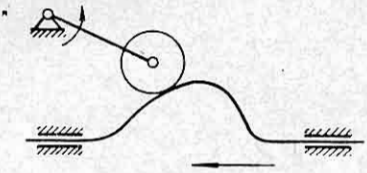
Фиг. 1038.

Фиг. 1037. Глобоидальный торцевой кулачок для передачи движения между взаимно перпендикулярными скрещивающимися осями.

Фиг. 1038. Поступательно движущийся кулачок с прямолинейно движущимся толкателем.



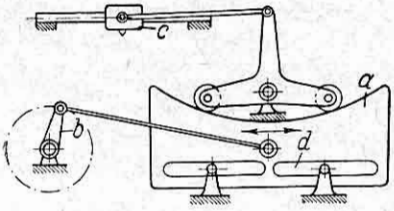
Фиг. 1039.



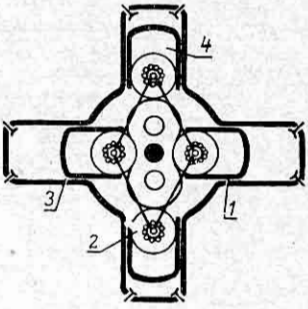
Фиг. 1040.

Фиг. 1039. Односторонний клин с углом, меньшим угла трения. Подушка штока заменена роликом.

Фиг. 1040. Поступательно движущийся кулачок с качающимся толкателем.



Фиг. 1041.

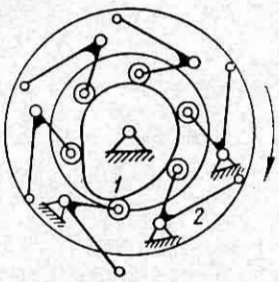


Фиг. 1042.

Фиг. 1041. Преобразование вращательного движения кривошипа *b* в возвратно-поступательное ползушки *c*. Подбором профиля кулачка *a* и смещением его по направляющим *d* можно получить различные законы движения ведомой ползушки *c*.

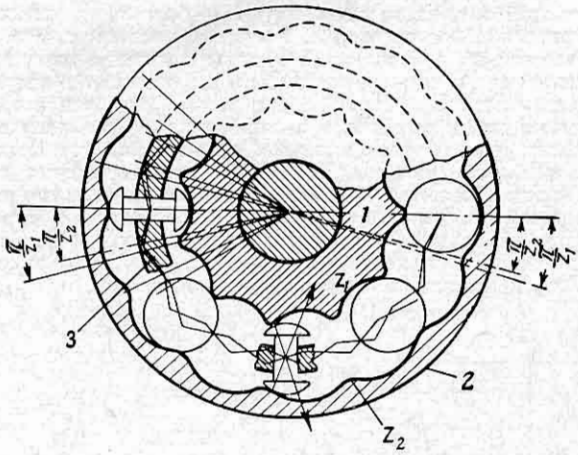
Фиг. 1042. Кулачковый двигатель. Пропеллерный вал несет кулачок, очерченный по кривой в виде восьмерки, воздействующей с помощью роликов на

четыре поршня. Кинематическое замыкание осуществлено с помощью тяг, образующих ромб. При движении поршней *1* и *3* от центра поршни *2* и *4* благодаря тягам сближаются и наоборот. За один оборот кулачка совершаются все четыре такта и, кроме того, попарное движение поршней уравновешивает силы инерции. Недостатком двигателя является его большой износ.



Фиг. 1043.

Фиг. 1043. Кулачковый механизм, использованный в механизме картофелекопалки. Кольцо *2*, несущее оси качающихся рычагов, соприкасающихся посредством роликов с кулачком, вращается относительно неподвижного кулачка *1*. Лопаты, укрепленные на свободных концах коленчатых рычагов, поочередно производят копку.



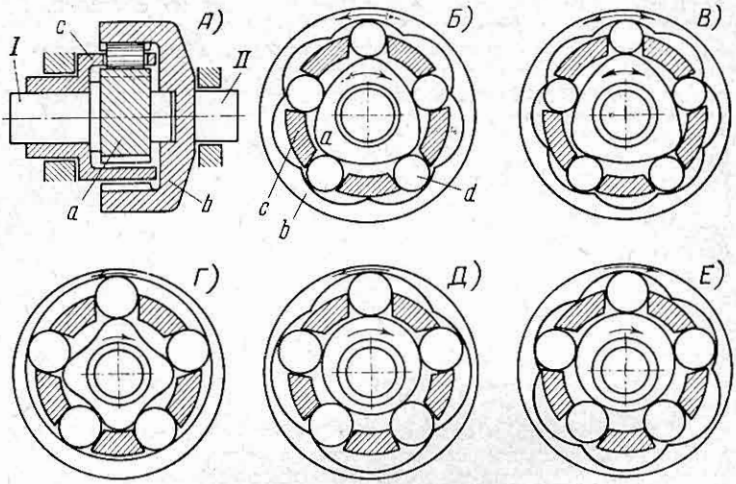
Фиг. 1044.

Фиг. 1044. Кулачковый дифференциал, состоящий из трех соосно вращающихся звеньев: звездочки *1*, водила *3*, несущего ролики, и внешнего обода *2* с выступами и впадинами.

Передаточное число редуктора

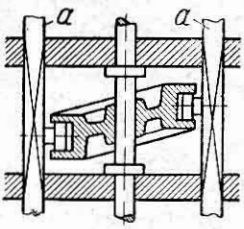
$$i_{12} = -\frac{z_2}{z_1}.$$

Число роликов $z = \frac{z_1 + z_2}{k}$ должно быть кратно сумме чисел z_1 выступов звездочки и z_2 обода.

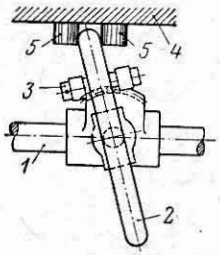


Фиг. 1045.

Фиг. 1045. Роликовая передача. На ведущем валу *I* укреплена криволинейная кулачковая шайба *a*, на ведомом валу *II* — барабан *b*, имеющий с внутренней стороны криволинейное очертание. Ролики *d* расположены в прорезях обоймы *c*. При вращении вала *I* ролики сообщают вращение внешнему барабану *b*. Любая из деталей *a*, *b* или *c* может быть неподвижной, ведущей или ведомой. Роликовые механизмы применяются только как редукторы, так как в случае применения их в качестве мультипликаторов они получаются самотормозящимися. Если число роликов равно сумме криволинейных поверхностей на деталях *a* и *b* или кратно ей, то направление вращения ведомого и ведущего валов противоположно (*Г*, *Д*). Если число роликов равно разности или числу, кратному разности криволинейных поверхностей деталей *a* и *b*, то ведомый и ведущий валы вращаются в одну сторону (*Е*). Число и форма криволинейных участков на детали *a* могут быть выбраны произвольно. Кривые детали *b* определяются кинематическим построением.



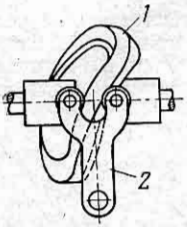
Фиг. 1046.



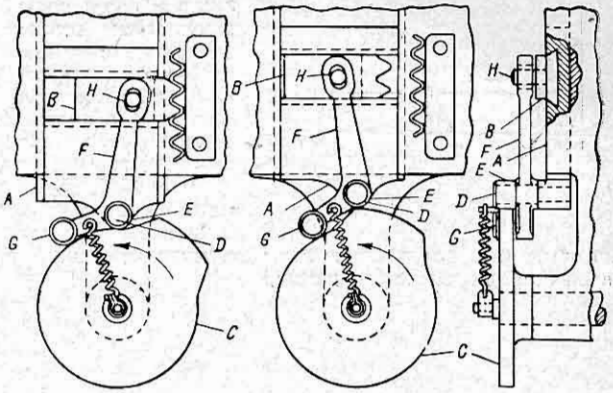
Фиг. 1047.

Фиг. 1046. Косая шайба. На внешней боковой части шайбы имеется канавка, в которую заходят ползуны или ролики штанг *a*, совершающих прямолинейно-возвратное движение. Схема часто применяется в многоплунжерных насосах.

Фиг. 1047. Механизм с косой шайбой. На валу *1* устанавливается круглая шайба *2*, угол наклона которой регулируется винтом *3*. Ведомое звено *4* с двумя штифтами *5* получает прямолинейно-возвратное движение. Величина перемещения звена *4* зависит от угла наклона шайбы.



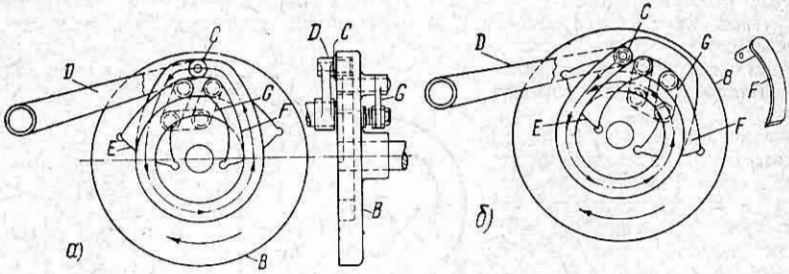
Фиг. 1048.



Фиг. 1049.

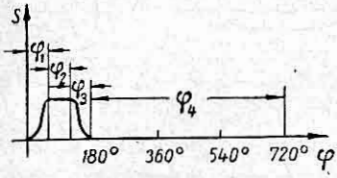
Фиг. 1048. Кулачковый механизм. Кулачок *1* выполнен в виде фасонной шайбы, коромысло *2* имеет два ролика.

Фиг. 1049. Кулачковый механизм, применяемый в приспособлении для гофрирования железных полос. От кулачка *C* движение передается посредством роликов *D* и *G* коленчатому рычагу *F* с осью качания *E* на ползушке *A*, перемещающейся в направляющих в виде ласточкина хвоста станины. Ползушка *A* имеет поперечный паз, в котором движется пуансон *B*, связанный штифтом *H* с рычагом *F*. Поворотом кулачка *C* ролик *D* с помощью рычага *F* передвинет пуансон *B* в исходное положение влево, а ползушка *A* поднимется вверх. С момента подъема ролика *G* рычаг *F*, повернувшись вокруг оси *E*, сообщит пуансону рабочий ход вправо и после непродолжительного верхнего стояния переместит ползушку *A* вниз, после чего цикл повторяется снова.



Фиг. 1050.

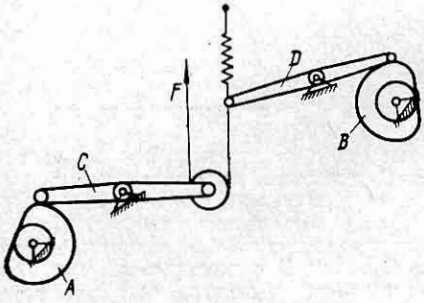
Фиг. 1050. Кулачковый механизм с продолжительной остановкой ведомого звена. Пазовый кулачок *B* снабжен дважды пересекающимся криволинейным пазом и двумя направляющими рычагами *E* и *F*, шарнирно связанными между собой и западающими в специальные пазы кулачка. При вращении кулачка *B* ролик *C* коромысла *D*, опускаясь, повернет рычаги *E* и *F* вправо (см. положение *б* механизма), остановится, скользя по концентрическому участку паза при неподвижном коромысле, затем переключит рычаги *E* и *F*



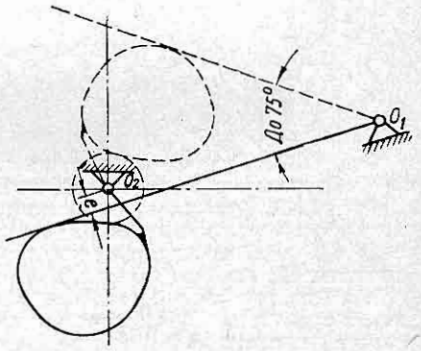
Фиг. 1051.

влево и через пол-оборота кулачка начнет перемещаться относительно паза, очерченного кривой меньшей кривизны, поворачивая коромысло против часовой стрелки. Таким образом, за два оборота кулачка полтора оборота соответствуют нижнему стоянию коромысла и пол-оборота — движению [см. график фиг. 1051, $s=f(\varphi)$].

Фиг. 1052. Механизм автоматического перемещения щеток в ватерной машине. Рычаги *C* и *D* связаны с кулачками *A* и *B*, вращение которых дает результирующее передвижение нити *F* в соответствии с заданной величиной перемещения щеток.



Фиг. 1052.

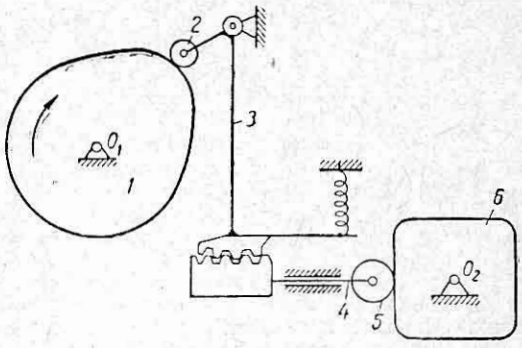


Фиг. 1053.

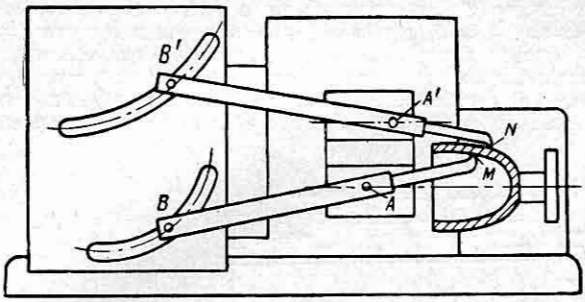
Фиг. 1053. Кулачковый механизм с плоским коромыслом. Кривошипный кулачок с отрицательным радиусом R_{min} может быть использован для больших углов качания коромысла (до 75°), имеет малые габариты и вместе с надлежащим выбором закона движения ведомого звена создает благоприятные условия износа.

Нельзя воспроизвести закон движения, при котором ускорение коромысла в начале удаления и в конце сближения равно нулю (при этом $R_{min}=0$). Кулачок неудобен в отношении монтажа и балансировки.

Фиг. 1054. Копировальное приспособление для фрезерования кулачков заданного профиля. Копировальная шайба *1* равномерно вращается вокруг оси O_1 и посредством ролика *2* поворачивает рычаг *3* и далее через зубчато-реечную передачу перемещает ось *4* вращающейся фрезы *5*. Вокруг оси O_2 вращается заготовка *6*, отфрезерованный профиль которой будет зависеть от профиля кулачка.

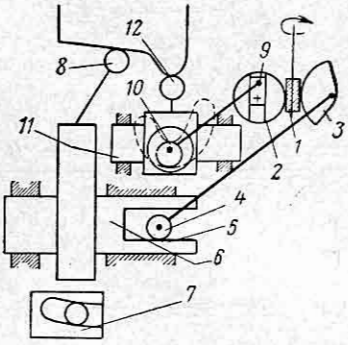


Фиг. 1054.

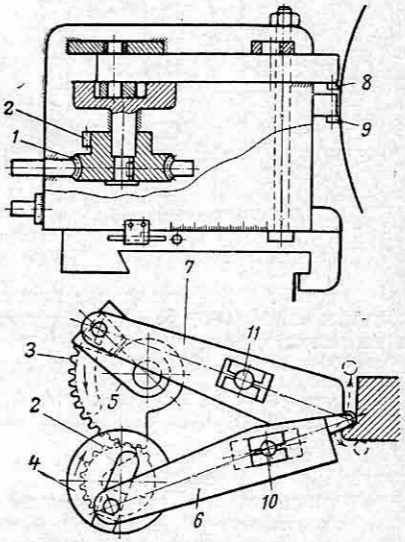


Фиг. 1055.

Фиг. 1055. Кулачковый механизм для получения заданной траектории, использованный в приспособлении для наружной и внутренней обточки поверхностей заданного профиля. Если точки *A* и *A'* рычагов, несущих резцы *M* и *N*, будут перемещаться по направляющим, а точки *B* и *B'* — по криволинейным пазам, то резцы обработают деталь соответствующего очертания.



Фиг. 1056.



Фиг. 1057.

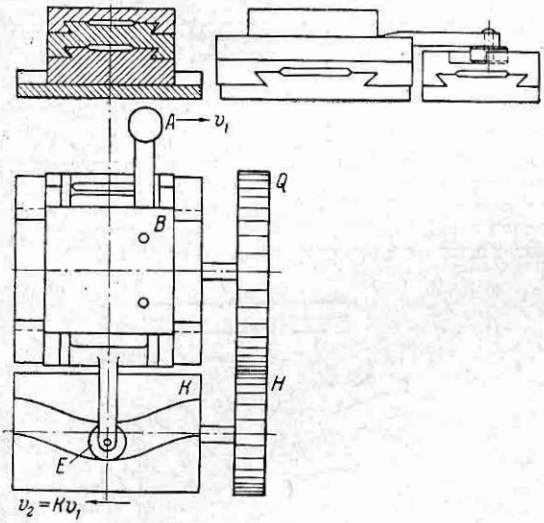
Фиг. 1056. Схема копировального приспособления для обточки бандажей на колесно-токарном станке. Движение от шпинделя передается на червяк и далее по двум направлениям:

а) от червяка *1* червячному сектору *3*, соединенному с осью зубчатого колеса *4*. Колесо *4* сообщает движение рейке *5*, скрепленной с ползуном *6*. Продольное движение ползуна *6* с помощью копира *7* преобразуется в перемещение резца *8* по заданному профилю участка колеса;

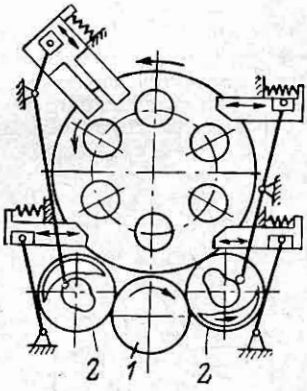
б) червячному колесу *2*, несущему в прорезе прямоугольную планку *9* с эксцентричной цилиндрической шейкой *10*, скольжение которой по копиру *11* приводит к перемещению резца *12* по участку заданной кривой. Резцы *8* и *12* смещены относительно плоскости чертежа для устранения их касания.

Фиг. 1057. Схема копировального приспособления для обточки бандажей на колесно-токарном станке. Движение от шпинделя и храпового механизма (не показанных на чертеже) эпизодически передается на червячное колесо *1*, не-

сущее зубчатый сектор *2*, зацепляющийся с зубчатым сектором *3*; секторы эти вместе с дисками *4* и *5*, снабженными радиальными пазами для сухарей, получают периодическое вращательное движение. Сухари скользят в прорезях дисков *4* и *5*, качающихся относительно осей *10* и *11* и несущих резцы *8* и *9*. Ролики, связанные с сухарями, катятся по копирам, показанным на схеме пунктиром, сообщая рычагам *6* и *7* вместе с резцами перемещение по заданной кривой.



Фиг. 1058.



Фиг. 1059.

Фиг. 1058. Копировальное приспособление колесно-токарного станка с растянутым шаблоном. Движение ролика *E* по пазу шаблона *K* возможно только в том случае, если

$$M_2 > M_1 + M_1'.$$

M_2 — момент движущих сил;

$M_1 + M_1'$ — момент сил сопротивляющихся.

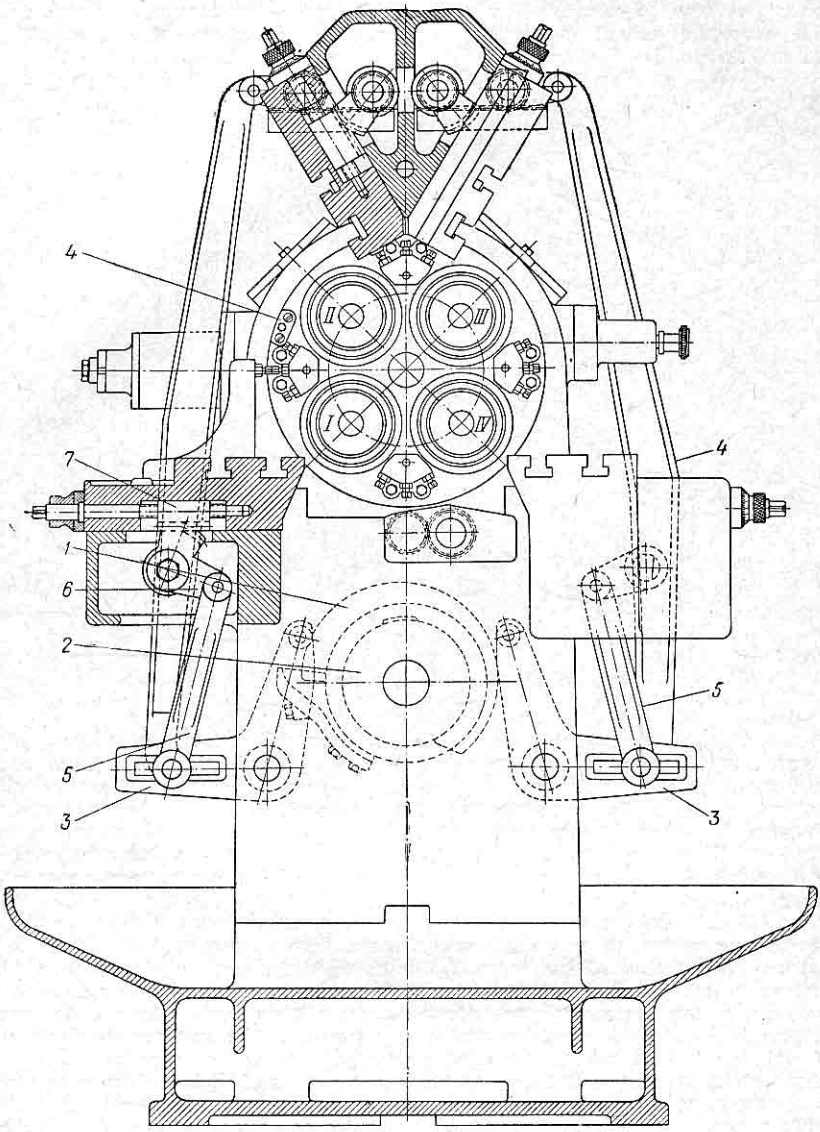
Для обточки вагонных бандажей практически предельный угол направляющей кривой $\alpha \leqslant 50°$.

Сидящие на винтах с нарезкой одного направления колеса *Q* и *H* перемещают суппорт *B* с резцом *A* и роликом в одном направлении со скоростью v_1 и шаблон *K* — в противоположном со скоростью v_2, большей, чем v_1 в $i = \dfrac{Q}{H}$ раз. Это обстоятельство позволяет при угле подъема α_1 профиля изделия, равном 60°, построить шаблон с углом α', полученным из уравнения

$$\operatorname{tg}\alpha' = \frac{\operatorname{tg}\alpha_1}{\dfrac{Q}{H}}.$$

При $\dfrac{Q}{H} = 3$ и $\alpha' = 30°$ получается $\alpha_1 = 60°$.

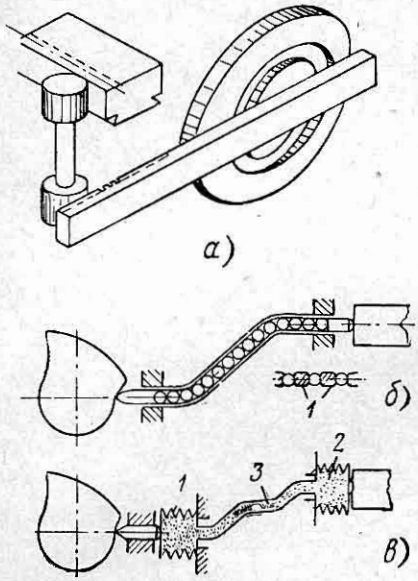
Фиг. 1059. Схема привода поперечных суппортов 6-шпиндельного автомата. Зубчатое колесо *1* передает движение кулачкам *2*, которые связаны кинематически с четырьмя поперечными суппортами автомата.



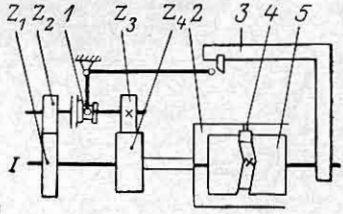
Фиг. 1060.

Фиг. 1060. Конструкция привода поперечных суппортов 4-шпиндельного автомата. Кулачки *1* и *2* передают движение четырем суппортам, симметрично расположенным относительно вертикальной оси. Верхние суппорты соеди-

нены с угловыми рычагами *3* тягами *4*; нижние — шатунами *5* и коромыслами *6*, которые имеют зубчатые секторы, находящиеся в зацеплении с рейками *7*.



Фиг. 1061.



Фиг. 1062.

Фиг. 1061. Передача движения от кулачка к рабочему органу осуществляется посредством зубчато-реечной передачи (эскиз *а*); при весьма легких нагрузках применяется шариковая передача, которая упрощает конструкцию передачи. При более высоких нагрузках между шариками устанавливаются вкладыши *1* (эскиз *б*) или применяется так называемая сильфонная передача (эскиз *в*). Передаточным звеном в сильфонной передаче служат гофрированные коробки *1* и *2* с трубкой *3*, наполненные маслом и герметически закрытые.

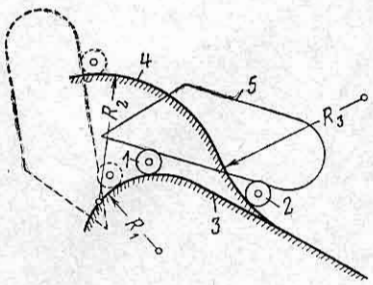
Фиг. 1062. Дифференциальный кулачковый механизм применяется в тех случаях, когда требуется увеличить длительность цикла при большом числе оборотов вала кулачка. На валу *I* с жестко закрепленным кулачком *5* устанавливается гильза *2*, которая вращается в том же направлении, что и кулачок, но с незначительной разностью угловых скоростей. Ролик *4* закреплен в гильзе *2*. Продолжительность цикла t равна времени полного оборота гильзы относительно кулачка. Вращение кулачку и гильзе передается от вала привода посредством зубчатых колес: z_1, z_2, z_3, z_4. Муфта *1* предназначена для выключения вращения гильзы *2* при холостом ходе. Переключение муфты осуществляется упорами каретки *3*. Продолжительность цикла при рабочем ходе определяется формулой

$$t=\frac{z_1 z_3}{n_k (z_2 z_4 - z_1 z_3)},$$

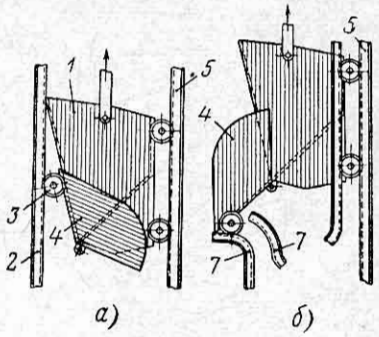
где n_k — число оборотов кулачка в минуту.

К. п. д. дифференциального кулачкового механизма

$$\eta \approx 0{,}01 \div 0{,}2$$



Фиг. 1063.

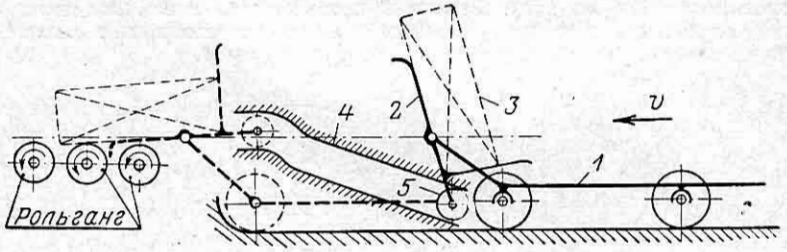


Фиг. 1064.

Фиг. 1063. Разгрузочные кривые для опрокидывания скипа *5*. Передние колеса *1* скипа, расположенные на меньшем расстоянии друг от друга, чем задние *2*, катятся по кривой *3*, а задние колеса — по кривой *4*. Кривые описаны радиусами R_1, R_2, R_3.

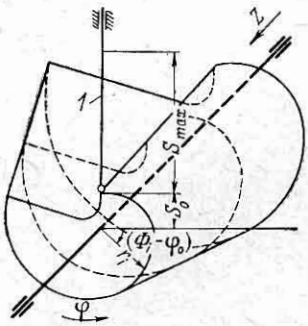
Фиг. 1064. Ковш подъемника с автоматической разгрузкой. Ковш *1* перемещается вверх по направляющим *5* и *2*, причем боковое отверстие ковша закрыто заслонкой *4*, которая удерживается роликами *3* при движении ковша между параллельными направляющими (эскиз *а*).

Разгрузка ковша осуществляется автоматически при помощи направляющих *2*, изогнутых по кривым *7*, которые отводят ролики *3* влево так, чтобы заслонка *4* являлась продолжением наклонного днища ковша (эскиз *б*). Направляющие *2* устанавливаются на высоте, соответствующей высоте подъема груза.

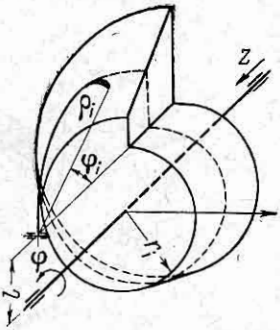


Фиг. 1065.

Фиг. 1065. Трансферкар с опрокидывателем для слитков. На рельсах установлена тележка *1*, на левом конце которой подвешена люлька *2*, на которую устанавливается нагретый слиток *3*. Опрокидывание люльки со слитком осуществляется специальными направляющими *4*, расположенными сбоку тележки, в которые входит ролик *5*.



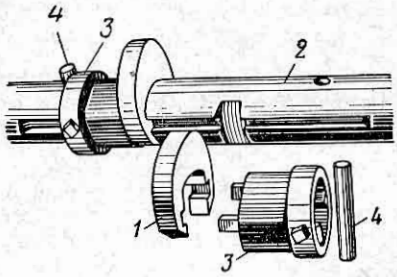
Фиг. 1066.



Фиг. 1067

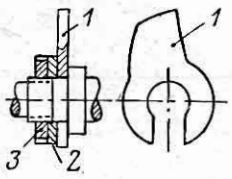
Фиг. 1066. Центральный кулачковый механизм с двумя степенями свободы. Перемещение толкателя *1* является функцией угла поворота φ, перемещения кулачка вдоль оси *Z* и конструктивных параметров механизма.

Фиг. 1067. Кулачок с двумя степенями свободы. Оси вращения кулачка и коромысла перекрещиваются под прямым углом.

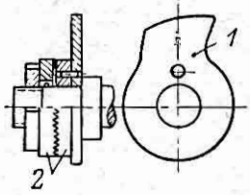


Фиг. 1068.

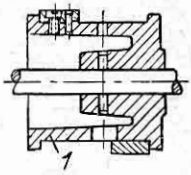
Фиг. 1068. Крепление быстросменных дисковых кулачков на валу. Кулачок *1* надевается на лыску вала *2* так, чтобы пазы кулачка совпали со шпоночными канавками на валу. Втулка *3* перемещается вдоль оси вала и закрепляет кулачок двумя выступающими концами скользящих шпонок. Рабочее положение втулки фиксируется на валу штифтом *4*.



Фиг. 1069.



Фиг. 1070.



Фиг. 1071.

Фиг. 1069. Крепление сменного кулачка *1* на валу посредством шайбы *2* и гайки *3*.

Фиг. 1070. Крепление сменного кулачка *1* посредством муфт *2* с мелким торцевым зубом.

Фиг. 1071. Крепление кулачка *1* барабанного типа к валу посредством штифта.

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Фрикционные передачи применяются для передачи движения от одного вала к другому, оси которых расположены параллельно или под углом. Вращение передается трением, которое возникает вследствие прижатия катков друг к другу.

Фрикционные передачи можно разделить на следующие группы:

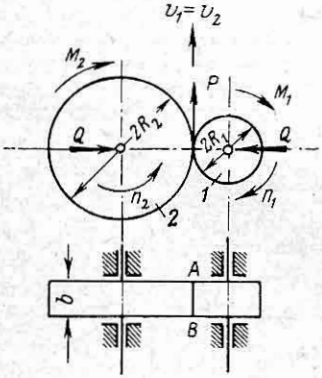
а) передачи с параллельными и пересекающимися валами;

б) передачи с непосредственным касанием ведущего и ведомого звеньев;

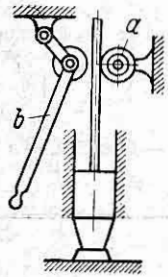
в) передачи с промежуточными звеньями;

г) передачи с цилиндрическими и клинчатыми рабочими поверхностями катков;

д) передачи с регулируемым передаточным отношением (бесступенчатые передачи или вариаторы).



Фиг. 1072.



Фиг. 1073.

Фиг. 1072. Фрикционная передача с цилиндрическими катками. Передаточное отношение определяется по формуле

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1}.$$

Сила нажатия

$$Q \geqslant \frac{P}{\mu}\beta = \frac{M_1\beta}{\mu R_1} = \frac{M_2\beta}{\mu R_2},$$

где μ — коэффициент трения скольжения;

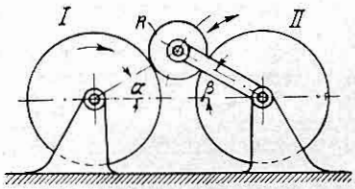
$\beta = 1{,}5 \div 2$ — коэффициент запаса сцепления.

Ширина катка $b = \frac{Q}{p}$, где p — удельная нагрузка, допускаемая на один погонный сантиметр линии касания AB.

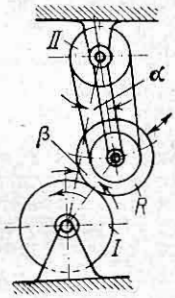
Фиг. 1073. Фрикционная передача как привод для молота. a — приводной ролик, b — рычаг управления. Сила нажатия

$$Q \geqslant \frac{G}{\mu}\beta;$$

G — вес бабы молота.



Фиг. 1074.



Фиг. 1075.

Фиг. 1074. Фрикционные передачи с автоматическим регулированием величины нажатия. В схемах фиг. 1074 и 1075 важен правильный выбор углов α и β, особенно наибольшего из них. Для нормальной работы механизма, в процессе которой произойдет заклинивание ролика R между дисками *I* и *II*, значение углов α и β определяется формулой

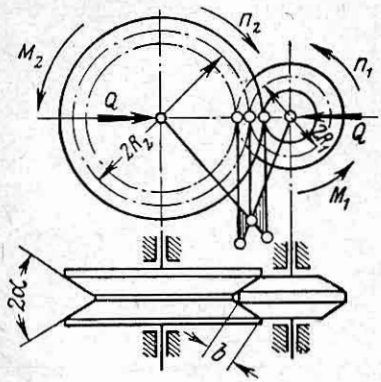
$$\mu \geqslant \operatorname{tg} \frac{\alpha+\beta}{2};$$

$\alpha \neq 0$ и $\beta \neq 0$; μ — меньший из коэффициентов трения.

Фиг. 1075. Фрикционная передача с автоматическим регулированием нажатия между дисками. Не учитывая веса деталей и к. п. д. передачи, необходимо, чтобы

$$\mu > \operatorname{tg}(\alpha+\beta).$$

Заклинивание произойдет при ведущем ролике R, вращающемся против часовой стрелки или при ведущем диске *1*, вращающемся также против часовой стрелки.



Фиг. 1076.

Фиг. 1076. Фрикционная передача с клинчатыми катками. Сила нажатия

$$Q = \frac{M_1 \sin\alpha}{R_1 \mu \beta};$$

ширина рабочей поверхности

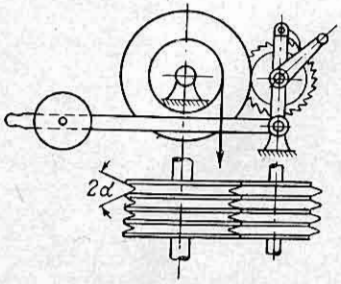
$$b = \frac{Q}{2p \sin\alpha};$$

p — удельное давление.

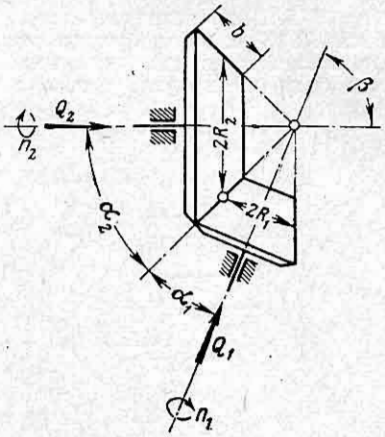
Передаточное отношение без учета скольжения

$$i_{12} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

При работе передачи наблюдается скольжение поверхностей в зоне контакта. На фигуре диаграмма скольжения заштрихована.



Фиг. 1077.



Фиг. 1078.

Фиг. 1077. Фрикционные колеса с клиновидными канавками. Число канавок $z=3\div5$. Механизм можно использовать как тормоз, для чего к одному из колес добавляют храповое колесо с собачкой.

Ширина рабочей поверхности

$$b=\frac{Q}{2zp\sin\alpha};$$

сила нажатия

$$Q=\frac{M_1\sin\alpha}{\mu R_1}\beta.$$

Фиг. 1078. Фрикционная передача с коническими катками (вершины конусов совпадают). Сила нажатия определяется по формуле

$$Q_1=\beta\frac{M_1\sin\alpha_1}{R_1\mu}\quad\text{и}\quad Q_2=\beta\frac{M_2\sin\alpha_2}{R_2\mu}=\beta\frac{Q_1\sin\alpha_2}{\sin\alpha_1}.$$

Углы α_1 и α_2 зависят от передаточного отношения

$$i_{12}=\frac{R_2}{R_1}=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{\sin\alpha_2}{\sin\alpha_1},$$

откуда

$$\operatorname{tg}\alpha_2=\frac{i_{12}\sin\beta}{1+\cos\beta},$$

где $\beta=\alpha_1+\alpha_2$.

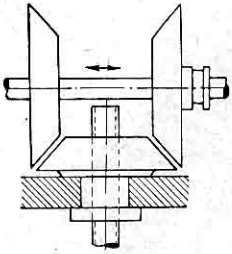
Ширина рабочей поверхности катка

$$b=\frac{Q_1}{p\sin\alpha_1}.$$

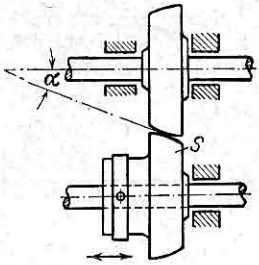
Если вершины конусов не совпадают, передаточное отношение i имеет динамический характер вследствие скольжения по общей образующей, с учетом которого определяется и наивыгоднейшее нажатие Q.

Фиг. 1079. Реверсивная передача.

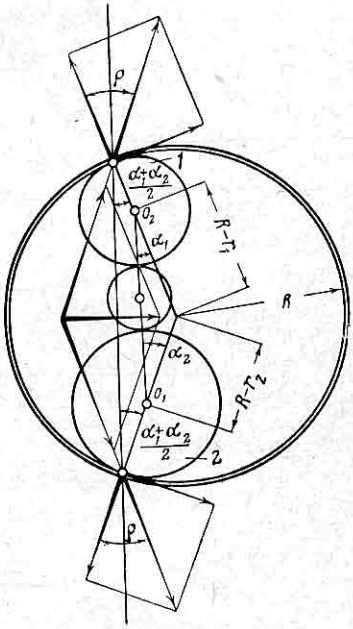
Фиг. 1080. Роликовая фрикционная передача. Выключение передачи на ходу производится передвиганием конического ролика *S*. Угол конусности α должен быть больше угла трения для предупреждения заклинивания.



Фиг. 1079.



Фиг. 1080.



Фиг. 1081.

Фиг. 1081. Фрикционная передача с упругим кольцом. Ролик *1* — ведущий, *2* — ведомый. Промежуточный ролик служит для разгрузки осей. Передача движения возможна, если $\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}<\rho$;

$$\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}=\frac{R-r_2}{R-r_1}=a.$$

При этом соотношении углов или размеров кольцо под действием сил трения будет вовлекаться в движение и расклиниваться на связуемых катках.

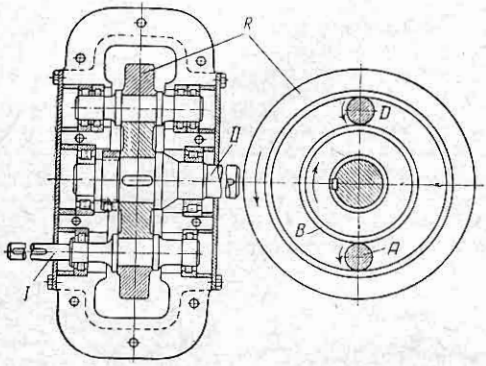
Максимальные значения углов α_2 и α_1:

$$\operatorname{ctg}\alpha_2=\frac{a+\cos 2\rho}{\sin 2\rho};\quad \alpha_1=2\rho-\alpha_2.$$

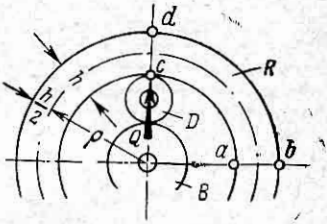
Необходимое расстояние между центрами ведущего и ведомого катков

$$2R-(r_1+r_2)>L_{O_1O_2}>(R-r_1)\cos\alpha_1+(R-r_2)\cos\alpha_2.$$

Фиг. 1082—1083. Фрикционная передача с самозаклинивающимся кольцом. Упругое кольцо R, надетое с натягом, охватывает ведущее A и ведомое B колеса и промежуточный ролик D. Сила упругости, с которой кольцо сжимает ведомое и ведущее колеса, пропорциональна моменту на ведомом валу II; при увеличении передаваемого усилия кольцо занимает эксцентричное положение, сжимая колеса.



Фиг. 1082.



Фиг. 1083.

Напряжения σ в любой точке сечения кольца R, взятой на расстоянии x от главной оси инерции, перпендикулярной к плоскости действия внешних сил, определяются из уравнения

$$\sigma=\frac{P_0}{F}+\frac{M}{F\rho\lambda}\frac{x}{x+\rho}.$$

Наибольшие напряжения возникают в точке a (фиг. 1083), для которой

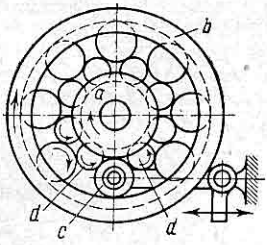
$$M=M_0+\frac{Q}{2}\rho;\quad P_0=\frac{QM_0}{2\rho};$$

$F\rho\lambda$ — момент кривизны и $\lambda=\frac{x_0}{\rho}$, где x_0 — расстояние центра тяжести сечения кольца до нейтральной оси.

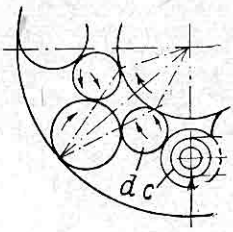
$$M_0=-\frac{Q}{2}\rho\left[1-\frac{2}{(1+\lambda)\pi}\right].$$

Передаточное отношение определяется по формуле

$$i_{12}=\frac{R_B}{R_A}=\frac{n_A}{n_B}=\frac{\omega_A}{\omega_B}.$$



Фиг. 1084.

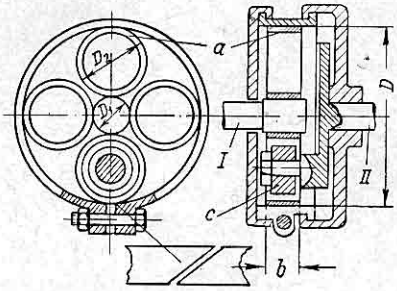


Фиг. 1085.

Фиг. 1084. Роликовая передача. Ведомый вал *a*, ведущий *b* или наоборот. Давление, необходимое для передачи движения, осуществляется нажатием включающего ролика *c* на два соседних ролика *d*, которые передают нажатие всем остальным роликам. Если ролик *c* вывести из соприкосновения с роликами *d*, то ведомый и ведущий валы разъединяются. Каждый из роликов вращается только около своей оси. Передаточное отношение

$$i_{ab}=\frac{n_a}{n_b}=\frac{R_b}{R_a}.$$

Фиг. 1085. Схема, подобная схеме фиг. 1084. Благодаря заклиниванию роликов усилие включения при одной и той же величине передаваемого момента уменьшается.



Фиг. 1086.

Фиг. 1086. Фрикционная планетарная передача с упругими кольцами. Упругие кольца *a*, двигаясь, вовлекают во вращение ролики *c*, которые связаны с водилом на ведомом валу *II*. Кольца *a* монтированы с предварительным натягом.

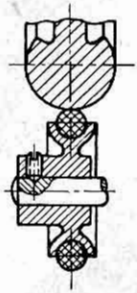
Передаточное отношение определяется по формуле

$$i_{12}=\frac{D}{D_1}+1.$$

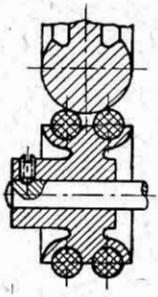
Напряжение в месте контакта по Герцу

$$\sigma_d'=\sqrt{\frac{EQ\,(D_1+D_2)}{b\,D_1D_2}}\leqslant 5000\div 6000\ \kappa\Gamma/c\text{м}^2.$$

Расчет прочных размеров кольца *a* может быть произведен так же, как и для передачи по фиг. 1082—1083.

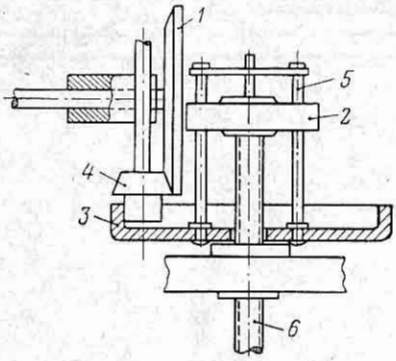


Фиг. 1087.

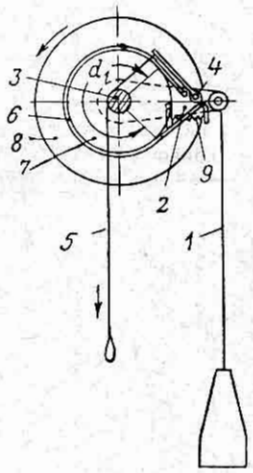


Фиг. 1088.

Фиг. 1087—1088. Фрикционная передача ручного привода мотального аппарата швейной машины. Ведомое колесо снабжено одной (фиг. 1087) или двумя (фиг. 1088) мягкими резиновыми шинами, прижимаемыми пружинами к колесу ручного привода.



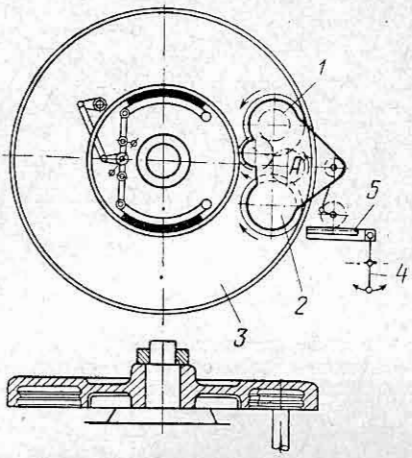
Фиг. 1089.



Фиг. 1090.

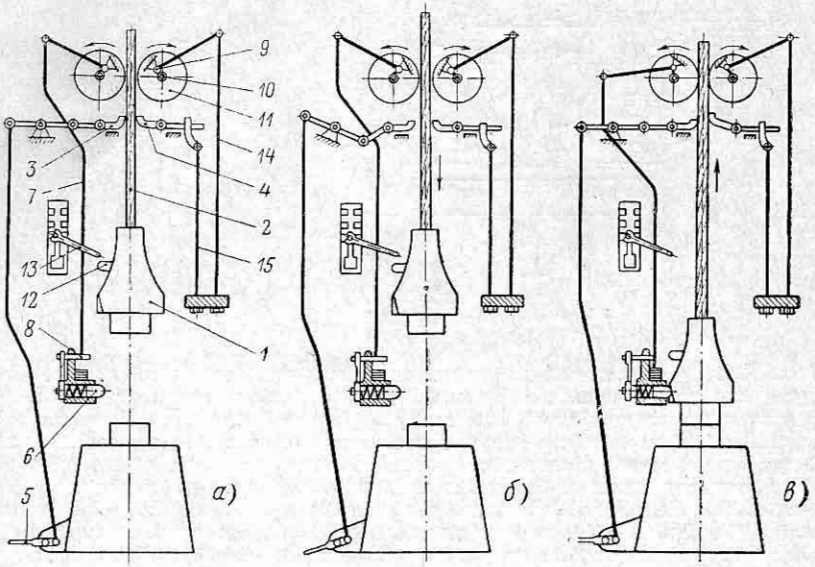
Фиг. 1089. Фрикционная передача однодискового винтового пресса. Перемещение ползуна с помощью винта *6* вниз с возрастающей скоростью осуществляется прижатием диска *1* к диску *2*, который стойками *5* связан с маховиком *3*. Подъем ползуна вверх с постоянной скоростью (в период установившегося движения) производится перемещением диска *1* влево; при этом ролик *4* заставит маховик *3* вращаться в противоположную сторону.

Фиг. 1090. Ленточный фрикционный подъемник, используемый в молотах с ремнем. Ремень *1* с бабой прикреплен к рамке *2*, свободно сидящей на валу *3* и несущей ось двуплечего рычага *4*. При подъеме бабы необходимо натянуть шнур *5*, в результате чего рычаг *4* создаст силы трения между лентой *6* и вращающимся барабаном *7*. Ремень при этом ложится на свободно посаженный на вал *3* шкив *8*. При освобождении шнура рычаг *4* с помощью пружины *9* возвращается в исходное положение и лента *6* растормаживает барабан *7*. Происходит падение бабы.



Фиг. 1091.

Фиг. 1091. Фрикционная передача бездискового винтового пресса. Подъем и опускание ползуна пресса осуществляется включением постоянно вращающихся фрикционных колес *1* и *2*, соприкасающихся с внутренней поверхностью обода маховика *3*. Изменение направления вращения маховика производится с помощью рукоятки *4*, которая, перемещая рейку *5*, поворачивает с помощью кривошипно-шатунного механизма вокруг оси *А* корпус, несущий колеса, включая колеса *1* или *2*, вращающиеся в противоположные стороны.



Фиг. 1092.

Фиг. 1092. Молот с доской. В момент держания бабы *1* на весу (эскиз *а*) доска *2* прижимается колодками *3—4*. Нажатием педали *5* колодка *3* отво-

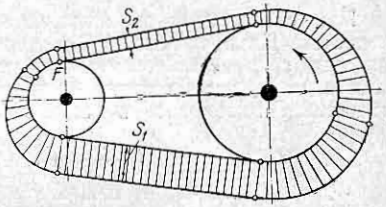
дится в сторону и доска с бабой падает вниз (эскиз *б*), отодвигая палец *6* с упором *8* влево. Тяга *7*, переместившись вниз, собственной тяжестью повернет эксцентрично расположенную ось *9* ролика *10*. Зажатая между принудительно вращающимися роликами *10* и *11* доска *2* поднимется вверх. При подъеме бабы вверх (эскиз *в*) деревянный упор *12* поворачивает рычаг *13* и вместе с ним тягу *7* в исходное положение.

При автоматической работе педаль должна быть постоянно нажатой. Для настройки механизма при замене доски или износе ее служат тяги *14* и *15*.

ПЕРЕДАЧИ С ГИБКИМИ ЗВЕНЬЯМИ

Для передачи движения между валами с параллельными и непараллельными осями применяются гибкие звенья в виде ремней, канатов, нитей, цепей и др. Связь между ремнем (канатом, нитью) и шкивом устанавливается в виде силы трения F, распределенной по площади касания ремня и шкива и препятствующей скольжению ремня по ободу шкива. Если передаваемый момент M, то момент силы трения должен удовлетворять неравенству

$$M=Pr<M_F=r(S_1-S_2)=rF;\quad P<F;$$



Фиг. 1093.

S_1 и S_2 — натяжения на ведущей и ведомой ветвях ремня, характер изменения которых показан на фиг. 1093. $S_1=S_2e^{\mu\alpha}$; P — окружная сила; F — сила трения на ободе; α — угол охвата; e — основание натуральных логарифмов

$$S_1=F\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1}\quad\text{и}\quad S_2=F\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1}.$$

Для быстроходных ременных передач сила трения F уменьшается вследствие действия центробежных сил на элементы ремня при огибании шкива. Если учесть указанные силы, то

$$S_1=F\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1}+\frac{qv^2}{g};$$

$$S_2=F\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1}+\frac{qv^2}{g};$$

$$F=\left(S_1-\frac{qv^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\alpha}-1}{e^{\mu\alpha}};$$

v — окружная скорость в *м/сек*;
q — вес одного погонного метра ремня.

Для канатных передач при определении натяжения ветвей следует брать приведенный коэффициент трения $\mu'=\frac{\mu}{\cos\beta}$, где 2β — угол между образующими конусов канавок для каната.

При огибании ремнем шкива происходит вытяжка ремня (каната) и скольжение его относительно обода, что влияет на изменение передаточного отно-

шения. При отсутствии скольжения в случае неудлиняющейся ленты передаточное отношение

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{r_2}{r_1},$$

где r_1 и r_2 — радиусы шкивов.

В случае передачи движения упругой лентой

$$i'_{12}=i_{12}(1-\psi),$$

где $\psi=\frac{\alpha' k}{S}$; k — полезное усилие, отнесенное к 1 *см* ширины ремня;

α' — коэффициент удлинения ремня;

S — толщина ремня. Скольжение при цепной передаче исключено.

При скачкообразном изменении передаточного отношения с помощью ступенчатых шкивов (фиг. 1121) необходимо соблюдать постоянство длины ремня для сохранения натяжения ремня при переходе со ступени на ступень. Диаметры шкивов должны быть выбраны таким образом, чтобы передаточное отношение изменялось в геометрической прогрессии:

$$i_1;\ i_2=i_1a;\ i_3=i_1a^2\ .\ .\ .\ i_k=i_1a^{k-1}. \qquad (а)$$

Если заданы i_1 и i_k и число κ ступеней скорости, то показатель прогрессии

$$a=\sqrt[k-1]{\frac{i_k}{i_1}}.$$

Длина ремня при перекрестном ремне (см. фиг. 1103, снизу)

$$L=2l[\sin\alpha+\alpha(-\cos\alpha)] \qquad (б)$$

остается постоянной, если $r_1+r_2=\text{const}$, потому что угол α, определяемый из

$$-\cos\alpha=\cos(180^\circ-\alpha)=\frac{r_1+r_2}{l}, \qquad (в)$$

остается неизменным (l не меняется), если сумма $r_1+r_2=\text{const}$. 2α — угол охвата, l — расстояние между осями. Условия (а) и (б) позволяют вычислить соответствующие диаметры шкивов.

При открытой передаче (см. фиг. 1103, сверху) длина ремня L равна

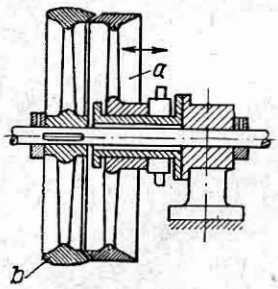
$$L=2l(\sin\alpha-\alpha\cos\alpha)+\pi D_2; \qquad (г)$$

$$\cos\alpha=\frac{D_2-D_1}{2l}.$$

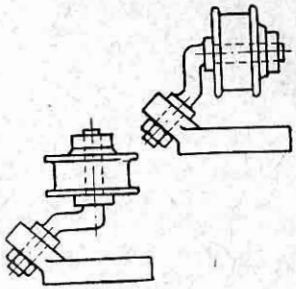
α — угол охвата на малом шкиве, D_2 — диаметр большого шкива. Уравнение трансцендентное, поэтому решение затруднено. Обычно пользуются приближенным уравнением

$$L=2l+\pi(r_1+r_2)+\frac{(r_2-r_1)^2}{l}. \qquad (д)$$

Приняв $L=\text{const}$, определенное для какой-либо из ступеней, можно найти соответствующие сопряженные диаметры ступеней.



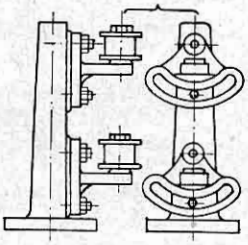
Фиг. 1094.



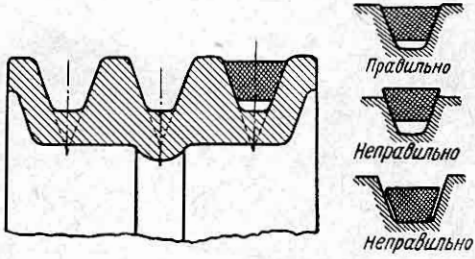
Фиг. 1095.

Фиг. 1094. Холостой и рабочий шкивы. Включение холостого шкива *a* осуществляется прижатием его к рабочему шкиву *b*, жестко посаженному на валу.

Фиг. 1095. Поворотные направляющие ролики для ремней. Особенно пригодны для ременных передач между скрещивающимися осями.



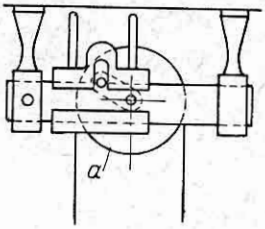
Фиг. 1096.



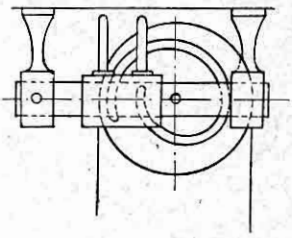
Фиг. 1097.

Фиг. 1096. Переставные направляющие ролики. Вид справа дан со снятыми роликами.

Фиг. 1097. Разрез шкива для клиноременной передачи с указанием правильного расположения стандартного ремня.



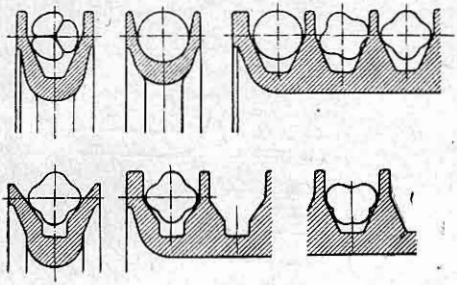
Фиг. 1098.



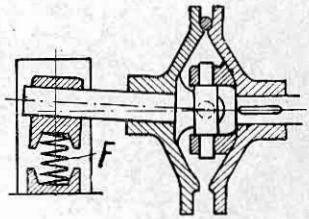
Фиг. 1099.

Фиг. 1098. Фиксация отводки пальцем, скользящим в прорези. Диск *a* поворачивается цепью или канатом.

Фиг. 1099. Перевод и фиксация отводки диском со спиральной канавкой. Диск поворачивается цепью или канатом.

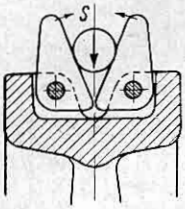


Фиг. 1100.

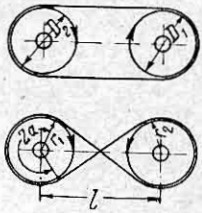


Фиг. 1101.

Фиг. 1100. Различные профили канатов и канатных блоков к ним.
Фиг. 1101. Блок с небольшим углом охвата грузового каната. Щеки блока соединены между собой универсальным шарниром. Канат зажимается между щеками пружиной *F*.

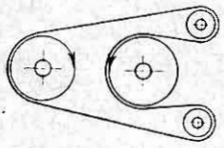


Фиг. 1102.

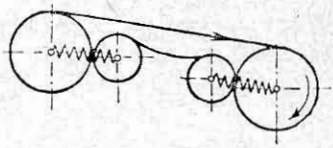


Фиг. 1103.

Фиг. 1102. Канатный блок для небольшого угла охвата каната. Под давлением каната щеки *S* блока поворачиваются вокруг своих осей и зажимают канат.
Фиг. 1103. Сверху — ременная или канатная передача между параллельными валами, вращающимися в одну сторону; снизу — передача между параллельно расположенными валами, вращающимися в противоположных направлениях.

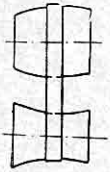


Фиг. 1104.

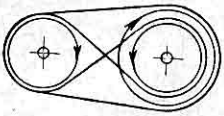


Фиг. 1105.

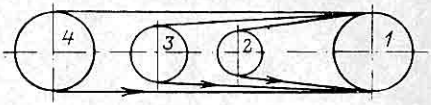
Фиг. 1104. Ременная или канатная передача с направляющими роликами. Направление вращения ведущего и ведомого валов противоположно.
Фиг. 1105. Ременная передача с нажимными каточками для увеличения углов охвата шкивов ремнем.



Фиг. 1106.



Фиг. 1107.

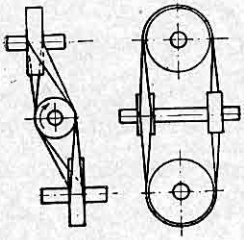


Фиг. 1108.

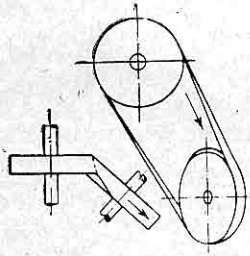
Фиг. 1106. Ременная передача на коноидах, допускающая плавное изменение числа оборотов ведомого вала по заданному закону посредством перемещения ленты вдоль оси барабанов с криволинейной образующей.

Фиг. 1107. Ременная или канатная передача для передачи движения между соосными ведущим и ведомыми валами, вращающимися в противоположных направлениях.

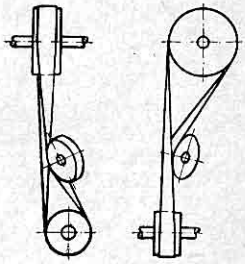
Фиг. 1108. Компаунд-передача с ремнями, накладываемыми слоями на ведущий шкив *1* для привода нескольких ведомых шкивов (*2, 3* и *4*). Средние плоскости всех шкивов расположены в плоскости ведущего шкива.



Фиг. 1109.



Фиг. 1110.

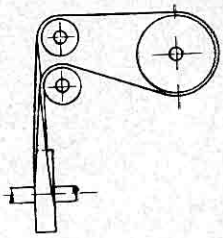


Фиг. 1111.

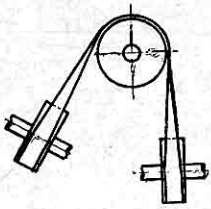
Фиг. 1109. Ременная передача между смещенными шкивами, расположенными на параллельных валах.

Фиг. 1110. Ременная передача между скрещивающимися валами. Вращение возможно только в одну сторону.

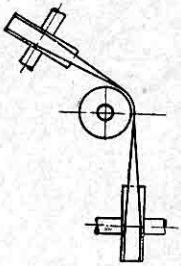
Фиг. 1111. Полуперекрестная передача с направляющим роликом. Вращение возможно в разные стороны.



Фиг. 1112.

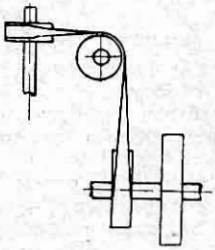


Фиг. 1113.

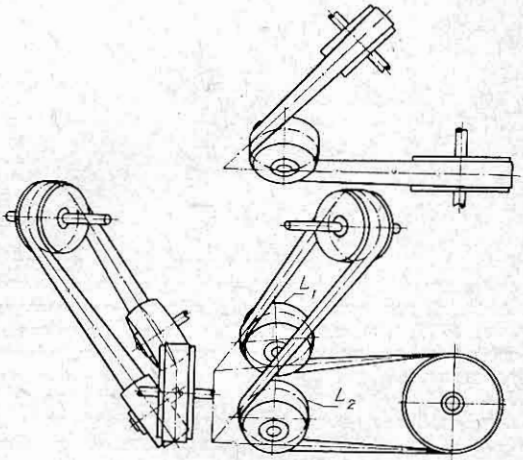


Фиг. 1114.

Фиг. 1112—1114. Угловые ременные передачи, в которых оси валов расположены в пространстве под любыми углами.



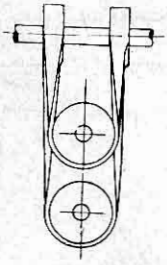
Фиг. 1115.



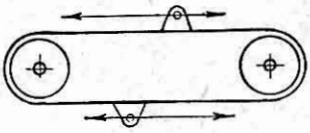
Фиг. 1116.

Фиг. 1115. Угловая ременная передача между взаимно перпендикулярными валами.

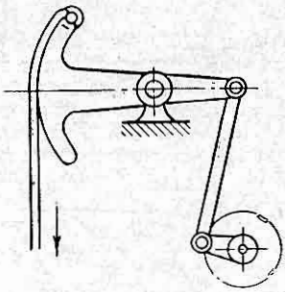
Фиг. 1116. Угловая ременная передача с направляющими роликами L_1 и L_2.



Фиг. 1117.



Фиг. 1118.

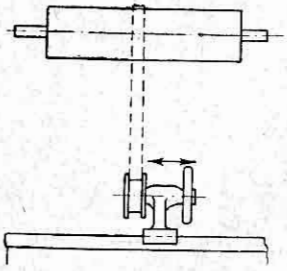


Фиг. 1119.

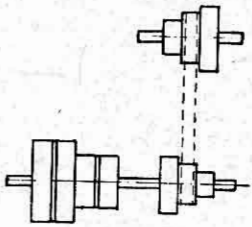
Фиг. 1117. Передача движения двум валам с разным направлением вращения.

Фиг. 1118. Транспортер с гибкой лентой.

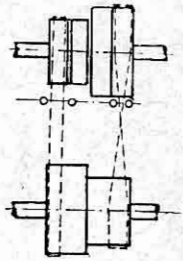
Фиг. 1119. Привод гибкой тягой от кривошипа посредством рычага с сектором.



Фиг. 1120.



Фиг. 1121.

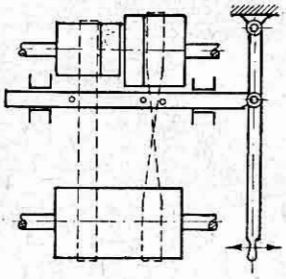


Фиг. 1122.

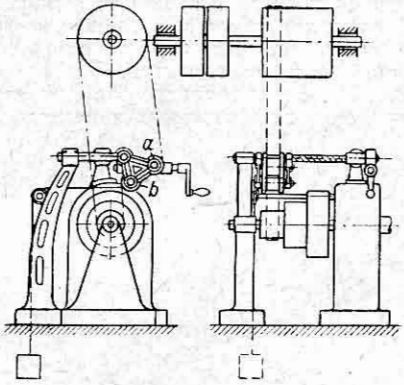
Фиг. 1120. Ременная передача при осевом перемещении ведомого шкива вместе со стойкой по направляющим.

Фиг. 1121. Передача со ступенчатыми шкивами для изменения передаточного числа. Размеры шкивов должны быть подобраны так, чтобы натяжение ремня на всех ступенях оставалось постоянным. Мощность, передаваемая ведомым валом на различных ступенях, пропорциональна диаметрам ведущих шкивов.

Фиг. 1122. Ременная передача для сообщения реверсивного движения ведомому валу с помощью прямого и перекрестного ремней.



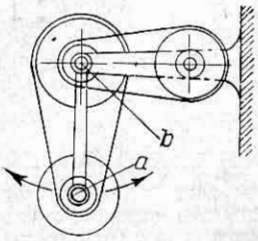
Фиг. 1123



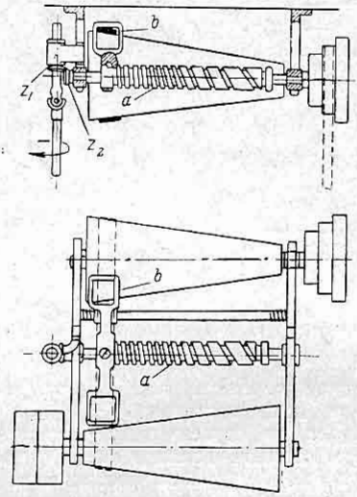
Фиг. 1124.

Фиг. 1123. Изменение направления скорости вращения переводом ремня с холостого шкива на рабочий посредством отводки. Ширина ведущего шкива равна шестикратной ширине ремня.

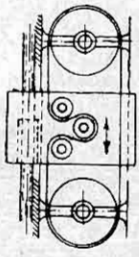
Фиг. 1124. Привод со ступенчатыми шкивами для передачи ведомому валу постоянной мощности при любом положении ремня. Для натяжения и переключения ремня предусмотрены ролики *a* и *b*, которые натягивают ремень с помощью груза и перемещаются вручную по винту с большим шагом.



Фиг. 1125.



Фиг. 1126.

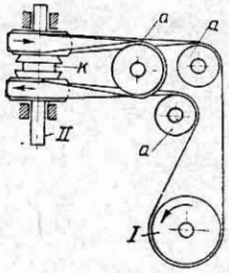


Фиг. 1127.

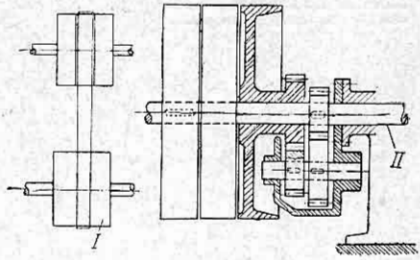
Фиг. 1125. Передача на подвижной вал. Применяется для привода маятниковых пил и других механизмов. Вал *a* может качаться вокруг оси *b*.

Фиг. 1126. Механизм автоматического изменения чисел оборотов для поддержания постоянной скорости резания при лобовой обточке на токарных станках. С помощью винта *a* с постепенно изменяющимся шагом, соединенного с суппортом станка, перемещается отводка *b*, передвигающая приводной ремень вдоль осей конических шкивов.

Фиг. 1127. Ременная передача для сообщения вращения подвижному валу. Применяется в шлифовальных и радиальносверлильных станках.



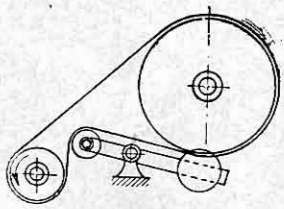
Фиг. 1128.



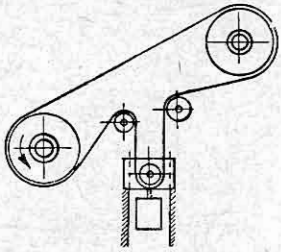
Фиг. 1129.

Фиг. 1128. Двухскоростная ременная передача. Шкивы, переключаемые муфтой *k*, имеют разные диаметры. Ведущий вал *I* может быть вертикальным; при этом следует изменить положение роликов *a*.

Фиг. 1129. Ременная передача, в которой ведомый вал *II* получает движение непосредственно от шкива или через двухступенчатый зубчатый редуктор (перебор).



Фиг. 1130.

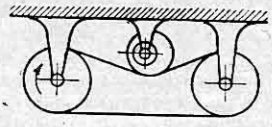


Фиг. 1131.

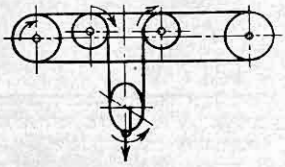
Фиг. 1130. Натяжной ролик. Применяется для увеличения угла охвата ремнем шкива с целью увеличения возможного передаточного числа (от $\frac{1}{20}$ до 20) при очень малых и очень больших межцентровых расстояниях; для автоматического регулирования натяжения ремня, для устранения необходимости перешивки ремня при вытяжке и др.

Фиг. 1131. Натяжной ролик, применяемый при длинных ремнях для уменьшения провисания ремней.

Фиг. 1132. Натяжной ролик, установленный на эксцентрике для регулирования натяжения ремня.

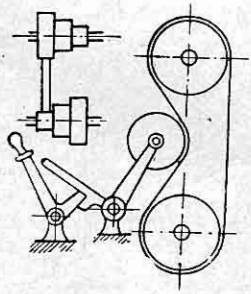


Фиг. 1132.



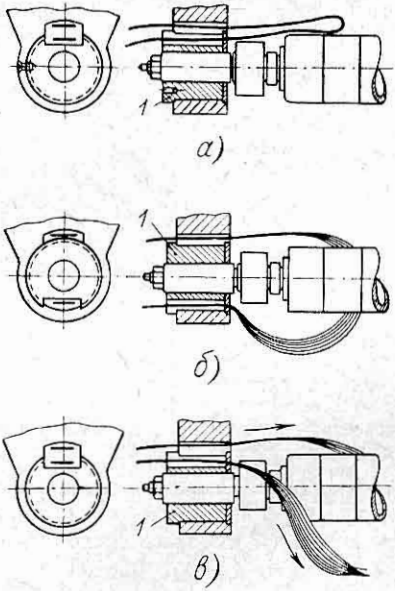
Фиг. 1133.

Фиг. 1133. Натяжное приспособление для каната при наличии нескольких ручьев (фиг. 1100).

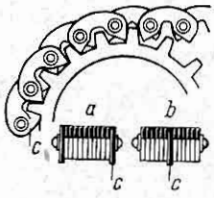


Фиг. 1134.

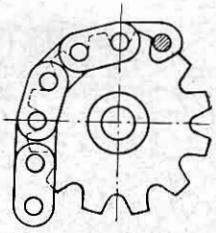
Фиг. 1134. Ременная передача между ступенчатыми шкивами. Рабочий ремень натягивается роликом.



Фиг. 1135

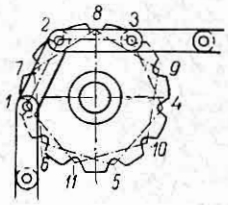


Фиг. 1136.

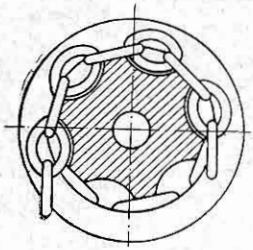


Фиг. 1137.

Фиг. 1135. Надевание бесконечного ремня на шкив, расположенный между двумя подшипниками. Одна из опор имеет щель, расположенную частично в корпусе и частично во втулке *1* (эскиз *а*). В щель затягиваются две ветви ремня, после чего втулка *1* поворачивается таким образом, чтобы одна ветвь ремня осталась в щели, предусмотренной в корпусе (эскиз *б*). После поворота втулки *1* на 360° обе ветви ремня вытягиваются в направлении стрелки (эскиз *в*).



Фиг. 1138.



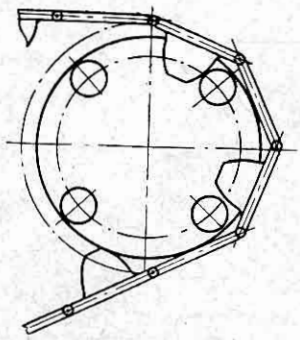
Фиг. 1139.

Фиг. 1136. Бесшумная цепная передача при помощи зубчатой цепи с внешними *а* и средними *b* направляющими звеньями *с*, применяемая для больших скоростей.

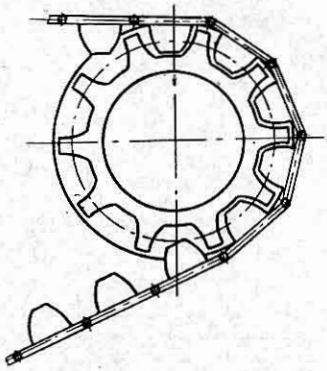
Фиг. 1137. Передача цепью Галля, допускающая применение звездочки с числом зубьев до 9. Цепь состоит из пластин, жестко посаженных на осях, несущих ролики. Цепи Галля отличаются меньшими весом и стоимостью по сравнению с зубчатыми цепями.

Фиг. 1138. Длиннозвенная цепная передача. Зубья входят в зацепление последовательно через один, что увеличивает долговечность колеса за счет ухудшения плавности передачи. Для устранения динамических напряжений требуется компенсация изменения свободной длины цепи при вращении больших масс.

Фиг. 1139. Цепная передача при помощи калиброванных сварных цепей.

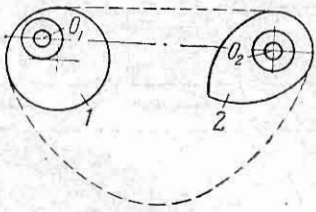


Фиг. 1140.

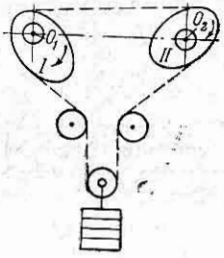


Фиг. 1141.

Фиг. 1140—1141. Схемы гребневых зацеплений в цепных передачах ходовых частей танков.



Фиг. 1142.

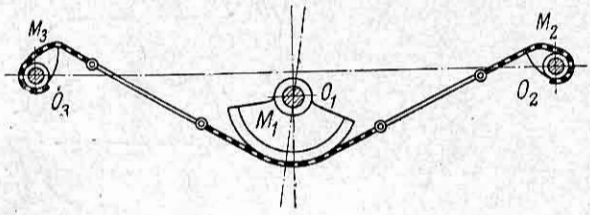


Фиг. 1143.

Фиг. 1142. Передача гибкой связью между валами при помощи некруглых шкивов. Наиболее надежной будет цепная передача, в которой шайбы *1* и *2* выполнены в виде звездочек. Слева — эксцентрик, справа — некруглая звездочка, образованная дугами трех окружностей различного радиуса.

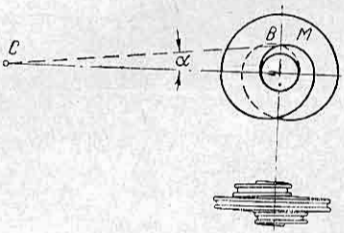
При равномерном вращении вала O_1 вал O_2 вращается неравномерно. При разных числах зубьев звездочек период изменения передаточного числа может быть определен из равенства $n_1 z_1 = n_2 z_2$; n_1 и n_2 — целые числа, z_1 и z_2 — числа зубьев звездочек. Если z_1 и z_2 не имеют одинаковых множителей, то $n_1 = z_2$ и $n_2 = z_1$ — числа оборотов, соответствующие периоду.

Фиг. 1143. Цепная передача с эллиптическими звездочками для сообщения неравномерного вращения ведомому валу. Цепь огибает два ролика с неподвижными осями и натягивается грузом.



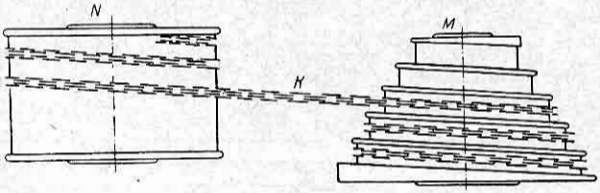
Фиг. 1144.

Фиг. 1144. Цепная передача. Концы цепи заклинены на некруглых шайбах M_2 и M_3, совершающих колебательное движение вокруг осей O_2 и O_3. Ведущий зубчатый сектор M_1, качаясь вокруг оси O_1, передает движение осям O_2 и O_3.



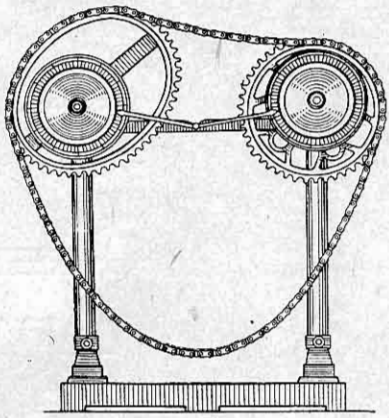
Фиг. 1145.

Фиг. 1145. Улиточный механизм, состоящий из шкива M с канавкой, нарезанной по спирали. Шкив связан с кареткой, движущейся поступательно при помощи канатика, свободный конец которого закреплен на торце вблизи оси вращения. Отрезок BC и угол α переменны.



Фиг. 1146.

Фиг. 1146. Гибкая передача для сообщения переменной угловой скорости ведомому валу при постоянной скорости ведущего, состоящая из цилиндрического шкива N, спирального конического M и цепи K. Механизм находит применение в хронометрах с пружинным заводом, где необходимо постоянство крутящего момента по мере раскручивания пружины.



Фиг. 1147.



Фиг. 1148.

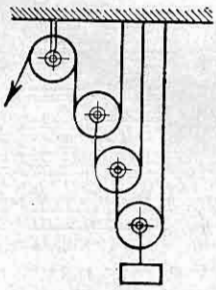
Фиг. 1147. Цепная передача с эллиптической и эксцентричной цилиндрической звездочками.

Фиг. 1148. Полиспаст из двух блоков. Передаточное число, представляющее отношение перемещения груза к перемещению точки приложения движущей силы:

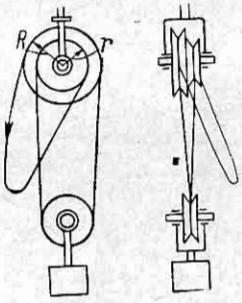
$$i=\frac{1}{2^n};$$

n — число подвижных блоков.

Фиг. 1149. Потенциальный полиспаст. Передаточное число $\frac{1}{2^n}$; n — число блоков с подвижными осями вращения.



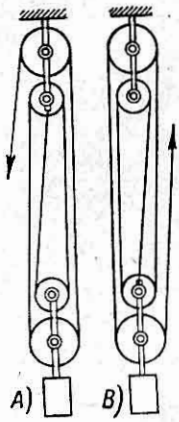
Фиг. 1149.



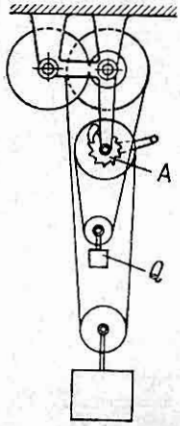
Фиг. 1150.

Фиг. 1150. Дифференциальный полиспаст. Передаточное число

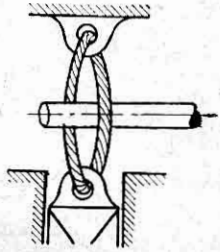
$$\frac{R-r}{2r}.$$



Фиг. 1151.



Фиг. 1152.

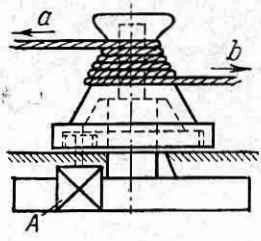


Фиг. 1153.

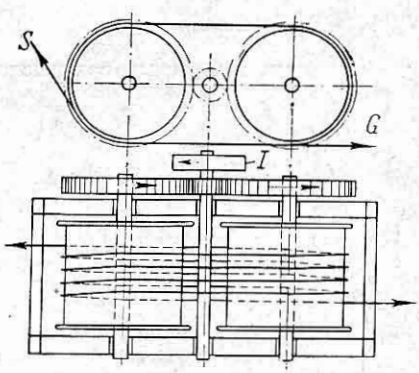
Фиг. 1151. Кратный полиспаст. Передаточное число $\frac{1}{2^n}$ для схемы *A*, т. е. для случая закрепления конца каната на неподвижной обойме, и $\frac{1}{2^n+1}$ для схемы *B*, т. е. когда конец каната закреплен на подвижной обойме; здесь n — число подвижных блоков.

Фиг. 1152. Подъемный полиспаст с натяжением грузовой цепи вспомогательным грузом *Q*. Подъем производится с помощью храпового механизма *A*.

Фиг. 1153. Подъем тяжести закручиванием веревки.



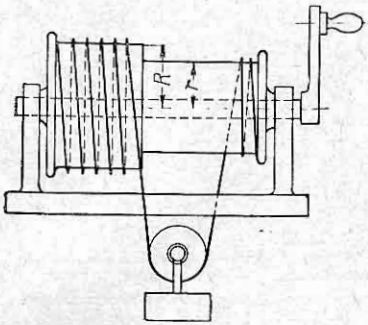
Фиг. 1154.



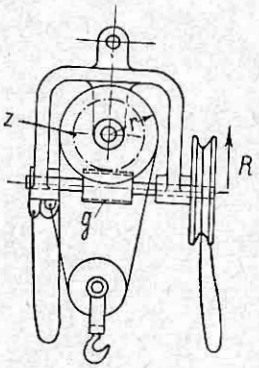
Фиг. 1155.

Фиг. 1154. Шпиль. Канат *ab* с прикрепленным к нему грузом навертывается на шпиль в несколько оборотов для увеличения силы трения и предупреждения скольжения каната. Шпиль вращается от двигателя *A* и зубчатой пары внутреннего зацепления. Конец *a* держат в руках, натягивая канат для предупреждения разматывания его на шпиле. Груз прикрепляют к концу *b* каната.

Фиг. 1155. Дифференциальный шпиль из двух барабанов, вращающихся с разными окружными скоростями. Канат наматывается на барабаны в несколько витков. Груз прикрепляют к концу каната *G*, конец *S* натягивают вручную. Вращение барабанам передается от шкива *I* через зубчатую передачу.



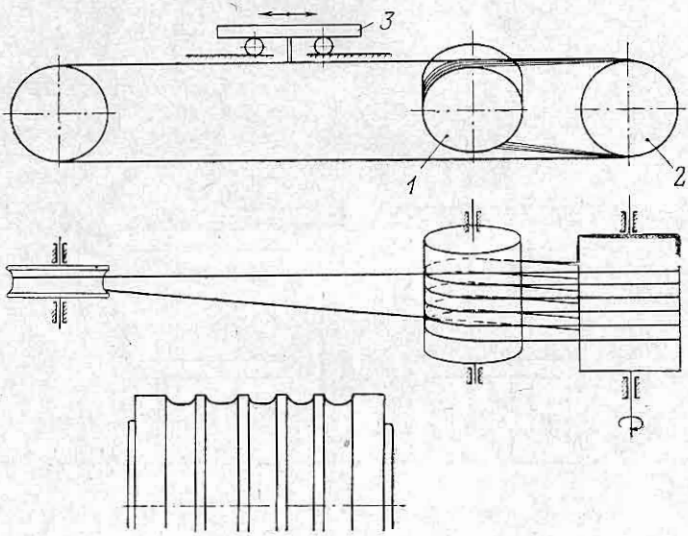
Фиг. 1156.



Фиг. 1157.

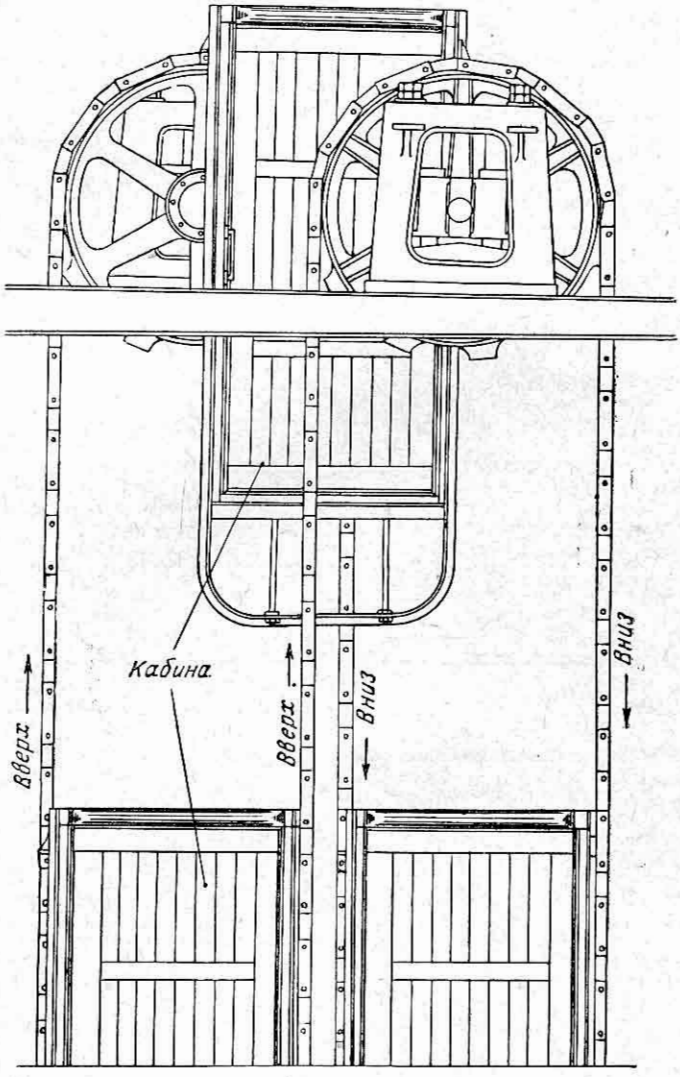
Фиг. 1156. Дифференциальный барабан. При малой разнице R и r можно получить на блоке весьма большую силу. Передаточное число $i=\frac{R-r}{2r}$.

Фиг. 1157. Блок с червячной передачей. Передаточное число $i=\frac{2Rz}{rk}$, где z — число зубьев червячного колеса, k — число заходов червяка g.



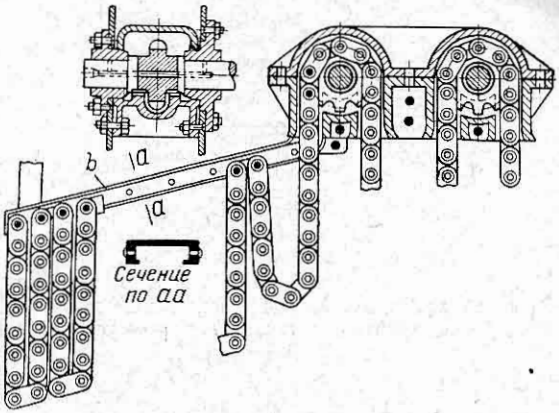
Фиг. 1158.

Фиг. 1158. Механизм ускоренного перемещения тележки автоматического протяжного стана. Направляющий (натяжной) блок *1* имеет ось, скрещивающуюся с осью ведущего блока *2*, укрепленного на оси двигателя. При возврате тележки *3* она перемещается при помощи стального каната. Движение вперед осуществляется зацеплением крюка тележки за звено тянущей цепи.



Фиг. 1159.

Фиг. 1159. Способ подвески кабины подъемника при непрерывном движении цепи. Оси консольных шипов звездочек смещены на расстояние, равное расстоянию между точками крепления кабины к цепи в плоскости чертежа. При переходе кабины от подъема к спуску положение ее сохраняется вертикальным.



Фиг. 1160.

Фиг. 1160. Приспособление для направления и собирания цепи. На определенных расстояниях в шарниры цепи вставляются валики с удлиненными цапфами, которые скользят по наклонным направляющим *b*.

МУФТЫ

Муфты служат для соединения валов и передачи движения от ведущего вала к ведомому. В некоторых случаях муфты могут служить предохранительным устройством, защищающим механизм от перегрузки, или устройством для автоматического включения или выключения ведомого вала. Соединение валов может быть неподвижное (глухое) или подвижное.

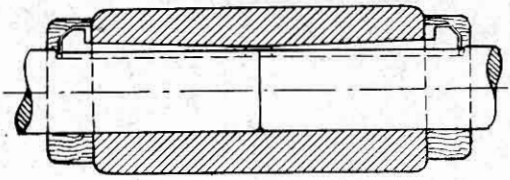
Существующие конструкции муфт можно разделить на три группы:

I. Глухие муфты, жестко соединяющие концы валов.

II. Подвижные муфты, допускающие продольный или поперечный сдвиг и угловое смещение осей валов.

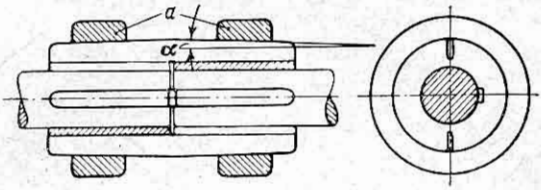
III. Сцепные муфты, которые позволяют (по желанию или автоматически) включать механизм, соединенный с ведомым валом.

Глухие муфты



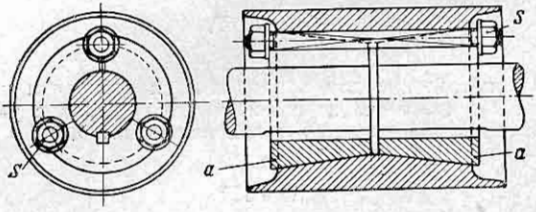
Фиг. 1161.

Фиг. 1161. Втулочная муфта, жестко соединяющая два конца вала. Головки шпонок скрыты в деревянных предохранительных кольцах. Размеры выбираются конструктивно.



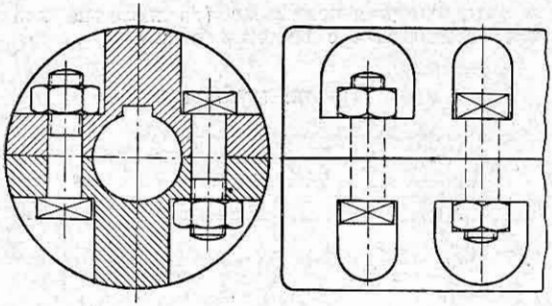
Фиг. 1162.

Фиг. 1162. Жесткая муфта из двух половин, стянутых кольцами *a* с конусными отверстиями. Угол конусности $\alpha < \rho$, где ρ — угол трения.



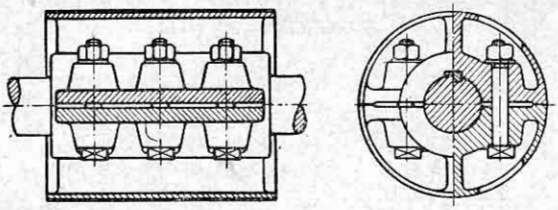
Фиг. 1163.

Фиг. 1163. Жесткая конусная муфта. Конусные стаканы *a* разрезаны вдоль и стягиваются болтами *S*.



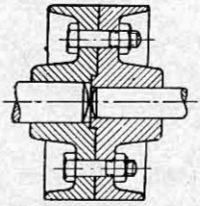
Фиг. 1164.

Фиг. 1164. Жесткая продольно-свертная муфта. Применяется для валов до $d \leq 200$ *мм*.

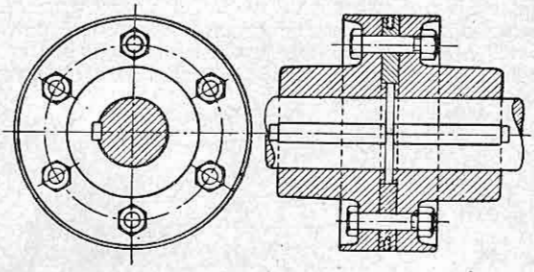


Фиг. 1165.

Фиг. 1165. Продольно-свертная муфта с предохранительным щитом. Может служить шкивом ременной передачи.

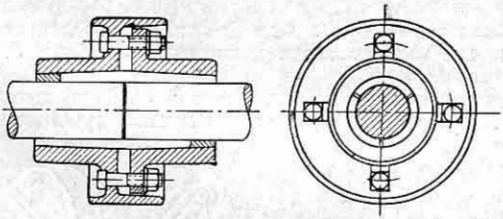


Фиг. 1166.

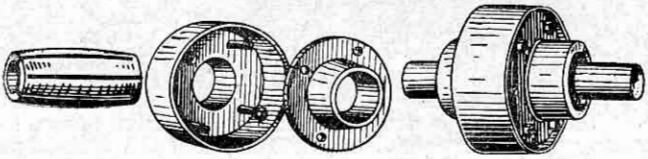


Фиг. 1167.

Фиг. 1166—1167. Дисковая жесткая муфта для соединения валов разных диаметров в двух исполнениях: фиг. 1166 — с центрирующей заточкой, фиг. 1167 — с центрирующим кольцом, состоящим из двух половинок.



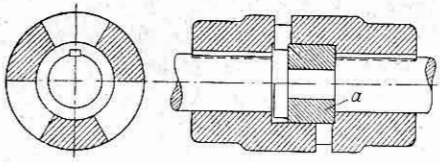
Фиг. 1168.



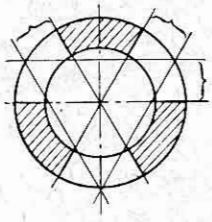
Фиг. 1169.

Фиг. 1168—1169. Конусно-дисковая муфта. Отличается от муфты фиг. 1163 перестановкой частей. На фиг. 1169 муфта показана в разобранном виде.

Подвижные муфты



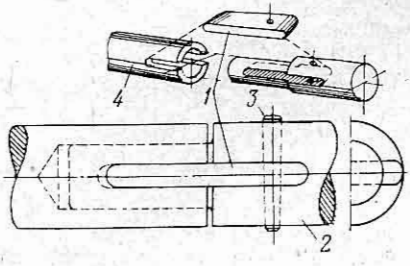
Фиг. 1170.



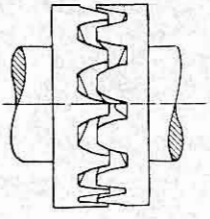
Фиг. 1171.

Фиг. 1170. Кулачковая муфта с центрирующим кольцом *a*. Между соединенными валами возможен сдвиг в осевом направлении.

Фиг. 1171. Способ фрезерования кулачков кулачковой муфты. Обработка шести боковых поверхностей с трех проходов фрезы.



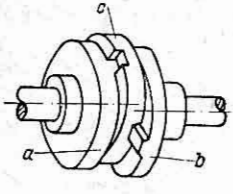
Фиг. 1172.



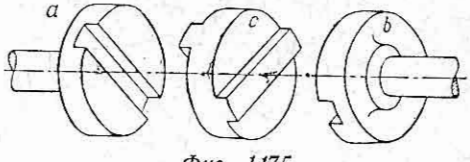
Фиг. 1173.

Фиг. 1172. Подвижная муфта с чекой. Чека *1* вставляется в прорезы соединяемых валов *2* и *4* и заклинивается коническим штифтом *3*. Муфта допускает раздвижку осей валов.

Фиг. 1173. Многокулачковая муфта. Боковой профиль кулачков соответствует профилю зубьев и впадин октоидального плоского зубчатого колеса.



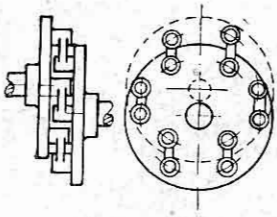
Фиг. 1174.



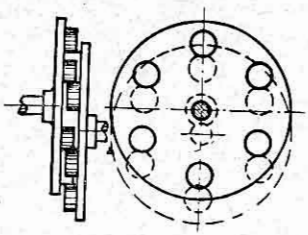
Фиг. 1175.

Фиг. 1174. Компенсирующая муфта для соединения валов с параллельно смещенными осями. В шайбах *a* и *b*, насаженных на концы валов, имеются диаметральные выступы. Между шайбами свободно помещен диск *c*, на обеих сторонах которого имеются диаметральные канавки, расположенные перпендикулярно друг другу и имеющие профиль, соответствующий профилю выступов на шайбах *a* и *b*. Муфту можно применять при переменном смещении осей валов.

Фиг. 1175. Кулачковая муфта по фиг. 1174 в разобранном виде. Диск *c* в данном случае вместо впадин (канавок) имеет выступы.



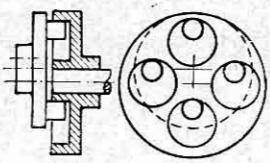
Фиг. 1176.



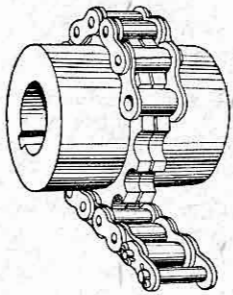
Фиг. 1177.

Фиг. 1176. Муфта для валов со смещенными параллельными осями; пригодна при условии, если взаимное расположение осей валов не изменяется. Кинематическая схема представляет собой многократно повторенный четырехшарнирный параллелограмм.

Фиг. 1177. Муфта для валов со смещенными параллельными осями. На каждом диске закреплены ролики (пальцы). Непосредственным нажатием роликов передается движение от ведущего к ведомому валу. Конструктивная модификация муфты по фиг. 1176.



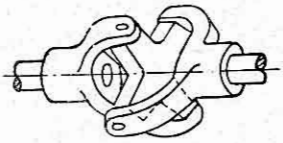
Фиг. 1178.



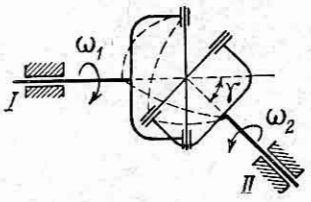
Фиг. 1179.

Фиг. 1178. Муфта для валов со смещенными параллельными осями. Конструктивная модификация схемы по фиг. 1177.

Фиг. 1179. Цепная муфта. Обладает компактностью и незначительной упругостью.



Фиг. 1180.



Фиг. 1181.

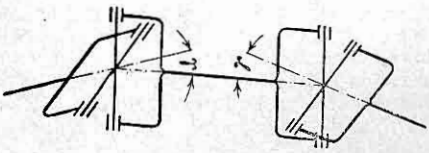
Фиг. 1180—1181. Универсальный шарнир и его схема. Применяется для передачи движения от ведущего вала *I* к ведомому *II*, оси которых расположены

под углом γ (фиг. 1181). При $\omega_1=\text{const}$ ведомый вал вращается неравномерно ($\omega_2=\text{var}$). Отношение угловых скоростей определяется формулой

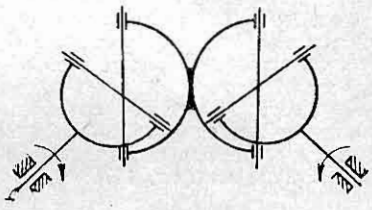
$$i_{12}=\frac{\omega_2}{\omega_1}=\frac{\cos\gamma}{\sin^2\alpha+\cos^2\alpha\cos^2\gamma},$$

где α — угол поворота ведущего вала от вертикальной оси. Неравномерность вращения ведомого вала зависит от угла γ между осями валов:

$$i_{12\,\min}=\cos\gamma;\quad i_{12\,\max}=\frac{1}{\cos\gamma}.$$



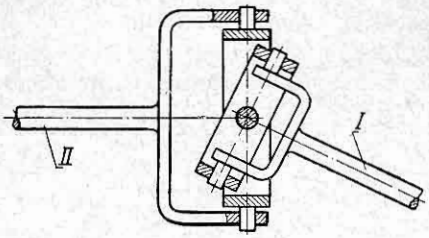
Фиг. 1182.



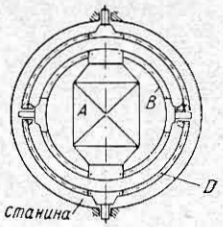
Фиг. 1183.

Фиг. 1182. Схема сдвоенного универсального шарнира. Может найти применение в тех случаях, когда необходимо устранить неравномерность вращения ведомого вала. При этом угол γ между осями должен быть одинаков, а оси цапф шарниров на концах промежуточного вала, соединяющего муфты, должны быть параллельны.

Фиг. 1183. Схема сдвоенного универсального шарнира, у которого длина промежуточного вала значительно сокращена.



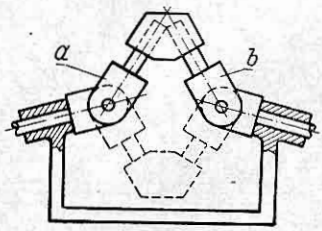
Фиг. 1184.



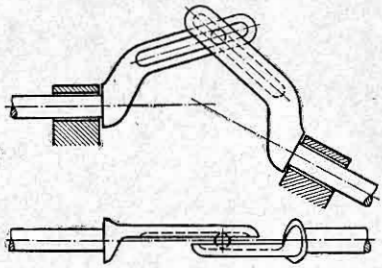
Фиг. 1185.

Фиг. 1184. Схема сдвоенного универсального шарнира, у которого длина промежуточного вала равна нулю. Угловые скорости вращения валов *I* и *II* одинаковы.

Фиг. 1185. Универсальная подвеска. Концентрические кольца *B* и *D* имеют каждое по два диаметрально расположенных шарнира. Оси шарниров кольца *B* перпендикулярны оси шарниров кольца *D*. К внутреннему кольцу *B* прикреплен подвешиваемый предмет *A*. Применяется для подвешивания компасов и т. д.



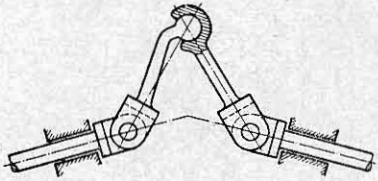
Фиг. 1186.



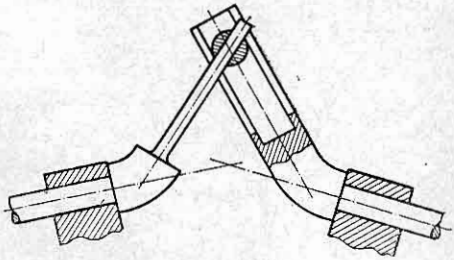
Фиг. 1187.

Фиг. 1186. Схема универсального шарнира. Угловые скорости ведущего и ведомого валов будут одинаковы при условии, если расстояния от осей шарниров до точки пересечения осей цилиндрических хвостовиков *a* и *b* равны между собой и расположены в одной плоскости.

Фиг. 1187. Схема универсального шарнира с шариком. $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \text{const}$.

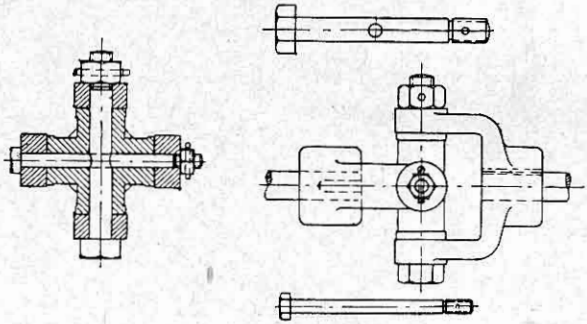


Фиг. 1188.

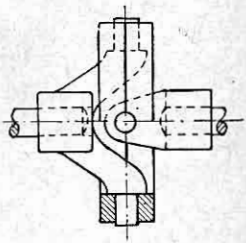


Фиг. 1189.

Фиг. 1188. Схема универсального шарнира.
Фиг. 1189. Вариант схемы универсального шарнира с шариком.

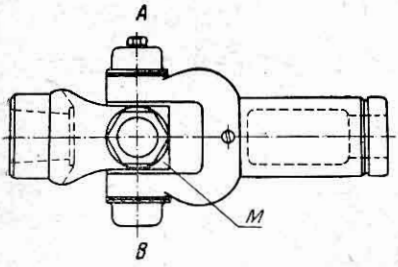


Фиг. 1190.

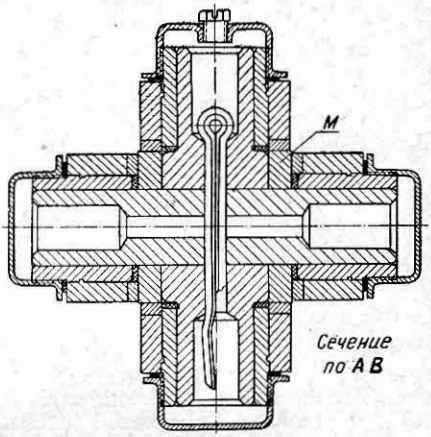


Фиг. 1191.

Фиг. 1190. Универсальный шарнир. Конструктивная модификация.
Фиг. 1191. Универсальный шарнир.

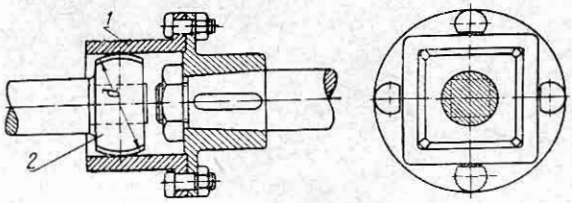


Фиг. 1192.



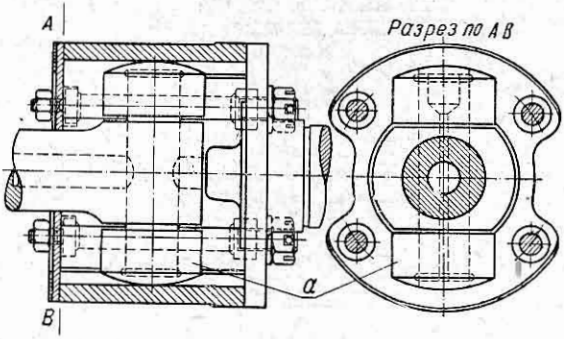
Фиг. 1193.

Фиг. 1192—1193. Универсальный шарнир с кубиком *M*. На фиг. 1193 показано сечение шарнира по *AB*.



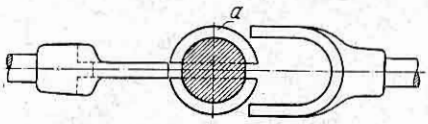
Фиг. 1194.

Фиг. 1194. Жесткий универсальный шарнир. Применяется в тех случаях, когда угол γ между осями валов мал. Грани кулачка *2* обработаны по цилиндру размером *d*, соответственно равным стороне квадратного отверстия детали *1*.



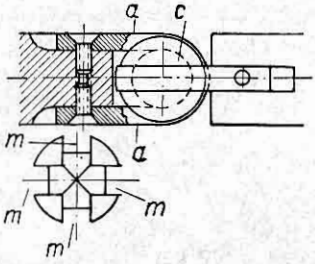
Фиг. 1195.

Фиг. 1195. Универсальный шарнир с колоколом и вращающимися цилиндрическими колпачками *a*. Допускает как угловое, так и осевое перемещение валов.

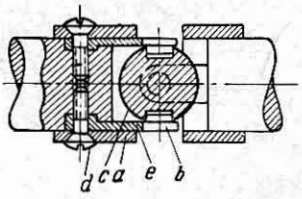


Фиг. 1196.

Фиг. 1196. Универсальный шаровой шарнир. Допускает угловое и осевое перемещение валов. Осевое перемещение не должно превышать величину, при которой вилка разъединяется с шариком. Шарик *a* имеет кольцевые выточки в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, проходящих через центр шарика, в которые входят вилки валов.



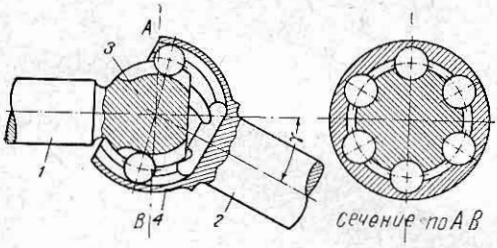
Фиг. 1197.



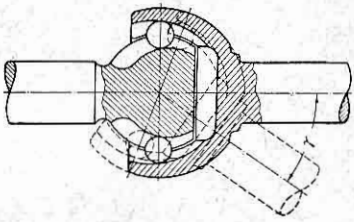
Фиг. 1198.

Фиг. 1197. Универсальный шаровой шарнир. В шарике *c* имеются вырезы *m*, в которые вводятся U-образные скобы *a*. Концы скоб, врезанных в тело вала, закреплены винтами.

Фиг. 1198. Универсальный шарнир с шариком *c*. Пластинки *e* с цапфами *b* врезаны в тело вала и закреплены кольцом *a* и винтами *d*.



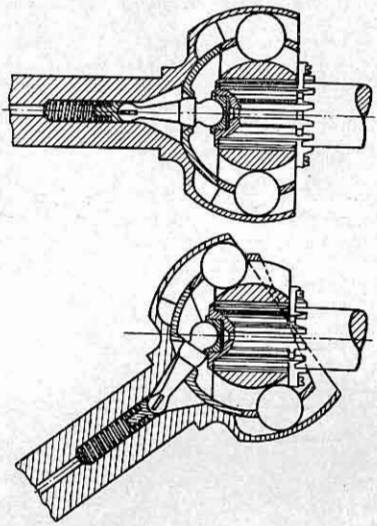
Фиг. 1199.



Фиг. 1200.

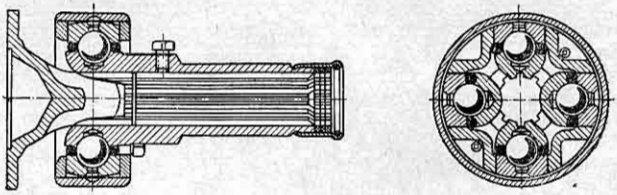
Фиг. 1199. Универсальный шарнир. На внутренней поверхности обоймы *4* и на наружной поверхности тела *3* вала *1* имеются шесть меридиональных канавок, в которые заложены шарики. Шарики расположены в плоскости, проходящей через центр шарнира. При повороте вала *2* на угол γ шарики перекатываются в канавках. $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \text{var}$.

Фиг. 1200. Универсальный шарнир со смещенными центрами канавок. При таком смещении канавок плоскость, в которой лежат шарики, приближается к той, которая делит угол между осями валов пополам.



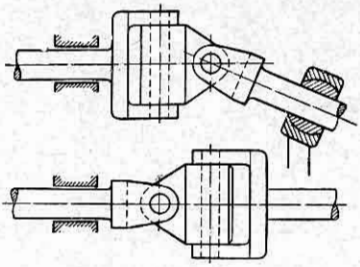
Фиг. 1201.

Фиг. 1201. Универсальный шарнир с шариками.



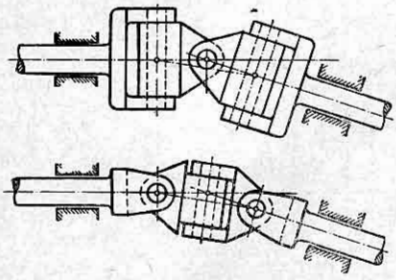
Фиг. 1202.

Фиг. 1202. Вариант универсального шарнира с шариками.

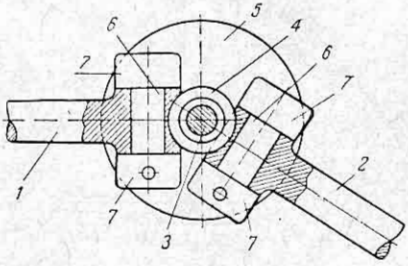


Фиг. 1203.

Фиг. 1203. Схема одинарного универсального шарнира с непересекающимися осями.



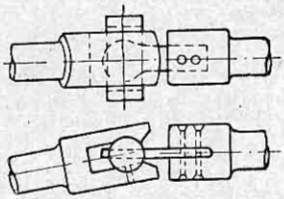
Фиг. 1204.



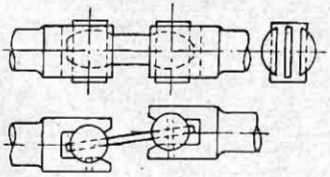
Фиг. 1205.

Фиг. 1204. Схема сдвоенного универсального шарнира с непересекающимися осями.

Фиг. 1205. Универсальный шарнир. Угловые скорости ведущего и ведомого валов одинаковы. Головки валов *1* и *2* имеют шаровые углубления, в которые заходит шарик *4*. В отверстия головки валов входят оси *6*, которые закреплены в сережках *7* двух дисков *5*. Шарик *4* может скользить по стержню *3*, соединяющему два диска *5*.

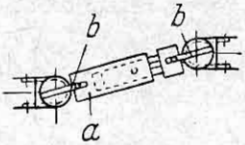


Фиг. 1206.

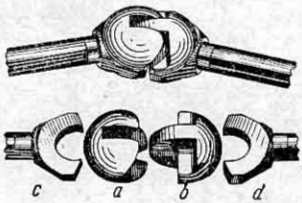


Фиг. 1207.

Фиг. 1206. Универсальный шарнир.
Фиг. 1207. Двойной универсальный шарнир.



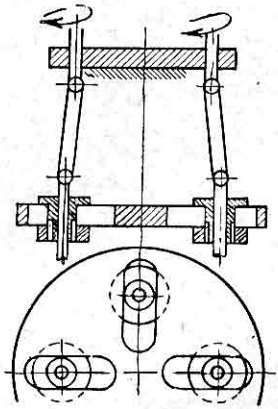
Фиг. 1208.



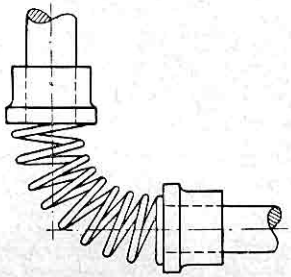
Фиг. 1209.

Фиг. 1208. Двойной универсальный шарнир. При равномерном вращении ведущего вала скорость вращения ведомого вала равномерна при условии, если вилки шарниров *b* на промежуточном валу *a* расположены в одной плоскости (как показано на эскизе), а оси валов лежат в одной плоскости и симметричны относительно промежуточного вала. Если вилки шарниров промежуточного вала расположены в плоскостях, перпендикулярных друг другу, ведомый вал будет вращаться с неравномерностью в два раза бо́льшей, чем при одинарном универсальном шарнире. Для компенсации осевых перемещений ведущего и ведомого валов промежуточный вал выполняют телескопическим.

Фиг. 1209. Двойной универсальный шаровой шарнир. Промежуточные звенья *a* и *b* соединяются между собой поступательной парой, а к валам *c* и *d* присоединяются шарнирно.

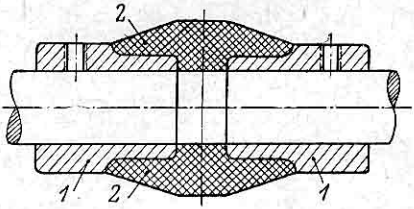


Фиг. 1210.

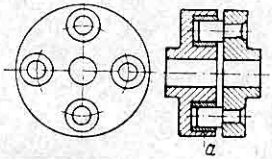


Фиг. 1211.

Фиг. 1210. Передача на несколько валов при помощи карданных механизмов. Положение и длину ведомых валов можно изменять.



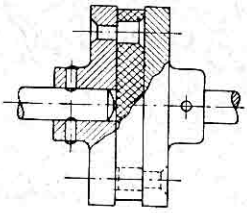
Фиг. 1212.



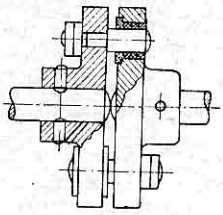
Фиг. 1213.

Фиг. 1211. Гибкое соединение двух валов, расположенных под углом. Может найти применение для передачи малых крутящих моментов.

Фиг. 1212. Упругая муфта. Втулки *1* соединены между собой привулканизированным резиновым кольцом *2*.



Фиг. 1214.

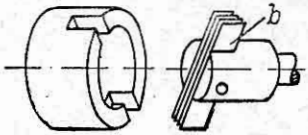


Фиг. 1215.

Фиг. 1213. Упругая муфта с кожаными гильзами *a* на соединительных пальцах муфты.

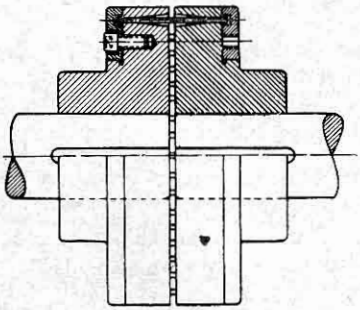
Фиг. 1214. Упругая муфта, осуществляющая передачу усилия с помощью кожаной прокладки. Муфта компенсирует небольшие ошибки при сборке.

Фиг. 1215. Упругая муфта, осуществляющая передачу усилия с помощью фибровых втулок, в которые входят пальцы муфт.



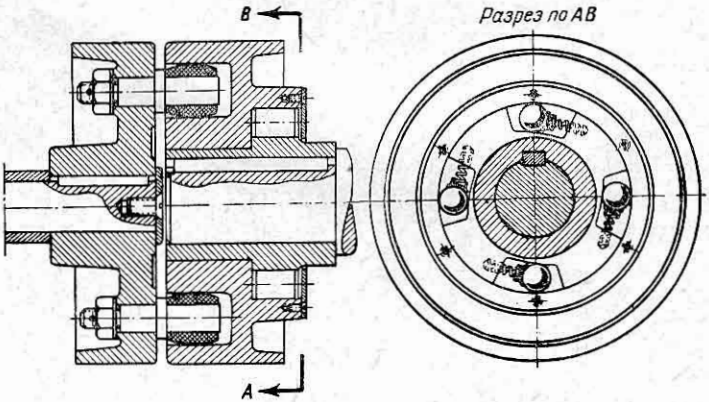
Фиг. 1216.

Фиг. 1216. Упругая муфта с плоскими пружинами *b*; компенсирует небольшие смещения осей.



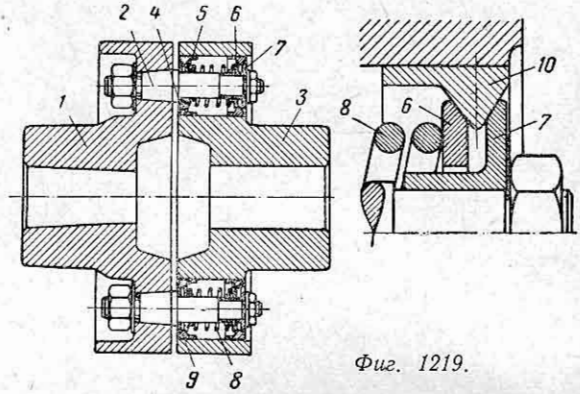
Фиг. 1217.

Фиг. 1217. Упругая подвижная муфта. Упругие пальцы муфты изготовлены из тонкой стальной проволоки.



Фиг. 1218.

Фиг. 1218. Упругая муфта с односторонним вращением. Вращение в одну сторону обеспечивается роликовой муфтой обгона.



Фиг. 1219.

Фиг. 1219. Упругая муфта (*1, 3*). На каждом из пальцев *2* муфты монтируются два комплекта конических колец, распираемых пружиной *8*. Внешние кольца *4, 5, 6* и *7* имеют конусы, обращенные друг к другу основаниями, средние кольца *9* и *10* — двойной внутренний конус. При достижении некоторого предельного значения момента кольца, смещаясь друг относительно друга, сжимают пружину.

Усилие, действующее на палец, при котором срабатывает муфта

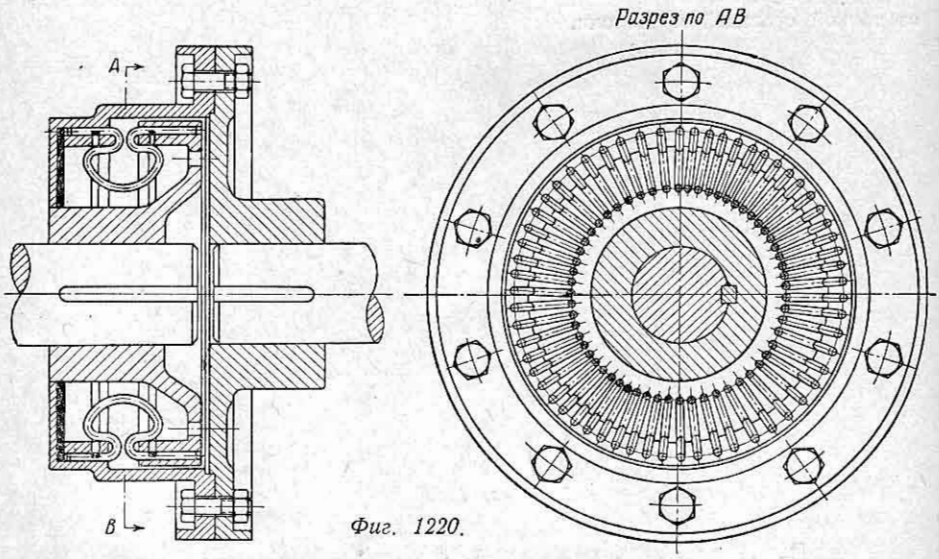
$$P = 4Q\,\mathrm{tg}(\alpha + \rho),$$

где Q — сила упругости сжатой пружины,

α — угол у основания конуса контактных поверхностей,

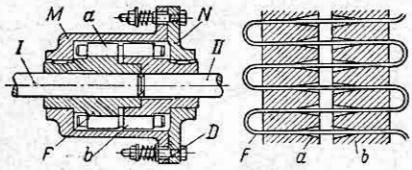
ρ — угол трения.

Муфта допускает угловой перекос осей валов не более 1° и параллельное смещение до 0,5 *мм*.

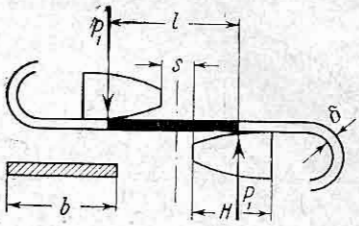


Фиг. 1220.

Фиг. 1220. Упругая подвижная муфта. Большая упругость муфты достигается кривизной формы пальцев, изготовленных из стальной проволоки.



Фиг. 1221.



Фиг. 1222.

Фиг. 1221—1222. Упругая муфта с зигзагообразной плоской пружиной. Диски *a* и *b* снабжены канавками, в которых помещается плоская зигзагообразная пружина *F*, состоящая из нескольких частей. На диске *a* закреплен кожух *M*, прижимающийся к шайбе *N*, закрепленной на диске *b*. Возникающие вследствие неравномерности вращения вибрации поглощаются трением поверхностей деталей *M* и *N*. Сила прижатия деталей *M* к *N* регулируется пружинами на стержнях болтов *D*. Размеры пружины *F* определяются по формулам (фиг. 1222)

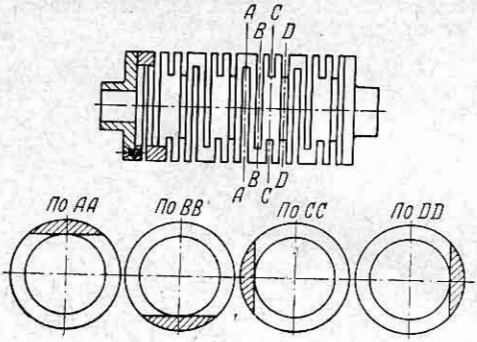
$$\delta=\frac{[\sigma]_u l^2}{3E y_{max}};\quad b=\frac{3P_1 l}{[\sigma]_u \delta^2},$$

где $P_1=\frac{M_{кр}}{rz}$; y_{max} — максимальный прогиб пружины;

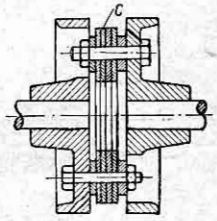
z — число зубьев на диске;

r — радиус диска.

$$l\approx\frac{4}{3}H+S;\quad E=2\,200\,000\ кг/см^2;\quad [\sigma]_u=4500\div5000\ кг/см^2.$$



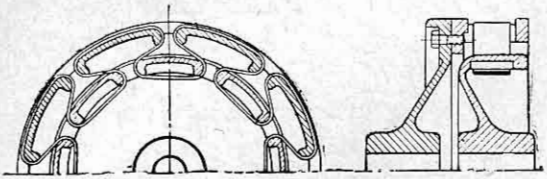
Фиг. 1223.



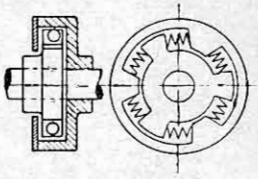
Фиг. 1224.

Фиг. 1223. Упругая муфта. В стальной толстостенной трубе в шахматном порядке сделаны радиальные прорезы. Муфта пригодна для передачи небольших усилий при малых скоростях вращения валов. Невыгодна вследствие большого веса.

Фиг. 1224. Упругая дисковая муфта с кожаными кольцами *c*.



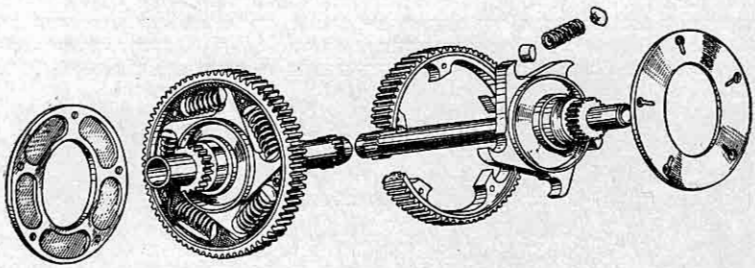
Фиг. 1225.



Фиг. 1226.

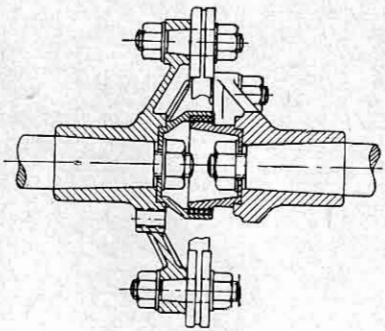
Фиг. 1225. Упругая муфта с гибкой лентой. У правого диска муфты кулачки отлиты за одно целое с телом диска, к левому диску крепится кулачковый обод. Между кулачками протянута упругая лента из кожи или ткани.

Фиг. 1226. Схема упругой муфты с цилиндрическими пружинами (см. фиг. 1227).

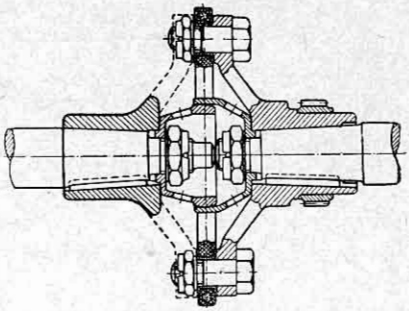


Фиг. 1227.

Фиг. 1227. Зубчатое колесо с упругой муфтой. Применяется в нагнетателе авиационного двигателя. Обладает нелинейной ломаной характеристикой жесткости, предохраняющей машину от вибраций.

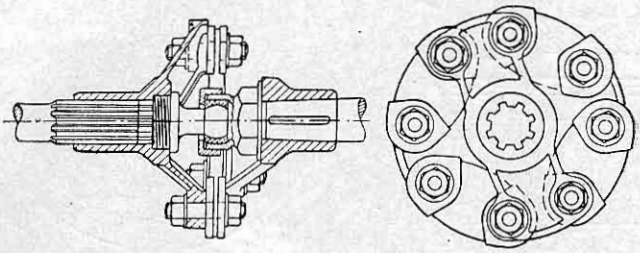


Фиг. 1228.

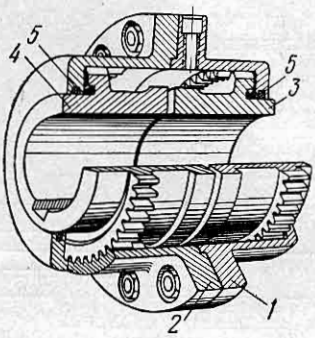


Фиг. 1229.

Фиг. 1228. Мягкий универсальный шарнир с центровкой.
Фиг. 1229. Мягкий звенчатый универсальный шарнир с центровкой.



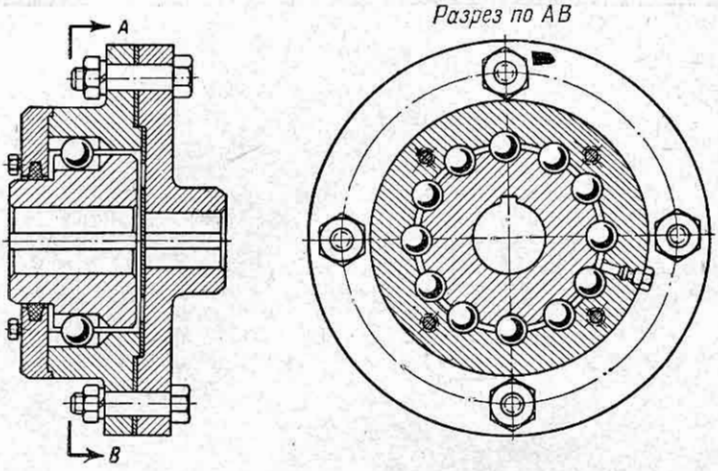
Фиг. 1230.



Фиг. 1231.

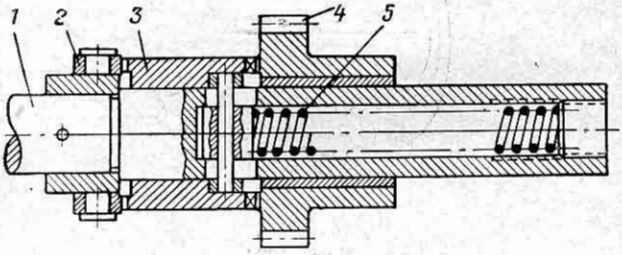
Фиг. 1230. Мягкий универсальный шарнир с центровкой посредством шарового пальца.

Фиг. 1231. Зубчатая муфта. Муфта состоит из двух полумуфт *1* и *2* с внутренними зубчатыми венцами, которые входят в зацепление с внешними зубчатыми венцами втулок *3* и *4*. Полумуфты и втулки имеют одинаковое число зубьев. Муфта заливается маслом, которое удерживается уплотнительными кольцами *5*. Муфта допускает смещение и перекос осей валов в ограниченных пределах.



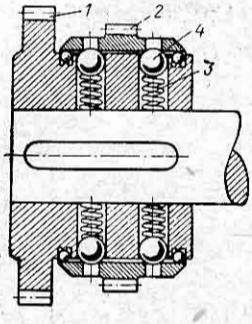
Фиг. 1232.

Фиг. 1232. Шариковая подвижная муфта. Пространство между шариками заполняется смазочным материалом.



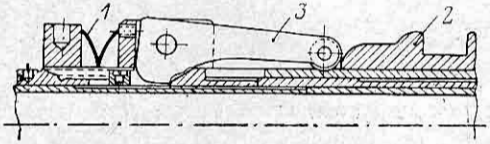
Фиг. 1233.

Фиг. 1233. Автоматически выключающаяся муфта. Ведомое зубчатое колесо *4*, свободно вращающееся на валу *1*, может быть сцеплено с валом посредством кулачковой муфты *3*. Муфта имеет два диаметрально-противоположных V-образных паза, в которые входят ролики *2*, связанные с ведущим валом *1*. Муфта *3* прижата к роликам *2* пружиной *5*. При перегрузке вала *1* ролики *2*, воздействуя на наклонные поверхности V-образных пазов, отводят муфту *3* вместе с зубчатым колесом *4* вправо. После поворота вала *1* на 180°, когда V-образные пазы вновь установятся против роликов, муфта *3* под действием пружины переместится влево, а колесо *4* останется на месте, вследствие чего произойдет расцепление кулачков колеса и муфты. Для последующей передачи движения валу *1* колесо *4* необходимо передвинуть влево, включив кулачковую муфту.



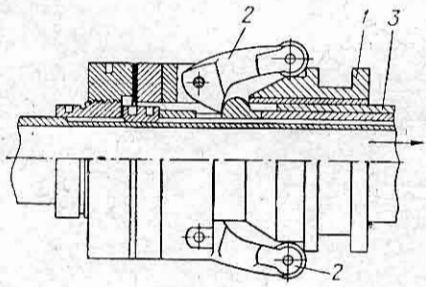
Фиг. 1234.

Фиг. 1234. Предохранительная муфта. Движение передается от зубчатого колеса *1* к зубчатому колесу *2* через шарики *4*. При перегрузке шарики утапливаются, дополнительно сжимая пружины *3*, и полумуфты расцепляются. Вследствие того, что шарики вновь западают в отверстия колеса *2*, требуется автоматическое выключение двигателя или быстрый останов его.



Фиг. 1235.

Фиг. 1235. Зажимная муфта для цанг. В цепь зажима муфты введены тарелочные пружины *1*. Перемещением втулки *2* влево конец рычага *3* с роликом поднимается вверх, второй конец рычага нажимает на трубу и цанга зажимает изделие.

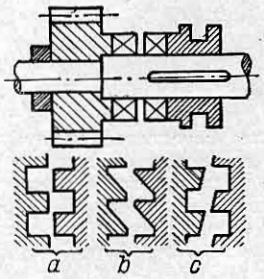


Фиг. 1236.

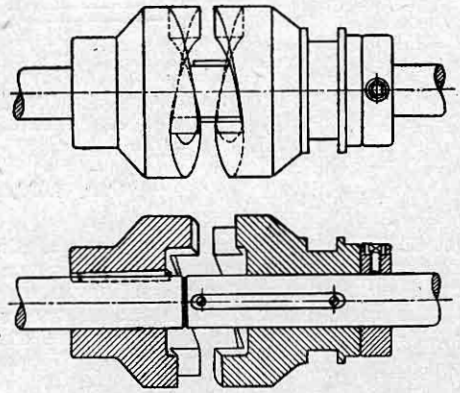
Фиг. 1236. Зажимная муфта для цанг. Включение осуществляется перемещением втулки *1* влево, при этом по ее поверхности скользит конец шарнирно закрепленного на шпинделе станка рычага *2*. Другой конец рычага нажимает на трубу *3* и зажимает цангу.

Сцепные муфты

Фиг. 1237. Кулачковая муфта: *a* — с прямоугольными кулачками; *b* — с косыми кулачками; *c* — с прямоугольными скошенными кулачками. Включение муфты требует остановки вала или, по крайней мере, значительного уменьшения числа оборотов.



Фиг. 1237.

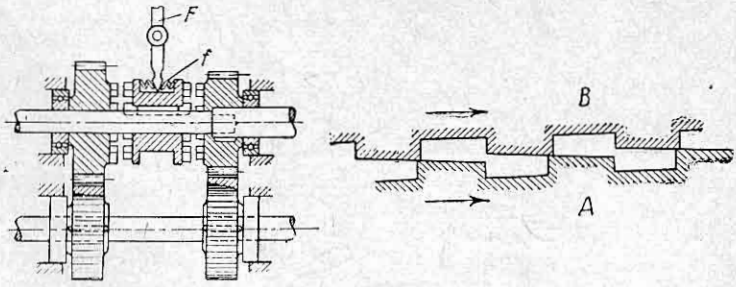


Фиг. 1238.

Фиг. 1238. Кулачковая сцепная муфта с винтовым кулачком. Включать муфту на ходу не рекомендуется. Сила, необходимая для выключения муфты на ходу:

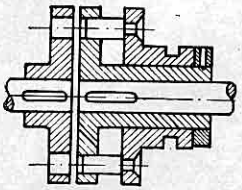
$$T=(zP+2P_1)\mu,$$

где z — число кулачков;
P — давление на один кулачок;
P_1 — давление на направляющую шпонку;
μ — коэффициент трения.

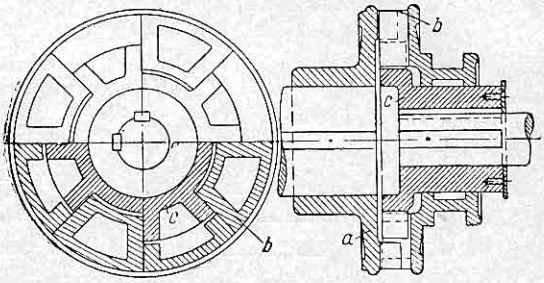


Фиг. 1239.

Фиг. 1239. Муфта переключения скоростей. Торцы зубьев расположены по винтовой поверхности. Включение возможно только в том случае, если деталь *B* в относительном движении опережает деталь *A*. Для включения рычаг *F* переводят в крайнее положение, после чего муфта включается автоматически под действием пружин *f*.



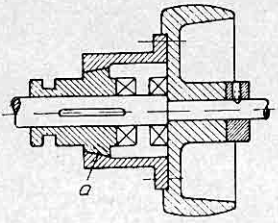
Фиг. 1240.



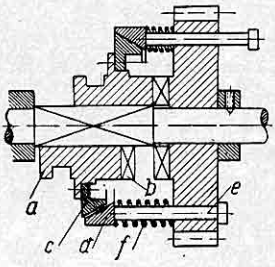
Фиг. 1241.

Фиг. 1240. Пальцевая муфта. Разновидность кулачковой муфты.

Фиг. 1241. Кулачковая муфта. На одном из валов имеются кулачки *a*, на другом — кулачки *c*. На валу, на котором укреплены кулачки *c*, передвигается поводок с кулачками *b*. Включать муфту можно, когда вал неподвижен или при вращении с пониженным числом оборотов. Для обеспечения более плавного включения кулачки *c* сделаны немного длиннее кулачков *a*.



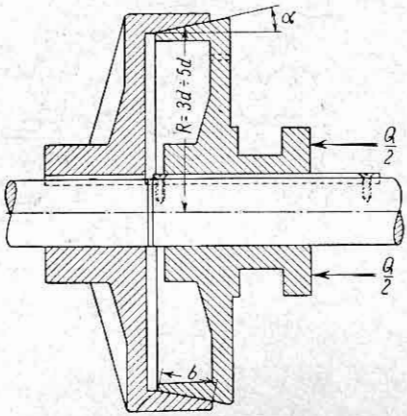
Фиг. 1242.



Фиг. 1243.

Фиг. 1242. Комбинированная кулачково-конусная муфта. Для включения муфты без остановки ведущего вала сначала включают конусную муфту *a*, а затем, когда ведомый вал начинает вращаться с числом оборотов, приблизительно равным числу оборотов ведущего вала, включают кулачковую муфту.

Фиг. 1243. Комбинированная кулачково-конусная муфта. В начале включения (нижняя часть фигуры), передвигая кулачковую муфту *a*, вводят конус *c* в соприкосновение с конусом *d*, прикрепленным на стержнях *e* к ведомой детали. Затем, когда числа оборотов кулачковой муфты *a* и ведомой детали почти сравняются, включаются кулачки *b* (верхняя часть фигуры); *f* — пружина.



Фиг. 1244.

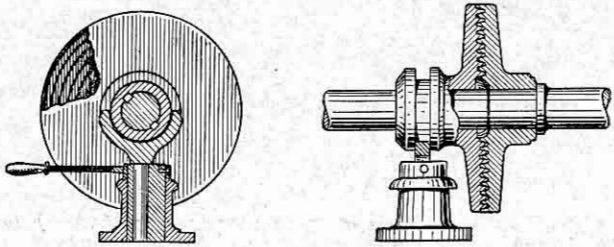
Фиг. 1244. Конусная фрикционная муфта. Позволяет производить включение и выключение на ходу. Расчет муфты следующий: сила нажатия

$$Q=\frac{M_{кр}\,\beta\sin\alpha}{R\mu};$$

длина образующей конуса

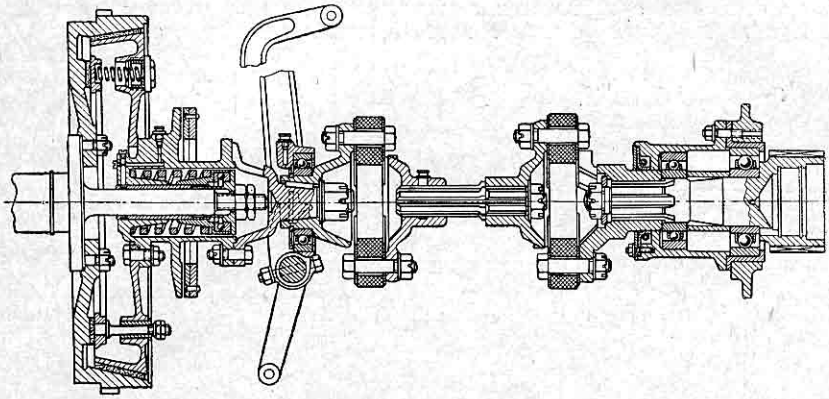
$$b=\frac{Q}{2\pi Rq\sin\alpha},$$

где β — коэффициент запаса сцепления, принимают $\beta=1{,}1\div2{,}5$;
$M_{кр}$ — крутящий момент, передаваемый муфтой;
q — удельное давление;
R — средний радиус конуса;
α — угол наклона образующей $(7\div15°)$;
μ — коэффициент трения.



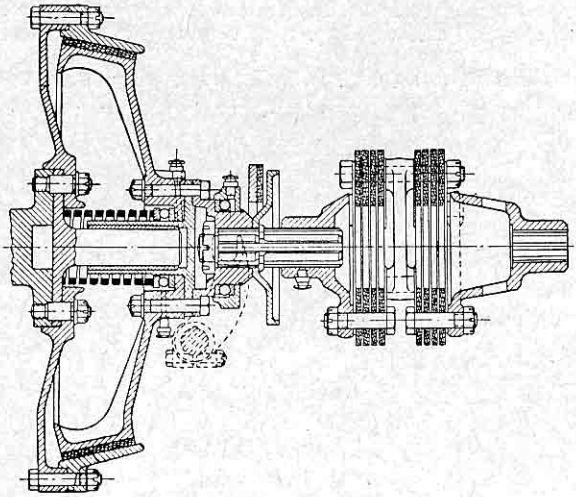
Фиг. 1245.

Фиг. 1245. Фрикционная сцепная муфта с рифлеными дисками. Выключатель устроен в виде эксцентрика. Осевая сила нажатия, которая воспринимается подшипниками вала, может быть очень большой, поэтому такого типа муфта применяется для небольших мощностей и кратковременного включения.

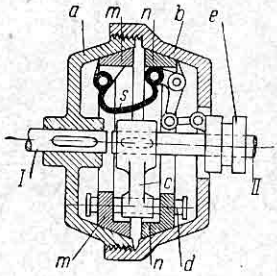


Фиг. 1246.

Фиг. 1246. Фрикционная муфта. Натяжение центральной пружины, которая прижимает конус к конической выточке в маховике, регулируется гайкой на конце хвостовика коленчатого вала. Плавность включения обеспечивается первоначальным сцеплением фланца муфты с обшивкой. Кольцо с фрикционной обшивкой и пружины, прижимающие фланец, рассчитываются на передачу 20—25% от всего крутящего момента.



Фиг. 1247.

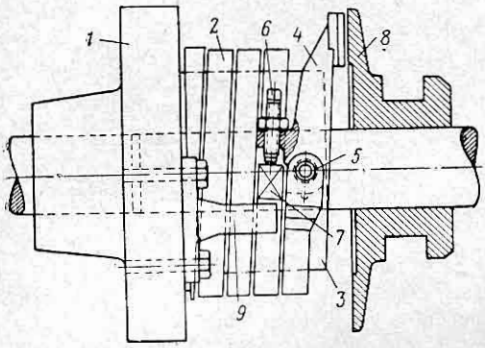


Фиг. 1248.

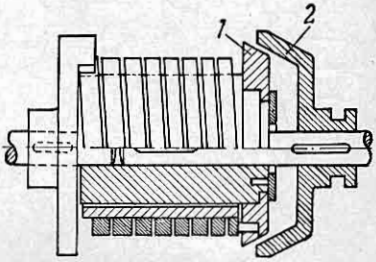
Фиг. 1247. Фрикционная муфта с обратным конусом. Нажатие производится центральной пружиной.

Фиг. 1248. Двойная коническая фрикционная муфта. На ведущем валу *I* укреплена на шпонке половина *a* кожуха, соединенная при помощи резьбы со второй половиной *b*. На ведомом валу *II* укреплена крестовина *c* со штырями *d*, на которых надеты фрикционные конусы *m* и *n*. Отводка *e* системой

рычагов соединена с пружинами *s*, шарнирно прикрепленными к конусам *m* и *n*. При перемещении отводки *e* влево пружины *s* прижимают конусы к конусным поверхностям половин *a* и *b* кожуха.



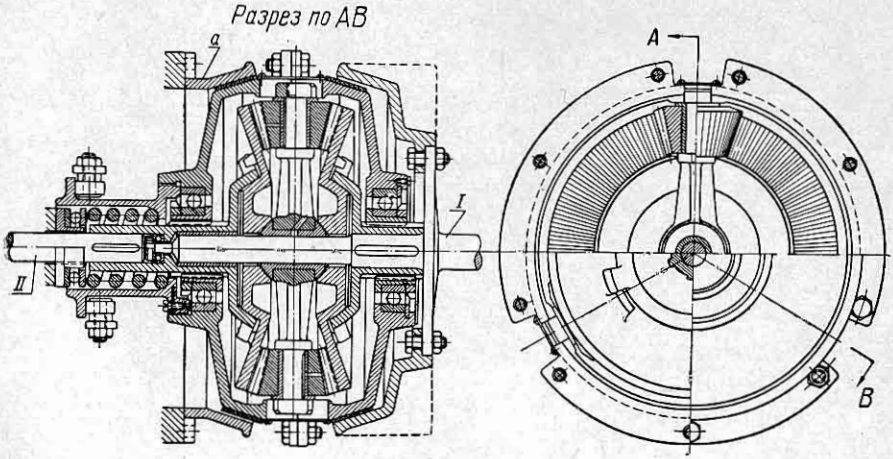
Фиг. 1249.



Фиг. 1250.

Фиг. 1249. Фрикционная муфта со спиральной пружиной. Пружина *2*, конец которой прикреплен к ведущему диску *1*, несколькими витками охватывает барабан *3*. Поворачивающийся относительно оси *5* рычажок *4* несет болт *6*, упирающийся при повороте рычажка в выступ *7*, имеющийся на предыдущем витке пружины. При перемещении диска *8* влево рычажок *4* стягивает крайний виток пружины на барабане и под действием сил трения начинает вращаться вместе с валом, увлекая за собой остальные витки и ведомый вал. При перемещении диска *8* вправо пружина раскручивается и освобождает барабан. В случае поломки пружины упор *9*, привернутый к диску *1*, ударяя о выступ *7*, выключит муфту.

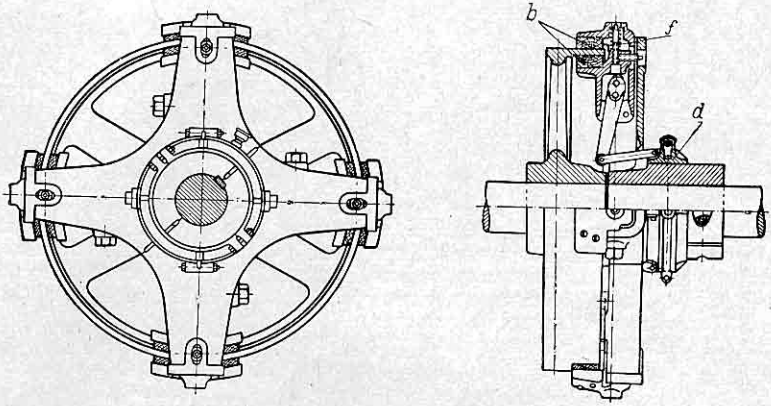
Фиг. 1250. Схема фрикционной муфты по фиг. 1249. Рычажок *4* заменен конусным диском *1*, а вместо диска *8* установлена конусная чашка *2*.



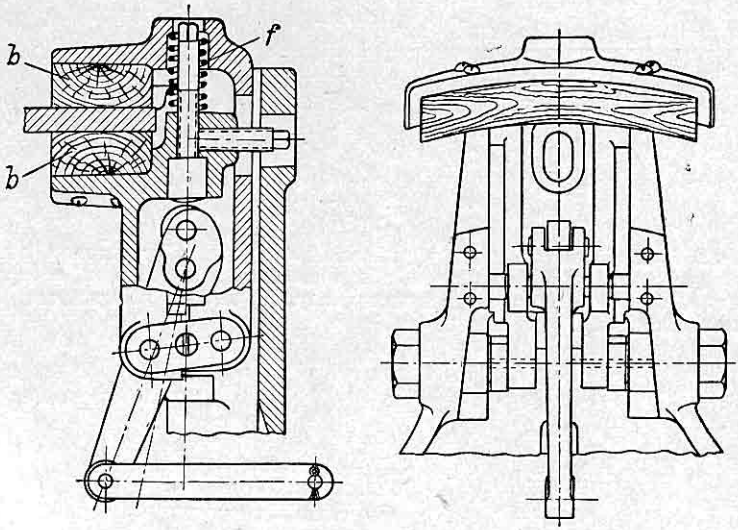
Фиг. 1251.

Фиг. 1251. Планетарная реверсивно-разобщительная муфта с двойным конусом. При включении на прямой ход (положение соответствует чертежу ниже

оси вала) конус и дифференциал внутри конуса вращаются как одно целое; движение передается от вала *I* к валу *II*. Для включения на обратный ход (положение — выше оси вала) конус прижимается к неподвижному диску *a* и останавливается вместе с поводком дифференциала, а движение передается через конические зубчатые колеса. При среднем положении конуса ведомый вал *II* неподвижен.

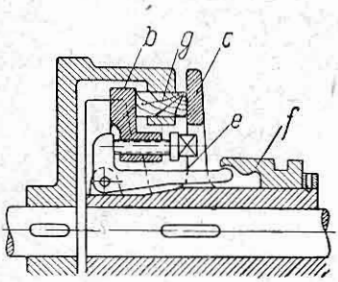


Фиг. 1252.

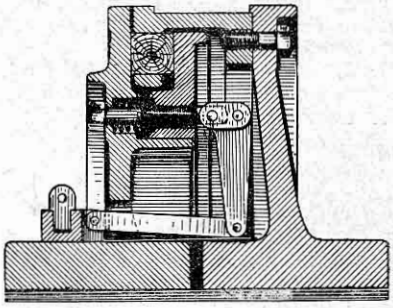


Фиг. 1253.

Фиг. 1252—1253. Колодочная фрикционная муфта. Включение и выключение производится отводкой *d*. При выключении (фиг. 1253) пружина *f* отжимает фрикционные колодки *b*. На фиг. 1253 показан вид слева со снятой колодкой.



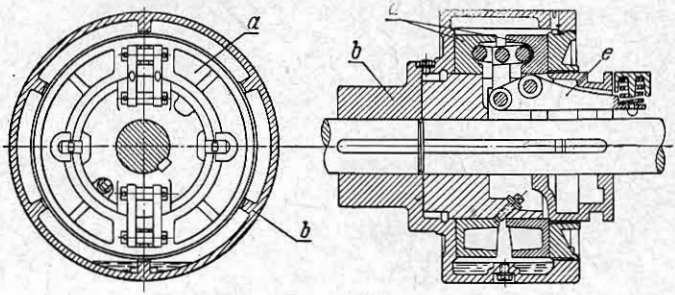
Фиг. 1254.



Фиг. 1255.

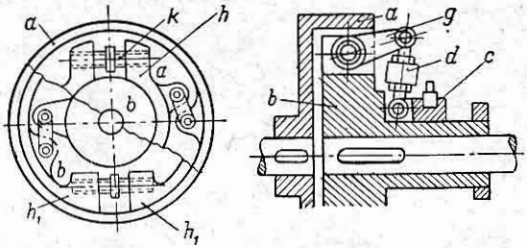
Фиг. 1254. Фрикционная муфта с торцевыми колодками. Для включения муфты отводку *f* передвигают влево; при этом рычаг *e* зажимает фрикционный башмак *g* между нажимным и упорным дисками *b* и *c*. Отводка *f* выполнена с двумя ступеньками, вследствие чего фрикционные башмаки могут быть зажаты с бо́льшим или меньшим усилием.

Фиг. 1255. Вариант фрикционной муфты по фиг. 1254.



Фиг. 1256.

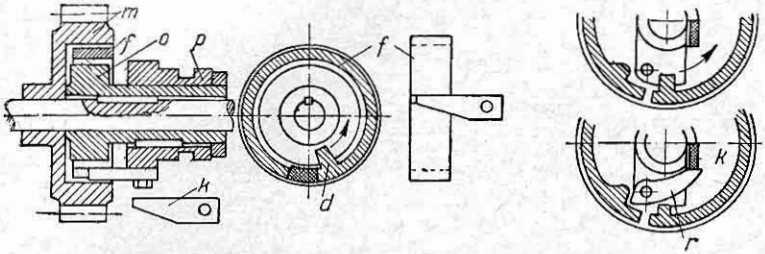
Фиг. 1256. Двойная торцевая фрикционная муфта. Посредством рычага *e* фрикционные колодки *a* разводятся и прижимаются к боковым поверхностям барабана *b*, закрепленного на ведущем валу. Трущиеся поверхности обильно покрываются смазкой.



Фиг. 1257.

Фиг. 1257. Фрикционная муфта. Тормозные башмаки могут быть выполнены в двух вариантах. Они могут прижиматься или к внешнему ободу *a* (башмаки h_1) или к втулке *b* (башмак *h*). Общая схема муфты в обоих случаях

остается одной и той же. Фрикционные башмаки представляют собой секторы, попарно соединенные друг с другом винтами k с правой и левой резьбой. Винты k рычагами g и d соединены с отводкой c. При перемещении отводки влево винты k прижимают башмаки к корпусу a или втулке b (в зависимости от того, по какому из двух вариантов выполнена муфта).

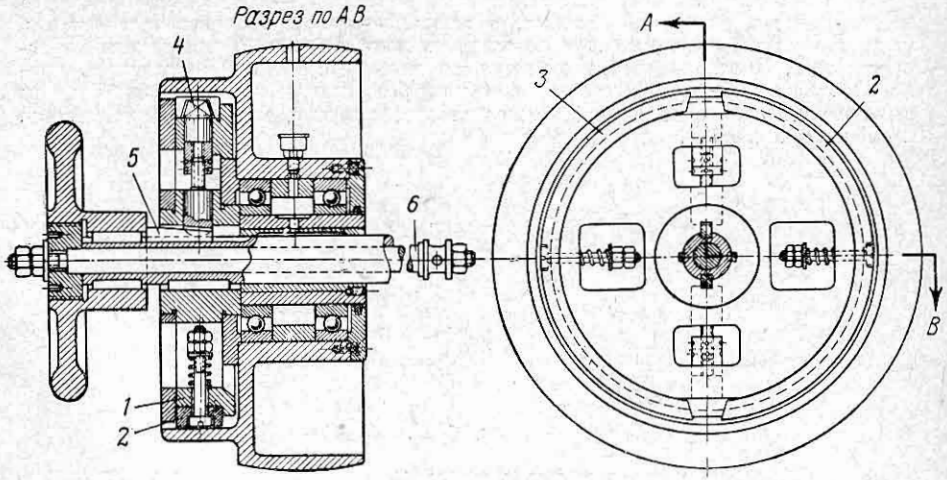


Фиг. 1258.

Фиг. 1258. Фрикционная муфта с распорным фрикционным кольцом. В корпусе m муфты помещается разрезное фрикционное кольцо f, укрепленное зубом d во втулке o, сидящей на ведущем валу. При перемещении отводки p влево клин k входит в разрез кольца f и, разжимая его, прижимает к корпусу m. При большой величине передаваемого момента между клином k и кольцом f помещают мультиплицирующий рычаг r (эскиз справа). Схема часто применяется в подъемных устройствах, велосипедных тормозах и т. п. Сила трения определяется по формуле Эйлера

$$F = P_1 \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}},$$

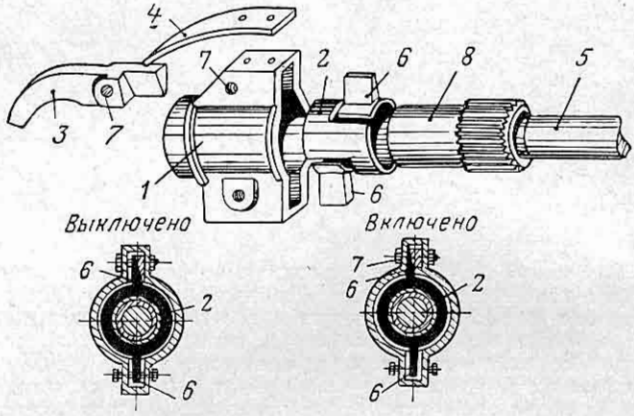
где P_1 — сила на торце кольца;
α — угол охвата;
μ — коэффициент трения.



Фиг. 1259.

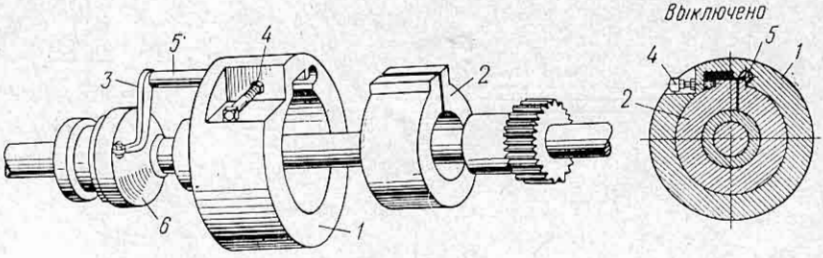
Фиг. 1259. Фрикционная муфта с упругими кольцами. Муфта выполнена в сочетании со шкивом ременной передачи. К диску *1* прикреплены два полу-

кольца *2* и *3*, разжимаемые клиньями *4*, которые могут перемещаться в радиальном направлении посредством скошенных подвижных шпонок *5*. Перемещение шпонке *5* сообщается штангой *6* при движении ее вправо. Маховичок служит для регулирования величины момента трения муфты в случае фиксированных крайних положений штанги *6*.



Фиг. 1260.

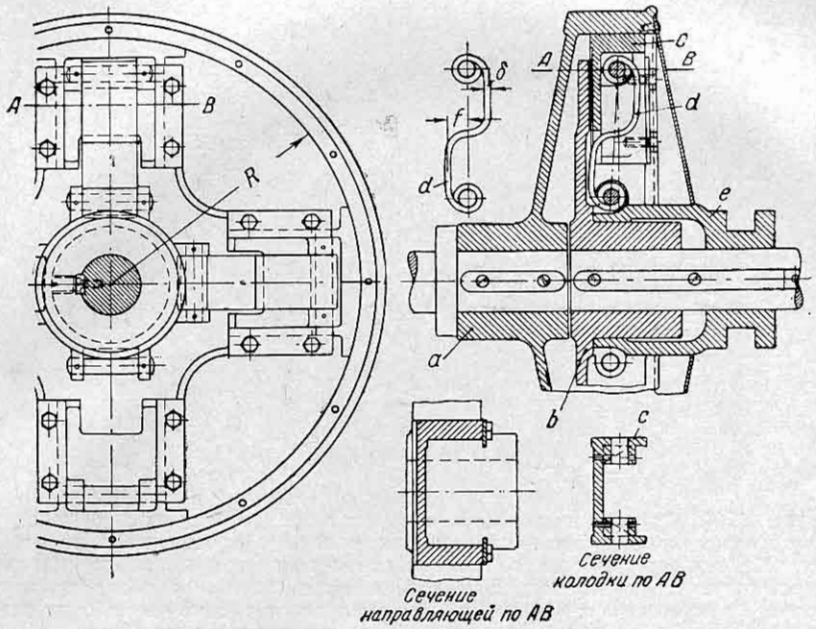
Фиг. 1260. Фрикционная муфта с упругим кольцом. Вращение от вала *5* зубчатому колесу *8* передается муфтой, состоящей из корпуса *1*, разрезного кольца *2*, собачки *3* и пружины *4*. Корпус *1* имеет два прямоугольных паза и жестко закрепляется на валу *5*. Бронзовое кольцо *2* с выступами *6* надевается на ступицу зубчатого колеса *8* и устанавливается в корпусе *1* так, чтобы выступы *6* входили в пазы корпуса. Нижний выступ *6* — прямоугольной формы закрепляется в корпусе *1* болтами, а верхний — скошенный устанавливается в пазу свободно и зажимается скошенной частью собачки *3*, вращающейся вокруг оси *7*. Колесо *8* устанавливается на валу *5* свободно. Пружина *4*, прикрепленная к корпусу *1*, удерживает собачку *3* в положении, при котором муфта выключена. Включение муфты осуществляется конусом, который перемещается относительно вала *5*.



Фиг. 1261.

Фиг. 1261. Фрикционная муфта с зажимом. Принцип действия муфты такой же, как и по фиг. 1260. Корпус *1* имеет один паз, а выступы зажима *2* расположены в верхней части. Пазовый валик *5* и рычаг включения *3* жестко связаны. Включение муфты осуществляется поворотом рычага включения *3* посредством конуса *6*. Болтом *4* регулируется сила затяжки зажима *2*.

Фиг. 1262. Фрикционная муфта с радиальными колодками. На ведомом валу закреплен диск *a*. Диск *b* закреплен на ведущем валу и имеет четыре направляющих для колодок *c*, которые прижимаются к диску *a* посредством пружины *d*. Пружина *d* связана с гильзой *e*, перемещающейся вдоль оси вала.



Фиг. 1262.

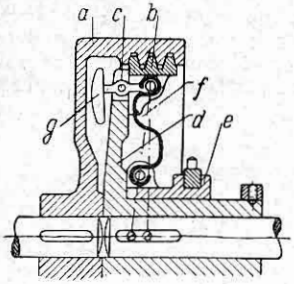
Размерами пружины задаются и проверяют на прочность по формуле

$$\sigma_p = \frac{P}{b\delta} + 6\frac{Pf}{b\delta^2} \leqslant [\sigma_p],$$

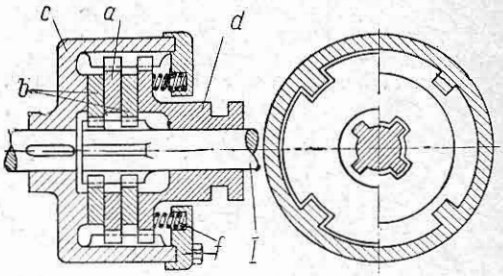
где P — сила нажатия пружины:

$$P = \beta \frac{M_{кр}}{z\mu R},$$

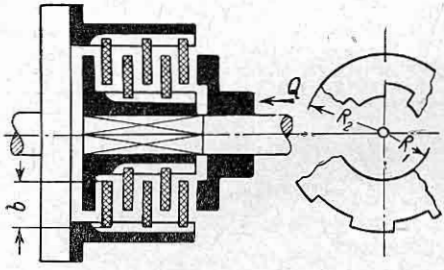
b — ширина пружины; δ — толщина пружины;
f — плечо изгибающей пружину пары сил;
z — число колодок (обычно четыре); R — радиус муфты;
β — коэффициент запаса (1,1÷2,5).



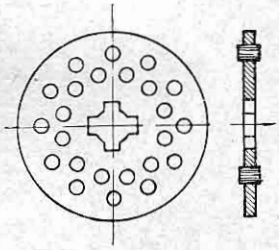
Фиг. 1263.



Фиг. 1264.



Фиг. 1265.



Фиг. 1266.

Фиг. 1263. Фрикционная муфта с радиальными клиновидными колодками. Фрикционные колодки *b* рычагами *c* прикреплены к крестовине *d* на ведомом валу. На концах рычагов *c* расположены контргрузы *g*, уравновешивающие центробежную силу колодок. При перемещении отводки *e* влево пружины *f* прижимают колодки *b* к корпусу *a*. Для увеличения трения на рабочих поверхностях колодок и корпуса сделаны канавки клиновидного профиля.

Фиг. 1264—1266. Многодисковая фрикционная муфта. В диске *a* и в нажимном диске *d* по окружности вырезаны пазы, в которые входят шлицы, имеющиеся на внутренней поверхности кожуха *c*. Диски *a* и *d* вращаются с кожухом как одно целое. Ведомые диски *b* посажены на шлицах на валу *l*. Момент передается трением, возбуждаемым между дисками *a*, *d* и *b* нажатием пружин *f*. Момент трения, передаваемый муфтой, определяется по формуле

$$M_F=\frac{2}{3}\,Q\mu\,\frac{R_2^3-R_1^3}{R_2^2-R_1^2}\,(k-1),$$

или приближенно

$$M_F=\mu Q r_{\text{ср}}\,(k-1),$$

где R_2 и R_1 — внешний и внутренний радиусы дисков (фиг. 1265);
μ — коэффициент трения;
k — общее число дисков.

Диски проверяются на удельное давление q:

$$q=\frac{Q}{\pi\left(R_2^2-R_1^2\right)}.$$

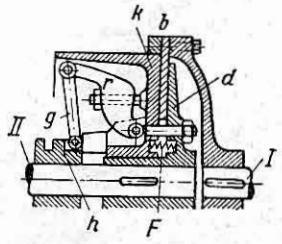
Для увеличения трения в дисках укрепляют втулки из материала, обладающего большим коэффициентом трения μ (см. фиг. 1266), например, ферродо.

Фиг. 1267. Однодисковая фрикционная муфта. Диски k и d системой рычагов r соединяются с поводком g. При перемещении отводки h влево диски d и k сближаются и зажимают диск b. Пружины F стремятся выключить муфту при перемещении отводки вправо.

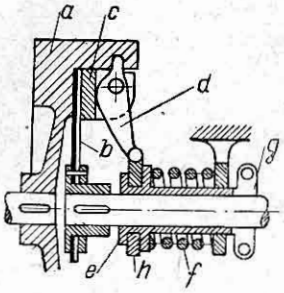
Момент трения

$$M_F = 2\mu Q r_{ср},$$

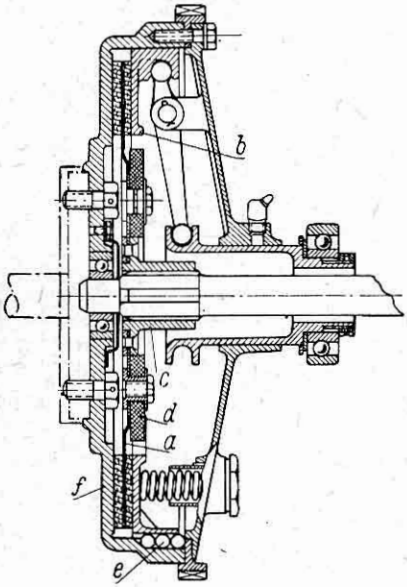
где $r_{ср}$ — средний радиус поверхности трения.



Фиг. 1267.



Фиг. 1268.

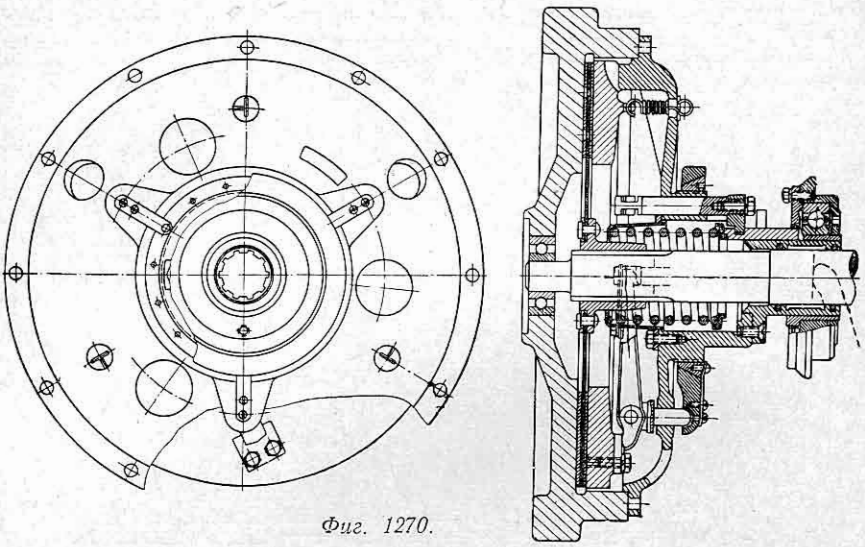


Фиг. 1269.

Фиг. 1268. Дисковая фрикционная муфта. Муфта включается пружиной f, стремящейся переместить отводку e влево и зажать фрикционный диск b между корпусом a и нажимным диском c. Выключение муфты производится перемещением отводки за ушки g вправо; h — кольцо, через которое передается движение отводки нажимному рычагу d, вращающемуся вместе с муфтой.

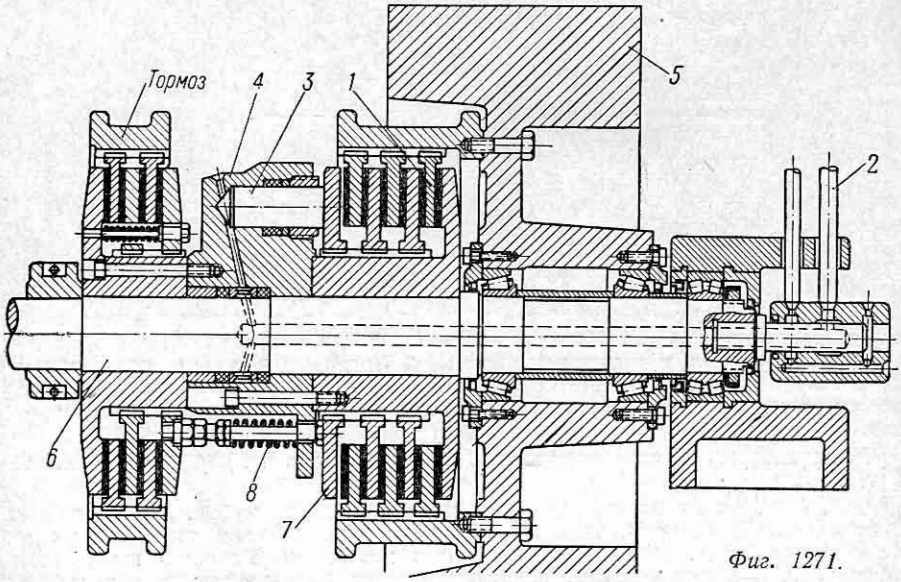
Момент трения определяется так же, как и для муфты, показанной на фиг. 1267.

Фиг. 1269. Автомобильная однодисковая фрикционная муфта. Диск трения a с фрикционной обшивкой связан с втулкой c ведомого вала посредством эластичного кольца d. Нажимное кольцо b с маховиком f связано посредством шариков e. Шарики заменяют шпонки и служат для уменьшения трения.



Фиг. 1270.

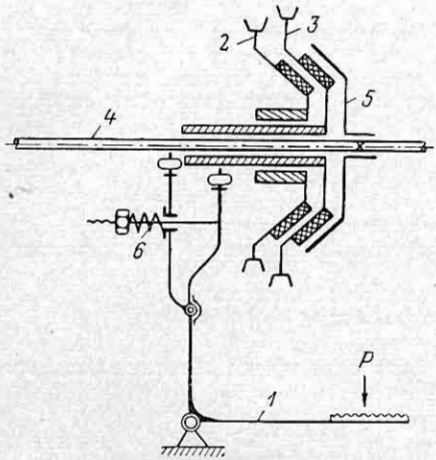
Фиг. 1270. Однодисковая фрикционная муфта. Нажатие на рабочие поверхности осуществляется центральной пружиной при помощи рычагов выключения. Отводка снабжена шариковым подшипником.



Фиг. 1271.

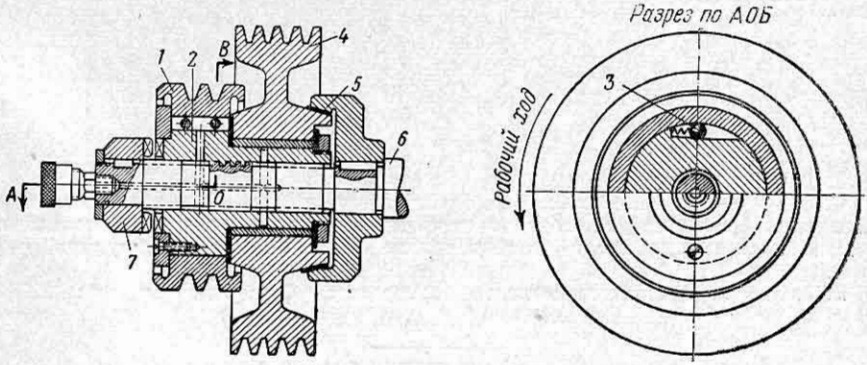
Фиг. 1271. Фрикционная многодисковая муфта с гидравлическим управлением. Включение муфты *1* осуществляется увеличением давления в маслопроводе *2*, который соединен с цилиндрами поршней *3* отверстиями в центре вала

и наклонными отверстиями в детали *4*. Движение передается от маховика *5* к валу *6*. При включении муфты диск *7* дополнительно сжимает пружину *8* и освобождает тормоз.



Фиг. 1272.

Фиг. 1272. Фрикционная муфта с переключением на две скорости. Включение муфты на бо́льшую или меньшую скорость осуществляется соответственно бо́льшим или меньшим давлением на педаль *1*. На ведущем валу (на схеме не показан) устанавливаются два шкива, один из них, бо́льшего диаметра и передающий вращение диску *2*, закрепляется на валу жестко, второй, меньшего диаметра, соединен с валом муфтой свободного хода. Затяжка пружины *6* регулируется гайкой так, чтобы при первоначальном включении дисков *3* и *5* на валу *4* и последующем — дисков *2*, *3* и *5* — не было буксования.



Фиг. 1273.

Фиг. 1273. Двухступенчатая реверсивная муфта для работы по циклу: рабочий ход — останов — обратный ход с увеличенной скоростью — останов. Ведущий вал, от которого передается движение муфте клиноременной передачей, работает реверсивно с постоянным числом оборотов (см. также фиг. 2497).

Рабочий ход. При вращении шкивов *1* и *4* против часовой стрелки втулка *2* перемещается вправо по левой резьбе вала *6* и создает момент трения

на поверхности конической фрикционной муфты *5* вследствие того, что сумма моментов трения между шкивом *1* и втулкой *2* и между шкивом *4* и втулкой *2* больше момента трения на цилиндрической поверхности резьбы под действием осевого усилия, возникающего от разности моментов трения. Шкив *1* вращается вхолостую.

Обратный ход с увеличенной скоростью. Шкив *1* вращается по часовой стрелке с большей скоростью, чем шкив *4*. В результате этого заклиниваются ролики *3* муфты обгона, втулка *2* свинчивается влево и зацепляется с кулачковой полумуфтой *7*. Усилие включения муфты при рабочем ходе:

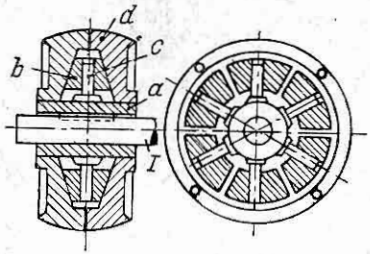
$$P=\frac{M_1+M_2-M_3}{d_{ср}\operatorname{tg}(\alpha+\rho)},$$

где M_1 — момент трения между шкивом *1* и втулкой *2*;
M_2 — то же между шкивом *4* и втулкой *2*;
M_3 — то же между цилиндрическими поверхностями резьбы вала *6* и втулки *2*;
$d_{ср}$ — средний диаметр резьбы на валу *6*;
α — угол подъема резьбы;
ρ — угол трения.

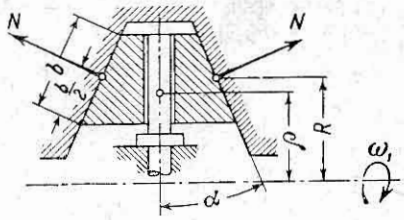
Надежная работа конической муфты обеспечивается при соблюдении условия:

$$\mu\frac{D_{ср}}{d_{ср}}>\operatorname{tg}(\alpha+\rho),$$

где μ — коэффициент трения скольжения на торце ступицы шкива *4*;
$D_{ср}$ — средний диаметр кольцевой поверхности торца шкива *4*.



Фиг. 1274.



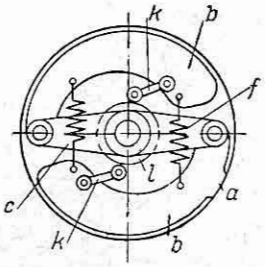
Фиг. 1275.

Фиг. 1274—1275. Центробежная фрикционная муфта. При вращении ведущего вала *I* сегменты *b*, свободно перемещающиеся на пальцах *c* поводка *a*, прижимаются центробежной силой к шкиву *d* и передают ему крутящий момент.

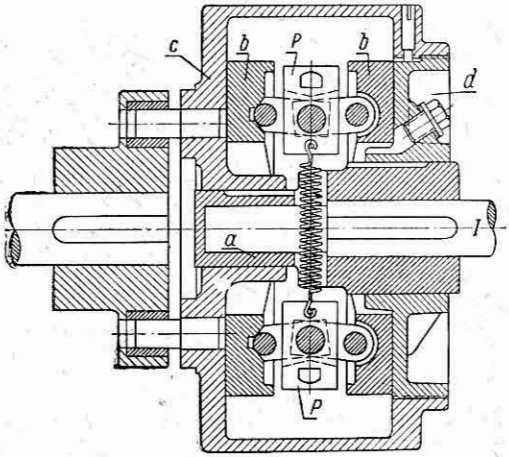
Величина передаваемого момента определяется формулой (см. фиг. 1275).

$$M_F=\frac{\omega_1^2\rho\mu GR}{g\sin\alpha}k,$$

где ρ — расстояние от оси вращения до центра тяжести сегмента;
G — вес сегмента;
$g=9{,}81$ *м/сек²*;
R — средний радиус муфты;
2α — угол желоба;
k — число сегментов;
N — нормальная сила.



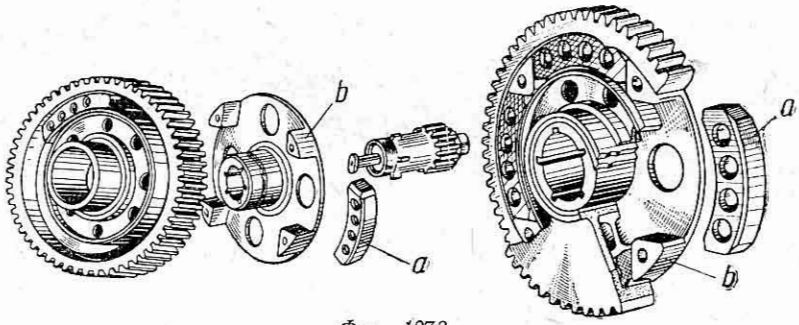
Фиг. 1276.



Фиг. 1277.

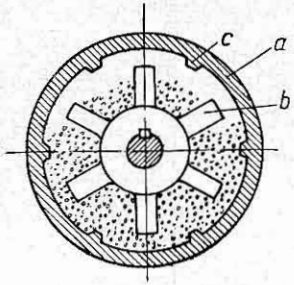
Фиг. 1276. Центробежная фрикционная муфта. Внутри обода *a* муфты, укрепленного на ведомом валу, помещаются два груза *b*, шарнирно соединенные с траверсой *c*, надетой на ведущий вал. Грузы соединены между собой пружинами *f*, оттягивающими их от обода. Пока ведущий вал неподвижен, грузы не касаются обода, когда же вал начинает вращаться, грузы под действием центробежной силы прижимаются к ободу *a*, увлекая ведомый вал. С увеличением скорости вращения момент, передаваемый муфте, увеличивается. Для того чтобы оба груза прижимались к ободу с одинаковым усилием, они соединены рычагами *k* на поворачивающейся втулке *l*. Для увеличения трения фрикционные поверхности обода и грузов делаются с клиновидным профилем.

Фиг. 1277. Центробежная фрикционная муфта. На ведущем валу *I* закреплена втулка *a*; вместе с ней вращаются фрикционные диски *b*. Детали корпуса *c* и *d* установлены на втулке *a* свободно. Во время пуска число оборотов ведущего вала нарастает и действием центробежной силы инерции грузов *p* диски *b* системой рычагов прижимаются к корпусу и вращают его. Диск ведомого вала соединен с корпусом пальцами.



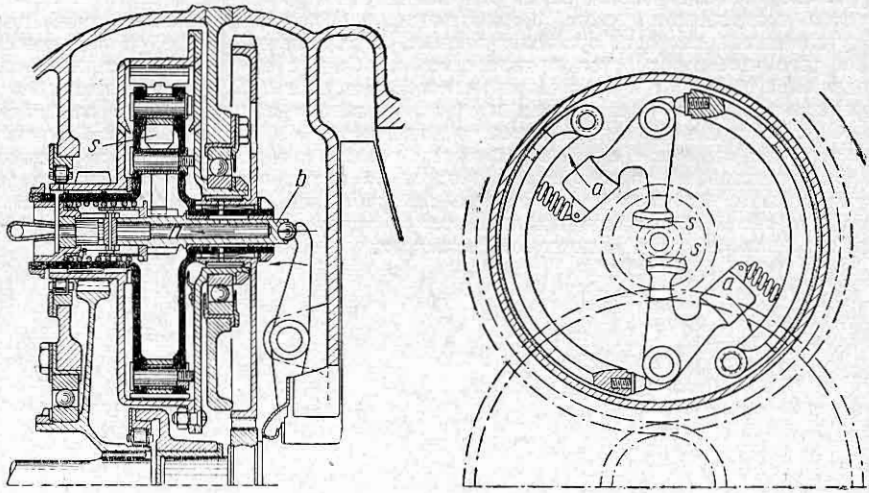
Фиг. 1278.

Фиг. 1278. Центробежная фрикционная муфта (нагнетателя авиационного двигателя): *a* — центробежные грузы, *b* — кулачки поводка. Метод расчета муфты такой же, как и для муфты фиг. 1274.



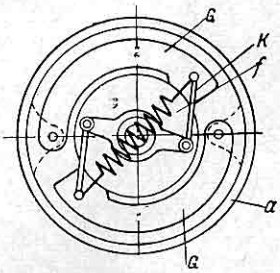
Фиг. 1279.

Фиг. 1279. Центробежная муфта с шариками. На ведущем валу муфты насажена втулка с радиальными лопатками *b*, на ведомом валу — барабан *a*, в который насыпаны стальные шарики. При вращении ведущего вала шарики располагаются кольцевым слоем по внутренней поверхности барабана *a*, увлекая его с собой. Для увеличения трения на внутренней поверхности барабана сделаны выступы *c*.

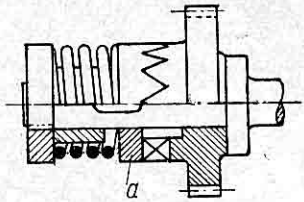


Фиг. 1280.

Фиг. 1280. Центробежная фрикционная муфта. Включение фрикционных колодок производится действием центробежных грузов *a*, а выключение — при осевом перемещении валика *b* с винтовой нарезкой, соединенной с нарезкой на секторах *s* грузов *a*.



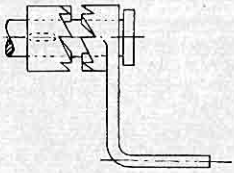
Фиг. 1281.



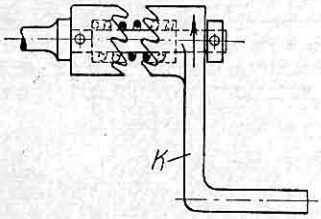
Фиг. 1282.

Фиг. 1281. Фрикционная муфта с ограничением числа оборотов ведомого вала. Грузы G пружиной f прижимаются к втулке на ведомом валу. Когда число оборотов ведомого вала достигает определенной величины, центробежная сила грузов преодолевает натяжение пружины f и муфта выключается. Рычаги k играют ту же роль, что и в муфте, показанной на фиг. 1276. Барабан a — ведущий.

Фиг. 1282. Ограничительная муфта. При увеличении крутящего момента больше допускаемой величины храповик a, преодолевая сопротивление пружины, расцепляет муфту.



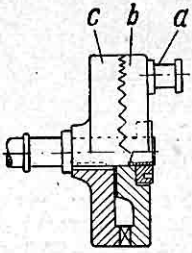
Фиг. 1283.



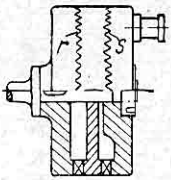
Фиг. 1284.

Фиг. 1283. Ручной кривошип с предохранительным храповиком. Рабочее вращение возможно только в одну сторону.

Фиг. 1284. Ручной кривошип с предохранительным храповиком и пружиной, автоматически выключающей кривошип при увеличении скорости вращения рабочего вала или по окончании вращения кривошипа K.



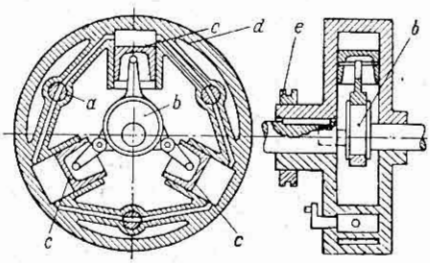
Фиг. 1285.



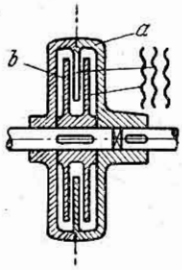
Фиг. 1286.

Фиг. 1285. Кривошип с переставной цапфой. Изменение положения цапфы a достигается относительным смещением дисков b и c.

Фиг. 1286. Кривошип с тонкой регулировкой положения цапфы. Число зубьев на венце r незначительно отличается от числа зубьев на венце s.



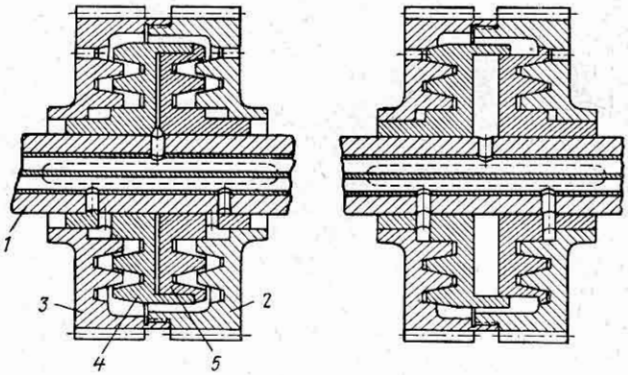
Фиг. 1287.



Фиг. 1288.

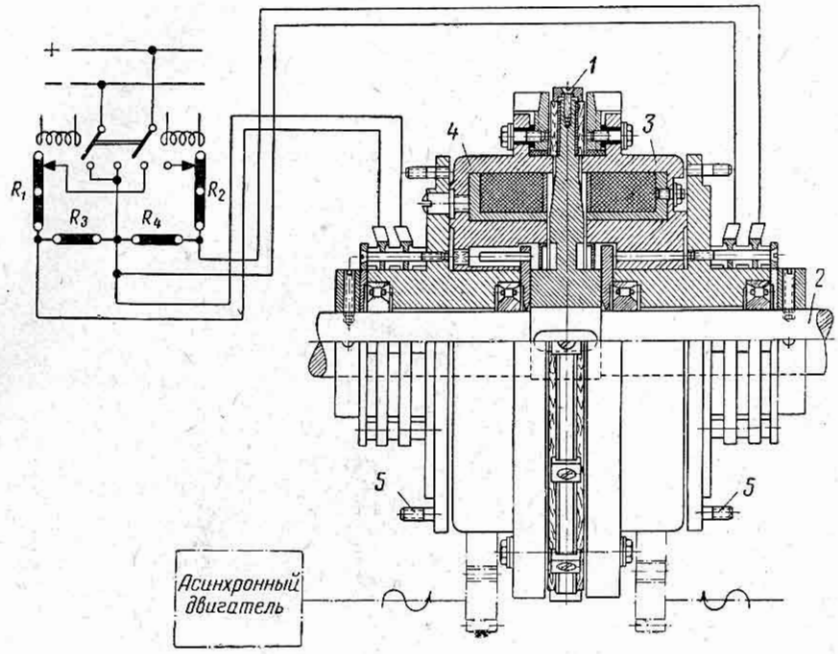
Фиг. 1287. Гидравлическая поршневая муфта. На ведущем валу укреплен эксцентрик *b*, служащий кривошипом механизма для сообщения движения поршням *c*. Цилиндры в общем блоке *d* закреплены на ведомом валу. Рабочие полости цилиндров соединены между собой каналами. Изменяя степень открытия кранов *a* передвижением кольца *e* вдоль оси вала, регулируют величину передаваемого момента и передаточное число. При полностью закрытых кранах муфта работает с передаточным числом, равным единице.

Фиг. 1288. Гидравлическая муфта. На одном из валов закреплен корпус *a* с внутренними перегородками, на другом — ряд дисков *b*. Перегородки и диски имеют волнистую поверхность (иногда на их поверхности делают впадины, углубления или карманы). При вращении в жидкости, заполняющей полости между дисками и перегородками корпуса, возникают вихри. Внутренние силы трения в жидкости возбуждают вращающий момент на ведомом валу.



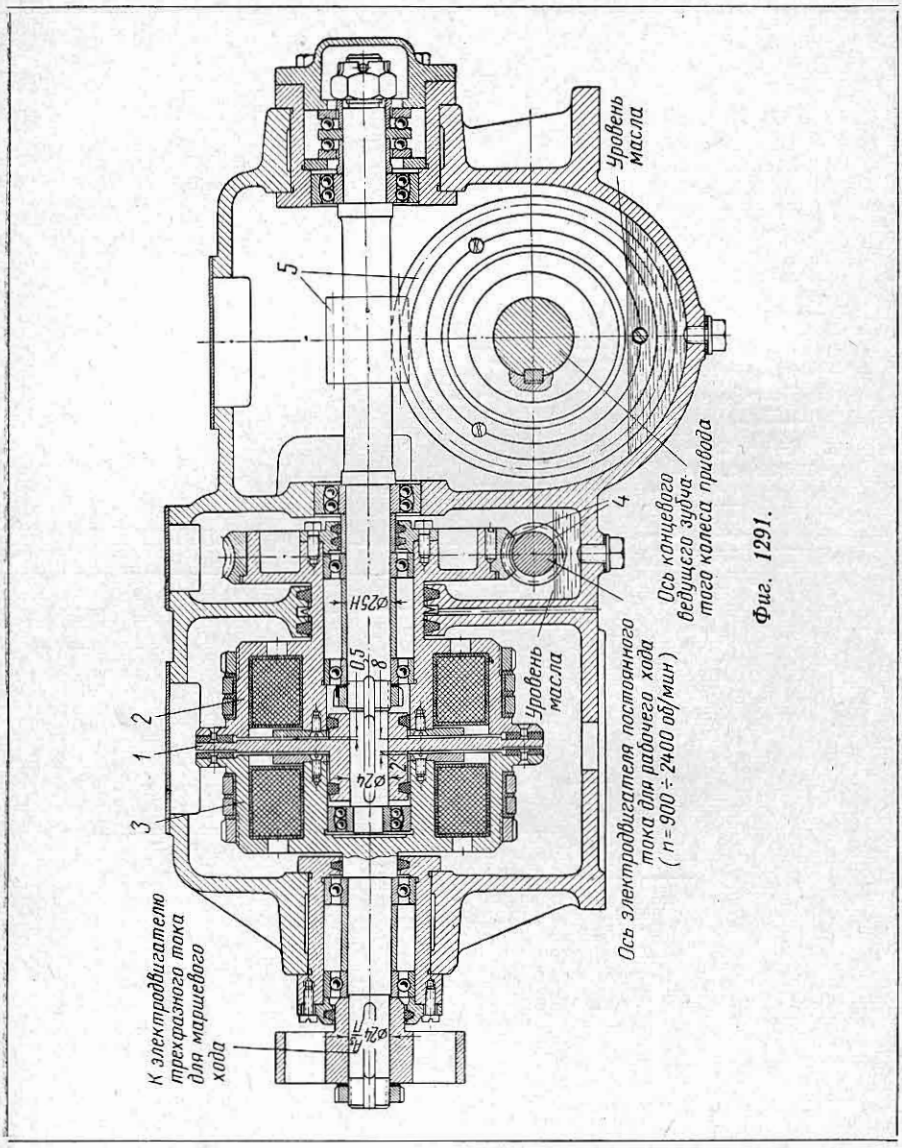
Фиг. 1289.

Фиг. 1289. Фрикционная муфта с гидравлическим управлением. Передача вращения от вала *1* к зубчатому колесу, состоящему из двух частей *3* и *2*, осуществляется посредством дисков *5* и *4*, установленных на валу *1* и соединенных с ним направляющей шпонкой. По одному из отверстий, расположенных параллельно оси вала, нагнетается жидкость (масло), чем и осуществляется включение или выключение муфты. На фигуре слева муфта выключена, справа — включена.



Фиг. 1290.

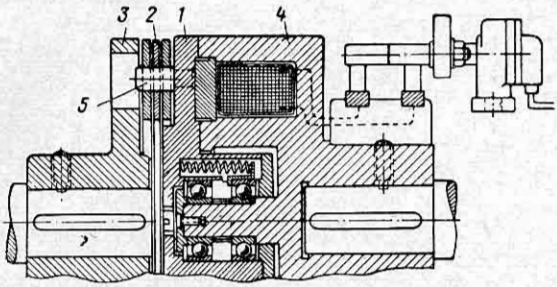
Фиг. 1290. Электромагнитная муфта. Диск *1* соединен с валом *2* посредством шпонки. Части муфты *3* и *4* вращаются относительно вала свободно в разных направлениях. Направление вращения вала зависит от того, в какой из частей муфты включена катушка. Зубчатые колеса или шкивы к частям муфты *3* и *4* крепятся посредством шпилек *5*.



Фиг. 1291.

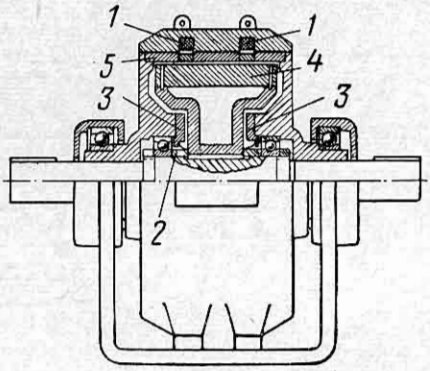
Фиг. 1291. Двухмоторный привод с электромагнитной муфтой. При включении привода на рабочую скорость движение передается от двигателя постоянного тока через червячную передачу *4* и далее при включенном правом электромагните *2* — через вторую червячную передачу *5* на концевое зубчатое колесо автосварочной установки. Для включения маршевой скорости запускается двигатель трехфазного тока и подключается левый электромагнит *3*, диск *1* притягивается

к левой полумуфте, а концевое зубчатое колесо получает вращение от двигателя только через одну червячную пару *5*. Привод допускает дистанционное кнопочное управление и электрическое регулирование рабочей скорости.



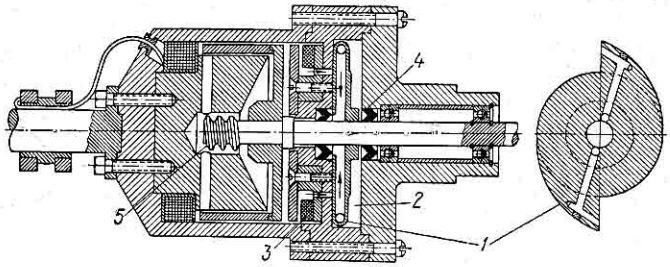
Фиг. 1292.

Фиг. 1292. Электромагнитная муфта с упругой связью. Передача движения от полумуфты *4* к якорю *1* осуществляется трением, возбуждаемым силой электромагнитного притяжения при включенной катушке. Диск *3*, жестко закрепленный на валу, соединен с якорем *1* посредством упругих колец *2* (из кожи или резины). Для этой цели в якоре *1* и диске *3* установлены поочередно пальцы *5*, которые входят в отверстия колец *2*. Пружинки внутри втулки якоря служат для отделения его от полумуфты *4* при отключенных катушках.



Фиг. 1293.

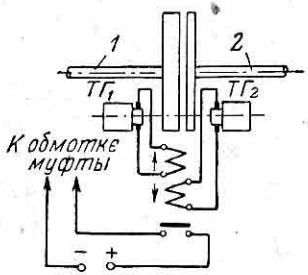
Фиг. 1293. Электромагнитная муфта с магнитодиэлектриком с твердой основой для передачи больших моментов. В этих муфтах в качестве магнитодиэлектрика применена смесь ферромагнитного порошка с тальком или графитом. Две обмотки *1* муфты расположены на неподвижной части корпуса. Магнитный поток, создаваемый обмотками, проходит по магнитопроводам *4* и *5*, закрепленным на разных валах. В зазор между магнитопроводами помещен ферромагнитный порошок, создающий при возбуждении обмотки сцепление между трущимися поверхностями. Подшипники муфты защищены от железных частиц козырьками *2* и ферромагнитными вставками *3*. Детали изготовлены из немагнитных материалов. Муфта передает момент до 60 *кгм* и может работать в режиме сцепления или регулирования (пробуксовывания).



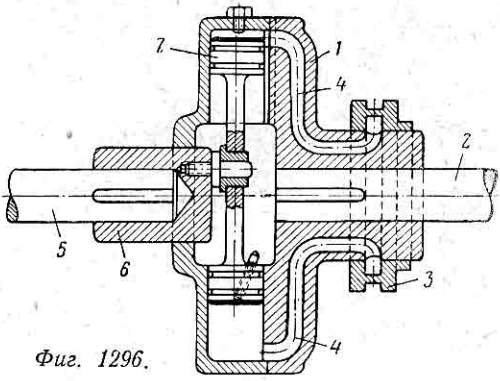
Фиг. 1294.

Фиг. 1294. Электромагнитная муфта с охлаждением жидкостью. Муфта построена на принципе увеличения вязкости ферромагнитной смеси при прохождении тока. Вращающиеся части двух валов можно «связать» жидким магнитодиэлектриком, если заполнить им зазор, имеющийся между этими частями. При отсутствии магнитного потока момент, передаваемый ведущей частью муфты, невелик, так как сцепление создается только вязкостью жидкости. При появлении магнитного потока вязкость суспензии возрастает и между вращающимися деталями валов создается надежное сцепление.

Крыльчатый насос *1* муфты (см. разрез справа) прокачивает масло вдоль вала; затем масло через магнитные ловушки *3*, в узкую щель которых не могут пройти металлические частицы, поступает в резервуар *2*. Герметичность конструкции обеспечивается уплотнениями *4*. Винтовым насосом *5* создается циркуляция жидкости внутри муфты.



Фиг. 1295.

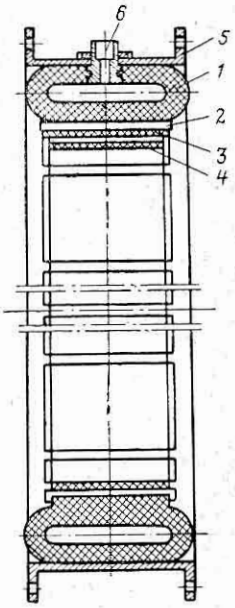


Фиг. 1296.

Фиг. 1295. Схема управления электромагнитной муфтой для соединения вращающихся валов без удара. На соединяемых валах *1* и *2* монтируются тахогенераторы $TГ_1$ и $TГ_2$, воздействующие своим напряжением на две встречно включенные обмотки реле с нормально замкнутыми контактами. Когда скорости валов равны, равны и напряжения тахогенераторов, контакты реле размыкаются и замыкают цепь обмотки муфты.

Фиг. 1296. Гидравлическая муфта. Диск *1*, жестко закрепленный на валу *2*, имеет два диаметрально расположенных цилиндра. Кольцо *3*, которое может перемещаться вдоль оси вала, разобщает или сообщает цилиндры через канал *4*. На валу *5* жестко закреплена втулка *6* с эксцентрично расположенным пальцем, на котором устанавливаются поршни *7*. Шток поршней в месте соединения с пальцем выполнен в виде кулисы с пазом.

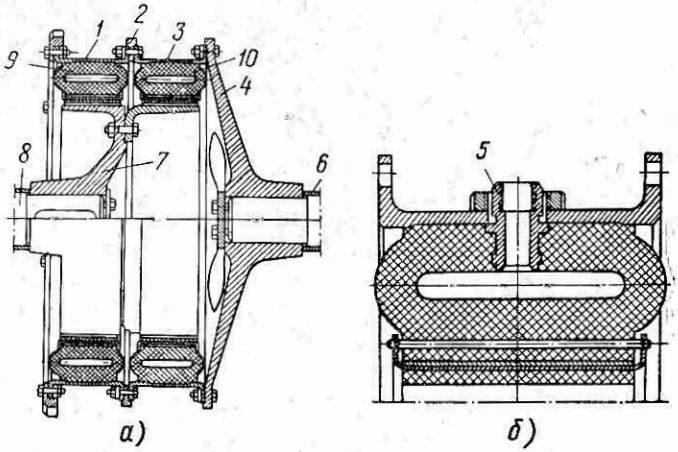
Фиг. 1297. Шинно-пневматическая фрикционная муфта Уралмашзавода. На резиновом баллоне *1* с помощью гладких шпилек *2* укреплены металлические колодки *3*, облицованные антифрикционными накладками *4*. Баллон *1*, привулканизированный к ободу *5*, укреплен на фланце одного из соединяемых валов. Внутри муфты помещается шкив, связанный с другим валом. При подаче воздуха через ниппель *6*, присоединенный к воздухопроводу и привулканизированный к баллону, баллон расширяется и прижимает колодки к шкиву, возбуждая трение между поверхностями шкива и накладок. Муфта допускает небольшую расцентровку и перекос осей соединяемых валов. Приближенное значение крутящего момента, передаваемого муфтой, может быть найдено по формуле



Фиг. 1297.

$$M_{кр}=[2\pi R_1 B q_{min} - 1118\cdot 10^{-8} n^2 (G_1 r_1 + G_2 r_2)]\,\mu R \ кг\ см.$$

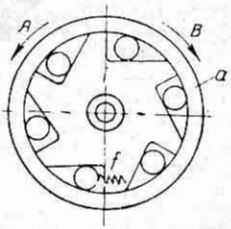
Здесь R_1 — наименьший радиус внутренней полости баллона в *см*;
B — ширина колодки в *см*;
q_{min} — наименьшее возможное рабочее давление в *кг/см²*;
n — число оборотов муфты в минуту;
G_1 — вес подвижной части баллона в *кг*;
G_2 — вес колодок, накладок и шпилек в *кг*;
r_1 — радиус центра тяжести сечения подвижной части баллона в *см*;
r_2 — радиус центра тяжести колодок в *см*;
μ — коэффициент трения асбобакелита по сырой стали;
R — радиус шкива в *см*.



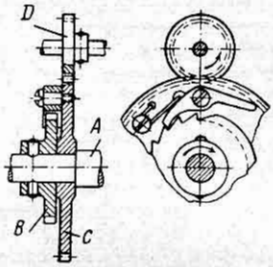
Фиг. 1298.

Фиг. 1298. Шинно-пневматическая муфта. Диск *7* (эскиз *а*) жестко закреплен на валу *8*. На валу *6* закреплен диск *4* с ободьями *1* и *3* и проме-

жуточной шайбой *2*. Все детали муфты хорошо центрируются. Баллоны *9* и *10* привулканизированы к ободьям *1* и *3*. Включение и выключение муфты осуществляются через воздухопровод, присоединенный к ниппелю *5* (эскиз *б*).



Фиг. 1299.



Фиг. 1300.

Фиг. 1299. Колесо свободного хода с роликами. Ролики заклиниваются и муфта включается, если:

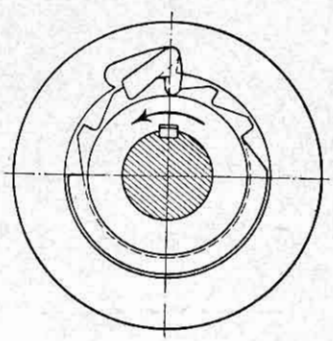
1) обод *a* вращается по стрелке *B*;

2) звездочка вращается по стрелке *A* относительно неподвижного обода;

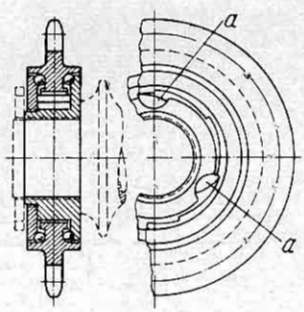
3) числа оборотов вращающихся обода и звездочки не равны между собой.

Пружины *f* обеспечивают одновременное включение роликов.

Фиг. 1300. Муфта свободного хода с храповиком. Ось *A* вместе с храповиком *B* пружиной (на чертеже не показана) поворачивается по часовой стрелке и с помощью собачки, укрепленной на зубчатом колесе *C*, передает движение колесу *D*. Если вал *A* вращать против часовой стрелки, то колесо *D* будет неподвижно.



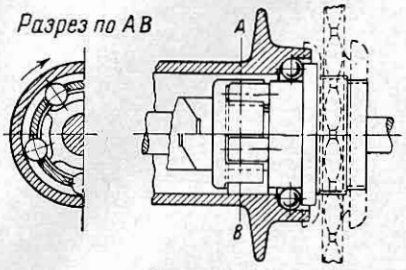
Фиг. 1301.



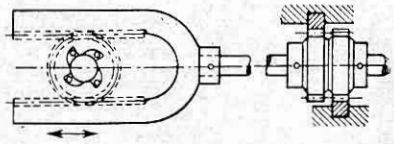
Фиг. 1302.

Фиг. 1301. Муфта обгона. На одном валу закреплена деталь с зубьями, профиль которых соответствует зубьям храпового колеса, а на другом — барабан с впадиной для собачки. Вращение храпового колеса относительно барабана возможно только в направлении, указанном стрелкой.

Фиг. 1302. Муфта свободного хода с храповиком, имеющим внутренний зубчатый венец. Вместо собачек в специальных гнездах помещены полуцилиндрики *a*, которые посредством пружин (не показанных на чертеже) всегда стремятся войти в зацепление с колесом.



Фиг. 1303.

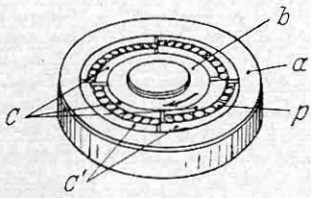


Фиг. 1304.

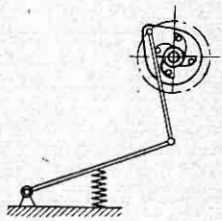
Фиг. 1303. Велосипедная втулка (муфта) свободного хода с шариками. Шарики защемляют втулку, если ее вращать в направлении стрелки.

Фиг. 1304. Преобразование поступательно-возвратного движения во вращательное при помощи реек с муфтами свободного хода.

Фиг. 1305. Втулка свободного хода. Между обоймами *a* и *b* расположены внутренние *c* и наружные *c'* сегменты и ролики *p*. Сегменты представляют собой криволинейные клинья и расположены попарно с противоположным направлением уклона. При вращении вала в одном направлении ролики между клиньями «закусываются» и передают движение обойме *b*; при вращении вала в противоположном направлении обойма *b* неподвижна.



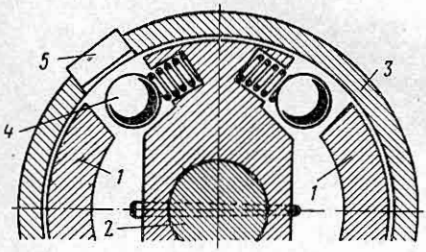
Фиг. 1305.



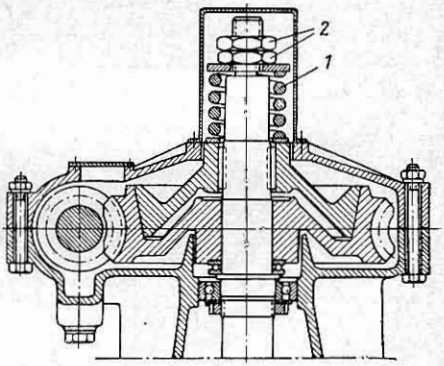
Фиг. 1306.

Фиг. 1306. Ножная педаль привода муфты свободного хода.

Фиг. 1307. Невозвратная муфта. Вращение может передаваться в двух направлениях, но только от вилки *1* к валу *2* через ролики *4*. Диск *3* неподвижно закреплен шпонкой *5*. Передаче движения от вала к вилке в любом направлении препятствуют заклинивающиеся ролики *4*.

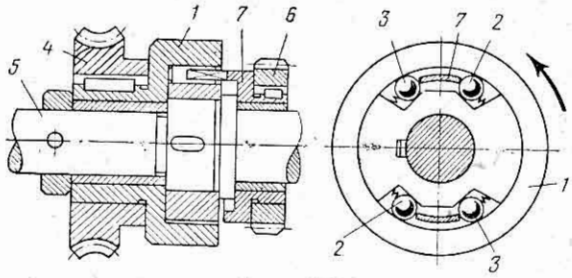


Фиг. 1307.



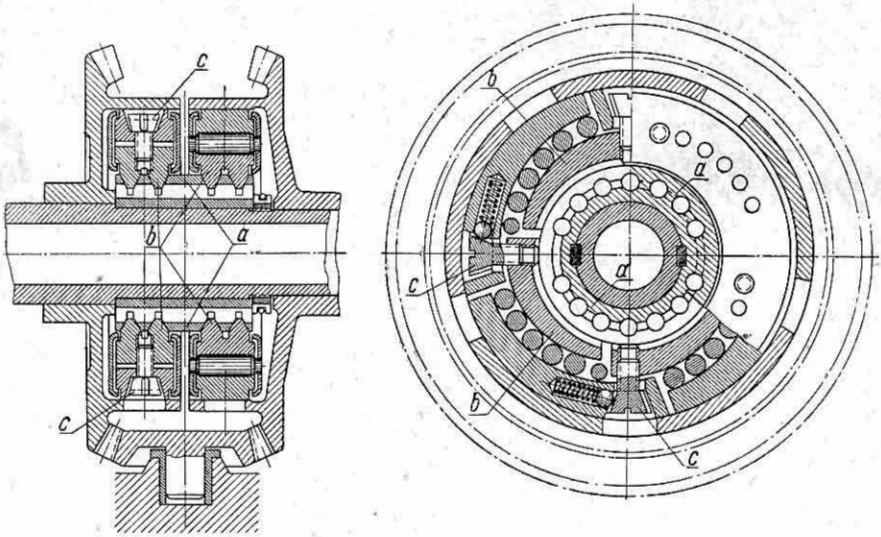
Фиг. 1308.

Фиг. 1308. Муфта предельного момента. Муфта выполнена в комбинации с червячным колесом червячной передачи. Предельный момент, который может передать муфта, регулируется затяжкой пружины *1* при помощи гаек *2*.



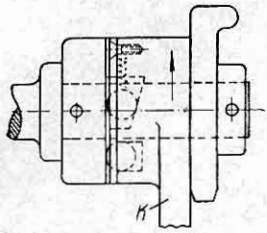
Фиг. 1309.

Фиг. 1309. Двусторонняя муфта обгона. Движение валу *5* может передаваться с малой скоростью от колеса *4* против или по часовой стрелке при вращении колеса вхолостую или же с большой скоростью вперед и назад, если движение передается от колеса *6*, вращающегося быстрее колеса *4* в ту же сторону или противоположную. При движении колеса *4* по стрелке заклинивается ролик *2*, вилка *7* с колесом *6* вращаются вхолостую. При передаче движения от колеса *6* в ту же сторону, но с бóльшей скоростью, вилка *7* передает движение валу *5* через ролик *3*, упирающийся в выступ втулки *1*. При вращении колеса *6* в направлении, противоположном колесу *4*, вилка *7* передает движение валу *5* через ролик *2*. Таким образом, независимо от вращения колеса *4*, валу *5* можно передавать движение с бóльшей скоростью вперед и назад.

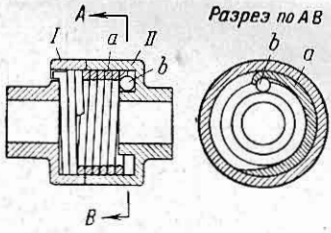


Фиг. 1310.

Фиг. 1310. Втулка свободного хода. Представляет собой усовершенствованную конструкцию втулки свободного хода по фиг. 1305. Для того чтобы удержать внутренние клинья *b* в постоянном соприкосновении с внутренней обоймой *a*, от которой отрывает их центробежная сила, поставлены пружинки, натяжение которых регулируется винтом *c*.



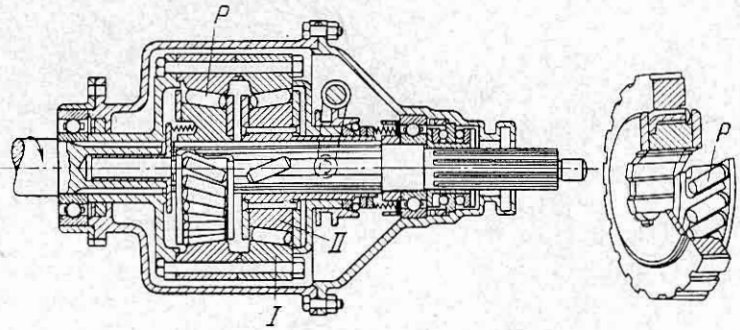
Фиг. 1311.



Фиг. 1312.

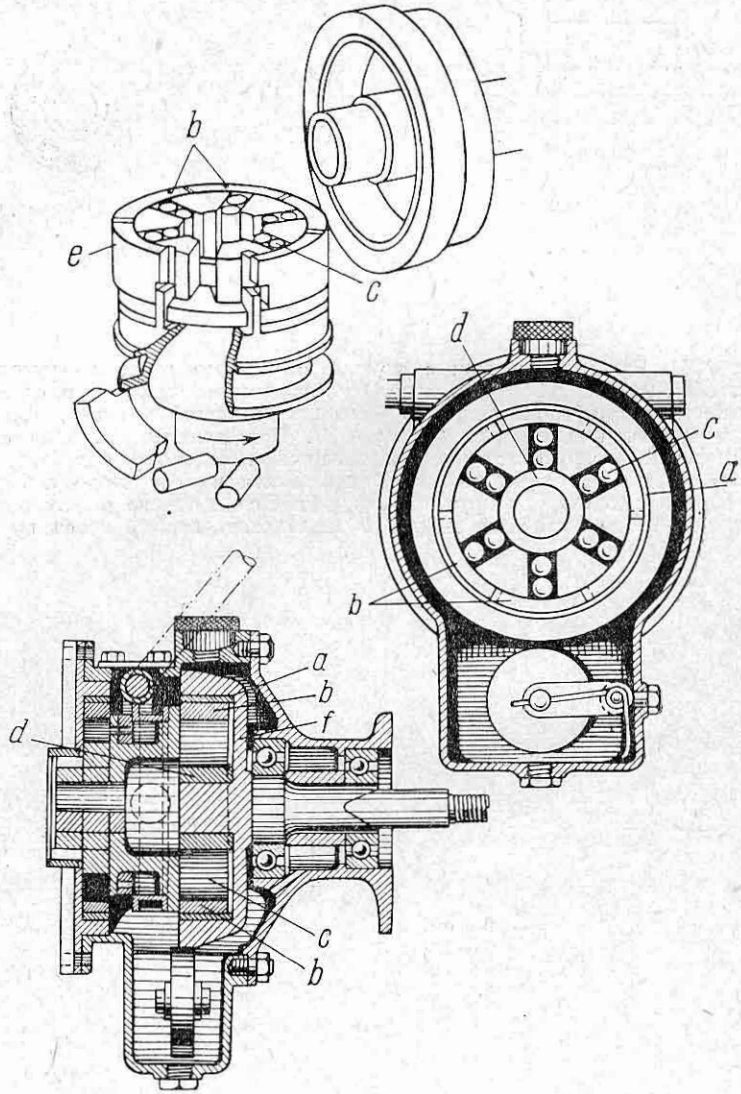
Фиг. 1311. Ручной кривошип с втулкой свободного хода; *k* — рукоятка.

Фиг. 1312. Муфта свободного хода. Цилиндрическая пружина *a* одним концом закреплена в прорези ведущего барабана *I*; другой конец пружины центрирован в проточке ведомого барабана *II*. При движении в одну сторону, когда пружина раскручивается и прижимается к ведомому барабану, возникает сила трения, и барабаны *I* и *II* вращаются в одну сторону. При вращении в обратную сторону пружина закручивается и трение между пружиной и барабаном *II* не возникает. Шарик *b* заклинивает правый конец пружины.



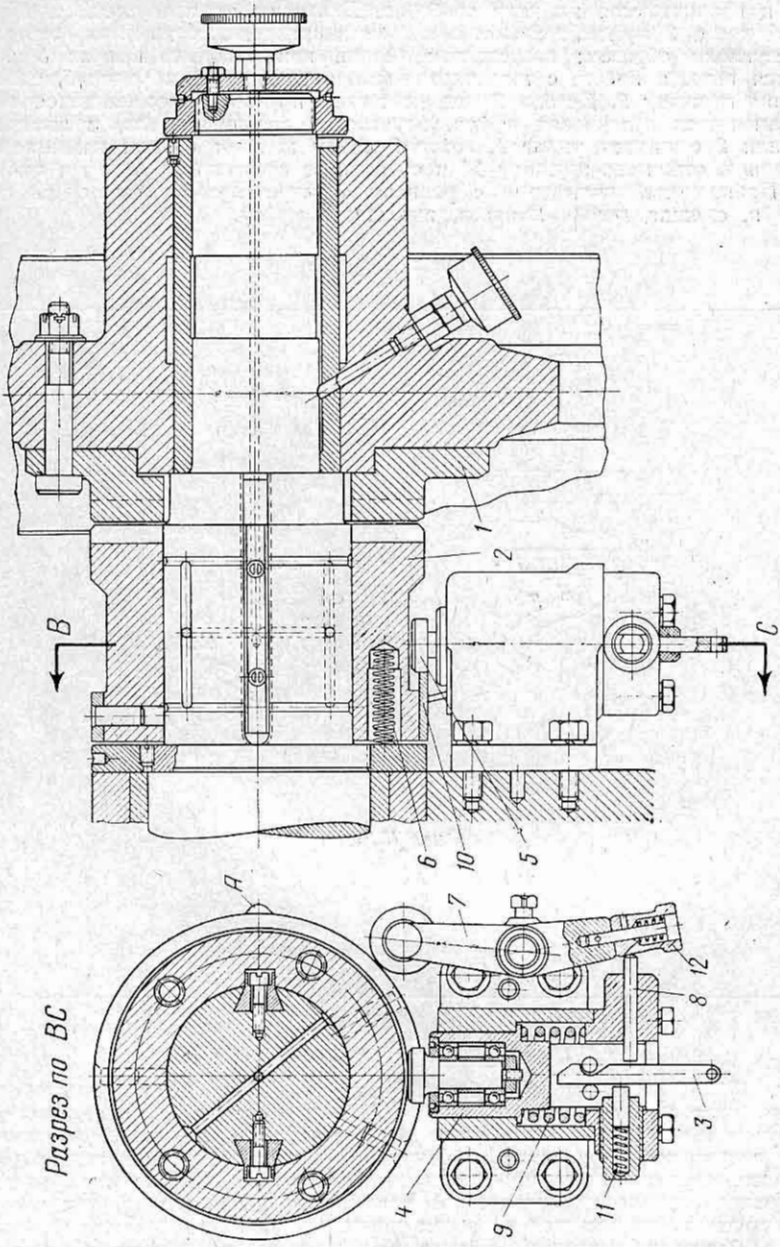
Фиг. 1313.

Фиг. 1313. Муфта свободного хода. Ролики *p* уложены в зазоре между коноидальными поверхностями ведущей *I* и ведомой *II* деталей. При повороте ведущей детали относительно ведомой в сторону, соответствующую направлению рабочего хода, ролики, стремясь установиться параллельно оси вращения ведомого и ведущего валов, заклиниваются; при обратном (холостом) ходе ролики поворачиваются, разобщая ведущую и ведомую детали. Таким образом колебательное движение ведущего вала может быть преобразовано при помощи этой муфты во вращательное — ведомого вала.



Фиг. 1314.

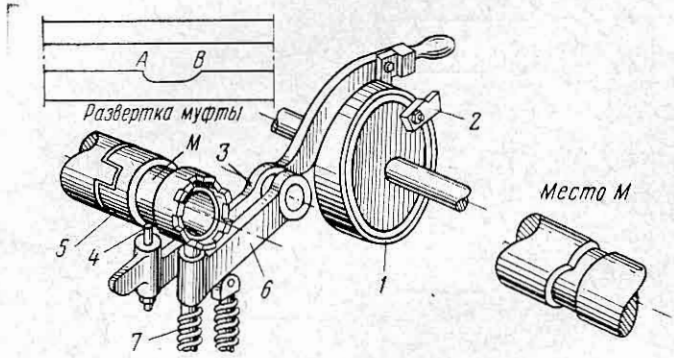
Фиг. 1314. Втулка свободного хода. В радиальных прорезях ведущей детали муфты *e* установлено по два ролика *c*. При зращении ведущей детали ролики разжимают секторы *b*, упирающиеся в бронзовое кольцо *a* на ободе ведомой детали *f*. С другой стороны ролики нажимают на кольцо *d*, установленное на ведомой детали.



Фиг. 1315.

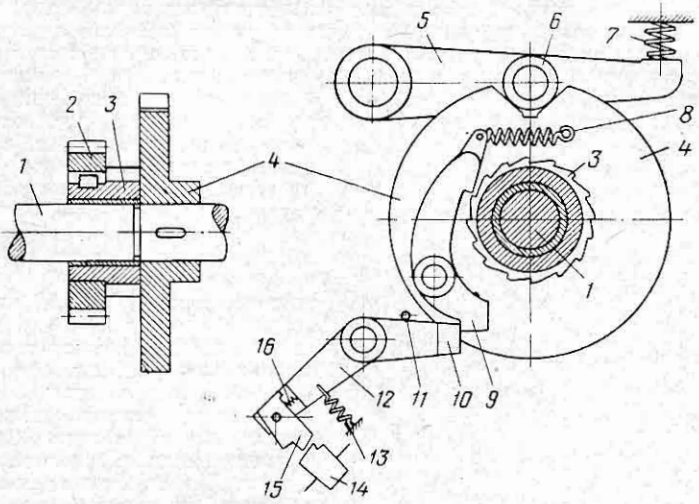
Фиг. 1315. Кулачковая муфта с автоматом выключения. Ведущей частью муфты является маховик или зубчатое колесо, соединенное с кулачковой шай-

бой *1* и вращающееся на валу свободно. Движение от кулачковой шайбы *1* ведомой части *2* муфты, установленной на направляющих шпонках, передается следующим образом: посредством педали или рукоятки крючок *3* перемещается вниз, а вместе с ним перемещаются цилиндр *4* и ролик *5*, сжимая при этом пружину *9*. Деталь *2* под действием пружин *6* перемещается вправо — включается кулачковая муфта, происходит вращение вала, а выступ *A* на детали *2* отжимает рычаг *7*, который своим нижним концом нажимает на толкатель *8*, отжимает пружину *11* и сбрасывает крючок *3* со штифта цилиндра *4*. Приподнятый цилиндр *4* с роликом *5* встречается со скошенной шайбой *10* и, смещая деталь *2* влево, выключает муфту.



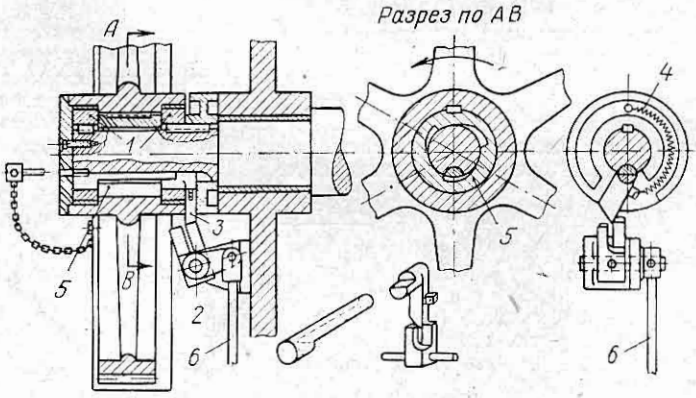
Фиг. 1316.

Фиг. 1316. Кулачковая однооборотная муфта. На распределительном валу заклинен диск *1* с переставным упором *2*, приподнимающим конец рычага *3*. В результате поворота рычага палец *4* опускается и пружина, помещенная внутри полумуфты *5* (пружина на фигуре не показана), перемещает полумуфту вправо, осуществляя включение кулачковой муфты. Пружинный палец *4* будет находиться на цилиндрической поверхности полумуфты *5*, так как паз при включении переместится в осевом направлении. После совершения одного оборота, благодаря фигурной выемке в полумуфте, в которую попадет палец *4*, полумуфта отожмется влево, осуществляя выключение. С помощью рычага *6* и пружины *7* производится фиксация полумуфты *5* при включении.



Фиг. 1317.

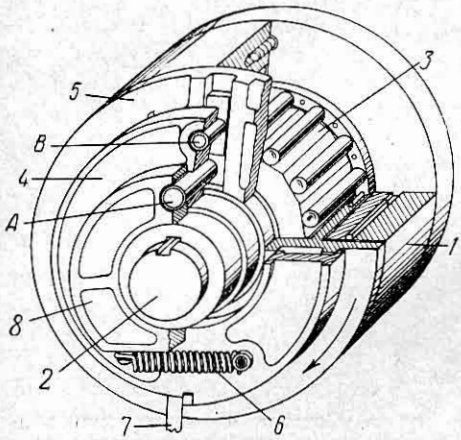
Фиг. 1317. Однооборотная храповая муфта. Состоит из непрерывно вращающегося зубчатого колеса *2*, жестко связанного со свободно вращающимся на валу *1* храповым колесом *3*, и диска *4*, закрепленного на валу *1* шпонкой. В период пуска кулачок *14* командно-распределительного диска нажимает на кулачок *15* рычага *12*, сжимая пружину *16* и освобождая упором *10* собачку *9*, сцепляющуюся с храповым колесом *3*. После включения храпового механизма кулачок *14* отходит, а рычаг *12* устанавливается пружиной *13* в исходное положение, фиксируемое упором *11*. Ролик *6* рычага *5* фиксирует положение диска *4*, поворачивая его на небольшой угол и окончательно выводя собачку из зацепления с храповиком. (*7* и *8* — пружины).



Фиг. 1318.

Фиг. 1318. Однооборотная муфта с поворотной шпонкой. При холостом ходе зубчатое колесо свободно вращается на кольцах *1*. Включение муфты произ-

водится с помощью ножной педали, которая, перемещая тягу *6* вниз, повернет угловой рычаг *2*, освободив упор *3* поворотной шпонки. Вместе с упором, под действием пружины *4*, повернется и поворотная шпонка, как только это позволит один из пазов втулки *5*, включая зубчатое колесо. После одного оборота вала упор, под действием установленного в исходное положение углового рычага, повернет шпонку и муфта выключится. Если оператор не освободит педали до окончания хода, то муфта будет выключена вторым пальцем рычага *2*. При непрерывной работе увеличивают ход тяги *6*. Угловой рычаг устанавливается в такое положение, что ни один из его пальцев не захватывает упора *3*. Муфта применяется в механизмах ножниц небольшой мощности.



Фиг. 1319.

Фиг. 1319. Однооборотная муфта летучих ножниц. Соединение ведущей части *1* муфты с ведомым валом *2*, на котором заклинен многогранный призматической формы барабан *3*, осуществляется перемещением упора *7* вниз. При опущенном упоре *7* под действием пружины *6* диск *4*, повернувшись вокруг закрепленной на детали *8* оси *A*, сообщает перемещение через ползушки на оси *B* диску *5* и жестко связанному с ним кольцу с роликами. Ролики, заклинившись между деталями *1* и *3*, включают муфту. Совершив один оборот, диск *4* встретит приподнятый в исходное положение электромагнитом или пружиной упор *7* и повернется вокруг оси *A* вместе с диском *5*, растянув пружину *6* и выключив муфту. Муфта оказывается подготовленной для срабатывания в последующем цикле.

ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

В современных машинах находят широкое применение тормозные устройства, правильное конструирование которых имеет важнейшее значение для бесперебойной и производительной работы машины. Во многих случаях тормозные устройства необходимы для обеспечения безопасности в грузоподъемных механизмах и транспорте. Величина тормозного момента может быть определена из уравнения движения тормозимых масс. Если моменты постоянные, то движение тормозимых масс равнозамедленное:

$$\varepsilon = \frac{M_F + M_c}{\theta_{пр}}$$

и

$$\omega = \omega_0 - \varepsilon t,$$

где ε — угловое ускорение;

ω — угловая скорость тормозного вала;

$\theta_{пр}$ — момент инерции тормозимых масс, приведенных к валу тормоза, в *кгм сек*^{2};

ω_0 — угловая скорость тормозного вала к моменту начала торможения;

T — время торможения; $T = \frac{\omega_0}{\varepsilon} = \frac{\omega_0 \theta_{пр}}{M_F + M_c}$.

Приведенный к тормозному валу момент инерции масс $\theta_{пр}$ может быть найден из формулы

$$\theta_{пр}=\theta_0+\sum\left[\theta_i\left(\frac{\omega_i}{\omega}\right)^2+m_i\left(\frac{v_i}{\omega}\right)^2\right]\ [кгм\ сек^2],$$

где θ_0 — момент инерции масс, вращающихся с тормозным валом;
ω — угловая скорость тормозного вала, ω_i — приводимой массы;
m_i — масса деталей, движущихся поступательно со скоростью v_i;
M_F — момент сил трения на тормозе в *кгм*;
M_c — момент сопротивляющихся сил в *кгм*, приведенный к тормозному валу:

$$M_c=\sum M_i\left(\frac{\omega_i}{\omega}\right)+\sum P_i\frac{v_i}{\omega}\cos\left(\hat{P_i v_i}\right).$$

Величина тормозного момента зависит от места установки тормоза в машине. Наименьшее его значение получается при установке тормоза на валу, вращающемся с наибольшей угловой скоростью. Расчетный момент $M_р$ определяется как произведение максимального рабочего момента на тормозном валу и коэффициента запаса $\beta>1$.

Размеры тормоза могут быть найдены из следующих соотношений: для дискового тормоза (см. фиг. 1367)

$$M_р=\beta M=\pi(R^2-r^2)R_{ср}iq\mu=NR_{ср}i\mu\ [кгсм];$$

для тормоза с конической поверхностью трения

$$M_р=\beta M=2\pi R_{ср}^2bq\mu=\frac{NR_{ср}\mu}{\sin\alpha}\ [кгсм];$$

для тормоза с разжимными кольцами

$$M_р=\beta M=2\pi R^2bq\mu\ [кгсм],$$

где i — число пар трущихся поверхностей;
N — сила нажатия;
β — коэффициент запаса сцепления, $\beta=1{,}5$;
$R, r, R_{ср}$ — наружный, внутренний и средний радиусы трущихся поверхностей;
b — ширина поверхности трения в *см*;
α — угол наклона конусной поверхности трения;
q — удельное давление (чугун по ферродо и по чугуну 2,5÷3 *кг/см²*);
μ — коэффициент трения (чугун по чугуну 0,15, чугун по стали 0,3).

При точных расчетах в уравнении движения следует учитывать также изменения μ в зависимости от скорости, давления и температуры.

Наибольшее распространение тормозы получили в грузоподъемных машинах, на транспорте и в автомобилях.

В грузоподъемных механизмах процесс торможения перемещающегося груза разделяется на ряд этапов, определяющих характер торможения и назначение тормоза:

а) Поднятый груз должен оставаться неподвижным. Для этого необходимо, чтобы тормозной момент M_F был больше M_Q-M_R.

M_Q — приведенный момент полезной нагрузки;
M_R — приведенный момент силы трения в механизме.

Тормоз действует как остановочный:

$$M_F>M_Q-M_R.$$

б) Фаза разгона. Тормозной момент M_F должен быть резко уменьшен, чтобы груз получил заданную скорость:

$$M_F\approx 0.$$

в) Фаза установившегося движения. При равномерном движении груза тормозной момент M_F должен быть равен $M_Q - M_R$.

Тормоз, принимая на себя работу падающего груза, действует как спускной:

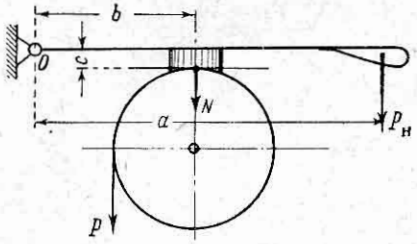
$$M_F = M_Q - M_R.$$

г) Фаза торможения до полной остановки. Тормозной момент плавно возрастает, а тормоз действует как стопорный.

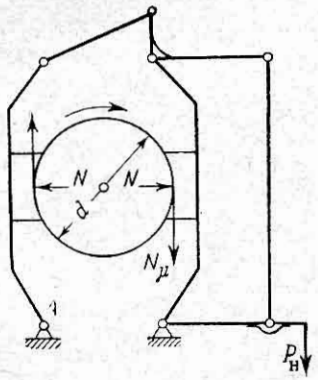
Существующие тормозные устройства можно подразделить на колодочные тормозы, ленточные, пластинчатые и конические.

Колодочные тормозы

На фиг. 1320 схематически изображен одноколодочный ручной тормоз, применяемый для небольших тормозных моментов. Шкив находится в равновесии или в замедленном движении, если $\mu N \geqslant P$ и $N \geqslant \frac{P}{\mu}$.



Фиг. 1320.



Фиг. 1321.

Уравнение справедливо для малого угла охвата колодки, когда законом распределения давления можно пренебречь. Для создания необходимой силы N надо приложить к рукоятке силу

$$P_н = N\frac{b \pm \mu c}{a}.$$

Если ось вращения рычага расположена на касательной к тормозному диску, то

$$P_н = N\frac{b}{a}.$$

Сила $P_н$ обычно равна 15—20 *кг*.

Двухколодочный тормоз (фиг. 1321) рассчитывается также из условий равновесия системы.

При заданной окружной силе P сила нажатия на одну колодку

$$N = \frac{P}{2\mu}.$$

Диаметр тормозного шкива определяется величиной мощности тр

$$A=\frac{Pv}{75}=\frac{q\mu vS}{75},$$

где S — проекция площади колодки на диаметр.

Если принять хорду колодки равной $\frac{d}{2}$, то площадь поверхност

$$S=2\frac{d}{2}\,b=bd$$

и тогда

$$d=\frac{75A}{qv\mu b}.$$

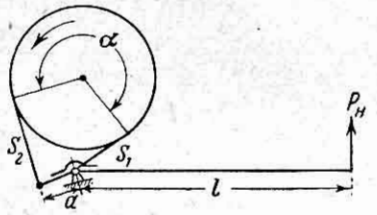
По опытным данным величина $qv\mu\leqslant 30$, а работа трения

$$A\leqslant(25\div 30)\,10^5\ кгм.$$

Здесь v — скорость скольжения в *м/сек*.;
b — ширина колодки в *см*;
μ — коэффициент трения.

Ленточные тормозы

Ленточный тормоз представляет собой шкив, охватываемый стальной
В простых ленточных тормозах (фиг. 1322) натяжение S_1 воспринимае



Фиг. 1322.

рычага, а полезное сопротивление создается лишь натяжением S_2. Т
сила на шкиве

$$P=S_1-S_2,$$

где

$$S_1=\frac{Pe^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1};$$

e — основание натуральных логарифмов;
α — угол охвата.
Сила нажатия

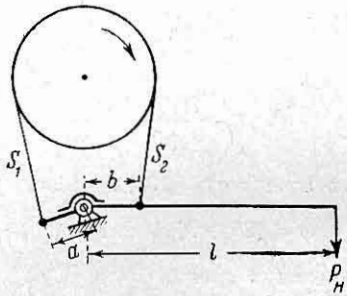
$$P_н=S_2\frac{a}{l}.$$

Если тормозной шкив меняет направление вращения, то сила нажатия также меняет знак и равна

$$P_н = S_1 \frac{a}{l};$$

$$S_2 = \frac{Pe^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1};$$

$$S_1 < S_2.$$



Фиг. 1323.

В дифференциальных ленточных тормозах (фиг. 1323) натяжение S_1 способствует затяжке тормоза. В этом случае

$$P_н = \frac{S_2 b - S_1 a}{l}.$$

Если $S_1 a > S_2 b$, а $S_1 = S_2 e^{\mu\alpha}$, то, следовательно, $b \leqslant a e^{\mu\alpha}$. Сила нажатия $P_н$ может обратиться в нуль, тогда тормоз превратится в стопорный механизм.

При угле охвата ленты $\alpha \approx 250°$ плечо b принимают равным $3a$.

Для ленточных тормозов с переменным направлением вращения усилие на рукоятке должно оставаться постоянным по величине и направлению. Для этого

$$P_н = \frac{a(S_1 + S_2)}{l}.$$

В простых тормозах момент трения M_F изменяется при изменении направления вращения:

$$\frac{M_F}{M_{F_1}} = \frac{1}{e^{\mu\alpha}} \approx \frac{1}{5} \div \frac{1}{6}.$$

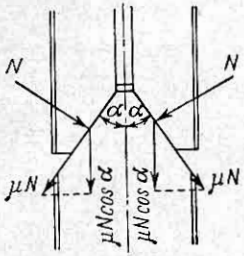
Пластинчатые и конические тормозы

Пластинчатые тормозы имеют поверхность трения на торце. Для уменьшения осевого и удельного давления в тормозе предусматривают несколько дисков, связанных через один с валом и с тормозным кожухом.

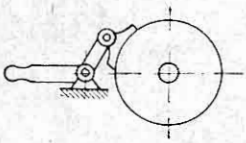
Сила нажатия

$$N = \frac{P}{\mu i},$$

где P — тормозная сила на средней окружности поверхности трения;
i — число пар поверхностей трения.



Фиг. 1324.



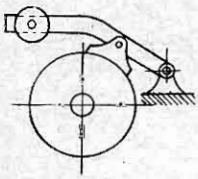
Фиг. 1325.

Для клинчатых тормозов (фиг. 1324) тормозное усилие на конусе среднего радиуса

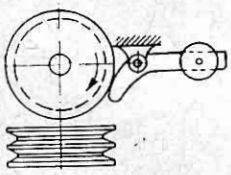
$$P \leqslant \frac{\mu Q}{\sin \alpha},$$

где α — половина угла конуса;
Q — усилие нажатия.

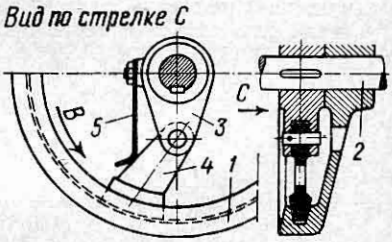
Фиг. 1325. Одноколодочный ручной тормоз для небольших тормозных моментов.



Фиг. 1326.



Фиг. 1327.

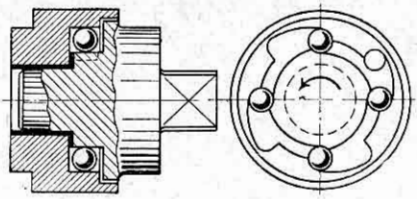


Фиг. 1328.

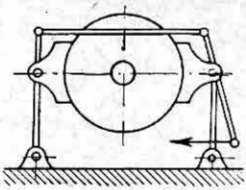
Фиг. 1326. Тормоз с колодкой, прижимаемой грузом. Перемещая груз вдоль рычага, можно изменять величину тормозного момента.

Фиг. 1327. Тормоз с колодкой, прижимаемой грузом. Колодка и тормозной обод имеют клиновидные канавки для увеличения трения.

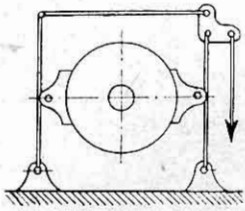
Фиг. 1328. Фрикционный останов. Диск *1* неподвижен. Вал *2* с поводком *3* и прикрепленной к нему тормозной колодкой *4* может вращаться только в направлении стрелки *B*; в обратном направлении вал не может вращаться вследствие заклинивания колодки *4*. Пружина *5* обеспечивает постоянный контакт между колодкой *4* и диском *1*.



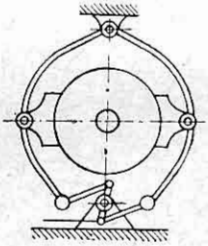
Фиг. 1329.



Фиг. 1330.



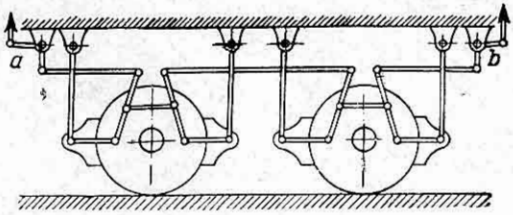
Фиг. 1331.



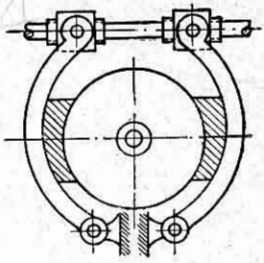
Фиг. 1332.

Фиг. 1329. Шариковый останов, позволяющий осуществлять вращение вала только в одну сторону.

Фиг. 1330—1332. Двухколодочные тормозы с уравнительным механизмом для выравнивания силы нажатия со стороны обеих колодок. Лучшим конструктивным решением является схема фиг. 1332. Общий недостаток заключается в затруднении теплоотвода и защиты от пыли и грязи.



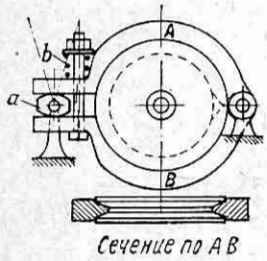
Фиг. 1333.



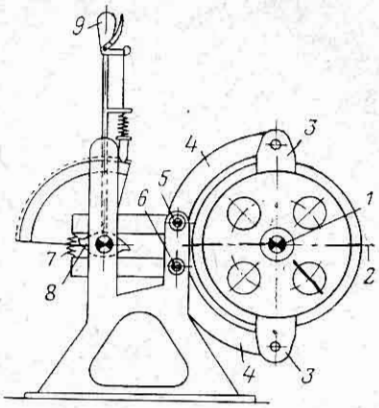
Фиг. 1334.

Фиг. 1333. Двухколодочные тормозы на два колеса с общим управлением. Тормозы можно привести в действие из точек *a* или *b*.

Фиг. 1334. Колодочно-винтовой тормоз. При повороте винта гайки правой и левой нарезки сближаются и затягивают криволинейные рычаги.



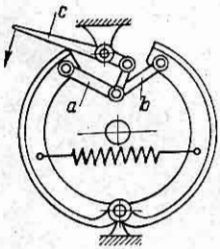
Фиг. 1335.



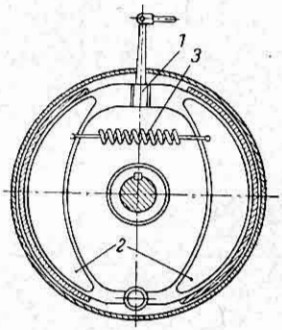
Фиг. 1336.

Фиг. 1335. Тормоз с двумя колодками клиновидного профиля, стягиваемыми пружиной *b;* выключение производится поворотом кулачка *a.*

Фиг. 1336. Двухколодочный тормоз. Тормозной диск *2* жестко соединен с валом *1* и имеет по окружности обода клиновидную канавку. Рычаги тормоза *4* с колодками *3* прикреплены к стойке *6* валиками *5*. Торможение осуществляется поворотом кулачка *8,* соединенного с рычагом *9*. Растормаживается тормоз пружиной *7*.



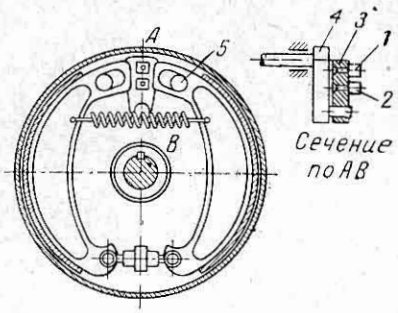
Фиг. 1337.



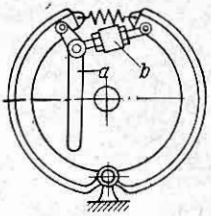
Фиг. 1338.

Фиг. 1337. Тормоз с внутренними колодками, управляемыми рычагами *a, b* и *c*. Конструкция позволяет использовать внутреннюю часть тормозных барабанов.

Фиг. 1338. Колодочный тормоз с внутренними колодками *2*. Под действием кулачка *1* колодки *2* расходятся и прижимаются к корпусу тормоза. Пружины *3* предотвращают трение колодок о цилиндр в свободном состоянии.



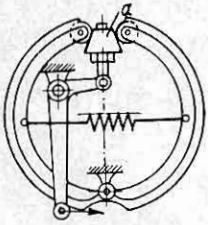
Фиг. 1339.



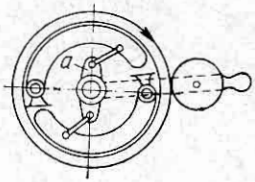
Фиг. 1340.

Фиг. 1339. Колодочный тормоз с плавающими колодками, шарнирно связанными регулировочными винтами правой и левой нарезки. Колодки разводятся сухарями *1, 2,* сидящими на пальцах шайбы *3,* поворачиваемой кривошипом *4.* Колодки снабжены овальными отверстиями, через которые проходят упорные пальцы *5.* При разжатии колодок они повернутся вместе с барабаном до упора одной из них в неподвижный палец *5.* Появившаяся сила трения используется для увеличения нажатия на другую колодку.

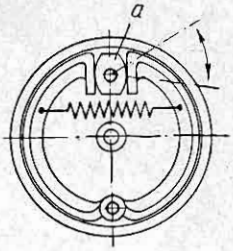
Фиг. 1340. Тормоз с внутренними колодками, управляемыми рычагами *a* и *b.* Рычаг *b* переменной длины выполнен в виде стяжки.



Фиг. 1341.



Фиг. 1342.

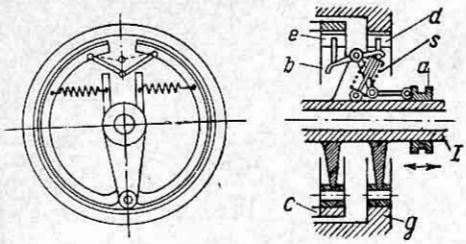


Фиг. 1343.

Фиг. 1341. Тормоз с внутренними колодками, управляемыми конусом *a.* Колодки снабжены роликами.

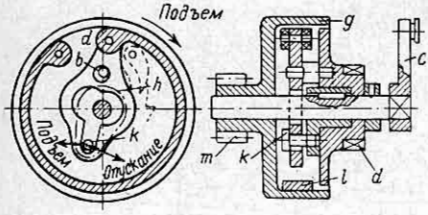
Фиг. 1342. Тормоз с внутренними колодками, прижимаемыми к тормозному ободу весом груза. Система рычагов *a* выравнивает давление на обе колодки. Недостатком схемы является возможность произвольного включения.

Фиг. 1343. Тормоз с внутренними колодками, прижимаемыми к ободу поворотом кулачка *a.*

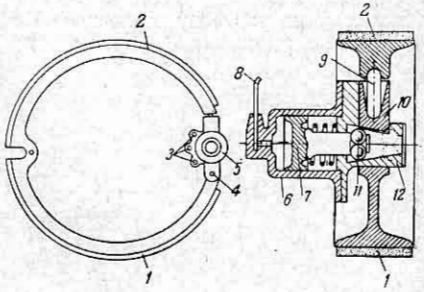


Фиг. 1344.

Фиг. 1344. Переключающая тормозная муфта. Отводка *a* соединена с перекидным двуплечим рычагом *b*, качающимся относительно неподвижной оси. Рычаг *b* фиксируется в крайних положениях перекидной пружиной *s* и через системы рычагов приводит в действие тормозы *e* и *d*. В первом случае вал *I* соединяется с подвижной деталью *c*, во втором случае вал затормаживается о неподвижный обод *g*.



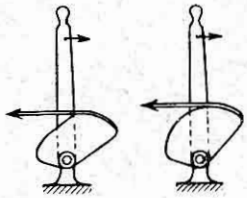
Фиг. 1345.



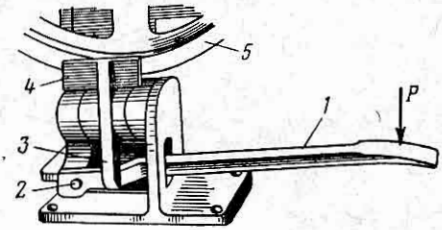
Фиг. 1346.

Фиг. 1345. Тормозное устройство подъемной лебедки. При вращении рукоятки *c* в направлении, соответствующем подъему груза, палец *k* поворачивает траверсу *h*; тормозная лента, разжимаясь, увлекает корпус *g*, соединенный с приводным зубчатым колесом *m* лебедки. Если отпустить рукоятку, то тормоз останется включенным действием тяжести груза (тормозная лента *l* посажена с предварительным натягом), однако собачка храповика *d* затормозит корпус *g*, поскольку храповое колесо связано с траверсой *h* пальцем *b*. Для того чтобы можно было опускать грузовой крюк без груза, к нему прикрепляют небольшую тяжесть.

Фиг. 1346. Пневматический тормоз. Тормозная колодка *1* шарнирно соединена в точке *4* с корпусом *5* пневматического механизма. Корпус *5* в точках *3* крепится к неподвижному диску, укрепленному на оси колеса. Пневматический механизм (эскиз справа) состоит из цилиндра *6*, внутри которого движется поршень *7*. При движении поршня под действием сжатого воздуха, поступающего через трубку *8*, два стальных шарика *11*, опирающихся на неподвижную плоскость *12* и подвижную *10*, скользят в направляющих и через штифт *9* упираются в колодку *2*, прижимая ее к тормозному цилиндру.



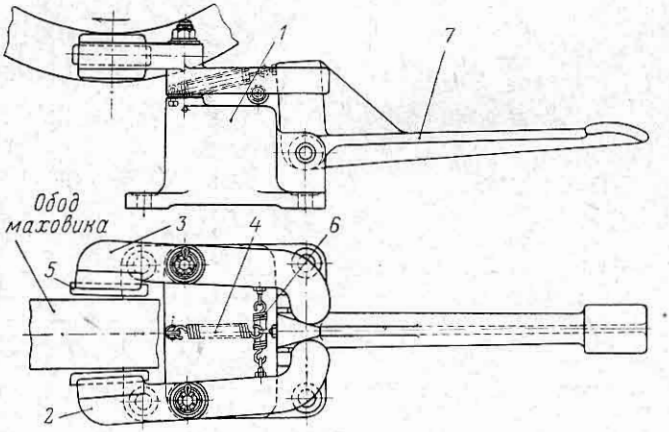
Фиг 1347.



Фиг. 1348.

Фиг. 1347. Ручной рычаг для управления тормозом. Сектор, на который наматывается трос, профилирован таким образом, что с увеличением угла поворота рычага плечо сектора уменьшается. Поэтому при постоянном усилии руки увеличением угла поворота можно получить возрастающий тормозящий момент.

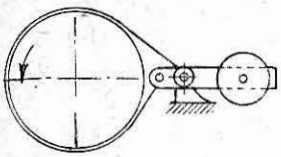
Фиг. 1348. Ножной колодочный тормоз. Педаль *1* при нажатии ее ногой вниз поворачивается относительно оси *2*; при этом нижние концы рычагов *3*, соединенные между собой пружиной, расходятся, а верхние с колодками *4* — прижимаются к ободу маховика *5* и затормаживают его. Педаль *1* в местах контакта с рычагами *3* имеет форму клина.



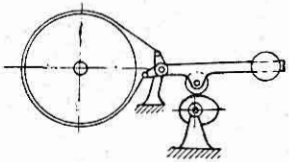
Фиг. 1349.

Фиг. 1349. Ножной колодочный тормоз. На вертикальных пальцах чугунного корпуса *1* установлены двуплечие рычаги *2* и *3* с тормозными колодками *5*. При нажатии на педаль *7* вертикальным клином разводятся концы рычагов *2* и *3* и колодки *5* прижимаются к ободу маховика. Пружина *4* отводит педаль *7* в исходное положение, а пружина *6* отводит тормозные колодки.

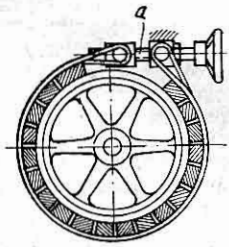
Фиг. 1350. Простой ленточный тормоз, приводимый в действие весом груза, для одного направления вращения тормозного шкива. При перемене направления вращения тормозной момент уменьшается в $e^{\mu\alpha} \approx 5{,}5$ раза.



Фиг. 1350.



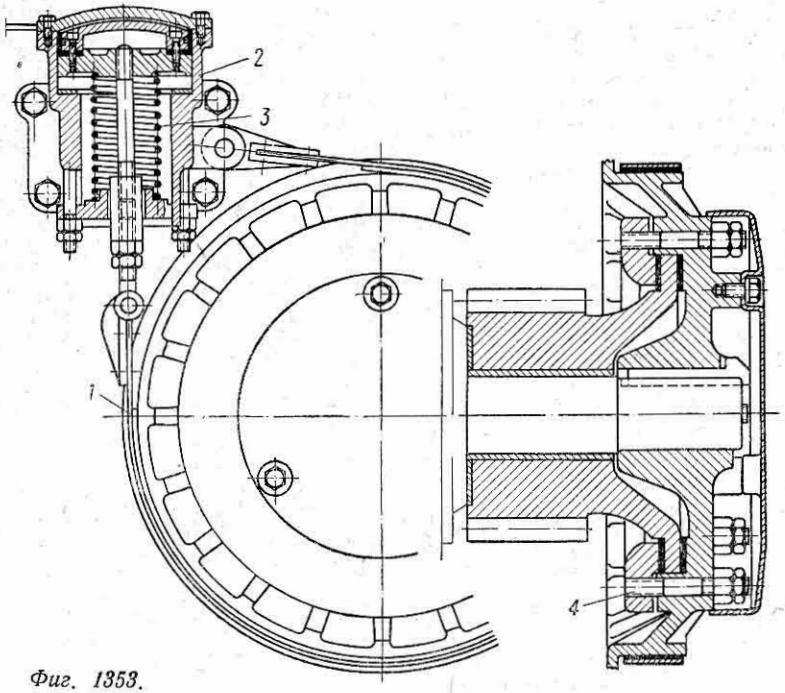
Фиг. 1351.



Фиг. 1352.

Фиг. 1351. Управление простым ленточным тормозом посредством кулачковой шайбы.

Фиг. 1352. Ленточный тормоз с деревянными колодками, охватываемыми лентой, закрепленной в гайках; одна гайка неподвижна. Включение осуществляется винтом *a*.



Фиг. 1353.

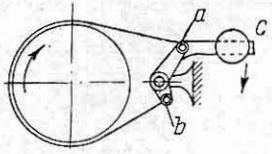
Фиг. 1353. Ленточный тормоз с предохранительной муфтой. Тормоз применяется в ковочных машинах. Натяжение ленты *1* во время торможения осуществляется силой упругости пружины *3*. Освобождение ленты производится пневматическим механизмом с цилиндром *2*, в верхнюю полость которого подается сжатый воздух. Предельный момент однодисковой предохранительной муфты регулируется силой затяжки шпилек *4*.

Фиг. 1354. Дифференциальный ленточный тормоз для торможения при одностороннем вращении. При повороте рычага *c* по стрелке конец *a* рычага стремится прижать тормозную ленту к ободу, а конец *b*, наоборот,— освободить ленту от обода. Как указывалось, при

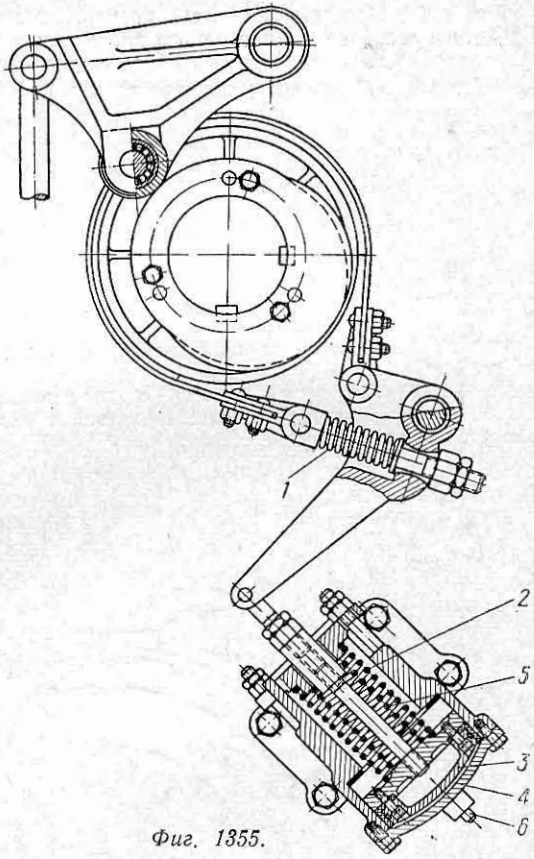
$$a \leqslant be^{\mu\alpha}$$

тормоз превращается в стопорный механизм. Поэтому плечо *a* берут в три раза больше плеча *b*, если лента охватывает 0,7 всей окружности шкива. Конструктивно плечо *b* берут в пределах 30÷50 *мм*.

Фиг. 1355. Ленточный тормоз, применяемый в прессах. Натяжение ленты регулируется сжатием пружины *1*. Торможение осуществляется пружинами *2* и *5*,

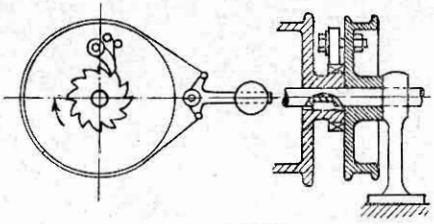


Фиг. 1354.

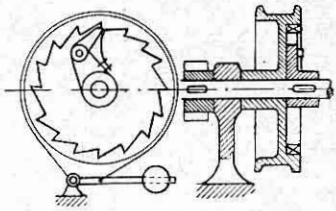


Фиг. 1355.

выключение — сжатым воздухом, поступающим через трубопровод *6* в пневматический цилиндр *4*. (*3* — поршень).



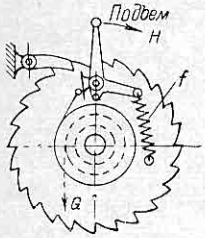
Фиг. 1356.



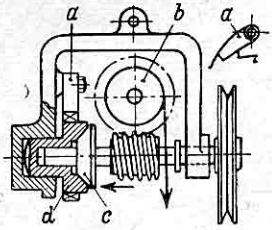
Фиг. 1357.

Фиг. 1356. Дифференциальный ленточный тормоз с храповиком (для лебедок), действующий только в одном направлении. При подъеме груза тормозной шкив неподвижен и удерживается лентой тормоза.

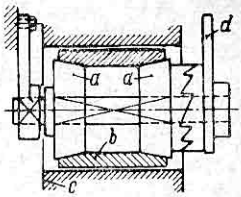
Фиг. 1357. Простой ленточный тормоз с храповиком (для лебедок). Тормозной шкив с храповым колесом свободно сидит на валу. Ось собачки закреплена на кривошипе, жестко связанном с валом.



Фиг. 1358.



Фиг. 1359.

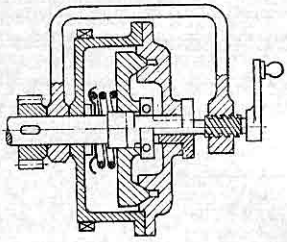


Фиг. 1360.

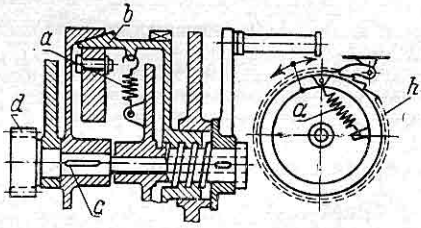
Фиг. 1358. Рукоятка подъемной лебедки. При вращении рукоятки в направлении стрелки *H* тормоз затягивается и вал вращается, поднимая груз *G*; собачка пропускает зубья храповика. Если отпустить рукоятку, то вал, стремясь вращаться в обратную сторону, будет затягивать ленту тормоза; при этом собачка останавливает храповое колесо. Пружина *f* обеспечивает начальное натяжение тормозной ленты.

Фиг. 1359. Автоматический тормоз подъемной тали. Вес груза, подвешенного к блоку червячного колеса *b*, сдвигает червяк вдоль оси влево и прижимает конус *c*, закрепленный на оси червяка, к конической чашке *d*, запираемой храповым колесом с собачкой *a*; при подъеме груза собачка не препятствует вращению храпового колеса. При опускании груза необходимо преодолеть трение между конусом *c* и чашкой *d*.

Фиг. 1360. Конусный тормоз. При повороте рукоятки *d* конусы *a* сближаются и разжимают разрезную втулку *b*, прижимая ее к тормозной поверхности *c*.



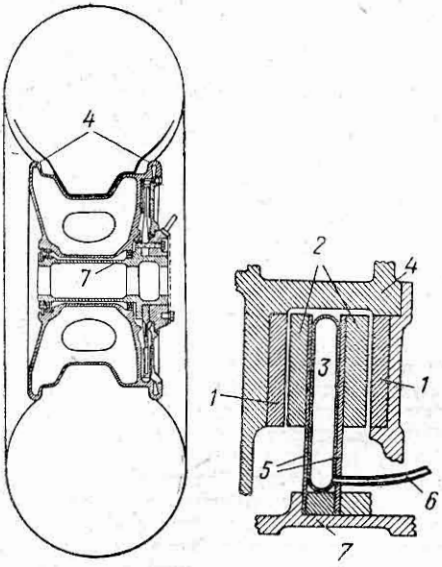
Фиг. 1361.



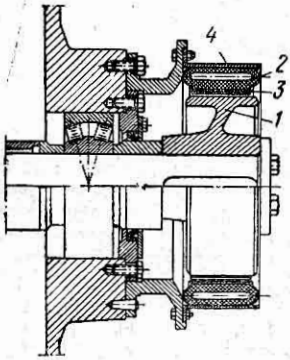
Фиг. 1362.

Фиг. 1361. Конусный тормоз для подъемной лебедки. Давление на поверхности трения развивается за счет силы упругости пружины. Тормоз выключается винтом, вращаемым рукояткой.

Фиг. 1362. Рукоятка подъемной лебедки. При вращении рукоятки в направлении, соответствующем подъему груза, конус *b* по резьбе продвигается влево вдоль оси вала и включает тормоз, который начинает вращать вал *c* и зубчатое колесо *d*, передающее усилие грузу. Если вращение рукоятки прекращается, то тормоз остается включенным и усилие груза воспринимается собачкой, западающей в зубья храпового колеса *h*. Для опускания груза рукоятку немного поворачивают в обратном направлении, освобождая этим тормоз и давая возможность валу вращаться в обратном направлении. Пружина *a* служит для предварительной затяжки тормоза.



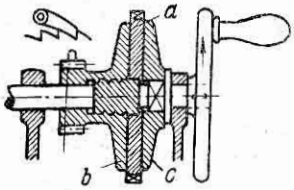
Фиг. 1363.



Фиг. 1364.

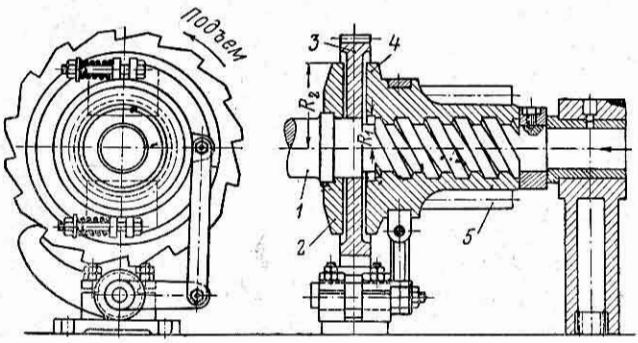
Фиг. 1363. Дисковый пневматический тормоз. На ступице *4* колеса укреплены тормозные кольца *1*, вращающиеся вместе с колесом. На втулке *7*, жестко сидящей на оси колеса, закреплены две диафрагмы *5* с внутренними тормозными кольцами *2*. Между диафрагмами находится упругий баллон *3* из специального материала, соединенный трубкой *6* с резервуаром сжатого воздуха (или жидкости). При повышении давления в баллоне кольца *2* прижимаются к кольцам *1*.

Фиг. 1364. Пневматический тормоз с резиновым баллоном. Тормозной диск *1* закреплен шпонкой на вращающемся валу. Резиновый баллон *2* с колодками *3* присоединен к неподвижному барабану *4*. Торможение осуществляется наполнением баллона сжатым воздухом через ниппель. Тормоз не рекомендуется применять при частых включениях и значительных нагрузках.



Фиг. 1365.

Фиг. 1365. Дисковый тормоз для подъемной лебедки. При вращении рукоятки в направлении, соответствующем подъему груза, диски *b* и *c* зажимают диск *a*; собачка пропускает зубья храповика. При вращении рукоятки в обратную сторону диски *b* и *c* разжимаются и груз опускается до тех пор, пока вращается рукоятка. Когда рукоятку перестают вращать, сила тяжести груза снова сжимает диски *b* и *c*, потому что диск *b* соединен с валом при помощи винтовой нарезки; храповая собачка останавливает диск и опускание груза прекращается.

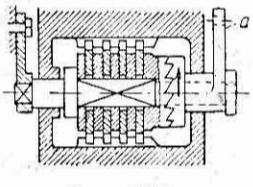


Фиг. 1366.

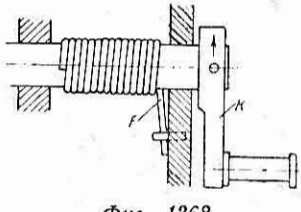
Фиг. 1366. Тормоз с переменным давлением от груза. На валу *1* жестко закреплен диск *2* и свободно — храповое колесо *3*. На винтовой нарезке вала *1* установлен диск *4*, выполненный за одно целое с зубчатым колесом *5*. Резьба на валу *1* должна быть в таком направлении, при котором во время подъема груза храповое колесо *3* зажато между дисками *2* и *4*. Принцип действия бесшумного храпового механизма такой же, как и по фиг. 1480. Для обеспечения надежности работы тормоза необходимо соблюсти неравенство

$$\frac{R_1+R_2}{2} > r_{ср}\,\frac{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)}{\mu}.$$

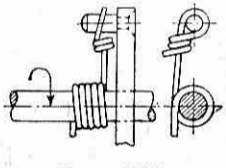
Здесь R_1 и R_2 — радиусы трущихся поверхностей дисков *2* и *4*;
$r_{ср}$ — средний радиус винта;
α — угол подъема витков резьбы;
ρ — угол трения;
μ — коэффициент трения скольжения.



Фиг. 1367.



Фиг. 1368.

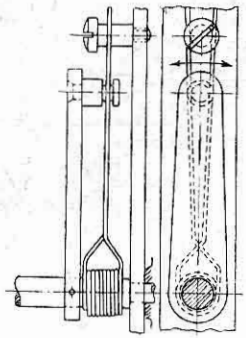


Фиг. 1369.

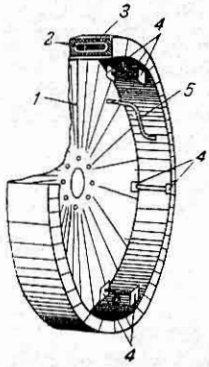
Фиг. 1367. Дисковый тормоз. При повороте рукоятки *a* в сторону, указанную стрелкой, диски сжимаются, включая тормоз.

Фиг. 1368. Пружинный тормоз одностороннего действия, заменяющий колесо свободного хода. При вращении рукоятки *K* в сторону, обратную направлению витков, пружина *F* раскручивается, и вал вращается свободно. Если вращать рукоятку в обратную сторону, то пружина вследствие трения захватывает вал.

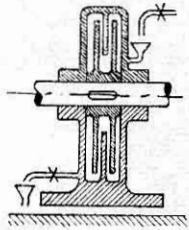
Фиг. 1369. Пружинный тормоз. Внутренний диаметр витков пружины выполнен на 0,2÷0,3 *мм* меньше диаметра оси. При вращении оси в направлении витков ось затормаживается.



Фиг. 1370.



Фиг. 1371.

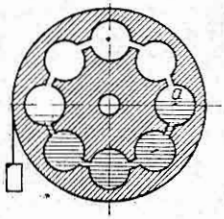


Фиг. 1372.

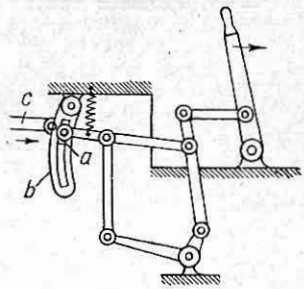
Фиг. 1370. Пружинный тормоз. Концы пружины перекрещиваются подобно ножницам, поджаты к неподвижному упору и удерживают с определенным усилием шпильку, вклепанную во вращающийся рычаг.

Фиг. 1371. Пневматический тормоз. В обечайке тормозного барабана заложены резиновая камера *2*, соединенная трубкой *5* с резервуаром сжатого воздуха, и стальное разрезное кольцо *3*. Кольцо *3* зафиксировано от проворачивания ушками *4*, проходящими сквозь обечайку барабана *1*. Каждая пара ушков *4* соединена пружинкой. При нагнетании сжатого воздуха камера *2* расширяется и прижимает кольцо *3* к тормозной поверхности.

Фиг. 1372. Гидравлический тормоз. Тормозной момент создается силами внутреннего трения в жидкости. Для увеличения тормозного действия поверхности дисков и перегородок корпуса делают шероховатыми или снабжают лопатками. Тормозной момент регулируется бо́льшим или меньшим наполнением корпуса тормоза жидкостью.



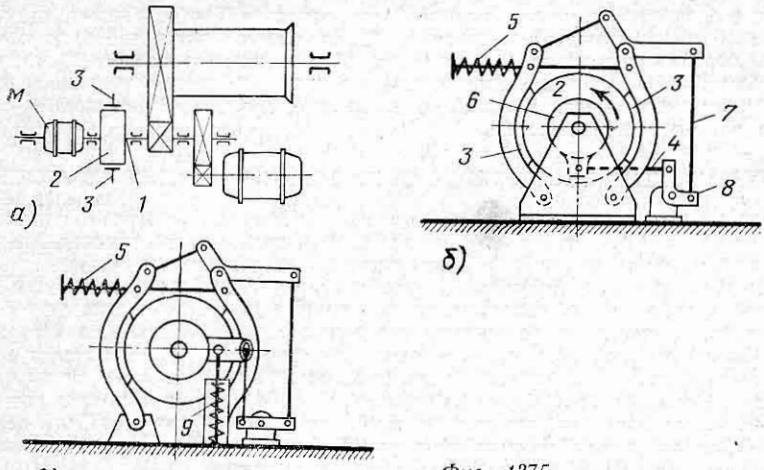
Фиг. 1373.



Фиг. 1374.

Фиг. 1373. Гидравлический тормоз-регулятор. В корпусе тормоза имеется ряд полостей *a*, соединенных между собой каналами. При вращении жидкость перетекает в нижнюю половину колеса и создает уравновешивающий момент. Скорость вращения регулируется изменением гидравлического сопротивления каналов.

Фиг. 1374. Мультиплицирующая передача к тормозу. При увеличении усилия на рукоятке камень *a* опускается в кулисе *b*, вследствие чего сила торможения на звене *c* механизма возрастает.

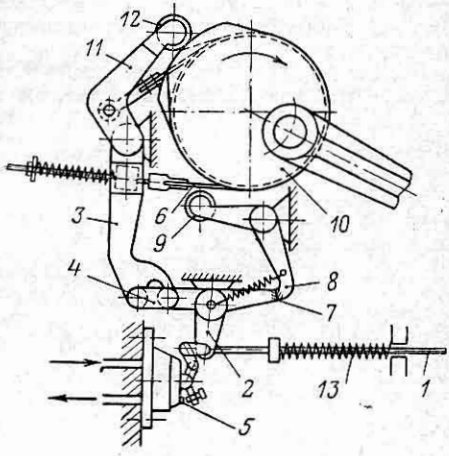


Фиг 1375.

Фиг. 1375. Тормоз с автоматическим регулированием скорости при спуске груза. Автоматическое регулирование скорости опускающегося груза осуществляется вспомогательным асинхронным балансир-двигателем *M* (эскиз *а*), якорь которого соединен с валом *1* тормозного диска *2*. Статор двигателя *M* соединяется с тормозом системой звеньев *4, 7* и *8* (эскиз *б*). Полное торможение диска *2* обеспечивается пружиной *5*. При опускании груза включается вспомогательный двигатель *M*, якорь которого вращаться не может, так как жестко соединен с тормозным диском. Вследствие этого статор двигателя *M* стремится вращаться в сторону, противоположную моменту ротора, и посредством звеньев *4, 7, 8* растормаживает тормоз.

С увеличением числа оборотов тормозного диска, а следовательно, и ротора двигателя *M*, момент статора уменьшается и диск *2* затормаживается пружиной *5*.

Колебания в работе статора и тормоза с пружиной *5* будут происходить до тех пор, пока момент, создаваемый на тормозе, не уравновесится с моментом, создаваемым опускающимся грузом, гарантируя определенную скорость спуска груза. Скорость опускающегося груза можно изменить до нужной величины, присоединив к рычагу статора пружину *9* соответствующих размеров (эскиз *в*). *3* — тормозные колодки: *6* — барабан.



Фиг. 1376.

Фиг. 1376. Ленточный тормоз с механизмом автоматического включения в конце цикла движения машины. При помощи рычажного механизма включения, связанного с тягой *1*, рычаг *2*, соединенный с рычагом *3* звеном *4*, поворачивается против часовой стрелки. При этом нажимается кнопка *5* воздухораспределительной коробки включения муфты и ослабляется тормозная лента *6*.

В этот же момент поворота рычага *2* его отросток *7* освобождает защелку *8* и ролик *9* и прижимается к кулачку *10*. Начавшееся вращение вала с кулачком *10* освобождает рычаг *11* с роликом *12* и полностью ослабляет ленту тормоза. Освобожденная после включения тяга *1* под действием пружины *13* стремится установить рычаги в исходное положение, которое и наступает в момент отвода ролика *9* кулачком *10*.

ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ БЕССТУПЕНЧАТОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТЕЙ

В зависимости от поставленных условий изменение скорости может быть ступенчатым, что достигается при помощи коробки скоростей, ременной передачи со ступенчатыми шкивами и др., или плавным — бесступенчатым.

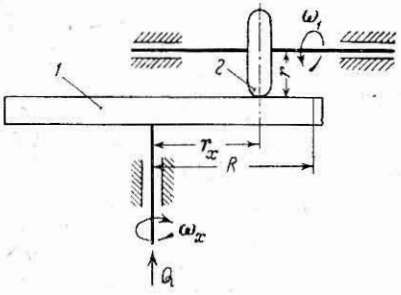
Бесступенчатое регулирование скорости может быть достигнуто применением различного рода электрических, гидравлических или механических устройств — вариаторов. В настоящем разделе рассматриваются механические вариаторы скорости. Таких передач имеется большое количество; они применяются в бумажной, текстильной, стекольной, транспортной, станкостроительной, металлургической и других отраслях промышленности. Наблюдается стремление применять бесступенчатые передачи для автомобилей, тракторов и танков. Наличие большого количества разнообразных конструкций бесступенчатых передач объясняется тем, что все они имеют ряд серьезных недостатков.

Классификация бесступенчатых передач. Существующие конструкции бесступенчатых передач (вариаторов) можно разделить на две группы: 1) гидравлические и 2) механические.

Как в первой, так и во второй группах могут быть передачи с принужденным регулированием передаточного отношения, автоматическим или комбинированным.

В группе механических бесступенчатых передач следует различать два вида конструкций: фрикционные бесступенчатые передачи и жесткие передачи. Принцип действия фрикционных передач основан на трении, причем передаточные звенья могут быть гибкими (ремень) или жесткими (ролик, кольцо и т. п.). Первые условимся называть передачами с гибким звеном, вторые — с жестким звеном.

В жестких бесступенчатых передачах движение от ведущего к ведомому звену осуществляется непосредственным нажатием зубьев зубчатых или винтовых колес или заклиниванием соответствующих деталей муфт свободного хода.



Фиг. 1377.

По принципу действия жесткие бесступенчатые передачи можно разделить на *статические и инерционные*. Работа инерционных жестких передач в отличие от статических основана на использовании сил инерции движущихся деталей, специально для этого предназначенных.

Фрикционные бесступенчатые передачи с жестким звеном

На фиг. 1377 приведена простейшая бесступенчатая фрикционная передача, состоящая из диска *1* и ролика *2*, вращающихся относительно взаимно перпендикулярных осей. Изменяя расстояние r_x, получаем различные числа оборотов ведомого вала при постоянном числе оборотов ведущего вала. Радиусы и угловые скорости связаны равенством

$$\omega_1 r = \omega_x r_x.$$

Сила нажатия

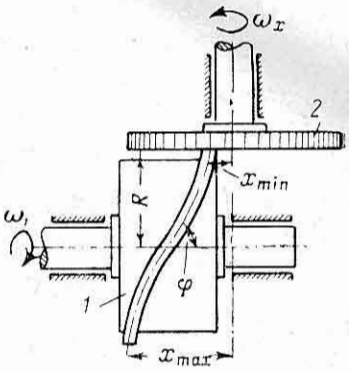
$$Q=\frac{M_1}{r\mu}.$$

Постоянство мощности на ведущем валу возможно при условии:

$$M_1\omega_1=M_x\omega_x=\text{const}.$$

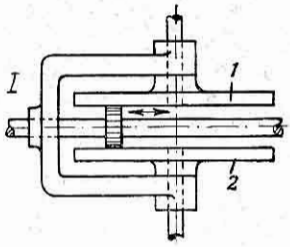
Фиг. 1378. Фрикционная передача для изменения скорости на ведомом валу по заданному закону. На ведущем барабане *1* делается виток, угол наклона φ винтовой линии которого соответствует заданному закону движения диска *2*. Передачу можно применять при малых крутящих моментах и в тех случаях, когда проскальзывание дисков не влияет на работу машины. Передаточное отношение

$$i_{1x}=\frac{\omega_1}{\omega_x}=\frac{R}{x}.$$

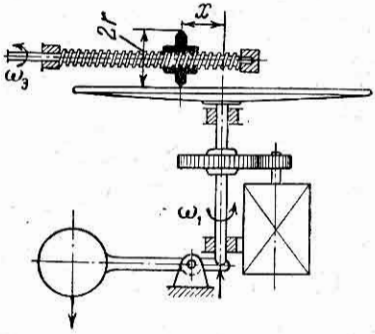


Фиг. 1378.

Фиг. 1379. Дисковая передача с нажимным диском *1*. Диск *1* служит для частичного уравновешивания сил, действующих на ролик, скользящий по валу *I*. Диск *2* — ведущий.



Фиг. 1379.



Фиг. 1380.

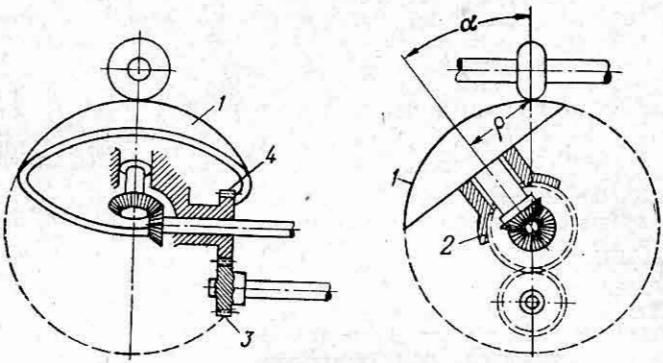
Фиг. 1380. Бесступенчатая фрикционная передача с роликом, применяемая в тахометрах. При постоянном числе оборотов диска ролик будет перемещаться по винтовой линии до тех пор, пока угловые скорости винта и ролика не сравняются. В этом случае

$$\frac{\omega_3}{\omega_1}=\frac{x}{r},$$

откуда

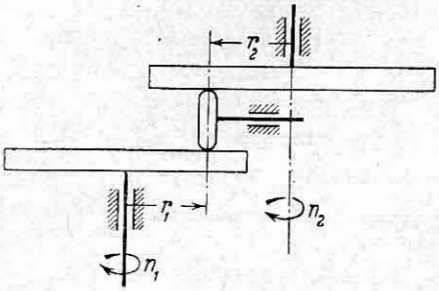
$$\omega_3=\frac{\omega_1}{r}x=cx,$$

где c — постоянная прибора.

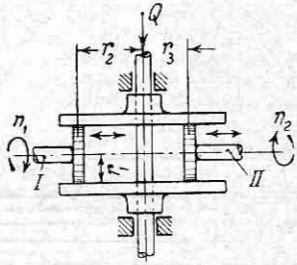


Фиг. 1381.

Фиг. 1381. Бесступенчатая фрикционная передача с грибовидным ведомым колесом. Изменение числа оборотов ведомого диска *1* осуществляется поворотом корпуса подшипника *2* посредством зубчатых колес *3* и *4*, в результате чего изменяется радиус ρ.



Фиг. 1382.



Фиг. 1383.

Фиг. 1382. Двухдисковая бесступенчатая передача, позволяющая передавать движение между двумя параллельными осями. Передаточное отношение может быть любым в пределах от 0 до ∞. Зависимость чисел оборотов определяется равенством

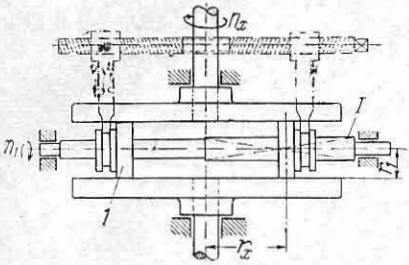
$$n_2 r_2 = n_1 r_1.$$

Фиг. 1383. Двухдисковая передача с перемещением ведущего *I* и ведомого *II* валов для изменения передаточного отношения

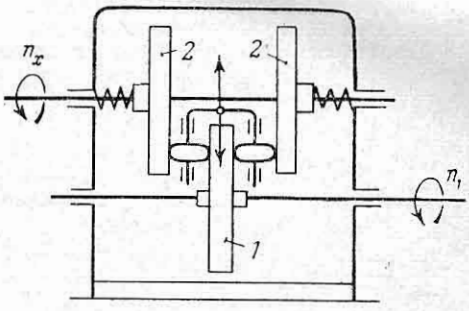
$$n_2 = n_1 \frac{r_3}{r_2}.$$

Необходимая сила нажатия Q зависит от положения роликов и должна определяться из неравенства

$$Q \geqslant M_1 \frac{r_2 + r_3}{2\mu r_1 r_3}.$$



Фиг. 1384.



Фиг. 1385.

Фиг. 1384. Двухдисковая бесступенчатая передача с холостым роликом *1*, предохраняющим диски от перекоса. Передаточное отношение между валом *1* и одним из вертикальных валов

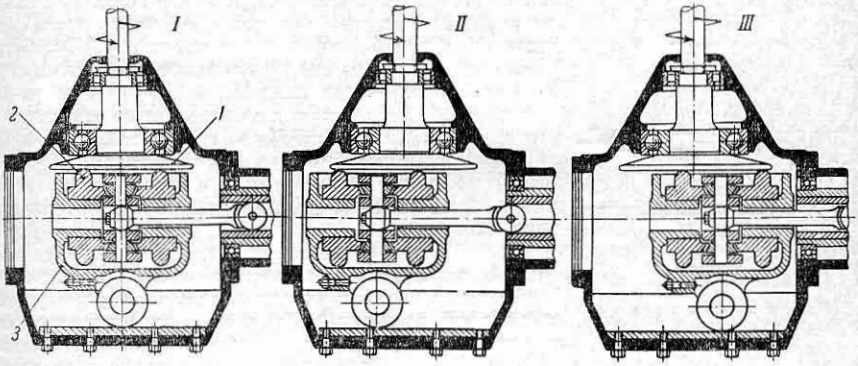
$$i_{12}=\frac{n_1}{n_x}.$$

Сила нажатия

$$Q\geqslant\frac{2M_1}{r_1\mu}.$$

Если один вал, на котором закреплен диск, сделать ведущим, а другой — ведомым, то механизм как передача теряет значение, так как при любом положении ролика *1* числа оборотов валов будут одинаковыми, но с противоположным знаком.

Фиг. 1385. Трехдисковая бесступенчатая передача, у которой в отличие от передачи фиг. 1382 диск *1* и ролики уравновешены, а сила нажатия на диски *2* для передачи крутящего момента будет в два раза меньше. Передаточное отношение определяется, как для передачи по фиг. 1382.



Фиг. 1386.

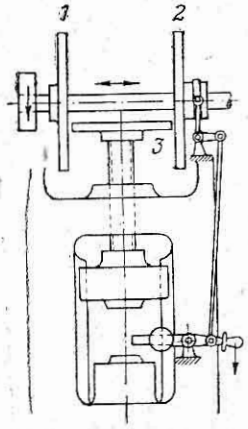
Фиг. 1386. Бесступенчатая фрикционно-планетарная передача. Диск *1* — ведущий, ролики *2* связаны с центральными колесами конического дифференциала, водило которого ведомое. Расстояние между роликами выбрано так, что при

любом положении кожуха *3* они расположены по обе стороны ведущего диска. На эскизах *II* и *III* показаны предельные положения роликов.

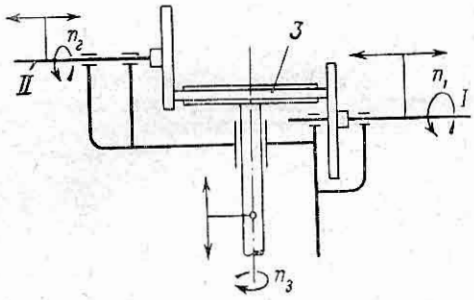
Угловая скорость ведомого вала определяется формулой

$$\omega_в = \frac{\omega_1 x}{r},$$

где ω_1 — постоянная угловая скорость ведущего вала;
x — перемещение каретки от среднего положения роликов;
r — радиус роликов.

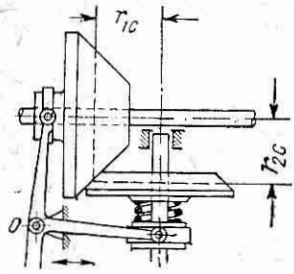


Фиг. 1387.



Фиг. 1388.

Фиг. 1387. Бесступенчатая дисковая передача для фрикционного винтового пресса. Ведущий вал с дисками *1* и *2* вращается в одном направлении независимо от смещения дисков *1* и *2* вдоль оси. Направление движения винта зависит от того, какой из дисков — *1* или *2* прижимается к диску *3*. Винт при опускании вниз имеет ускоренное движение, при подъеме вверх — замедленное.

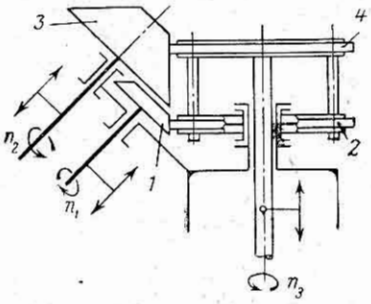


Фиг. 1389.

Фиг. 1388. Дисковая бесступенчатая передача с двумя ведущими валами *I* и *II* с дисками, к которым попеременно может прижиматься ведомый диск *3*. Применяя такую передачу для фрикционного винтового пресса, получим ускоренное движение винта как вниз, так и вверх.

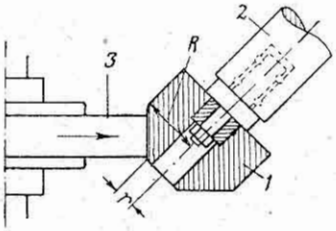
Фиг. 1389. Фрикционная передача коническими дисками с переменным передаточным отношением. Постоянный контакт между дисками обеспечивается спиральной пружиной. Изменение передаточного отношения осуществляется поворотом рычага относительно оси *O*. Передаточное отношение без учета скольжения определяется отношением средних радиусов катящихся друг относительно друга конусов

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_{2c}}{r_{1c}}.$$



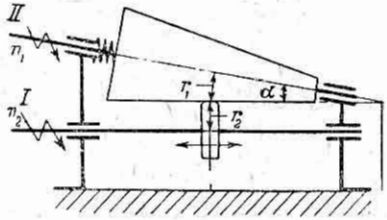
Фиг. 1390.

Фиг. 1390. Бесступенчатая передача, позволяющая передать ведомому валу (винту) постоянное и переменное число оборотов n_3. В первом случае должны соприкасаться диски *1* и *2*, во втором — *3* и *4*.



Фиг. 1391.

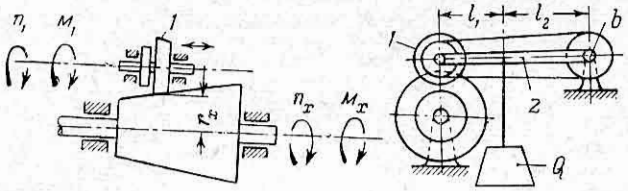
Фиг. 1391. Конический ролик для правки шлифовальных кругов. Ролик *1* из твердого материала, свободно вращающийся на шариковых подшипниках в державке *2*, прижимается к шлифовальному кругу *3* и вращается вместе с ним. Вследствие различия радиусов R и r (а следовательно, и окружных скоростей) поверхность ролика *1* проскальзывает относительно поверхности круга *3* и заправляет круг. Ролик получает различные числа оборотов в зависимости от положения относительно круга.



Фиг. 1392.

Фиг. 1392. Бесступенчатая фрикционная передача. На ведущем валу *I* установлен ролик, на ведомом *II* — конический барабан. Перемещая ролик по валу, изменяют передаточное отношение.

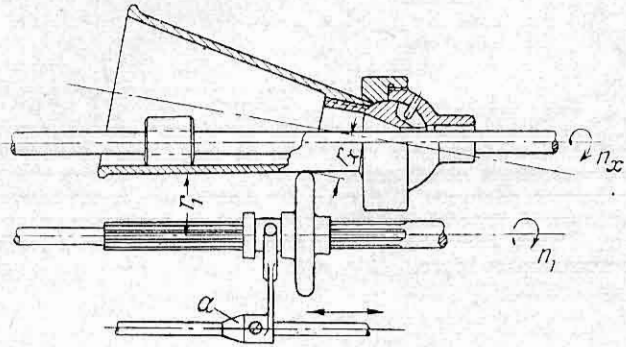
$$i_{12}=\frac{r_2}{r_1}=\frac{n_1}{n_2}.$$



Фиг. 1393.

Фиг. 1393. Передача, аналогичная предыдущей, но с конусным роликом для получения параллельного расположения осей валов. Ролик *1* прижимается к барабану грузом *Q*. При передвигании ролика *1* вдоль барабана ролик, укрепленный на рычаге *2*, поворачивается относительно оси *b*. Вес груза

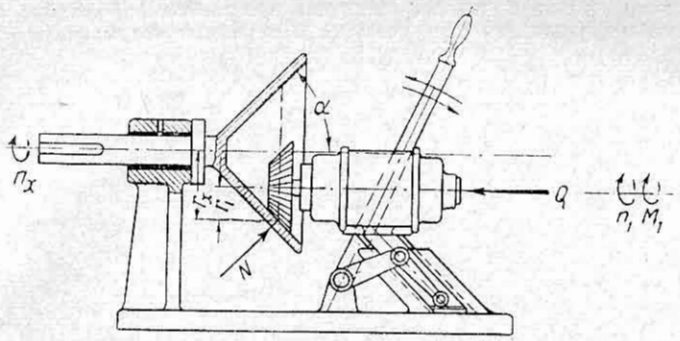
$$G \geqslant \frac{M_1}{r_1 \mu}\left(\frac{l_1}{l_2}+1\right).$$



Фиг. 1394.

Фиг. 1394. Бесступенчатая передача с коническим барабаном и цилиндрическим роликом с параллельным расположением осей валов. Конический барабан со стороны меньшего диаметра закреплен в шаровом шарнире и может поворачиваться так, что образующая конуса всегда параллельна оси вала. Изменение передаточного отношения осуществляется перемещением ролика посредством рычага *a*.

$$i_{12}=\frac{r_x}{r_1}=\frac{n_1}{n_x}.$$



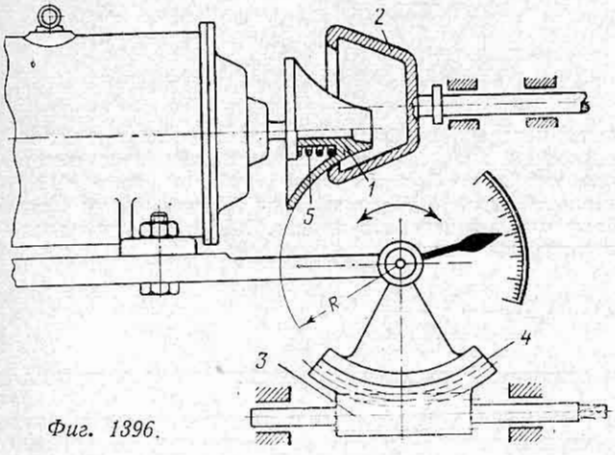
Фиг. 1395.

Фиг. 1395. Бесступенчатая передача. Конический диск на валу двигателя небольшой мощности приводит в движение ведомый диск с внутренним конусом с различным передаточным отношением, изменяющимся при смещении двигателя в U-образных направляющих посредством рычага. Передаточное отношение без учета скольжения

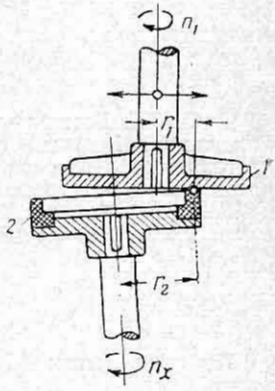
$$i_{1x}=\frac{r_x}{r_1}=\frac{n_1}{n_x},$$

сила нажатия

$$Q=\frac{M_1 \sin\alpha}{\mu r_1}.$$



Фиг. 1396.



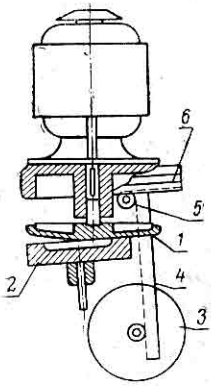
Фиг. 1397.

Фиг. 1396. Бесступенчатая передача. Ведущий диск *1* установлен на валу двигателя, ведомый диск *2* — на валу привода. Регулирование числа оборотов ведомого вала осуществляется поворотом червяка *3*, вращающего червячное колесо *4* вместе с площадкой для крепления двигателя. Постоянный контакт между дисками *1* и *2* обеспечивается пружиной *5*.

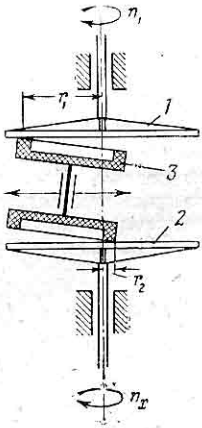
Фиг. 1397. Бесступенчатая передача. Изменение передаточного отношения достигается перемещением ведущего вала с диском *1*. Большой угол при вер-

шине ведомого конуса *2* и, как следствие этого, большой радиус кривизны конуса позволяет увеличить силу нажатия и передаваемые моменты.

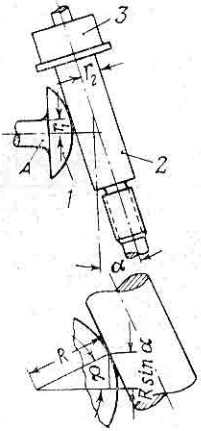
$$i_{1x}=\frac{n_1}{n_x}=\frac{r_2}{r_1}.$$



Фиг. 1398.



Фиг. 1399.



Фиг. 1400.

Фиг. 1398. Бесступенчатая передача по фиг. 1397, примененная в сверлильном станке. Ведущий конический диск *1* вместе с двигателем перемещается по горизонтали посредством маховичка *3*, вертикальной зубчатой рейки *4*, зубчатого колеса *5* и горизонтальной рейки *6*. Ведомый диск *2* имеет форму чашки.

Фиг. 1399. Вариант бесступенчатой передачи по фиг. 1397 с большим диапазоном изменения передаточного отношения

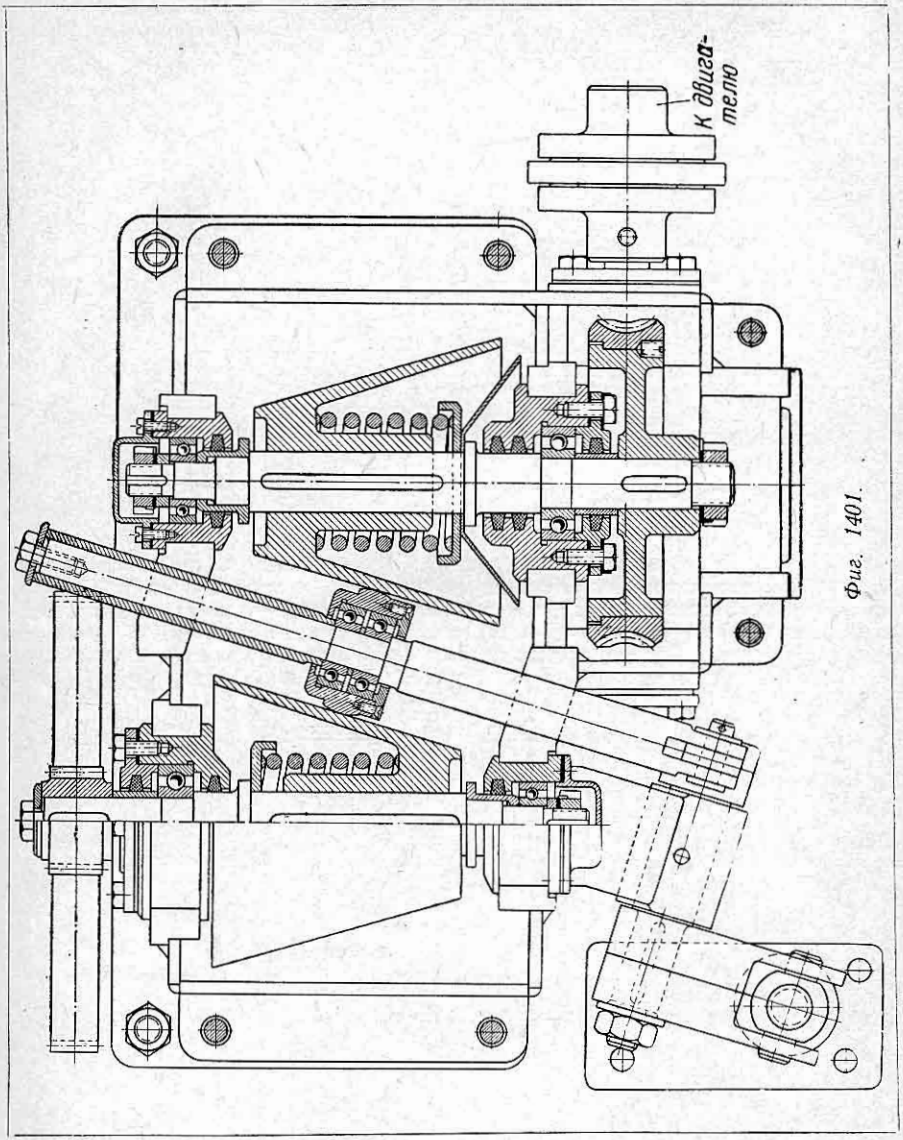
$$i_{1x}=\frac{n_1}{n_x}=\frac{r_2}{r_1}.$$

Между ведущим *1* и ведомым *2* дисками перемещается промежуточный диск *3*.

Фиг. 1400. Фрикционная передача с изменяемым углом между осями валов для плавного регулирования скорости. Передача встречается в планиметрах. К шаровому сегменту *1* ведущей оси *A* прижат валик *2*, угол поворота которого отсчитывается на шкале барабана *3*. Передаточное отношение

$$i_{21}=\frac{R\sin\alpha}{r_2}$$

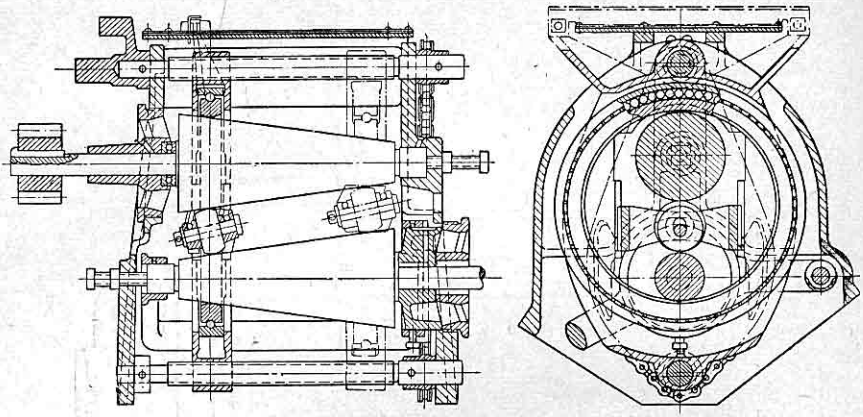
пропорционально синусу угла α.



Фиг. 1401.

Фиг. 1401. Бесступенчатая передача с коническими барабанами. Спиральные пружины служат для обеспечения нажатия между барабанами и промежуточным роликом. Изменение положения ролика осуществляется посредством системы рычагов. Переменное передаточное отношение.

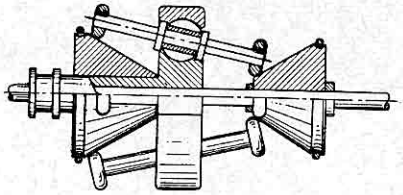
$$i_{12}=\frac{D_2}{D_1}=\frac{n_1}{n_2}.$$



Фиг. 1402.

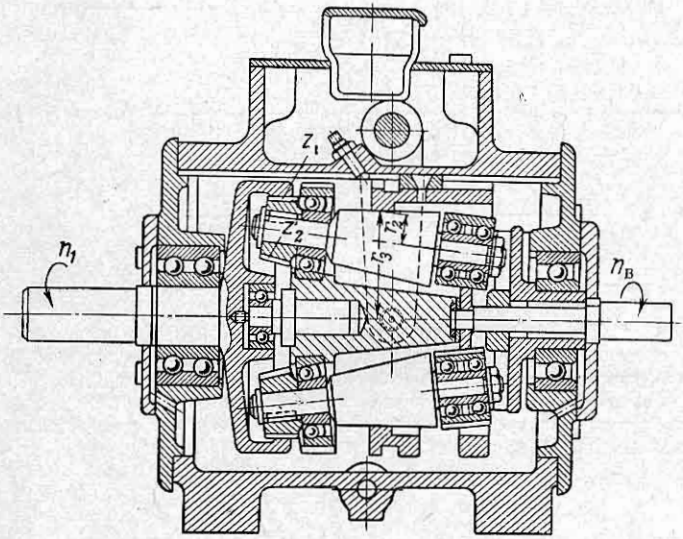
Фиг. 1402. Бесступенчатая передача. Между ведущим и ведомым коническими барабанами с параллельными осями заключен промежуточный ролик. Передача движения осуществляется при помощи кольца, прижимающегося к обоим конусам. Передаточное отношение изменяется при смещении опорной рамки для кольца и ролика. Размер кольца должен быть выбран, как для механизма по фиг. 1081. Ролик предохраняет валы барабанов от перегрузки,

$$i_{\min}=\frac{r_{2\min}}{r_{1\max}}\ ;\quad i_{\max}=\frac{r_{2\max}}{r_{1\min}}\ .$$



Фиг. 1403.

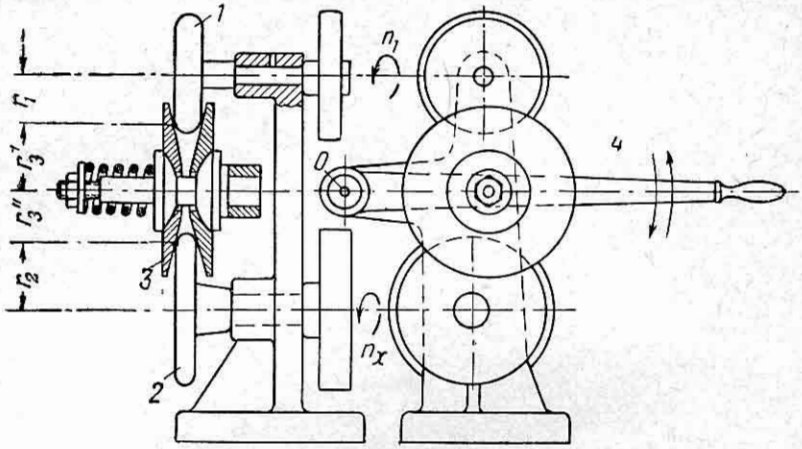
Фиг. 1403. Бесступенчатая фрикционная передача. Ведомый и ведущий конусы фрикционной передачи связаны между собой промежуточными роликами, поворачивающимися в плоскости чертежа при смещении муфты. Изменение сопряженных радиусов конусов приводит к изменению передаточного отношения.



Фиг. 1404.

Фиг. 1404. Бесступенчатая фрикционная планетарная передача. В подшипниках поводка, соединенного с ведущим валом, вращаются три конических барабана; на левых концах барабанов закреплены конические зубчатые колеса, находящиеся в зацеплении с колесом внутреннего зацепления, укрепленным на ведомом валу. Барабаны, кроме того, находятся во фрикционном сцеплении с неподвижным кольцом, которое может перемещаться по шлицам в корпусе редуктора. При перемещении кольца изменяется сопряженный с r_3 радиус r_2 барабана. Передаточное отношение

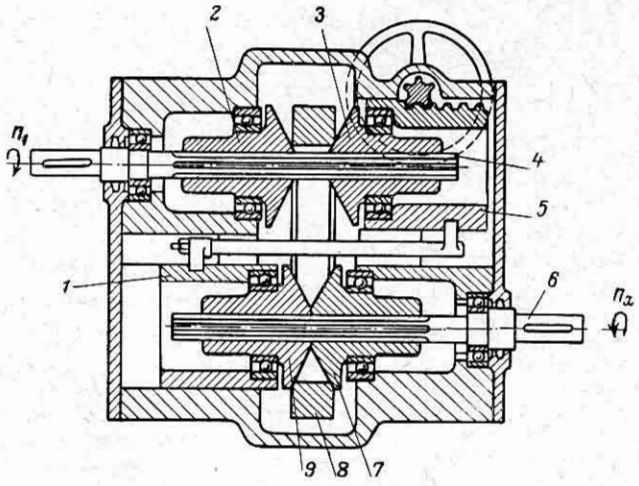
$$i_{1в}=1-\frac{r_3}{r_2}\,\frac{z_2}{z_1}.$$



Фиг. 1405.

Фиг. 1405. Бесступенчатая передача. Состоит из двух цилиндрических фрикционных дисков *1* и *2* и двух раздвигающихся конических шайб *3*. Конические шайбы свободно вращаются на пальце качающегося рычага *4*. Изменение передаточного отношения осуществляется поворотом рычага *4* вокруг оси *O*. Постоянный контакт трущихся поверхностей обеспечивается сферическими опорами раздвижных дисков и пружиной.

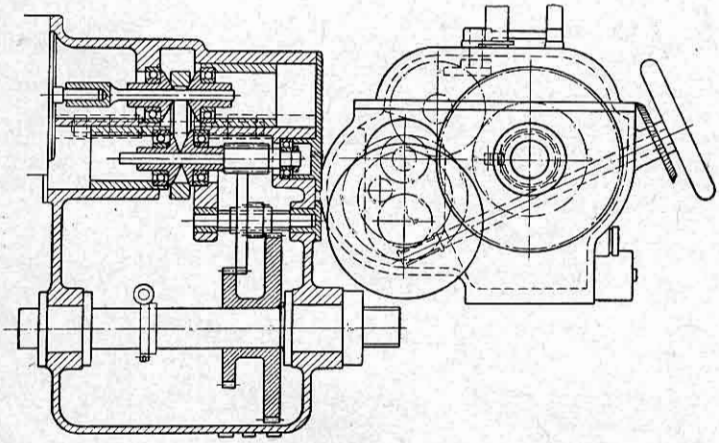
$$i_{12}=\frac{n_1}{n_x}=\frac{r_2 r_3'}{r_1 r_3''}.$$



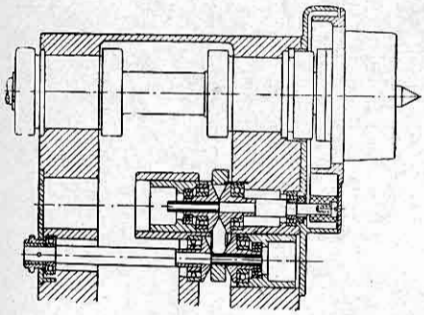
Фиг. 1406.

Фиг. 1406. Бесступенчатая фрикционная передача с раздвижными коническими дисками. На ведущем многошпоночном валу *4* и ведомом *6* расположено по

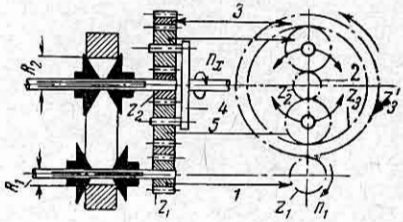
два конических диска *2, 3* и *9, 7*. Между дисками зажато стальное кольцо *8*, которое трением передает движение от ведущего вала к ведомому. Нормальное давление и сила трения возбуждаются за счет упругости кольца *8*. Изменение передаточного отношения осуществляется перемещением втулок *5* и *1* с коническими дисками *9* и *3* посредством штурвала.



Фиг. 1407.



Фиг. 1408.

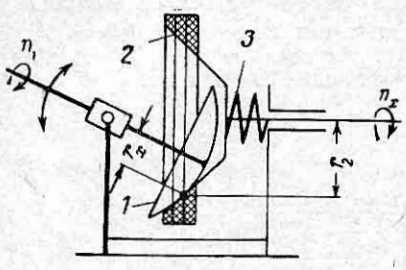


Фиг. 1409.

На фиг. 1407 и 1408 показаны примеры применения в станках передачи по фиг. 1406. Передаточное отношение

$$i_{1x}=\frac{n_1}{n_x}=\frac{R_x}{R_1}.$$

Фиг. 1409. Замкнутая планетарная передача с бесступенчатой передачей по фиг. 1406 в замыкающей цепи. *4* — поводок, *5* — сателлиты, *1* и *2* — колеса в замыкающей цепи, имеющие z_1 и z_2 зубьев; *3* — колесо, имеющее на внешнем венце z_3' зубьев и на внутреннем — z_3 зубьев.



Фиг 1410.

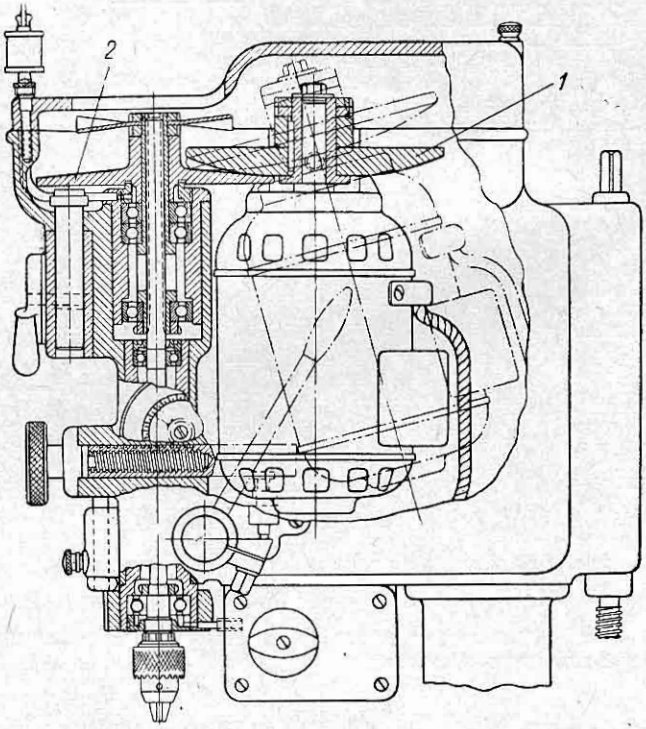
Передаточное отношение

$$i_{x1}=\frac{n_x}{n_1}=\frac{\dfrac{R_1}{R_2}-\dfrac{z_1 z_3}{z_3' z_2}}{1+\dfrac{z_3}{z_2}}.$$

Передача допускает реверсирование при неизменном направлении вращения ведущего вала.

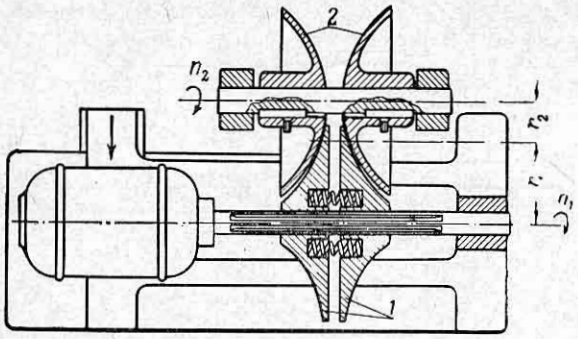
Фиг. 1410. Бесступенчатая передача с поворачивающейся осью ведущего вала. На ведущем валу закреплен диск *1* с шаровой поверхностью, на ведомом — диск *2* с внутренним конусом. Постоянный контакт и необходимая сила трения между дисками обеспечиваются упругостью пружины *3*.

$$i_{12}=\frac{r_2}{r_x}=\frac{n_1}{n_x}.$$



Фиг. 1411.

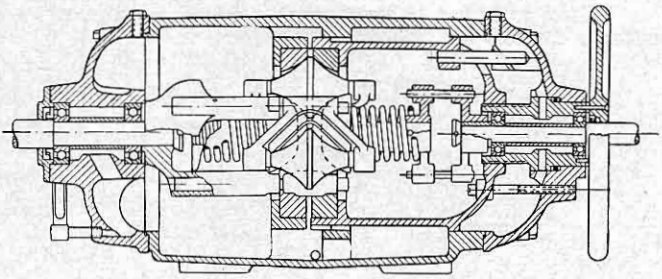
Фиг. 1411. Бесступенчатая передача для сверлильного станка небольшой мощности. Ведущий сферический диск *1* установлен на валу двигателя, а ведомый конический *2* — на валу шпинделя станка. Передаточное отношение изменяется при повороте двигателя посредством горизонтального винта относительно пальцев, перемещающихся в направляющих.



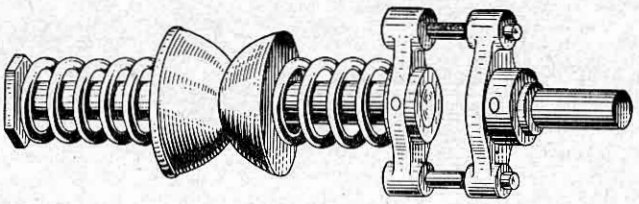
Фиг. 1412.

Фиг. 1412. Бесступенчатая передача. На ведомом валу посредством шпонок жестко закреплены выпуклые (сферические) диски *2*, а на ведущем — вогнутые диски *1*, раздвигающиеся сжатыми пружинами. Число оборотов ведомого вала изменяется при перемещении двигателя с дисками по стрелке

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{r_2}{r_1}.$$

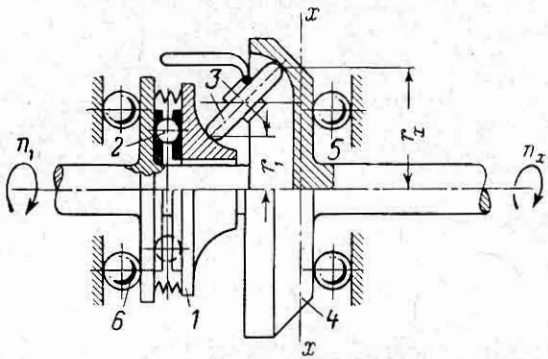


Фиг. 1413.



Фиг. 1414.

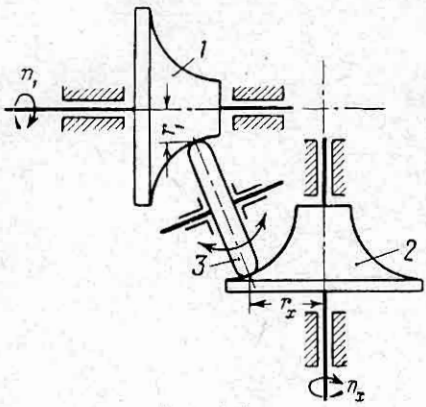
Фиг. 1413—1414. Соосная бесступенчатая планетарная передача. На ведущем валу закреплены два сферических диска (фиг. 1414), стремящихся сблизиться под действием пружин. С ведомым валом соединено водило, сообщающее движение трем поводкам с роликами, совершающими планетарное движение (фиг. 1413). Ролики расположены между дисками ведущего вала и неподвижными кольцами, положение которых можно регулировать. При сближении колец ролики катятся по бо́льшему диаметру ведущих дисков и ведомый вал получает наибольшее число оборотов. В передачах такого типа максимальное число оборотов ведомого вала может быть в пять раз меньше минимального. Передача работает как редуктор. Передаваемая мощность не более 18 *л. с.*



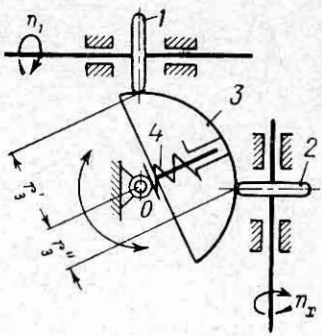
Фиг. 1415.

Фиг. 1415. Бесступенчатая передача. Рабочими поверхностями ведущего диска *1* и ведомого *4* являются части поверхности тора. Передаточное отношение изменяется поворотом ролика *3* (на схеме показан один ролик, в действительности их три). Автоматическое прижатие осуществляется нажимным устройством, состоящим из шариков *2*, установленных в луночках шайбы ведущего вала и ведущего диска *1*. Усилие прижатия дисков воспринимается шарикоподшипниками *5* и *6*. Для разгрузки подшипников от больших усилий устраивают сдвоенную передачу, симметричную относительно оси *xx*,

$$i_{1x}=\frac{n_1}{n_x}=\frac{r_x}{r_1}.$$



Фиг. 1416.



Фиг. 1417.

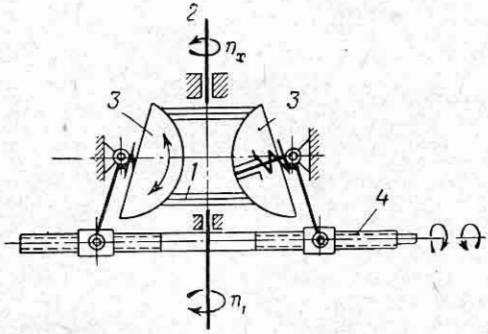
Фиг. 1416. Бесступенчатая передача с промежуточным роликом при пересекающихся осях ведущего *1* и ведомого *2* валов под углом 90°. Число оборотов ведомого вала изменяется поворотом ролика *3*,

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_x}=\frac{r_x}{r_1}.$$

Фиг. 1417. Бесступенчатая передача с расположением осей ведущего *1* и ведомого *2* валов под углом 90°. Изменение числа оборотов ведомого вала

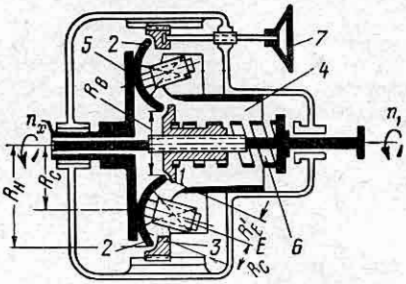
производится поворотом сферической шайбы *3* относительно оси *O*, а постоянный контакт обеспечивается спиральной пружиной *4*,

$$i_{12}=\frac{r_2 r_3'}{r_1 r_3''}.$$



Фиг. 1418.

Фиг. 1418. Бесступенчатая передача с соосным расположением ведущего *1* и ведомого *2* валов и промежуточными сферическими шайбами. Передаточное отношение изменяется поворотом сферических шайб *3* посредством вращения винта *4* с правой и левой резьбой.



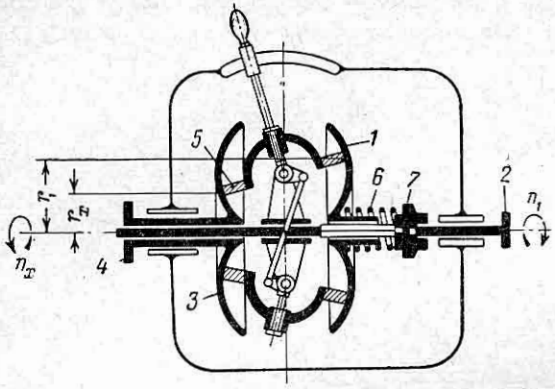
Фиг. 1419

Фиг. 1419. Бесступенчатая роликовая планетарная передача. Диск *1* при вращении вовлекает в движение грибовидные ролики *2*, которые катятся по неподвижному кольцу *3* и сообщают движение поводку *4* и ведомому диску *5*. Постоянный контакт звеньев обеспечивается пружиной *6*. Передаточное отношение регулируется перемещением кольца *3* штурвалом *7*. Число оборотов ведомого вала

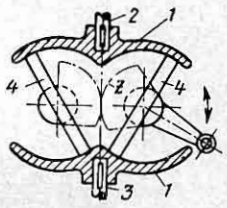
$$n_5=n_x=n_1\left(i_{51}+\frac{1-i_{51}}{1-i_{13}}\right);$$

$$i_{51}=\pm\frac{R_B R_e}{R_E' R_C},\qquad i_{13}=-\frac{R_H}{R_B}.$$

Знак плюс относится к случаю, если точка касания диска *5* и ролика *2* лежит между осью ролика и диском *1*, и знак минус — если точка касания лежит с противоположной стороны.



Фиг. 1420.

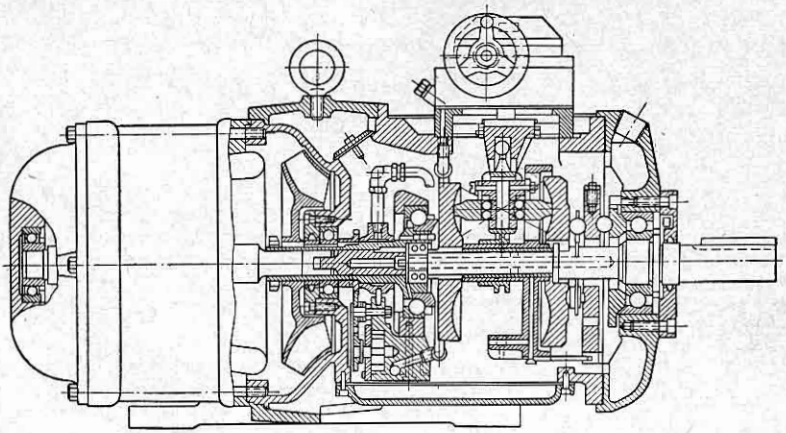


Фиг. 1421.

Фиг. 1420. Бесступенчатая передача с коаксиальными дисками. Ведущий диск *1* установлен на шлицованной части вала *2*; ведомый диск *3* жестко закреплен на полом валу *4*. Рабочие поверхности дисков *1* и *3* являются частями поверхности тора. Передаточное отношение регулируется изменением положения роликов *5*. Прижатие дисков создается пружиной *6*; сила нажатия регулируется гайкой *7*. Применяется для $N=1\div6$ *л. с.* Передаточное отношение

$$i_{1x}=\frac{n_1}{n_x}=\frac{r_x}{r_1}.$$

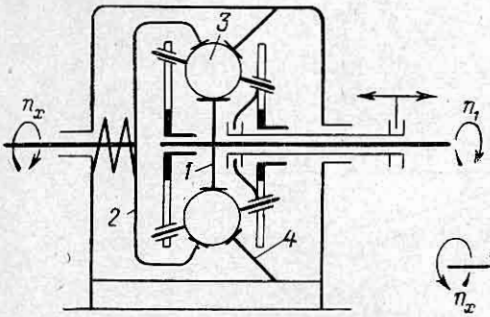
Фиг. 1421. Бесступенчатая передача с коаксиальными дисками *1* на ведущем *2* и ведомом *3* валах. Между дисками *1* зажаты фрикционные диски *4*, соединенные друг с другом зубчатыми сегментами *Z*. Для изменения передаточного числа следует изменить наклон дисков *4*.



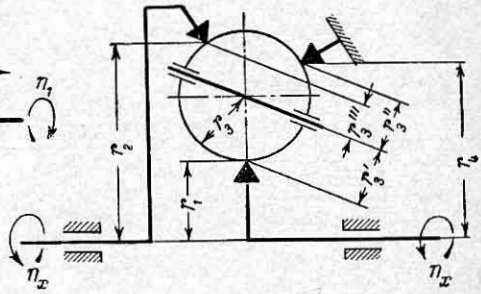
Фиг. 1422.

Фиг. 1422. Бесступенчатая передача с автоматическим регулированием усилия нажатия. Регулирование передаточного отношения производится, как

по фиг. 1420. При запуске двигателя передаточное отношение наименьшее. В дальнейшем в цилиндр, расположенный в верхней части агрегата, насосом нагнетается масло, под действием давления которого ротор поворачивается, преодолевая сопротивление пружины, и меняет наклон роликов. Ротор поворачивается до упора, положение которого фиксируется соответственно выбранной скорости. Передаточное отношение определяется так же, как для фиг. 1420.



Фиг. 1423.

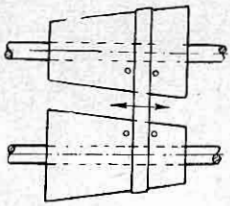


Фиг. 1424.

Фиг. 1423—1424. Схема бесступенчатой планетарной передачи с шаровыми сателлитами. На ведущем валу закреплен диск *1*, который передает движение ведомому диску *2* посредством шаровых сателлитов *3*. Шаровые сателлиты соприкасаются с диском *1*, диском *2* и неподвижным кольцом *4*. Шаровые сателлиты *3* вместе с поводком вращаются относительно оси ведущего вала. Изменение передаточного отношения осуществляется изменением угла наклона осей вращения сателлитов (см. фиг. 1424),

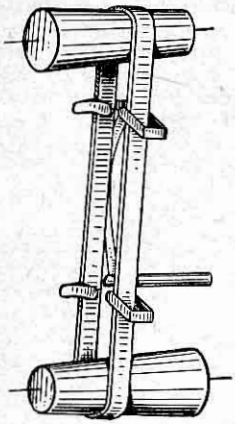
$$i_{1x}=\frac{n_1}{n_x}=\frac{1+\dfrac{r_4 r_3'}{r_1 r_3''}}{1-\dfrac{r_4 r_3'''}{r_3'' r_2}}.$$

Бесступенчатые передачи с гибким звеном

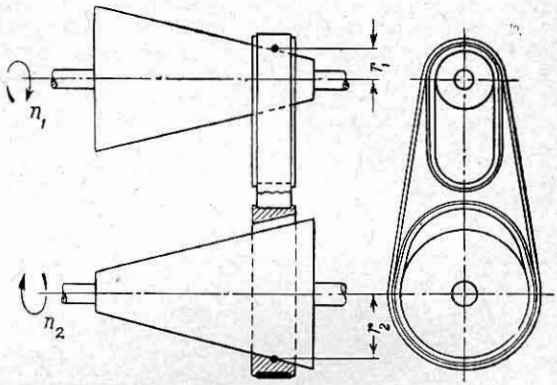


Фиг. 1425.

Фиг. 1425. Передача коническими барабанами и ремнем. Необходимо обеспечить хорошее направление ремню в любом положении. Недостатком передачи является перекос ремня при огибании барабанов и изменение длины его при переходе от одной пары сопряженных диаметров к другой.



Фиг. 1426.



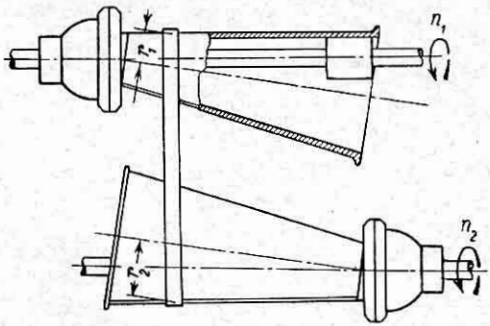
Фиг. 1427.

Фиг. *1426*. Бесступенчатая передача с гибкой лентой. Движение от ведущего к ведомому коническому барабану, расположенному на большом расстоянии от ведущего, передается при помощи гибкой ленты, перестанавливаемой в продольном направлении. При наличии натяжного ролика один из барабанов может быть цилиндрическим. Передаточное отношение

$$i_{\min}=\frac{r_{2\min}}{r_{1\max}}\;;\quad i_{\max}=\frac{r_{2\max}}{r_{1\min}}.$$

Фиг. 1427. Бесступенчатая передача с применением гибких колец, которые в поперечном сечении имеют клиновидную форму. Конструкция такой передачи позволяет сократить скольжение и перекос ремня по образующей, которые неизбежны при плоском ремне. Клинчатые ремни, прилегающие непосредственно к поверхности барабанов в виде замкнутых колец, снаружи охвачены ремнем обычной конструкции. Передаточное отношение изменяется перемещением ремней по направлению оси вала,

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{r_2}{r_1}.$$

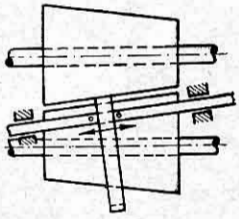


Фиг. 1428.

Фиг. 1428. Бесступенчатая передача с самоустанавливающимися коническими барабанами. Конические барабаны меньшими основаниями связаны с вала-

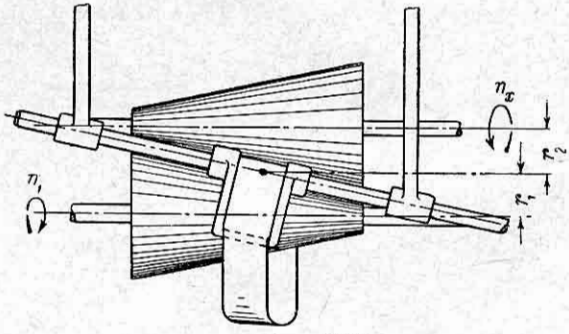
ми шарниром по фиг. 7. Большими основаниями конусы опираются на ролики, свободно вращающиеся на валах. Внешние образующие барабанов параллельны осям валов, поэтому недостаток передачи по фиг. 1425, заключающийся в перекосе ремня, частично исключается. Изменение передаточного отношения осуществляется перемещением гибкой ленты вдоль оси

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{r_2}{r_1}.$$



Фиг. 1429.

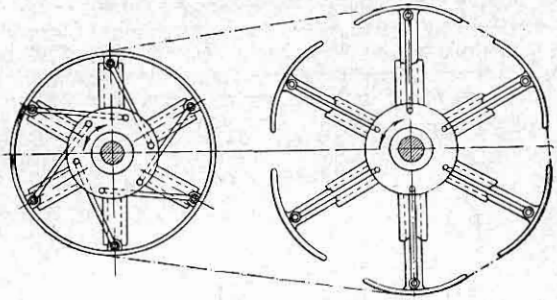
Фиг. 1429. Передача с двумя коническими барабанами и передвижным кольцом, зажатым между барабанами.



Фиг. 1430.

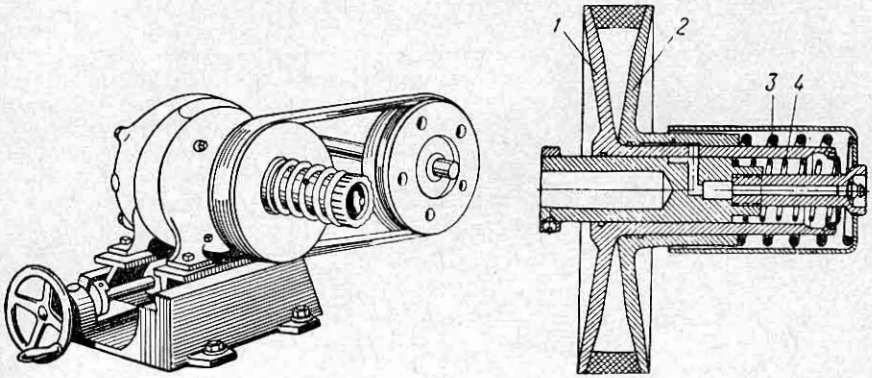
Фиг. 1430. Бесступенчатая передача с промежуточным гибким кольцом. Между коническими барабанами зажато свободно висящее кольцо из кожи или эластичной прорезиненной ткани. Положение кольца определяет передаточное отношение механизма

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_x}=\frac{r_2}{r_1}.$$



Фиг. 1431.

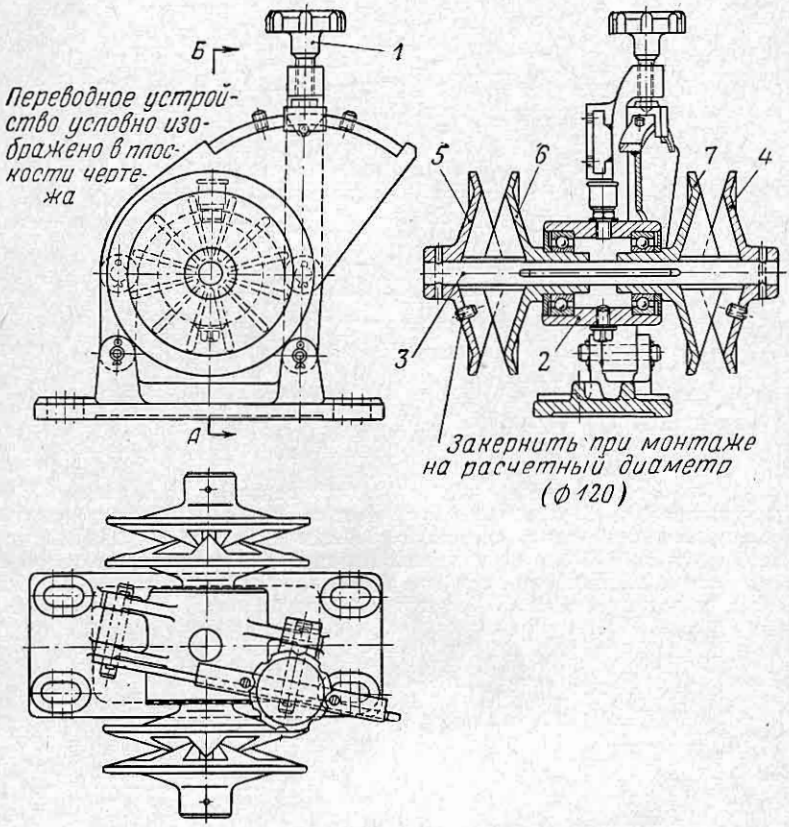
Фиг. 1431. Шкивы переменного диаметра. В выдвинутом положении спицы фиксируются защелками или стопорами. Для изменения диаметра шкива во время вращения можно применить схему фиг. 2816.



Фиг. 1432.

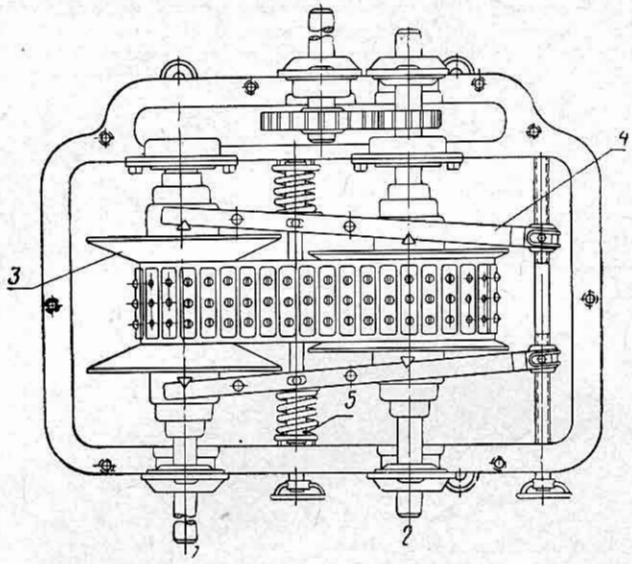
Фиг. 1432. Бесступенчатая передача с клинчатым ремнем. Ведущий шкив передачи состоит из двух дисков *1* и *2* и пружин *3* и *4* (эскиз справа), которые обеспечивают постоянный контакт между дисками и ремнем. Ведомый шкив — нормальный, с постоянным диаметром. Регулирование числа оборотов ведомого вала достигается изменением межцентрового расстояния между шкивами при помощи винта с маховиком.

Фиг. 1433. Бесступенчатая передача с клинчатыми ремнями. Передача движения осуществляется двумя последовательно расположенными клиноременными передачами, промежуточным звеном которых является рассматриваемое устройство. Изменение скорости ведомого вала осуществляется поворотом руко-



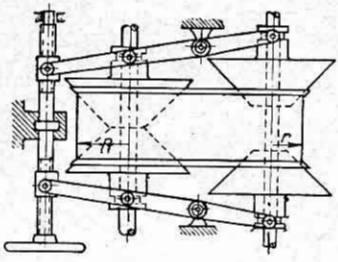
Фиг. 1433.

ятки *1*, шарнирно связанной с качающимся подшипником *2*, в котором смонтирован вал с раздвижными шкивами для клинчатых ремней. Во время изменения скорости вал *3* с дисками *4* и *5* перемещается вдоль оси относительно дисков *6* и *7*, в результате чего диаметр окружности касания ремня одного шкива будет увеличиваться, а другого — уменьшаться. Оси шарниров, относительно которых перемещается подшипник *2*, расположены под углом к оси вала так, что при различных положениях вала клинчатые ремни остаются в одной и той же плоскости.

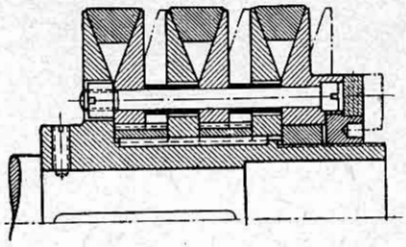


Фиг. 1434.

Фиг. 1434. Бесступенчатая передача гибкой лентой с колодками. На параллельных валах *1* и *2* установлены конические диски *3*, которые могут перемещаться вдоль осей валов по направляющим шпонкам. Передача движения осуществляется гибкой лентой с деревянными колодками, прилегающими к дискам Смещение дисков вдоль оси при изменении передаточного отношения производится рычагом *4*. Винт *5* служит для регулирования силы нажатия конусов.



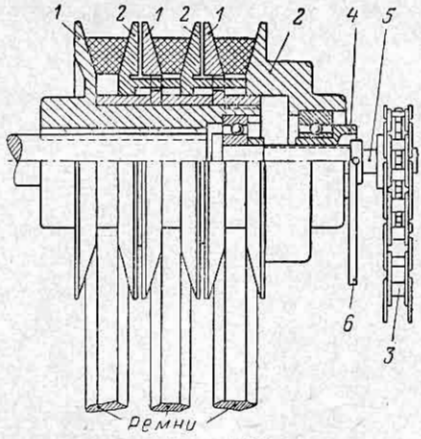
Фиг. 1435.



Фиг. 1436.

Фиг. 1435. Передача с изменяемым передаточным отношением. Сближением или удалением парных конусов изменяют диаметр окружностей, охватываемых ремнем. К ремню подшивают деревянные планки или металлические полоски. Компенсация изменения длины ремня при переходе на другое передаточное отношение в схеме не предусмотрена.

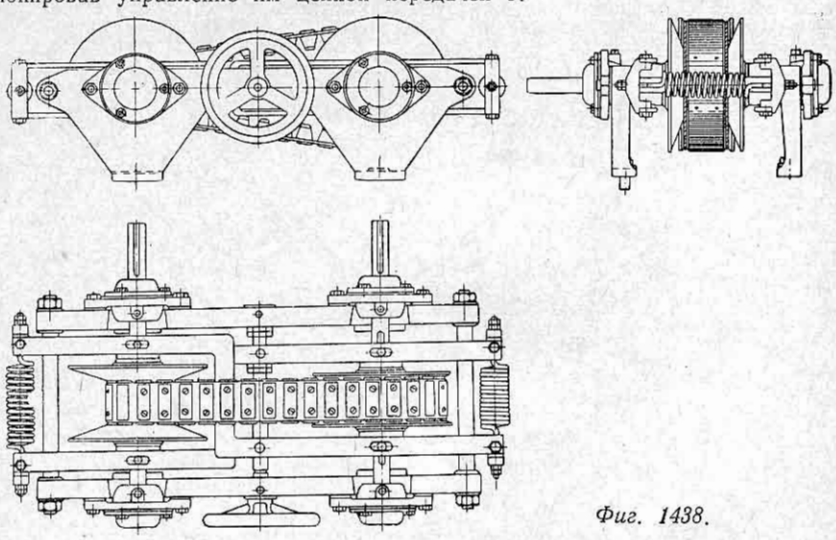
Фиг. 1436. Передача с изменяемым передаточным отношением, что достигается сближением или удалением дисков, образующих три ручья.



Фиг. 1437.

Фиг. 1437. Раздвижной шкив бесступенчатой передачи с клинчатыми ремнями. Ведущий шкив передачи состоит из набора дисков *1*, жестко связанных между собой и закрепленных на валу посредством шпонки, и дисков *2*, перемещающихся одновременно вдоль оси вала, изменяя при этом средние диаметры окружностей, по которым соприкасаются ремни со шкивами.

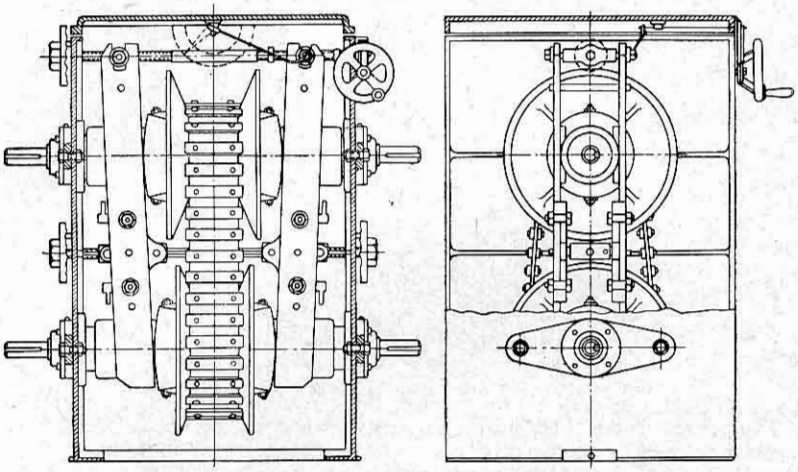
Изменение передаточного отношения передачи осуществляется вращением винта *5*. Гайка *4* удерживается от вращения рычагом *6*. Ввиду того, что при регулировании положения дисков *2* ремни перемещаются в боковом направлении, необходимо предусматривать такое же перемещение ведомого шкива, сблокировав управление им цепной передачей *3*.



Фиг. 1438.

Фиг. 1438. Бесступенчатая передача гибкой лентой с колодками, отличающаяся от передачи по фиг. 1434 механизмом регулирования положения кону-

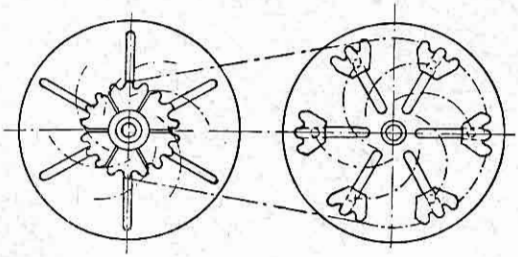
сов и компенсацией изменения длины ремня при постоянном нажатии конусов на колодки ремня.



Фиг. 1439.

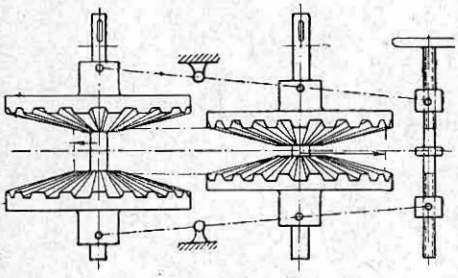
Фиг. 1439. Бесступенчатая передача гибкой лентой с колодочками. Отличается от передачи по фиг. 1434 механизмом компенсации изменения длины ремня, которая производится от руки вращением винта, расположенного в центре передачи.

Жесткие бесступенчатые передачи

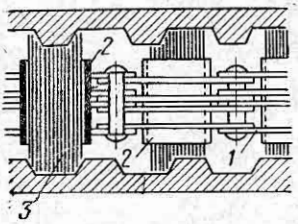


Фиг. 1440.

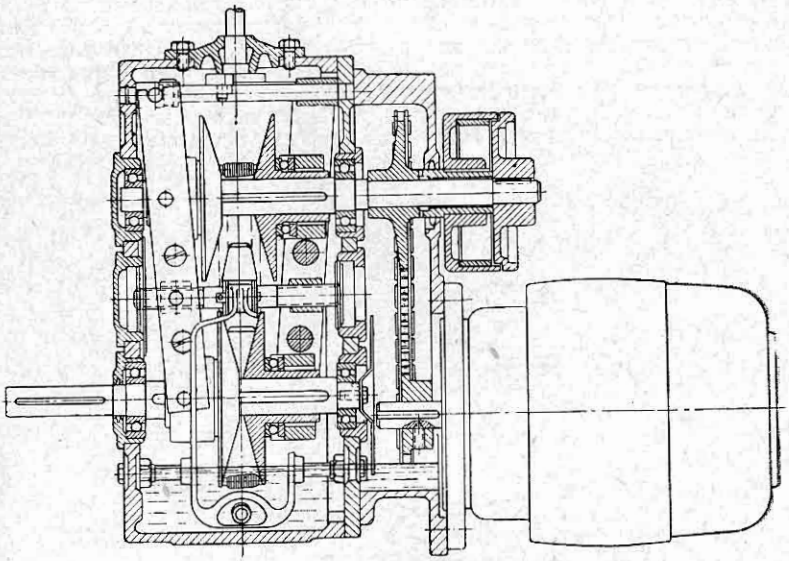
Фиг. 1440. Цепная передача с изменяемым передаточным числом. Секторы зубчатого колеса перемещаются в радиальном направлении посредством шайбы с криволинейными направляющими.



Фиг. 1441.

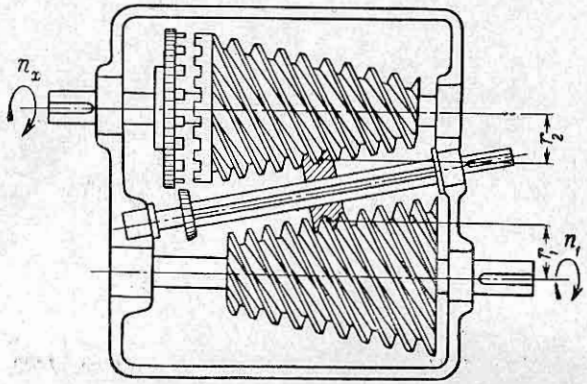


Фиг. 1442.



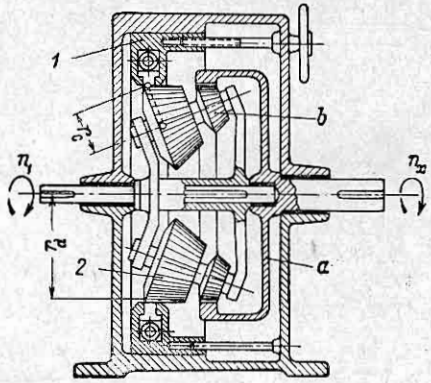
Фиг. 1443.

Фиг. 1441—1443. Цепная передача с изменяемым передаточным числом. Цепь состоит из плоских звеньев *1* (фиг. 1442), в которые вставлены магазины *2* со стальными пластинками *3*, свободно передвигающимися в боковом направлении. Заполняя впадину между зубьями или охватывая зуб в соответствии с его профилем, пластинки передают усилие с одного вала на другой. На фиг. 1441 показана конструктивная схема, а на фиг. 1443 — общий вид передачи.



Фиг. 1444.

Фиг. 1444. «Бесступенчатая передача» с коническими винтами *. Эта передача состоит из двух конических барабанов с трапецоидальной многоходовой нарезкой и промежуточного ролика с нарезкой, соответствующей нарезке на барабанах. Промежуточный ролик может принужденно устанавливаться в любом положении по оси своего вала, не выходя из зацепления с барабанами. Передаточное отношение механизма при изменении положения ролика остается неизменным, потому что при постоянном шаге нарезки в нормальном сечении каждого из конических винтов получается одно и то же число зубьев.

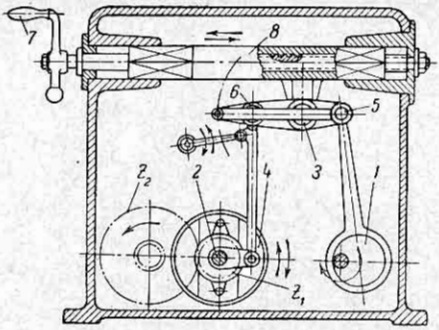


Фиг. 1445.

Фиг. 1445. Бесступенчатая планетарная передача. Венец *1*, который посредством винта и штурвала может перемещаться по горизонтали, набран из тонких пластинок Т-образной формы в специальном ободе. В местах, где нет сцепления с планетарным зубчатым колесом *2*, венец представляет собой гладкий обод, а в местах сцепления зубья планетарного зубчатого колеса *2* выжимают соответствующие им впадины. После прохождения планетарного колеса пластинки устанавливаются в первоначальное положение специальными пружинами. Передаточное отношение

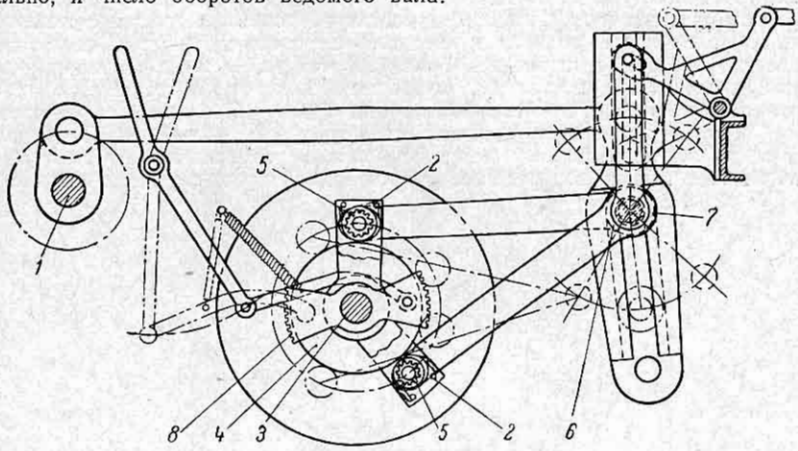
$$i_{12}=\frac{n_1}{n_x}=\frac{1}{1-\dfrac{z_b r_d}{z_a r_c}}.$$

* Патент США № 2025763, 31/XII 1935 г.



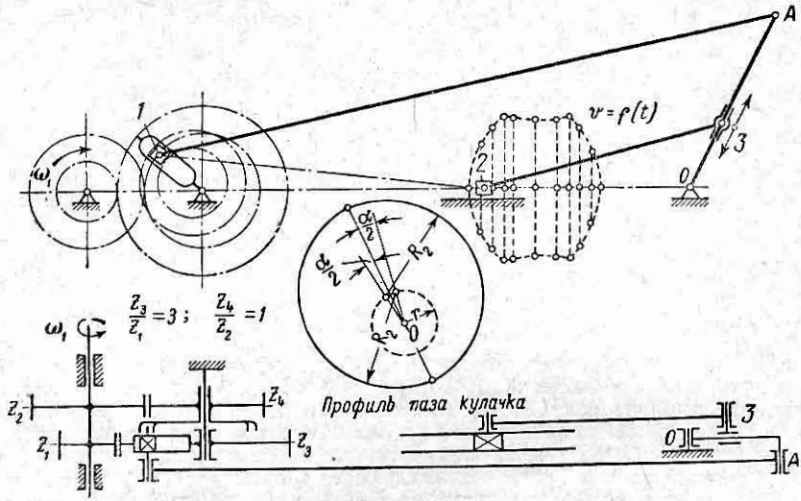
Фиг. 1446.

Фиг. 1446. Бесступенчатая передача с муфтой обгона *4*. На ведущем валу передачи закреплен эксцентрик *1*, который посредством звеньев передает колебательное движение валу *2*. Муфта свободного хода вращает зубчатое колесо z_1 только в одном направлении; при вращении муфты в противоположном направлении она скользит и колесо z_1 остается неподвижным. Вращением винта посредством рукоятки *7* перемещается гайка *8* с шарниром *3*, вместе с чем изменяется расстояние между шарнирами *6* и *3*, а также *5* и *3*. Таким образом увеличивается или уменьшается угол поворота ведомого кривошипа, а следовательно, и число оборотов ведомого вала.



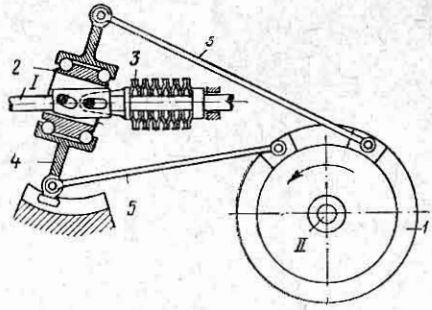
Фиг. 1447.

Фиг. 1447. Бесступенчатая передача. В этой передаче вращательное движение ведущего вала *1* преобразуется в колебательное движение коромысел *2* относительно ведомого вала *3*, на котором жестко закреплен диск *4*. На каждом коромысле *2* установлены эксцентриковый ролик *5* и две пружины таким образом, что при одном из движений коромысла поверхность ролика всегда прижата к диску *4* и, как зажим, вращает его в одном направлении. Изменение числа оборотов ведомого вала осуществляется путем смещения шарнира *6* относительно цапфы *7*. Изменение направления вращения ведомого вала производится поворотом зубчатого сектора *8* на 180°. При переключении зубчатый сектор зацепляется с зубчатыми колесами, соединенными с роликами *5*, и перекидывает их в другое рабочее положение.



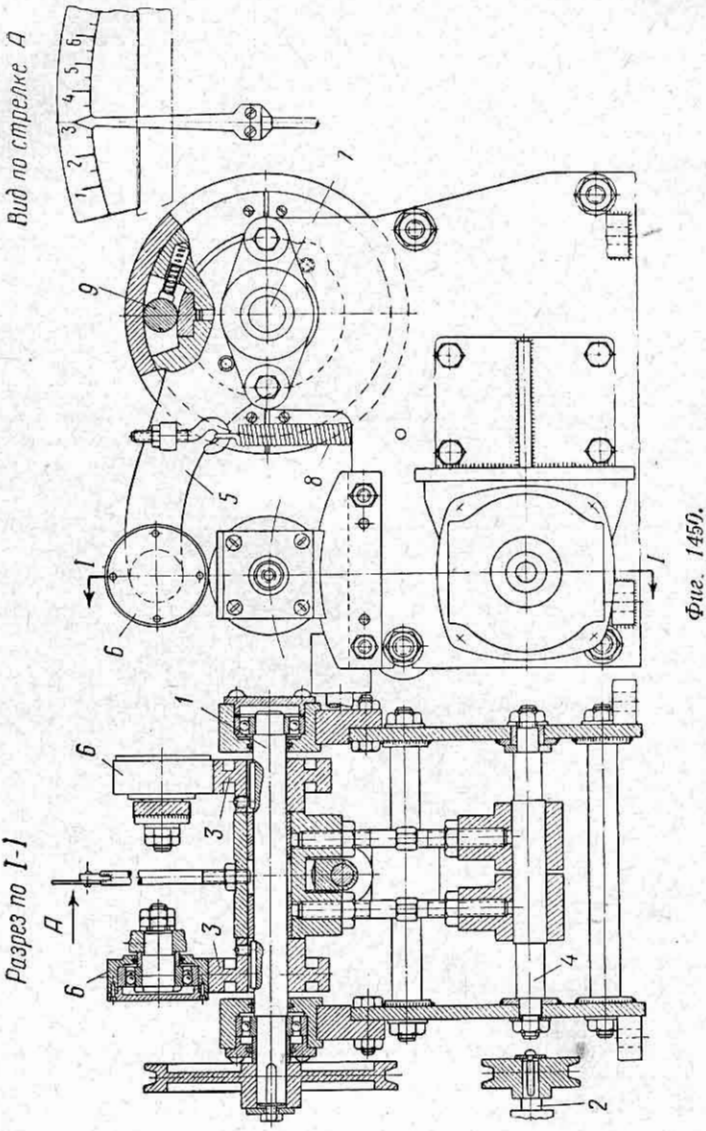
Фиг. 1448.

Фиг. 1448. Бесступенчатая передача с постоянной скоростью зубчатой рейки на среднем участке пути. Палец *1* кривошипа вращается вместе с колесом z_3 и перемещается вдоль радиуса кривошипа посредством кулачка, связанного с колесом z_4. Профиль кулачка подобран так, что рейка *2* на большом участке пути перемещается с постоянной скоростью. Ход рейки изменяется перемещением ползушки *3* вдоль коромысла *OA*. Рейка *2* соединяется с колесом, которое через муфту обгона передает движение ведомому валу. Для плавной передачи движения ведомому валу необходимо установить два симметрично расположенных механизма, ведущие кривошипы которых смещены на угол 90°.



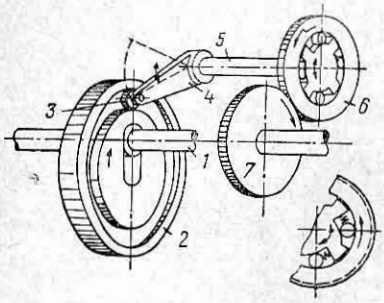
Фиг. 1449.

Фиг. 1449. Бесступенчатая передача. Ведущий вал *I* приводит в движение втулку *2* с прямоугольным отверстием, стремящуюся под действием сжатой пружины *3* занять наклонное положение к оси вала *I*. Втулка *2*, ось которой описывает конус, сообщает обойме *4* колебательное движение, передающееся через шатуны *5* двум муфтам обгона *1*, установленным на ведомом валу. Число оборотов ведомого вала *II* регулируется автоматически следующим образом. Под действием пружины *3* угол наклона втулки *2* стремится увеличиться, а под действием реактивного момента, действующего со стороны ведомого вала *II*,— уменьшиться. Втулка *2* автоматически устанавливается в положение, соответствующее моменту сопротивления на ведомом валу. Механизм реверса на схеме не показан.



Фиг. 1450.

Фиг. 1450. Вариатор скорости с роликовой обгонной муфтой. Ведущий вал *1* вариатора получает движение от вала двигателя *2* посредством клиноременной передачи и может поворачиваться относительно оси *4*. Опоры вала могут фиксироваться в заданном положении. На валу закреплены кулачки *3*, смещенные по фазе на 180°. Рычаги *5*, с установленными на них роликами *6*,



Фиг. 1451.

прижимаются к кулачкам *3* пружинами *8* и во время вращения вала *1* получают колебательное движение. Это движение передается ведомому валу *7* автологами *9*. Максимальный угол поворота рычага *5*, а следовательно, и передаточное отношение вариатора зависят от размеров кулачка и положения оси вала *1* относительно оси вала *7*. Регулирование передаточного отношения вариатора достигается изменением положения вала *1*.

Фиг. 1451. Бесступенчатая передача. На валу *1* эксцентрично установлена шайба *2* с пазом, в который входит ролик *3* кривошипа *4*. Эксцентриситет шайбы может изменяться. Качательное движение кривошипа *4* через муфту обгона на валу *5* и зубчатые колеса *6* и *7* передается ведомому валу. Ведомый и ведущий валы соосны. При вращении ведущего вала каждая из муфт обгона поочередно передает движение ведомому валу, в результате чего неравномерность движения его оказывается незначительной. Регулирование числа оборотов осуществляется изменением эксцентриситета шайбы *2*. Механизм содержит несколько муфт обгона.

Бесступенчатые передачи с автоматическим регулированием передаточного отношения

Фиг. 1452. Бесступенчатая передача с автоматическим регулированием передаточного отношения (вал *1* — ведущий, *2* — ведомый). С увеличением крутящего момента на ведомом валу *2* диск *3* смещается вправо и сжимает пружину; радиус r_x уменьшается. Крутящий момент M_0 при ω_0=const изменяется по параболе

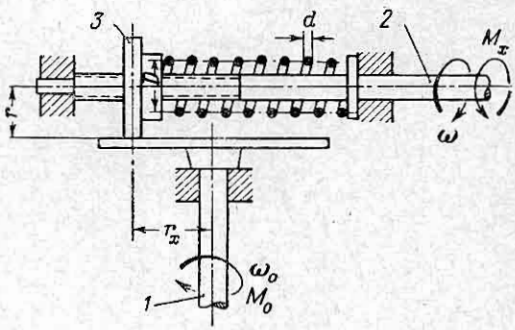
$$i_{12}=\frac{r}{r_x}=\frac{\omega_0}{\omega},$$

$$M_0=M_x\left(\frac{r_{x\max}}{r}+\right.$$

$$\left.+\frac{M_0 A}{r_{x\max}}\right)-M_x^2\frac{A}{r}.$$

Здесь постоянная

$$A=\frac{8nD^3}{Gd^4}\frac{1}{r_0\operatorname{tg}(\alpha+\rho)}$$



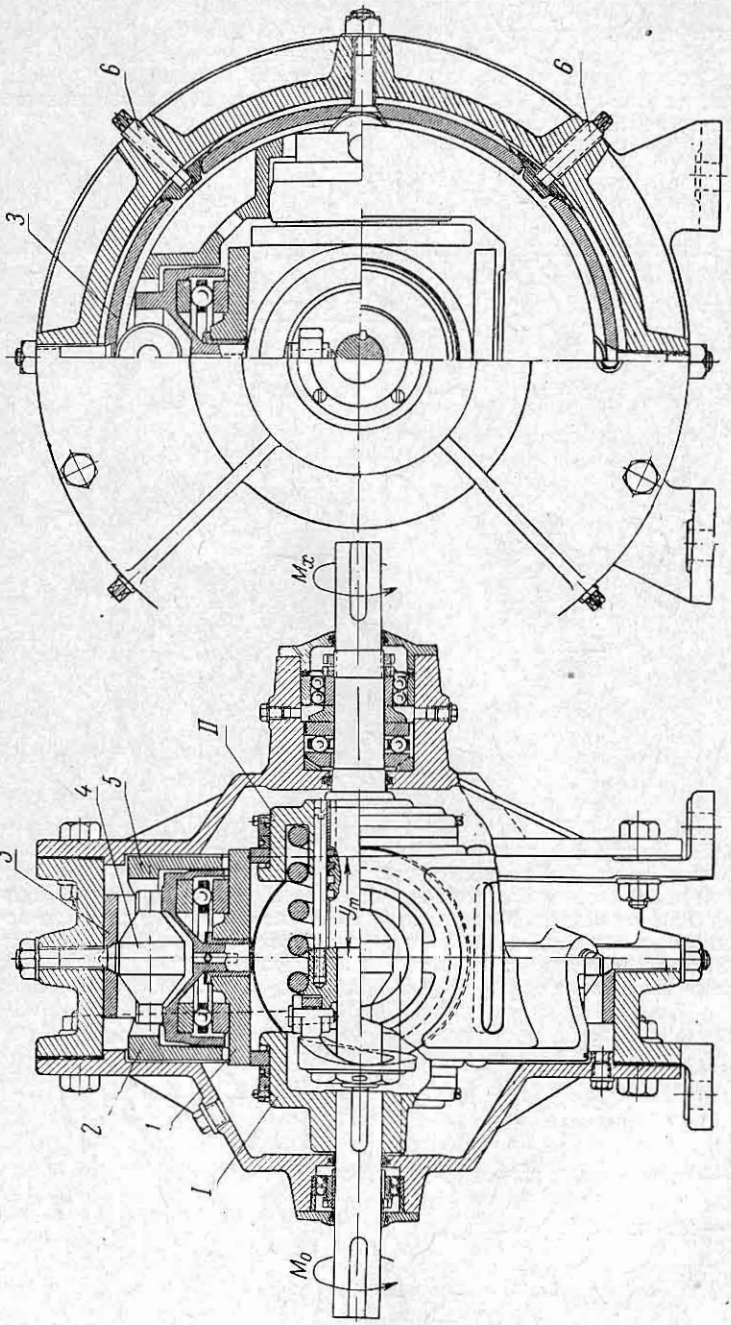
Фиг. 1452.

определяется жесткостью пружины и углом α подъема резьбы.

n — число витков пружины;

G — модуль сдвига.

Фиг. 1453. Бесступенчатая передача с автоматическим регулированием передаточного отношения. Передача вращения от ведущего *I* к ведомому диску *II* производится через диски-сателлиты *1*, вращающиеся относительно поводка-обоймы *2—5*. Ведомый диск *II* с увеличением нагрузки перемещается к центру диска *I*, навинчиваясь на неподвижный в осевом направлении винт. При уменьшении момента диск *II* возвращается пружиной. Под действием разности окружных усилий, действующих на диски *1*, поводок-обойма *2—5* по-



Фиг. 1453.

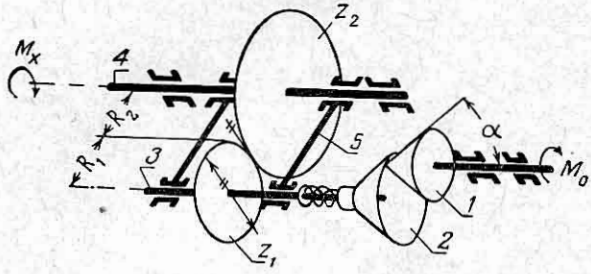
ворачивается и вовлекает в движение ролики *4*, катящиеся по рессоре *3*, имеющей форму клина. В результате этого нажатие на диски *I* и *II* увеличивается. Кривизну рессоры *3* можно регулировать болтами *6*. Крутящий момент M_0 на ведущем валу остается постоянным в случае дополнительного компенсационного удлинения k_x пружины:

$$k_x = y_m + M_0' A - M_x A - \frac{M_0 \nu_m}{M_x},$$

где M_0' — минимальное значение момента M_x в правом крайнем положении диска *II*;

$$A = \frac{8nD^3}{Gd^4} \frac{1}{r_0 \operatorname{tg}(\alpha + \rho)},$$

n — число витков пружины, α — угол подъема нарезки винта.



Фиг. 1454.

Фиг. 1454. Бесступенчатая передача с автоматическим регулированием передаточного отношения. От ведущего диска *1* к ведомому валу *4* движение сообщается через фрикционные конические диски *1* и *2* и колеса z_1 и z_2. При увеличении нагрузки диск *2* смещается вдоль оси *3* влево, сжимая пружину и поворачивая поводок *5*. Нажатие между дисками *1* и *2* производится за счет реактивного момента на поводке. Таким образом при увеличении момента на ведомом валу сила трения увеличивается, а передаточное отношение $i_{21} = \frac{n_2}{n_1}$ уменьшается.

$$M_0 = M_x \frac{R_1}{R_2} + M_x M_0' \frac{A \operatorname{tg}^2 \alpha}{R_2 r_0} - M_x^2 \frac{R_1 A \operatorname{tg}^2 \alpha}{R_2^2 r_0},$$

где M_0' — номинальное значение момента M_0;

$A = \frac{8nD^3}{Gd^4}$ — жесткость пружины;

$$A = \frac{R_1 r_0}{M_0 \operatorname{tg}^2 \alpha} [(2k-1) - 2\sqrt{k(k-1)}];$$

$k = \frac{M_0}{M_0'}$ — коэффициент перегрузки;

α — угол образующей конуса дисков $\left(\cos\alpha = \frac{r_0\mu}{R_1\beta}\right)$;

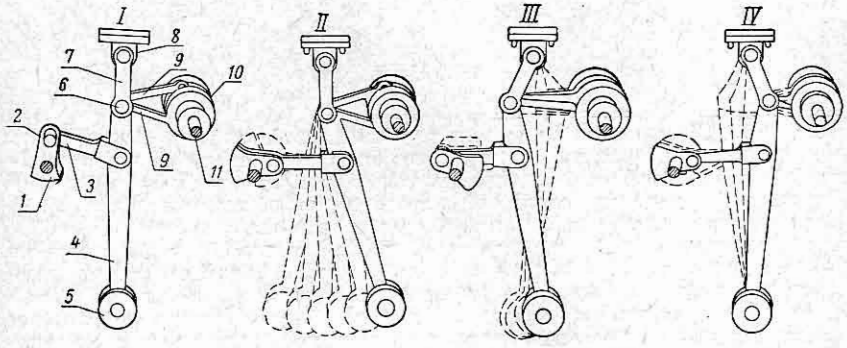
r_0 — средний радиус ведомого диска;

$\beta = 1{,}1 \div 1{,}2$ — коэффициент запаса сцепления.

При условии, если радиус ведущего диска *1* будет постоянным, а радиус ведомого диска *2* — переменным и

$$A = \frac{8nD^8}{Gd^4} = \frac{R_1 f_0}{M_0 \operatorname{tg}\alpha},$$

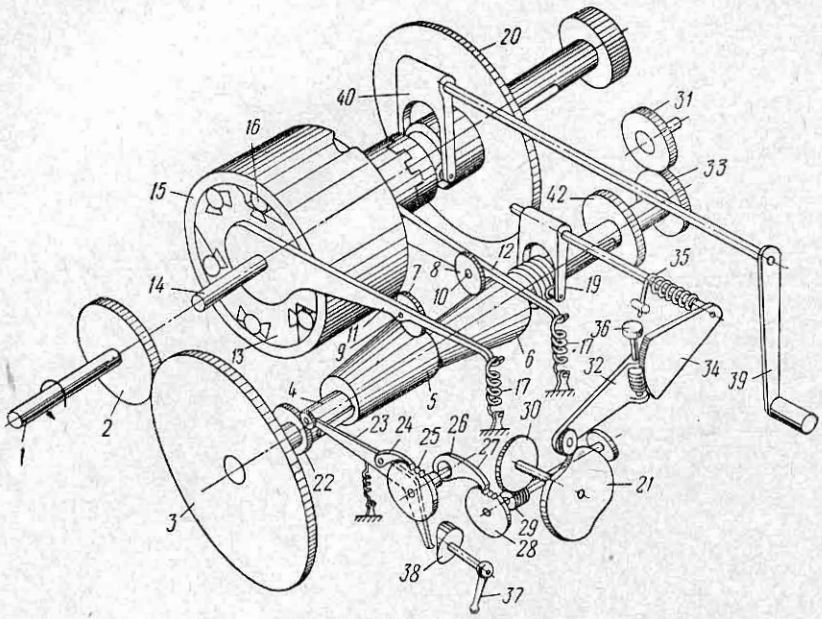
где $f_0 = \frac{r_0}{\operatorname{tg}\alpha}$ — предварительная затяжка пружины, то $M_0' = M_0 = \text{const}$.



Фиг. 1455.

Фиг. 1455. Бесступенчатая инерционная передача Константинеску. Ведущий вал *1* (схема *I*) посредством кривошипа *2* и шатуна *3* приводит в колебательное движение маятник *4* с грузом *5*. Маятник *4* подвешен к звену *7*, качающемуся относительно оси шарнира, принадлежащей опоре *8*. На шарнире *6*, кроме маятника, укреплены шатуны *9*, которые соединены с втулками свободного хода *10* на ведомом валу *11*. Амплитуда колебаний коромысла *7* зависит от сопротивления на ведомой втулке автолога.

Схема *II* соответствует большому моменту сопротивления на ведомом валу, а схемы *III* и *IV* — малому.



Фиг. 1456.

Фиг. 1456. Бесступенчатая передача с роликовой муфтой обгона. На валу *4*, получающем движение от ведущего вала *1* через зубчатую пару *2—3*, установлены на скользящей шпонке кулачки *5* и *6*. Ведомый вал *14* вращается посредством двух муфт обгона, состоящих из общего барабана *15*, связанного с валом кулачковой муфтой, и свободно качающихся деталей *13*, скрепленных рычагами *11* и *12*. При подъеме рычагов *11* и *12* вверх ролики *16*, заклиниваясь, передают вращение барабану *15*; при опускании рычагов барабан вращается независимо. При смещении кулачков *5* и *6* по фазе на 180° вал *14* вращается пульсирующим движением. Автоматическое регулирование скорости вала *14* по заданному закону производится перемещением кулачков *5* и *6* вдоль оси вала *4*. Спрофилированная по заданным условиям шайба *21*, вращаясь, передает движение вилке *19*, причем для удобства настройки коромысло составляется из двух частей *32* и *34*, поворачивающихся взаимно винтом *36*. Шайба *21* получает вращение: от вала *4*, эксцентрика *22*, сдвоенного храпового механизма *23—24—25—26—27—28* и червячной передачи *29—30*. Для ускорения движения вала *14* надо сцепить колеса *20* и *42* посредством рукоятки *39* и вилки *40*. Реверсирование вала *14* достигается сцеплением колес *20—31—33*, при этом муфта обгона вращается вхолостую. Рукояткой *37* с торцевым кулачком *38* механизм автоматического регулирования скорости отключается. Пружинами *17* обеспечивается постоянный контакт между роликами *7* и *8* (их оси — *9* и *10*) и кулачками *5* и *6*. *35* — пружина.

Раздел IV

МЕХАНИЗМЫ ПРЕРЫВИСТОГО ДВИЖЕНИЯ И ДРУГИЕ

МЕХАНИЗМЫ ПРЕРЫВИСТОГО ДВИЖЕНИЯ

В автоматически и полуавтоматически действующих машинах встречается необходимость эпизодически сообщать звеньям механизма движение с последующей полной остановкой, время которой может быть неопределенным или заданным. Для этого может быть использован, кроме кулачковых, еще ряд других механизмов, особенно в тех случаях, когда закон движения в процессе движения не имеет существенного значения.

Для сообщения прерывистого движения ведомому звену в одном направлении с заданными остановками могут быть использованы механизмы с односторонне действующей связью; механизмы, вырождающиеся в другие механизмы при определенных положениях начального звена; механизмы, некоторые точки звеньев которых на отдельных участках траектории описывают кривые, близкие к дуге окружности или отрезку прямой, и др.

К механизмам с односторонне действующей связью необходимо отнести храповые и анкерные механизмы. К вырождающимся механизмам — мальтийские и звездчатые механизмы, неполные зубчатые колеса и др. Храповые и анкерные механизмы, а также неполные зубчатые колеса не могут быть использованы в быстроходных машинах, особенно в тех случаях, когда прерывистое движение с остановками должно сообщаться валам со значительными массами вследствие ударов, имеющих место в начале или конце фазы движения.

В идеальных мальтийских и звездчатых механизмах, а также в неполных зубчатых колесах можно получить движение без ударов, однако в начале и конце фазы движения в этих механизмах сила прикладывается мгновенно вследствие разрыва кривой ускорения в эти моменты времени. При конструировании машин имеет значение правильный выбор механизмов, поэтому в дальнейшем будет дана краткая характеристика приводимых в тексте механизмов.

Мальтийские механизмы представляют собой часть кулисного механизма с качающейся кулисой. В зависимости от того, какая из частей, на которые делится центром пальца кулиса при крайнем ее положении, использована, получаем мальтийский механизм с внешним (см. фиг. 1543) или внутренним (см. фиг. 1545) зацеплением. Различные соотношения между фазами движения и покоя могут быть получены выбором параметров мальтийского механизма, т. е. в зависимости от количества цевок на ведущем звене и их расположения, а также количества прорезов на ведомом звене. Произвольно задаваться этими параметрами нельзя.

При равномерном расположении прорезов мальтийский механизм принято называть правильным. Если число прорезов k, то угол поворота креста (см.

фиг. 1543) $2\psi=\frac{2\pi}{k}$. Ось паза при безударном входе цевки в прорез касается окружности центра цевки, поэтому угол поворота ведущего звена

$$2\alpha=\pi-2\psi=\pi\left(1-\frac{2}{k}\right).$$

Угол поворота, соответствующий фазе покоя креста,

$$2\pi-2\alpha=\pi\left(1+\frac{2}{k}\right).$$

Если T — время одного оборота ведущего звена, $T_д$ и $T_п$ — время движения и покоя креста, то

$$T_д+T_п=T;\quad \frac{T_д}{T}+\frac{T_п}{T}=1.$$

$$\frac{T_п}{T}=\frac{\pi\left(1+\frac{2}{k}\right)}{2\pi}=\frac{1}{2}+\frac{1}{k};\quad \frac{T_д}{T}=\frac{1}{2}-\frac{1}{k}.$$

Так как k целое число, то $T_д=0$ при $k=2$, т. е. число прорезов должно быть больше 2:

$$\frac{T_п}{T}-\frac{T_д}{T}=\frac{2}{k}.$$

Если на ведущем звене число цевок m, то

$$T=\sum_1^m T_д+\sum_1^m T_п;$$

$$\sum_1^m\frac{T_д}{T}=m\left(\frac{1}{2}-\frac{1}{k}\right);$$

$$\sum_1^m\frac{T_п}{T}=1-\frac{\sum_1^m T_д}{T}=1-\frac{m}{2}+\frac{m}{k}.$$

Очевидно, что

$$0<\frac{\sum_1^m T_п}{T}<1;$$

поэтому

$$m<\frac{2}{1-\frac{2}{k}};$$

при $k=3$ $m<6$; при $k=4$ $m<4$ и т. д.

Полученным соотношением можно пользоваться при определении числа цевок m, если k задано.

Соотношение между размерами правильного мальтийского креста следующее:

$$R = l \sin \frac{\pi}{k},$$

где l — расстояние между центрами кривошипа и мальтийского креста;
R — радиус кривошипа.

В момент входа цевки в паз мальтийский крест правильного безударного механизма мгновенно приобретает угловое ускорение

$$\varepsilon = \frac{\omega^2 R}{l \cos \frac{\pi}{k}}$$

и динамическое давление на цевке

$$P = \frac{I\varepsilon}{l \cos \frac{\pi}{k}} = \frac{I\omega^2 R}{l^2 \cos^2 \frac{\pi}{k}}.$$

I — момент инерции масс, связанных с крестом.

Закон изменения угловой скорости и ускорения мальтийского креста такой же, как и для кулисного механизма (см. фиг. 356).

В неоднородных мальтийских механизмах (см. фиг. 1548) соотношения между отдельными фазами движения и покоя различны. В этом механизме число прорезов должно быть кратным числу цевок $am=k$; a — число оборотов ведущего звена за один оборот неправильного мальтийского креста.

Кроме того, должно быть удовлетворено еще полученное выше соотношение между числом цевок и числом прорезов

$$m < \frac{2}{1 - \frac{2}{k}}.$$

Размеры звеньев могут быть определены из следующих соотношений:

$$R_1'' = l \sin \varphi_2' \quad \text{и} \quad R_1' = l \sin \varphi_2''.$$

Отдельного рассмотрения требуют так называемые ударные мальтийские механизмы. В сравнении с безударными мальтийскими механизмами ударные имеют следующие особенности:

1) более широкие возможности в смысле относительной длительности рабочих ходов и периодов покоя креста за счет изменения угла поворота цевки за один полный оборот креста. Если в безударных механизмах этот угол определяется числом прорезов n креста, то в ударных при $n=\text{const}$ угол поворота цевки может изменяться в широких пределах варьированием l и R;

2) возможность осуществления двухпрорезных механизмов, механизмов с односторонним вращением креста и цевки при наружном зацеплении, многоцевочных механизмов с внутренним зацеплением и др.

Вследствие неизбежных ошибок и неточностей изготовления и монтажа теоретически безударные мальтийские механизмы становятся практически ударными. Их использование требует включения в надлежащем месте системы упругого звена.

Неполные зубчатые колеса (см. фиг. 1611). Вращение ведомого звена, имеющего зубья по всей окружности, будет происходить в пределах угла δ поворота ведущего колеса. Если ведущее колесо имеет один зуб, то ведомое колесо за один оборот ведущего повернется на угол $\delta = \frac{2\pi}{z}$. Степень

перекрытия ε при отсутствии переходных кривых должна быть кратной числу зубьев неполного колеса. Для эвольвентного зацепления при $k=1$ $\varepsilon=1$. При $k\geqslant 2$ степень перекрытия при зацеплении промежуточных зубьев может быть больше единицы, но в этом случае зубья на неполном колесе по высоте различны. Поэтому во всех случаях следует полагать $\varepsilon=1$, подбирая соответствующей величины высоту головок зубьев колес для обеспечения указанного значения ε. Длина ab рабочей части линии зацепления

$$ab=\varepsilon t\cos\varphi=t\cos\varphi,$$

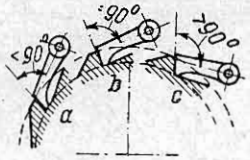
где t — шаг, φ — угол зацепления.

Время движения и покоя при k зубьях на ведущем колесе

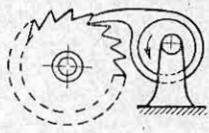
$$T_д=\frac{\delta}{\omega_1}=\frac{30tk}{R_1\pi n_1};\quad T_п=\frac{2\pi-\delta}{\omega_1};\quad T=\frac{60}{n}=T_д+T_п;$$

$$\frac{T_д}{T}=\frac{tk}{2\pi R_1}\quad\text{и}\quad\frac{T_п}{T}=1-\frac{tk}{2\pi R_1}.$$

Механизм работает с ударами в момент входа и выхода зубьев из зацепления. Для уменьшения ударов колеса иногда снабжают перекатывающимися рычагами (см. фиг. 1611). Очертания рычагов следует подбирать таким образом, чтобы угловая скорость ведомого колеса изменялась плавно от нуля до значения, определяемого отношением радиусов начальных окружностей колес.



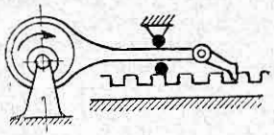
Фиг. 1457.



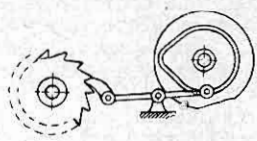
Фиг. 1458.

Фиг. 1457. Профилирование зуба храпового колеса и упорной собачки. *а* — зуб с подрезкой, *b* — радиальный зуб, *с* — зуб с обратной подрезкой. Торец собачки рекомендуется располагать перпендикулярно касательной к средней окружности колеса, проходящей через ось собачки. В противном случае собачка выдавливается из впадины зуба.

Фиг. 1458. Храповой механизм с приводом собачки от эксцентрика.



Фиг. 1459.

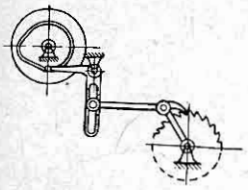


Фиг. 1460.

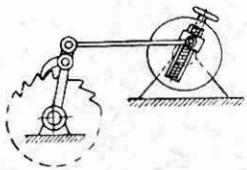
Фиг. 1459. Реечный храповой механизм с эксцентриковым приводом.

Фиг. 1460. Храповой механизм с приводом собачки от пазового кулачка.

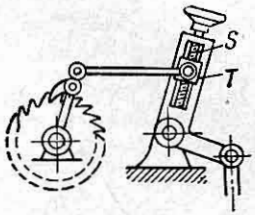
За один оборот кулачка храповое колесо сделает $m=\frac{k}{z}$ оборотов, где z — число зубьев храпового колеса, а k — число зубьев, захватываемых собачкой за один оборот пазового кулачка. Применяется в тех случаях, когда время движения храпового колеса должно быть меньше времени покоя.



Фиг. 1461.



Фиг. 1462.

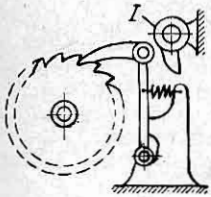


Фиг. 1463.

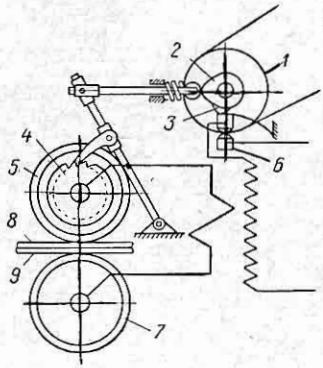
Фиг. 1461. Храповой механизм с приводом от пазового кулачка и регулированием величины подачи.

Фиг. 1462. Храповой механизм с регулированием величины подачи, начиная от нуля. Подача, равная нулю, соответствует совпадению оси камня с осью вращения шайбы.

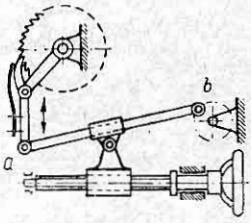
Фиг. 1463. Храповой механизм. Величина подачи изменяется перемещением камня *T* с помощью винта *S*, вследствие чего изменяется длина кривошипа шарнирного четырехзвенника и, следовательно, ход коромысла.



Фиг. 1464.



Фиг. 1465.

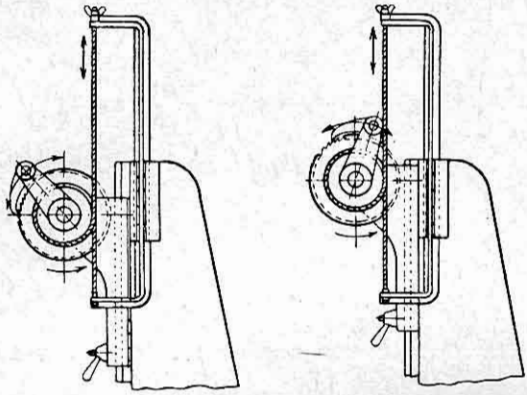


Фиг. 1465.

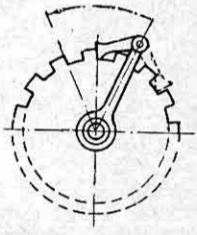
Фиг. 1464. Храповой механизм с кулачковым приводом *I*. Спиральная пружина сообщает собачке обратное движение.

Фиг. 1465. Схема привода шовной машины для шаговой сварки. Движение ролику *5* передается от шкива *1* посредством кулачка подачи *2* и храпового механизма *4*. Кулачок *3* замыкает цепь *6* обмотки трансформатора. *7* — нижний ролик, *8* и *9* — свариваемые детали.

Фиг. 1466. Храповой механизм. Подача регулируется перемещением подвижной опоры рычага *ab* и, следовательно, изменением соотношения его плеч. Механизм привода собачки — кулисный, с качающейся кулисой.



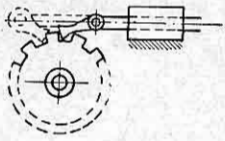
Фиг. 1467.



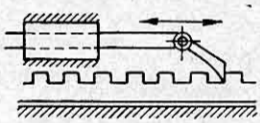
Фиг. 1468.

Фиг. 1467. Храповой механизм, в котором качательное движение собачке сообщается от тросика, обернутого вокруг ступицы храпового колеса и связанного с ползушкой, движущейся возвратно-поступательно.

Фиг. 1468. Перекидная собачка двустороннего действия. Зуб храпового колеса при перекидных собачках делается прямоугольным, а само колесо может вращаться в любом направлении.



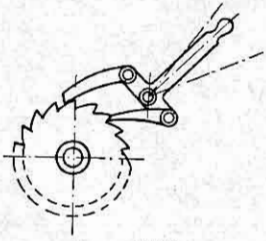
Фиг. 1469.



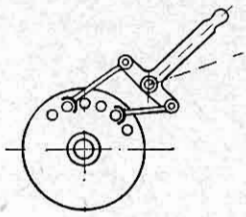
Фиг. 1470.

Фиг. 1469. Перекидная падающая собачка для сообщения храповому колесу прерывистого движения в выбранном направлении.

Фиг. 1470. Преобразование прямолинейного поступательно-возвратного движения в прямолинейное прерывно-поступательное с помощью собачки.



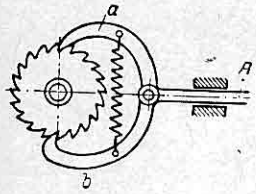
Фиг. 1471.



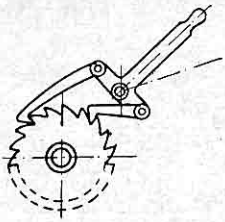
Фиг. 1472.

Фиг. 1471. Храповой механизм с двумя собачками, работающими по принципу дифференциальных собачек и приводимыми в движение от качающегося рычага.

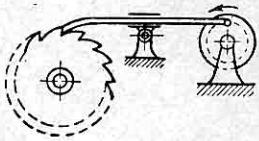
Фиг. 1472. Храповой механизм с двумя вильчатыми собачками; храповое колесо снабжено цевками.



Фиг. 1473.



Фиг. 1474.

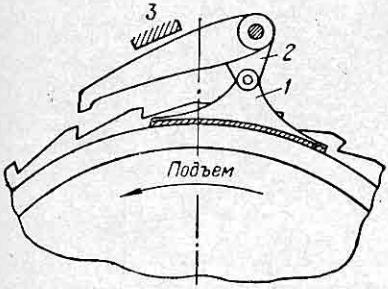


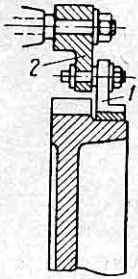
Фиг. 1475.

Фиг. 1473. Храповой механизм со спаренными прямой *a* и обратной *b* собачками, связанными между собой пружиной. Движение собачкам сообщается от штанги *A*.

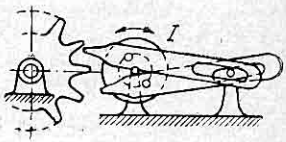
Фиг. 1474. Передача движения храповому колесу двумя обратными собачками, приводимыми в движение от качающегося рычага.

Фиг. 1475. Бесшумный храповой механизм с собачкой, приводимой от кривошипа. Собачка-шатун при обратном движении приподнимается.





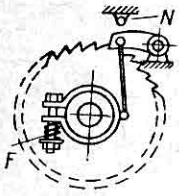
Фиг. 1476.



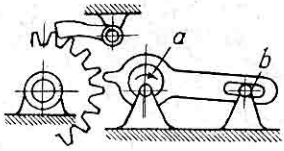
Фиг. 1477.

Фиг. 1476. Бесшумный храповой механизм. В период подъема груза тормозная колодка *1*, шарнирно соединенная с собачкой *2*, трением (от собственного веса) поднимает собачку до упора *3*. При вращении храпового колеса по часовой стрелке тормозная колодка повернет собачку вниз и движение приостановится.

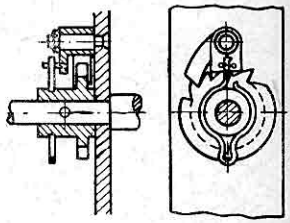
Фиг. 1477. Передача из звездочки и двух толкателей, вращаемых диском *1*. За один оборот диска звездочка повернется на угол, соответствующий двум зубьям.



Фиг. 1478.



Фиг. 1479.

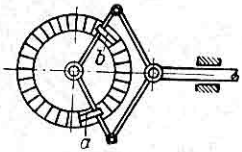


Фиг. 1480.

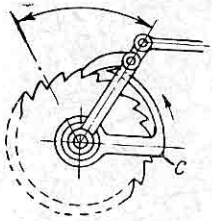
Фиг. 1478. Бесшумный храповой механизм. Момент трения на ступице, охватываемой хомутом, поднимающим собачку при вращении храпового колеса, регулируется пружиной *F*. *N* — ограничитель подъема собачки.

Фиг. 1479. Механизм подачи, в котором движение колесу сообщается пальцем на кулисе. Эксцентрик *a* и прорез *b* можно поменять местами. В момент паузы колесо фиксируется собачкой, падающей под действием собственной тяжести.

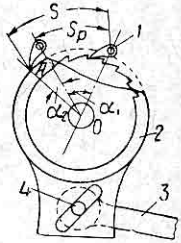
Фиг. 1480. Бесшумный храповой механизм. Пружина, посаженная на обод храповика, служит для автоматического включения и выключения собачки.



Фиг. 1481.



Фиг. 1482.

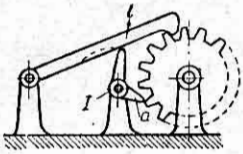


Фиг. 1483.

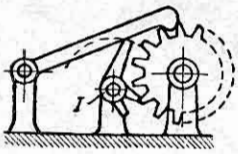
Фиг. 1481. Храповой механизм с торцевыми зубьями колеса и двумя собачками *a* и *b*, приводимыми в движение от шарнирного параллелограмма.

Фиг. 1482. Храповой механизм с изменяемой подачей при постоянной величине хода привода. Для изменения величины подачи рычаг *c*, поднимающий собачку при обратном ходе, поворачивают вокруг оси. Механизм позволяет получить угол поворота храпового колеса, пропорциональный $\frac{1}{z}$; $\frac{2}{z}$; $\frac{3}{z}$ и т. д. Полученный таким образом арифметический ряд подач используют при проектировании механизмов подачи в станках.

Фиг. 1483. Регулируемый храповой механизм. При опускании тяги *3* вниз палец *4*, перемещаясь по наклонному пазу заклиненного на валу храпового колеса кожуха *2*, поворачивает кожух, увеличивая или уменьшая рабочий ход собачки *1*. При постоянном угловом ходе *s* собачки храповое колесо поворачивается на некоторый угол α_1, так как в точке *A* собачка, встречаясь с закраиной кожуха *2*, расцепляется с храповым колесом. Собачка должна быть шире колеса.



Фиг. 1484.



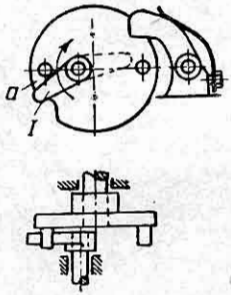
Фиг. 1485.

Фиг. 1484. Механизм подачи. Движение колесу сообщается от вращающегося на оси *I* пальца *a*. Замыкание колеса на время паузы производится рычагом *l*.

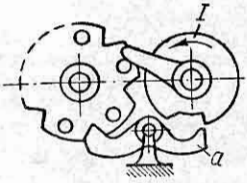
Фиг. 1485. Механизм подачи, подобный предыдущему, с двойным толкающим пальцем на оси *I*. Шаг толкающих пальцев должен быть равен шагу зубьев колеса.



Фиг. 1486.



Фиг. 1487.

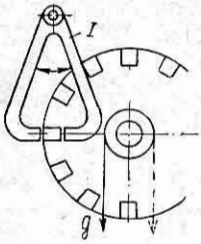


Фиг. 1488.

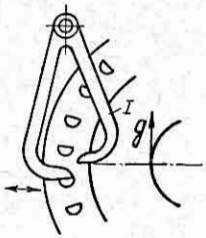
Фиг. 1486 Храповой механизм с рычажным приводом.

Фиг. 1487. Механизм подачи с приводом от пальца *I*. За один оборот пальца ведомый диск *a* делает пол-оборота и фиксируется пружинной собачкой.

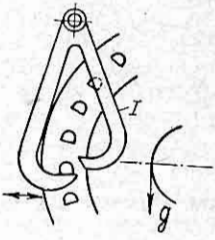
Фиг. 1488. Храповой механизм. Кривошип поворачивает ведомый диск, зацепляясь с цевками. Собачка *a* фиксирует диск *I* в момент паузы.



Фиг. 1489.



Фиг. 1490.

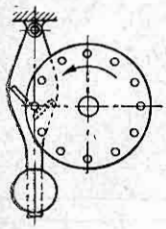


Фиг. 1491.

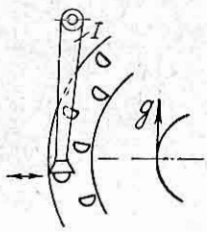
Фиг. 1489. Маятниковый спуск для двустороннего вращения. В момент паузы анкерная вилка *I* удерживает колесо, вращающееся под действием груза *g*, за расположенные на торце колеса выступы.

Фиг. 1490. Спуск-регулятор с вилкой *I*, работающей на сжатие. Колесо вращается по часовой стрелке под действием натяжения силы *g*.

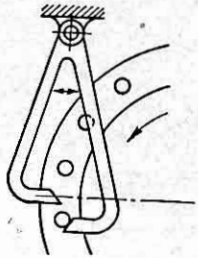
Фиг. 1491. Спуск-регулятор с вилкой *I*, работающей на растяжение. Колесо вращается против часовой стрелки под действием груза *g*.



Фиг. 1492.



Фиг. 1493.



Фиг. 1494.



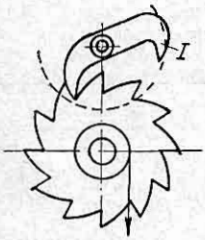
Фиг. 1495.

Фиг. 1492. Маятниковый спуск. Включающим элементом служит качающийся маятник.

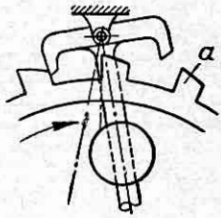
Фиг. 1493. Спуск-регулятор с прямым стержнем. Ходовое колесо этого спуска имеет двойной зубчатый венец, а стержень *I* в процессе качания под действием груза *g* поочередно западает во внешний и внутренний ряды зубьев.

Фиг. 1494. Спуск, аналогичный спуску по схеме фиг. 1491. Роль маятника выполняет анкерная вилка.

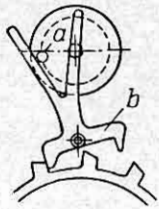
Фиг. 1495. Маятниковый спуск с плечами вилки, отличающимися на половину шага. При каждом качании анкерной вилки *I* под действием груза *g* колесо поворачивается на половину шага.



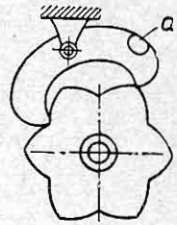
Фиг. 1496.



Фиг. 1497.



Фиг. 1498.



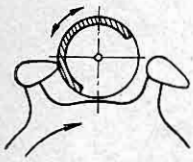
Фиг. 1499.

Фиг. 1496. Маятниковый спуск. Каждому качанию равноплечей анкерной вилки *I* соответствует поворот колеса на один шаг. Схема аналогична схеме предыдущего механизма.

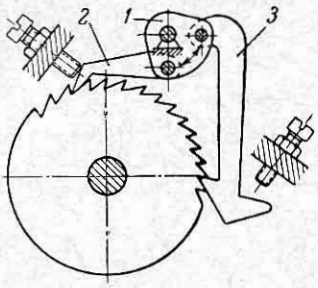
Фиг. 1497. Маятниковый спуск с анкерной вилкой. Наклонная поверхность *a* зубьев спускового колеса сообщает маятнику импульсы, поддерживающие его качание. Маятник получает одинаковые импульсы только в случае очень точно выполненного колеса.

Фиг. 1498. Маятниковый спуск. Анкерная вилка *b* поворачивается цевкой *a* маятника.

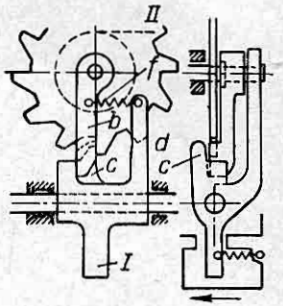
Фиг. 1499. Анкерный спуск, действующий при вращении звездочки в любую сторону. Период действия спуска зависит от момента инерции вилки. Иногда к анкерной вилке прикрепляют дополнительный груз *a*.



Фиг. 1500.



Фиг. 1501.



Фиг. 1502.

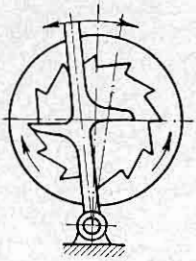
Фиг. 1500. Цилиндрический спуск. Эта схема применяется в механизмах дешевых карманных часов.

Фиг. 1501. Храповой механизм двустороннего действия. Маятник *1* качается под действием двух электромагнитов (не показанных на чертеже). Собачка *2* — упорная, собачка *3* — натяжная. Зацепление собачек поддерживается их собственной тяжестью. Механизм находит применение в электрических часах.

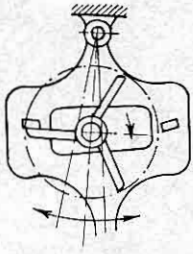
Фиг. 1502. Спуск-регулятор. В момент паузы зуб храповика *II* удерживается рычагом *b*, упирающимся в выступ *c* вилки. Если вилке *I* сообщить движение по стрелке, то рычаг *b* освободится и притянется пружиной к стойке *d*, а колесо удержится выступом *c*. Если вилка отклонится против стрелки, то колесо, ничем не удерживаемое, будет поворачиваться до тех пор, пока следующий зуб не захватит рычаг *b* и механизм не займет исходного положения.



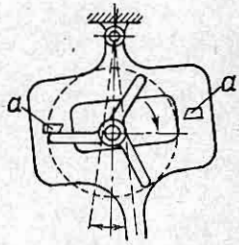
Фиг. 1503.



Фиг. 1504.



Фиг. 1505.



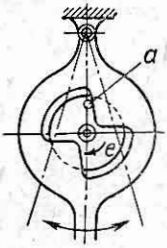
Фиг. 1506.

Фиг. 1503. Маятниковый механизм. При вращении храповика по стрелке *a* механизм работает как маятниковый спуск, при вращении по стрелке *b* — как привод маятника.

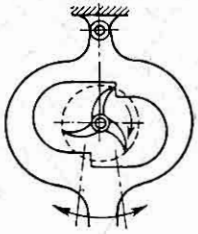
Фиг. 1504. Маятниковый механизм с внутренним зубчатым венцом. При вращении колеса по часовой стрелке механизм работает как привод маятника, при вращении колеса против часовой стрелки — как маятниковый спуск.

Фиг. 1505. Маятниковый спуск с тремя зубьями на ведомой оси и двумя упорами на раме маятника. Подача на $^1/_6$ оборота за один цикл движения маятника.

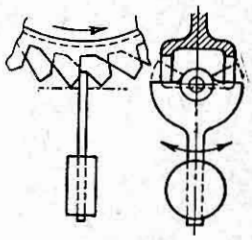
Фиг. 1506. Спуск, подобный приведенному на фиг. 1505, отличающийся только профилем внутренних торцевых поверхностей упоров *a* и оконечностей зубьев.



Фиг. 1507.



Фиг. 1508.

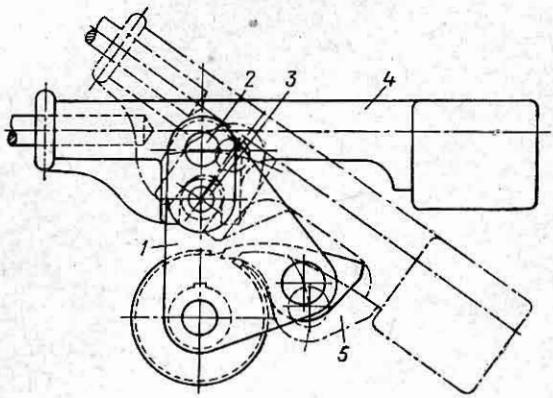


Фиг. 1509.

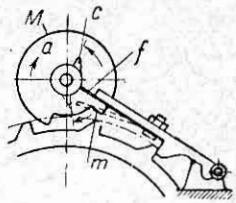
Фиг. 1507. Спуск с пальцем *a*, действующий при вращении ведомой оси только в направлении, указанном стрелкой *e*. Период обычно регулируется маятником.

Фиг. 1508. Спуск, подобный предыдущему, но с тремя зубьями. За один поворот шайбы маятник сделает шесть качаний.

Фиг. 1509. Спусковой регулятор с двойным зубчатым венцом спускового колеса. За одно двойное качание маятника спусковое колесо провернется на один шаг.



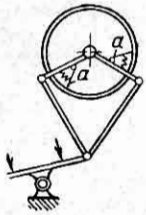
Фиг. 1510.



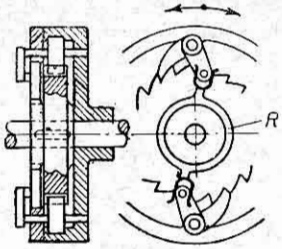
Фиг. 1511.

Фиг. 1510. Храповой механизм ручного реечного пресса. На ведущем валу заклинен рычаг *1*, несущий ось собачки *5* и палец *2*, на который насажена рукоятка *4*, снабженная U-образным пазом, охватывающим закрепленный в станине палец *3*. Передача движения от рукоятки на ведущий вал получается двухступенчатой с большим передаточным отношением. Рукоятка *4*, опираясь на палец *3*, передает усилие через палец *2* на конец рычага *1*, воздействующий через храповой механизм на ведущий вал.

Фиг. 1511. Спуск-регулятор, состоящий из спускового рычага с пружиной *f* и балансирного маятника *M*. За первое качание маятника в направлении стрелки *a* кулачок *c* отжимает пружину *f* (колесо остается неподвижным). За второе качание в противоположном направлении кулачок *c* поворачивает рычаг спуска, освобождая колесо, которое, упираясь зубом в вырез *m* шайбы, сообщает маятнику очередной импульс и ограничивает поворот колеса только на один зуб за два качания балансира. Механизм применяется в хронометрах.



Фиг. 1512.

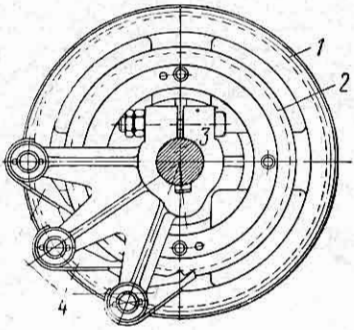


Фиг. 1513.

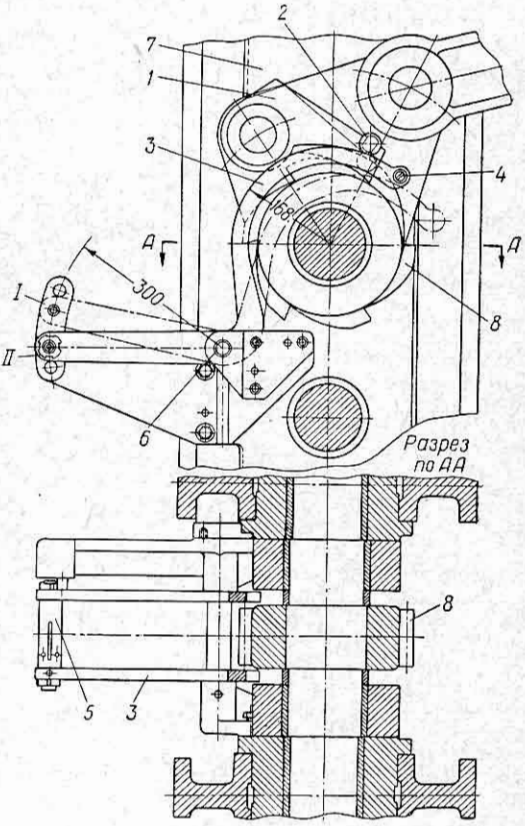
Фиг. 1512. Ножная педаль, приводящая в движение колесо свободного хода с роликами при помощи четырехшарнирной симметричной цепи с двумя собачками *а*.

Фиг. 1513. Бесшумный храповой механизм с несколькими собачками. Фрикционное кольцо *R*, увлекаемое ступицей храпового колеса, приподнимает собачки над зубьями при обратном ходе.

Фиг. 1514. Храповой механизм с тремя собачками. Зубчатое колесо *1*, жестко связанное с храповым колесом *2*, получает прерывистое вращение в результате покачивания заклиненного на валу *3* коромысла с тремя собачками *4* от тяги, не показанной на чертеже. Радиусы-векторы собачек смещены друг относительно друга на угол, кратный $^1/_3$ шага, вследствие чего подача может совершаться с точностью



Фиг. 1514.

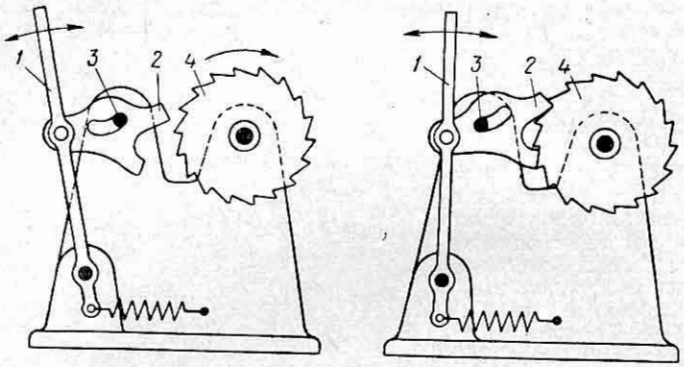


Фиг. 1515.

до $^1/_3$ шага храпового колеса. Ведущей всегда будет та из собачек, которая в крайнем положении расположена ближе остальных по отношению к зубу.

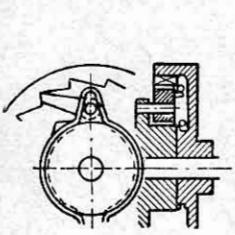
Фиг. 1515. Храповой механизм, используемый в механизме подачи автомата для изготовления железнодорожных костылей. Собачка *1*, снабженная роли-

ками *2*, сопрягается с угловыми рычагами *3*, связанными между собой винтами *4* и рукояткой *5*. Рычаги *3*, качающиеся вокруг оси *6*, могут занимать положение *I*, при котором собачка зацепляется с шестизубым храповым колесом *8*, и положение *II*, когда собачка, приподнятая роликами *2* рычагов *3*, выходит из зацепления с зубьями храпового колеса и покачивается вместе со звеном *7*.

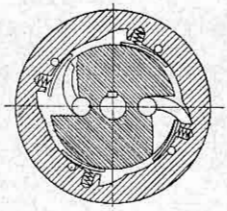


Фиг. 1516.

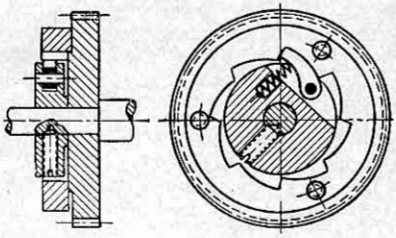
Фиг. 1516. Собачка *2*, скользящая по неподвижному пальцу *3*, при некотором положении рычага *1* входит в зацепление с храповым колесом *4*. Угол качания рычага ограничивается выступом на собачке *2*, упирающимся в зуб храпового колеса (положение справа).



Фиг. 1517.



Фиг. 1518.

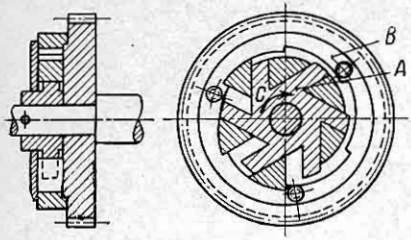


Фиг. 1519.

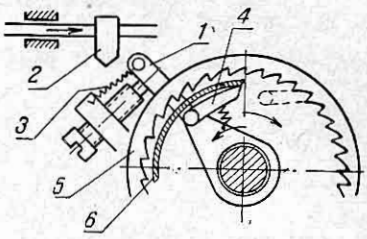
Фиг. 1517. Бесшумный храповой механизм с внутренней собачкой, принцип работы которого аналогичен схеме фиг. 1478.

Фиг. 1518. Колесо свободного хода с двумя храповыми собачками. Для лучшего направления собачек при обратном ходе предусмотрены направляющие, прижимаемые пружинами.

Фиг. 1519. Храповой механизм с внутренней собачкой. На оси заклинен диск, несущий собачку, заскакивающую в пазы храпового колеса, связанного с венцом зубчатого колеса. Механизм применяется в цепи подач продольно-строгальных станков.



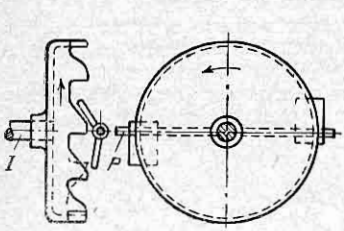
Фиг. 1520.



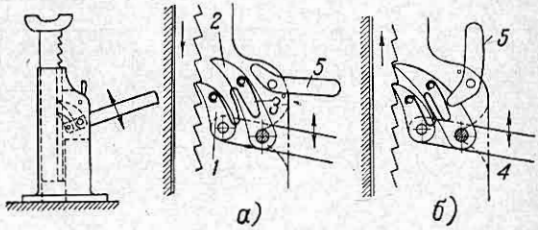
Фиг. 1521.

Фиг. 1520. Храповой механизм с внутренним зацеплением. Призматической формы собачки свободно вложены между втулкой *A* и зубчатым ободом *B*. При вращении втулки по стрелке *C* собачки заклиниваются, против стрелки — выходят из зацепления.

Фиг. 1521. Регулируемый храповой механизм с внутренней собачкой. Рычаг *1*, несущий собачку *4*, поворачивается поступательно движущимся кулачком *2* и возвращается в исходное положение пружиной *3*. Регулирование угла поворота колеса *5* производится поворотом сегмента *6*, перекрывающего часть зубьев храпового колеса.



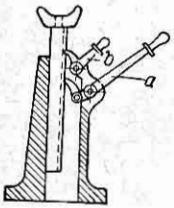
Фиг. 1522.



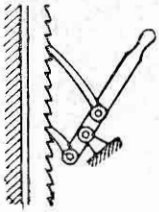
Фиг. 1523.

Фиг. 1522. Спуск для зубчатого колеса *1* с зубьями на торце. На оси *P* укрепляется маятник или чаще балансир. Этот механизм под названием «биланец» применялся в старинных часах.

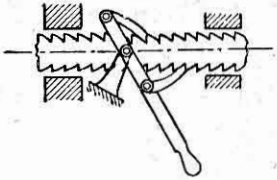
Фиг. 1523. Домкрат. Зубчатая рейка домкрата перемещается с помощью двух связанных пружиной *3* плоских собачек — малой собачки *1*, находящейся на конце рычага, и большой собачки *2*, укрепленной на станине домкрата. При опускании груза рычаг *5* устанавливают в горизонтальное положение (эскиз *а*). Движением рычага *4* вверх собачка *1* опускается вниз, а собачка *2* отжимается пружиной. После перемещения рейки на один зуб собачка *2* западает во впадину зуба, а собачка *1* отжимается пружиной. При движении рычага *4* вниз собачка *1*, пропуская один зуб, занимает исходное положение. При подъеме груза рычаг *5* устанавливают вертикально (эскиз *б*), и механизм работает подобно простому домкрату.



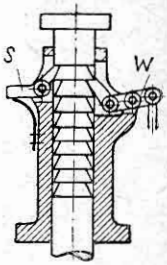
Фиг. 1524.



Фиг. 1525.



Фиг. 1526.



Фиг. 1527.

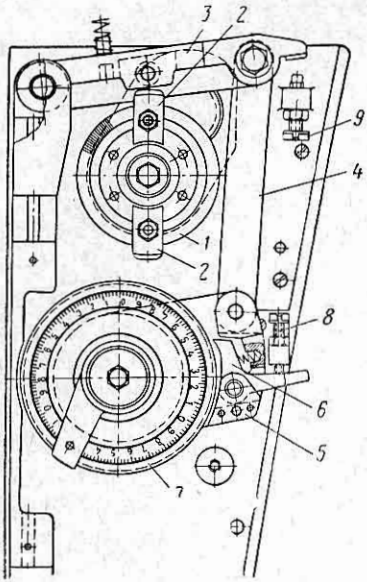
Фиг. 1524. Домкрат с зубчатой рейкой и собачкой. Рычаг *a* поднимает или опускает груз; рычаг *b* фиксирует рейку.

Фиг. 1525. Реечный подающий храповой механизм непрерывного действия с двумя собачками.

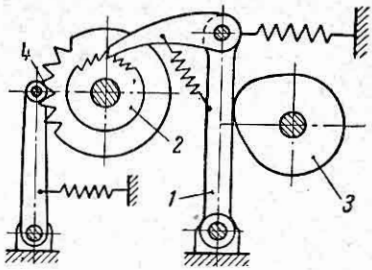
Фиг. 1526. Реечный подающий храповой механизм непрерывного действия для рейки с зубьями на двух сторонах.

Фиг. 1527. Круглая вращающаяся рейка с пружинной собачкой *S* и подающим механизмом *W*.

Фиг. 1528. Регулируемый храповой механизм. Диск *1*, снабженный переставными кулачками *2*, вращаясь, приводит в движение рычаг *3* и тягу *4*, шарнирно соединенную с рычагом *5*, несущим собачку *6*, постоянно прижатую пружиной к храповому колесу *7*. Винт *9* ограничивает величину опускания рычага *3*; винт *8* выводит собачку из зацеп-



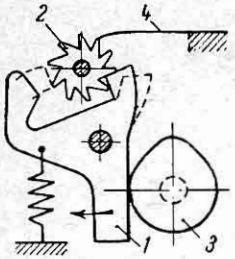
Фиг. 1528.



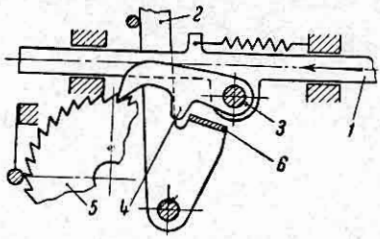
Фиг. 1529.

ления с колесом и служит для регулирования угла поворота храпового колеса.

Фиг. 1529. Храповой механизм, применяемый в быстродействующей телеграфной аппаратуре. Рычаг *1* приводится в движение от кулачка *3*. Положения храпового колеса *2* фиксируются защелкой *4*, так как возможны неодинаковые углы поворота храпового колеса, сообщаемые ему собачкой.



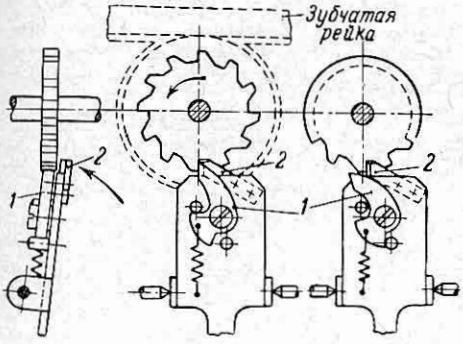
Фиг. 1530.



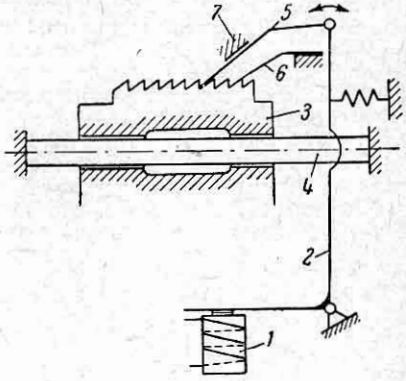
Фиг. 1531.

Фиг. 1530. Храповой механизм, в котором двуплечий рычаг *1* зацепляется с колесом *2* и приводится в движение кулачком *3*. Целесообразно применение защелкивающей пружины *4*.

Фиг. 1531. Регулируемый храповой механизм. Собачка *3* укреплена на подвижной планке *1*, перестановкой которой регулируется поворот храпового колеса *5* на то или иное число зубьев. Рычаг *2* имеет лапку *6*, по которой вначале скользит носик *4* собачки. Чтобы увеличить угол поворота храпового колеса, рычаг *2* нужно повернуть вправо, вследствие чего собачка попадет между зубьями храпового колеса. Механизм встречается в пишущих машинках.



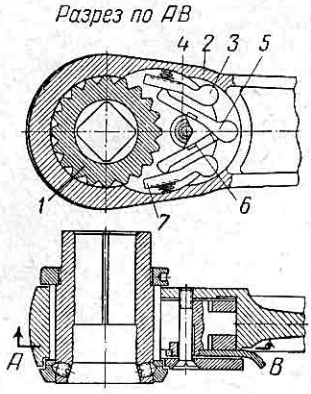
Фиг. 1532.



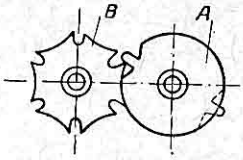
Фиг. 1533.

Фиг. 1532. Спуск-регулятор. В момент паузы зуб колеса упирается в подвижную собачку *1*. При повороте регулятора в направлении стрелки собачка *1* освобождается, а зуб колеса стопорится неподвижной собачкой *2*. При отклонении регулятора против стрелки собачка *2* освободит колесо, которое вновь будет остановлено собачкой *1*. Для поворота колеса на один зуб регулятор должен сделать два качания. Механизм применяется в пишущих машинках.

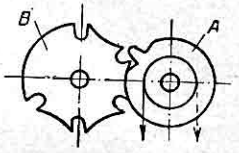
Фиг. 1533. Реечный храповой механизм. Периодическое включение электромагнита *1* приводит в качательное движение угловой рычаг *2* и собачку *5*, перемещающую рейку *3* по направляющей *4*; *6* — стопорная собачка; *7* — упор. Схема используется в конструкциях механизмов искателей автоматических телефонных станций.



Фиг. 1534.



Фиг. 1535.



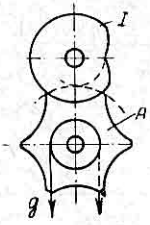
Фиг. 1536.

Фиг. 1534. Механизм ручной трещотки. Храповое колесо *1*, насаженное на квадратный хвостовик вала, может быть связано с рукояткой *2* посредством собачек *5—6*. Поворотом сектора *4* по часовой стрелке собачка *5* сместится и, будучи связанной с собачкой *6* плавающим шарниром, заставит собачку *6* войти в зацепление с колесом *1*. Для поворота колеса *1* рукояткой *2* в противоположную сторону сектор *4* следует повернуть против часовой стрелки. Собачки *3* и *7* осуществляют прижим.

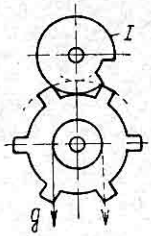
Фиг. 1535. Механизм для получения движения с остановками. За один оборот ведущего диска *А*, имеющего один зуб, колесо *В* со впадинами повернется на $^1/_6$ оборота с последующей периодически повторяющейся паузой. Паз требует особой профилировки. Фиксация в момент паузы производится запирающей дугой на колесе с одним зубом.

Такие механизмы применяются только при медленном вращении (вследствие наличия ударов) и при передаче незначительных усилий.

Фиг. 1536. Ограничитель поворота. Диск *А*, имеющий один зуб, может повернуться столько раз, сколько зубьев у ограничителя *В*. Во время паузы ограничитель стопорится цилиндрической поверхностью диска *А*.



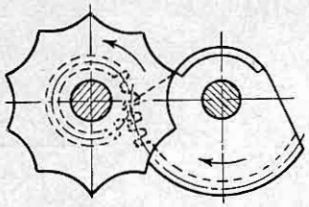
Фиг. 1537.



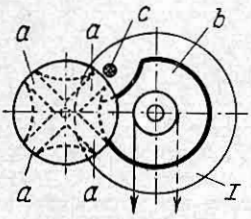
Фиг. 1538.

Фиг. 1537. Механизм для придания прерывистого движения звездочке *А*. Ведущий диск *I* вместо зуба снабжен профилем, соответствующим профилю шестизубой звездочки.

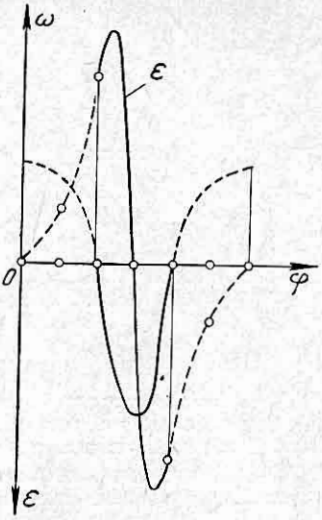
Фиг. 1538. Механизм для придания прерывистого движения колесу с радиальными зубьями. Ведущий диск *I* снабжен впадиной.



Фиг. 1539.



Фиг. 1540.



Фиг. 1541.

Фиг. 1539. Механизм прерывистого движения. Ведущее колесо-сегмент с десятью зубьями. Зацепляется с нормальной десятизубой зубчаткой, снабженной вырезами на десять положений, необходимых для фиксации ведомого колеса в момент остановки.

Фиг. 1540—1541. Правильный четырехпрорезной мальтийский механизм. Междулучия креста профилируются по дугам окружности, обращенным выпуклостью к оси креста, с радиусом, соответствующим радиусу стопорной шайбы *b*, укрепленной на ведущем валу *I*. На ведущем валу укреплена цевка *c*, заходящая при вращении в прорезы. За один оборот ведущего вала крест четыре раза поворачивается на $^1/_4$ оборота и четыре раза останавливается. Неравномерное вращение креста (см. кривые ω и ε на фиг. 1541) вызывает дополнительную динамическую нагрузку на крест. В случае удлинения прореза креста он обращается в качающуюся кулису, угловая скорость и ускорение которой показаны на фиг. 1541.

Часть кривых, очерченных сплошной линией, соответствует движению креста при отсчете φ от правого положения на линии центров цевки *c*.



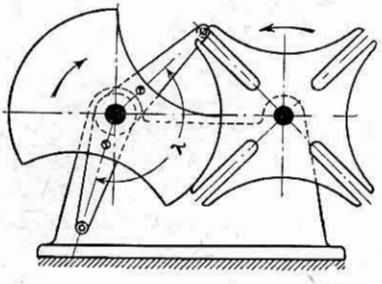
Фиг. 1542.



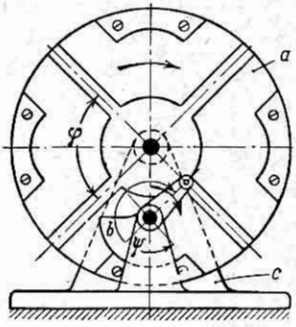
Фиг. 1543.

Фиг. 1542. Мальтийский механизм, состоящий из ведущего диска с двумя цевками и четырехпазовой звездочки. Время покоя и движения — одинаково.

Фиг. 1543. Восьмипрорезной мальтийский крест. *I* — ведущий диск, *II* — крест.



Фиг. 1544.



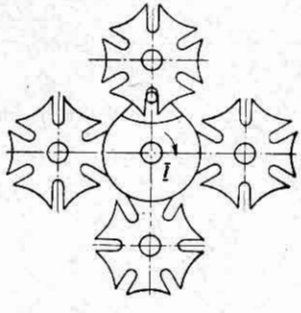
Фиг. 1545.

Фиг. 1544. Четырехпрорезной мальтийский крест с двумя различными паузами. Цевки расставлены под углом λ, поэтому одна пауза соответствует углу поворота ведущего диска, равному $\lambda - 90°$, а вторая $270° - \lambda$.

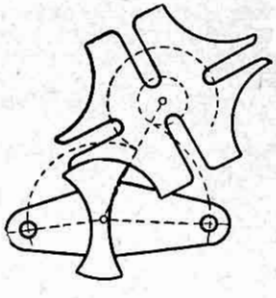
Фиг. 1545. Мальтийский механизм внутреннего зацепления. Ведущий диск *b* с одной цевкой и ведомый мальтийский крест *a* вращаются в одну сторону. Поворот креста на угол $\varphi = \frac{2\pi}{k}$ соответствует повороту кривошипа на угол $\psi = \pi + \varphi$. Время покоя $T_п$ меньше времени $T_д$ движения:

$$T_д - T_п = \frac{\psi}{\omega_1} - \frac{2\pi - \psi}{\omega_1} = \frac{2 \cdot 2\pi}{k\omega_1}, \quad \frac{T_д}{T} - \frac{T_п}{T} = \frac{2}{k},$$

где k — число прорезов.



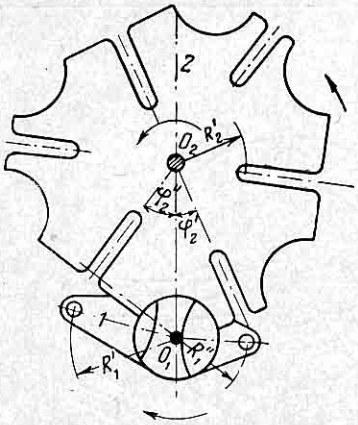
Фиг. 1546.



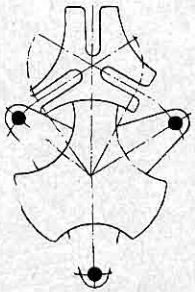
Фиг. 1547.

Фиг. 1546. Мальтийский механизм. Ведущий диск *I* с одной цевкой приводит в движение четыре креста. Во время поворота одного креста остальные три стопорятся.

Фиг. 1547. Неоднородный мальтийский крест. Прорезы креста имеют разную глубину, а цевки расположены на неравном расстоянии от центра ведущего диска, вследствие чего кресту сообщаются остановки неравной продолжительности.



Фиг. 1548.



Фиг. 1549.

Фиг. 1548. Неоднородный мальтийский механизм, в котором кривошип *1* сообщает кресту *2* движения неравной продолжительности, пропорциональные соответственно углам 2 $(90-\varphi_2')$ и 2 $(90-\varphi_2'')$. При построении механизма необходимо соблюсти два условия:

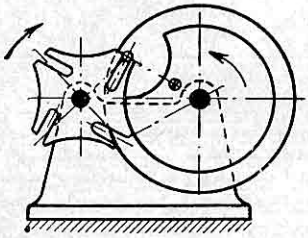
$$a=\frac{k}{m}\,;\quad m<\frac{2}{1-\frac{2}{k}}\,.$$

Здесь m — число цевок;
k — число прорезов;
a — любое целое число.

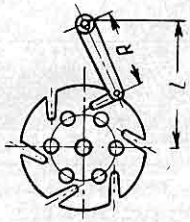
Фиг. 1549. Трехпрорезной трехцевочный безударный мальтийский механизм с внешним зацеплением:

$$T_{д_1}+T_{д_2}+T_{д_3}=T_{п_1}+T_{п_2}+T_{п_3}=\frac{T}{2}\,.$$

$T_{дm}$ и $T_{пm}$ — время движения и покоя креста при зацеплении его с m-ой цевкой,
T — длительность одного оборота ведущего звена.



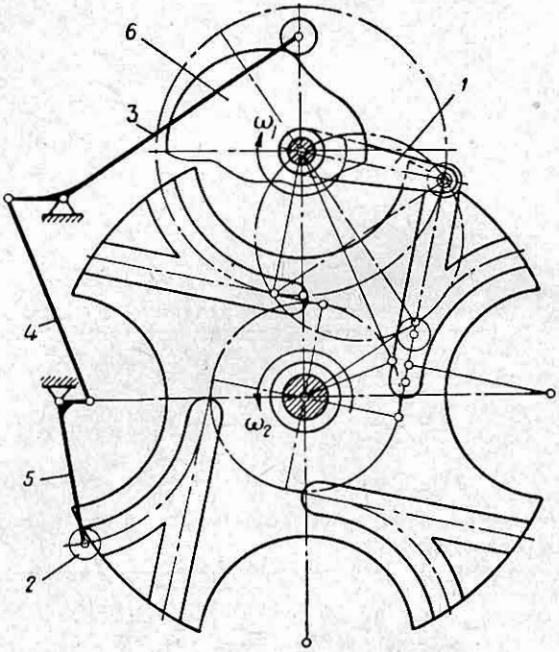
Фиг. 1550.



Фиг. 1551.

Фиг. 1550. Мальтийский механизм с нерадиальными прорезами.

Фиг. 1551. Шестипрорезной дезаксиальный мальтийский механизм, характеризующийся теоретически безударным входом цевки в прорез и плавным окончанием поворота креста. Механизм допускает изменение углов прореза, установку сменных крестов с различным числом прорезов при неизменных радиусе R цевки и межосевых расстояниях l.



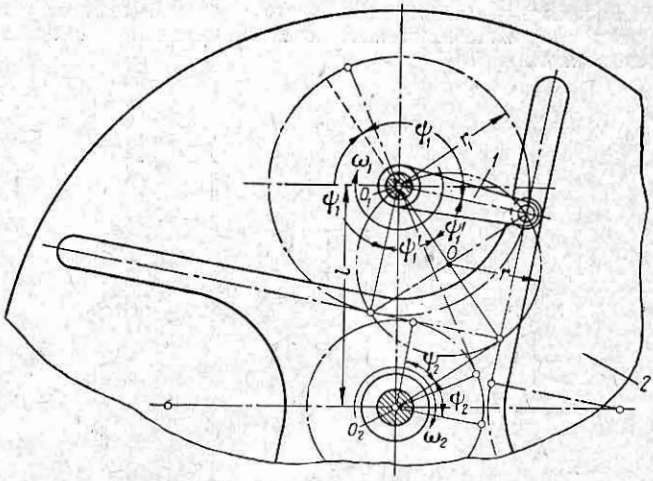
Фиг. 1552.

Фиг. 1552. Однородный четырехпазовый дезаксиальный мальтийский механизм внешнего зацепления. Механизм теоретически безударный при указанном направлении вращения. При изменении направления вращения вход цевки в прорез будет теоретически безударным, выход — ударным. Стопорный ролик *2* стопорного механизма *3—4—5*, запирающий крест при его покое, управляется кулачком *6*, имеющим общую с кривошипом *1* ось вращения.

Число цевок,

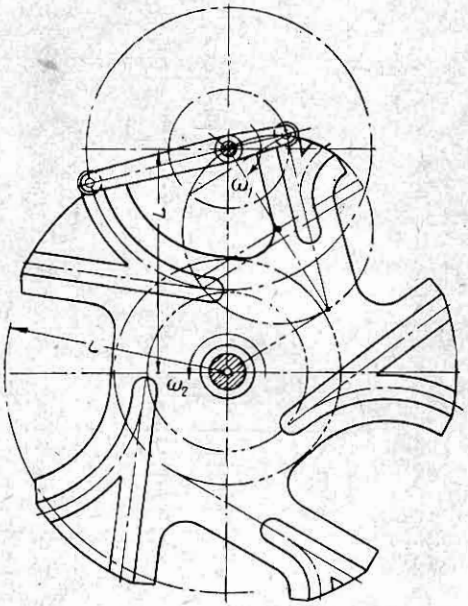
$$m \leqslant \frac{2k}{k-2}.$$

При изменении числа прорезов k от 3 до практического максимума число цевок изменяется от 6 до 2.



Фиг. 1553.

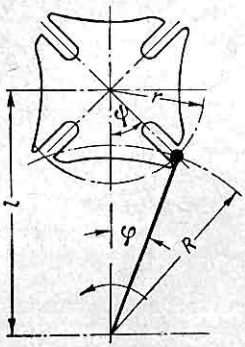
Фиг. 1553. Однородный дезаксиальный четырехпрорезной мальтийский механизм внутреннего зацепления. При повороте цевки *1* на угол $2\psi_1$ крест *2* повернется в ту же сторону на угол $2\psi_2$. При повороте цевки на угол $2\psi_1'$ крест неподвижен.



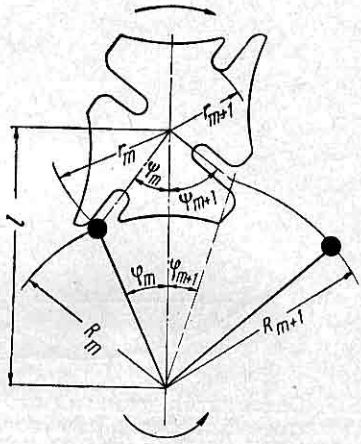
Фиг. 1554.

Фиг. 1554. Комбинированный неоднородный дезаксиальный пятипрорезной двухцевочный мальтийский механизм внешнего зацепления, позволяющий осуществить широкую программу движения и переменное направление вращения

креста. Крест, как правило, состоит из нескольких деталей, которые расположены на одном валу в параллельных плоскостях, а кривошипы с цевками — на консолях ведущего вала.



Фиг. 1555.



Фиг. 1556.

Фиг. 1555. Схема четырехпрорезного одноцевочного ударного мальтийского механизма, для которого

$$\varphi+\psi \neq \frac{\pi}{2},$$

$$l > R > l-r.$$

При числе прорезов k

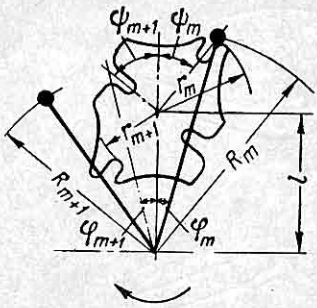
$$R = \frac{l \sin \frac{\pi}{k}}{\sin \pi \left(\frac{1}{k} + \frac{T_д}{T}\right)};$$

$$r = \frac{l \sin \pi \frac{T_д}{T}}{\sin \pi \left(\frac{1}{k} + \frac{T_д}{T}\right)}.$$

Фиг. 1556. Схема четырехпрорезного двухцевочного неоднородного ударного мальтийского механизма с вращением креста и цевки в разные стороны, для которого

$$R_m = \frac{l \sin \psi_m}{\sin (\psi_m + \varphi_m)};$$

$$r_m = \frac{l \sin \varphi_m}{\sin (\psi_m + \varphi_m)}.$$

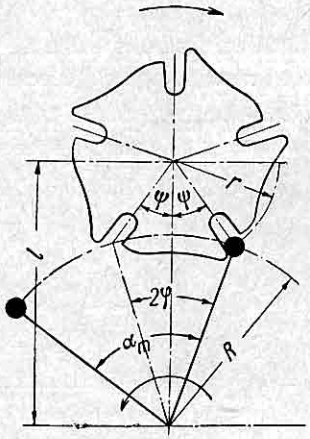


Фиг. 1557.

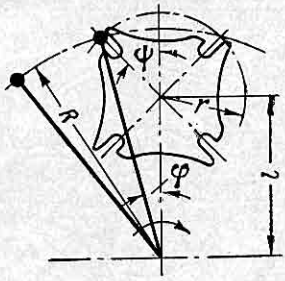
Фиг. 1557. Схема четырехпрорезного двухцевочного неоднородного ударного мальтийского механизма с вращением креста и цевки в одну сторону, для которого

$$R_m = \frac{l \sin \psi_m}{\sin (\psi_m - \varphi_m)};$$

$$r_m = \frac{l \sin \varphi_m}{\sin (\psi_m - \varphi_m)}.$$



Фиг. 1558.



Фиг. 1559.

Фиг. 1558. Схема пятипрорезного двухцевочного однородного ударного мальтийского механизма, для которого

$$\psi = \frac{\pi}{k};$$

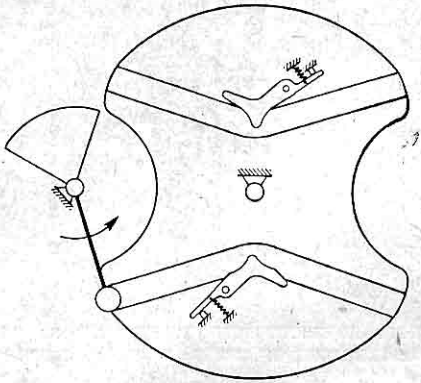
$$\varphi = \pi \frac{T_д}{T};$$

$$\alpha_m = 2\pi \frac{T_д + T_{п_m}}{T},$$

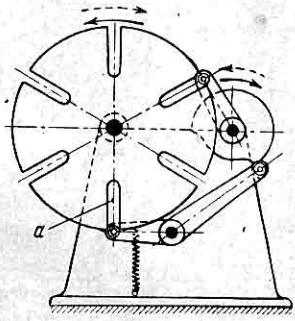
$T_{п_m}$ — длительность периода покоя креста, следующего за m-ым рабочим ходом креста.

Фиг. 1559. Схема четырехпрорезного двухцевочного однородного ударного мальтийского механизма с вращением креста и цевок в одну сторону. Необходимо, чтобы

$$l + r > R > l.$$



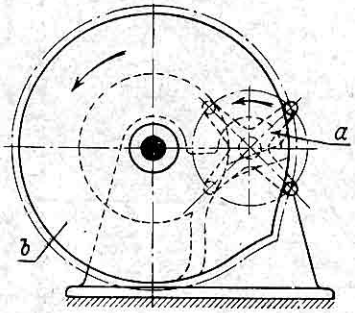
Фиг. 1560.



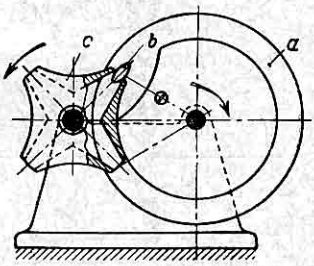
Фиг. 1561.

Фиг. 1560. Дезаксиальный мальтийский механизм с углом поворота 180° за один оборот кривошипа. Переход из одного паза в другой обеспечивается переводной стрелкой.

Фиг. 1561. Мальтийский механизм. Мальтийский крест во время паузы фиксируется кулачком, вводящим ролик в прорез *a* креста. Механизм пригоден для любого направления вращения ведущего вала.



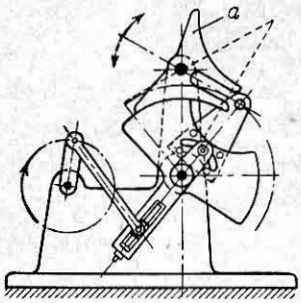
Фиг. 1562.



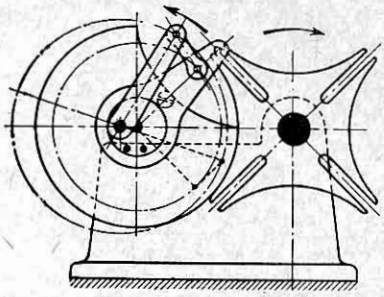
Фиг. 1563.

Фиг. 1562. Мальтийский механизм. Направление движения ведомого и ведущего звеньев одно и то же. Ведущий диск *b* снабжен криволинейным торцевым пазом постоянной хорды и небольшим выступом на внешней стороне обода. Ведомая звездочка *a* имеет четыре цевки, попарно входящие в прорез. На фигуре показано положение покоя, когда все цевки скользят по цилиндрическим поверхностям.

Фиг. 1563. Мальтийский механизм. Ведущий диск *a* снабжен цевкой *b* овального сечения, а прорезы четырехлучевого колеса *c* имеют непараллельные боковые стенки. Механизм позволяет получить поворот креста на $^1/_4$ оборота за $^1/_8$ оборота ведущего диска и работает без ударов. Мальтийский крест следует рассматривать как механизм со смещенной направляющей, у которого работающая сторона прореза в момент входа цевки в прорез перпендикулярна радиусу цевки.



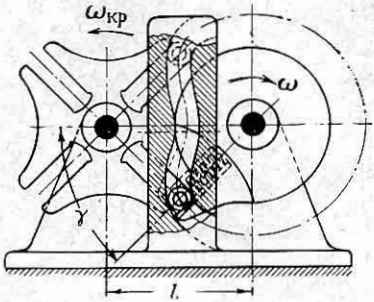
Фиг. 1564.



Фиг. 1565.

Фиг. 1564. Механизм с остановками. Ведомому кресту *a* передается прерывистое реверсивное движение (с помощью четырехзвенника с коромыслом регулируемой длины), а остановки изменяются по фазе. За один оборот кривошипа крест имеет два периода движения и два периода покоя.

Фиг. 1565. Мальтийский механизм с неравномерным движением цевки. Во время движения креста на большом участке пути угловая скорость приближается к прямой. Отношение времени движения к времени паузы в этом механизме больше, чем у нормального мальтийского механизма.



Фиг. 1566.

Фиг. 1566. Мальтийский механизм, в котором угловая скорость креста приближается к постоянной. В механизме посредством криволинейного паза длина кривошипа изменяется так, что в положениях, при которых в нормальном кресте угловая скорость наибольшая, в рассматриваемом механизме длина кривошипа наименьшая.

Угловые скорость и ускорение креста могут быть найдены по формулам:

$$\omega_{кр} = \omega \frac{lP\cos\gamma + lP\sin\gamma - P^2}{l^2 - 2lP\cos\gamma + P^2};$$

$$\varepsilon_{кр} = \frac{l\omega^2}{(l^2 - 2lP\cos\gamma + P^2)^2}[P(P^2 - l^2)\sin\gamma + 2P'(l^2\cos\gamma - 2lP + P^2\cos\gamma +$$

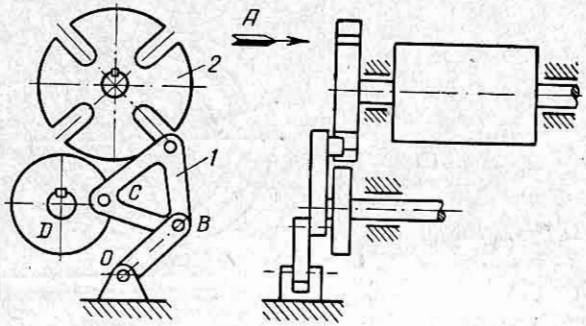
$$+ lP'\sin\gamma\cos\gamma - PP'\sin\gamma) + P''(l^2\sin\gamma - 2lP\sin\gamma\cos\gamma + P^2\sin\gamma)],$$

где γ — угол, определяющий мгновенное положение кривошипа относительно линии центров;

$P = f(\gamma)$ — радиус-вектор кривой, описываемой центром цевки;

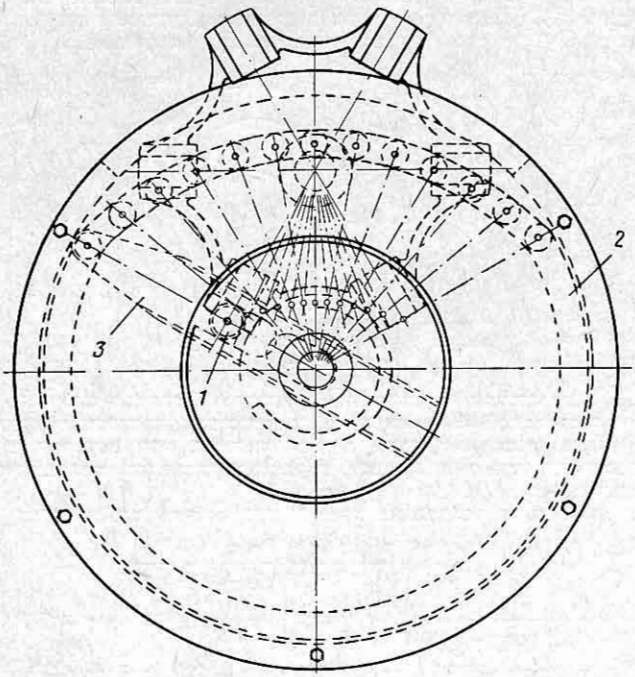
ω — угловая скорость цевки;

l — межосевое расстояние.



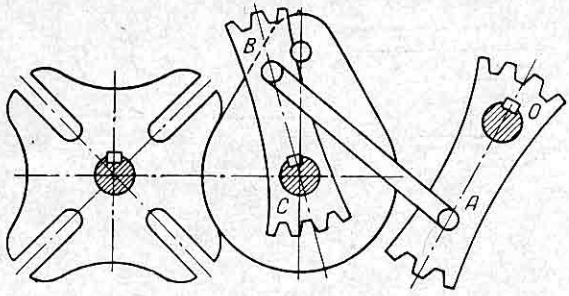
Фиг. 1567.

Фиг. 1567. Мальтийский механизм с некруговым движением цевки, закрепленной на шатуне *1* шарнирного четырехзвенного механизма *OBCD*. Поворот креста совершается с более равномерной угловой скоростью, габариты механизма увеличиваются, точность вследствие износа шарниров уменьшается.



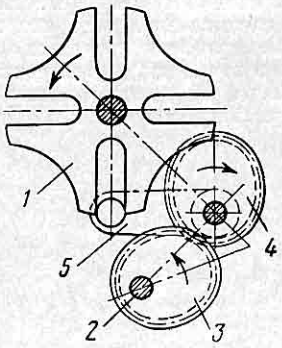
Фиг. 1568.

Фиг. 1568. Шестипрорезной мальтийский механизм с некруговым движением цевки *1*, траектория которой задается профилем пазовой шайбы *2*. Поводок *3* перемещается в направляющих.

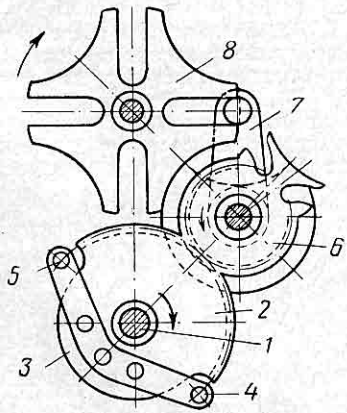


Фиг. 1569.

Фиг. 1569. Четырехпрорезной мальтийский механизм, в котором уменьшение угла поворота ведущего звена, необходимого для поворота креста, достигается включением в кинематическую цепь шарнирного антипараллелограмма *OABC*. Для предотвращения обратного движения звеньев при выходе из мертвого положения звенья *OA* и *BC* снабжены зубьями.



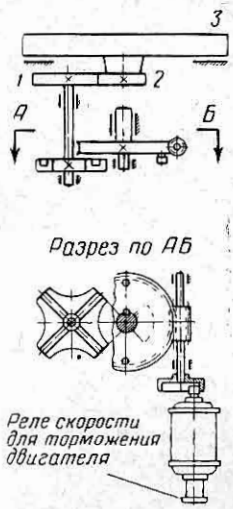
Фиг. 1570.



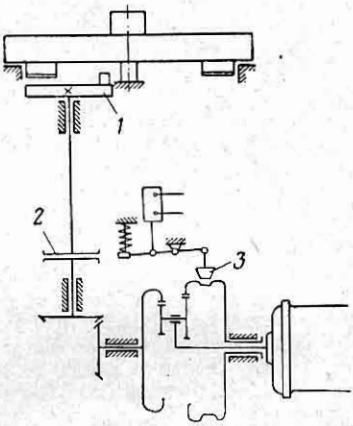
Фиг. 1571.

Фиг. 1570. Мальтийский механизм, в котором периодический поворот креста *1* производится от равномерно вращающегося вала *2* посредством пары эллиптических колес *3—4* и кривошипа *5*, заклиненного на валу колеса *4*. Поворот креста совершается при наиболее высокой скорости кривошипа *5*, вследствие чего время поворота креста уменьшается.

Фиг. 1571. Механизм с длительной остановкой. На ведущем валу *1* заклинено неполное зубчатое колесо *2*, несущее рычаг *3* с двумя цевками *4* и *5*. Колесо *2* зацепляется с неполным звездчатым зубчатым колесом *6*, на валу которого заклинен кривошип *7* мальтийского механизма. При непрерывном вращении вала *1* кривошип *7* часть оборота остается неподвижным, а остальную часть оборота вращается с угловой скоростью, значительно превышающей угловую скорость ведущего вала. Это позволяет получить необходимое время покоя креста *8* без удлинения времени его поворота.



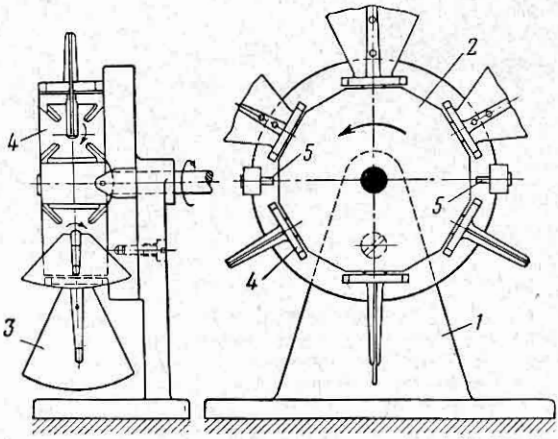
Фиг. 1572.



Фиг. 1573.

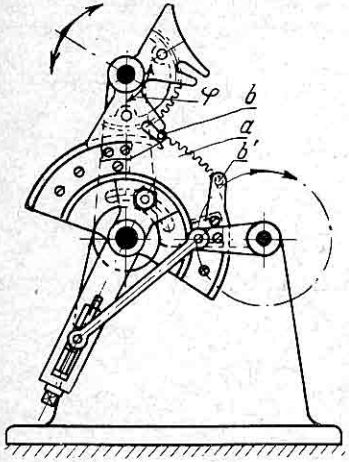
Фиг. 1572. Мальтийский механизм для поворота агрегатного станка. Регулирование времени поворота стола *3* осуществляется сменными колесами *1—2*. Скорость двигателя регулируется посредством специального реле скорости.

Фиг. 1573. Мальтийский механизм. Движение кривошипному диску *1* передается от двигателя через эпициклическую передачу, пару конических колес и предохранительную муфту *2*. Диск *1* включается от электромагнита, управляющего тормозной колодкой *3*, затормаживающей правое солнечное колесо.

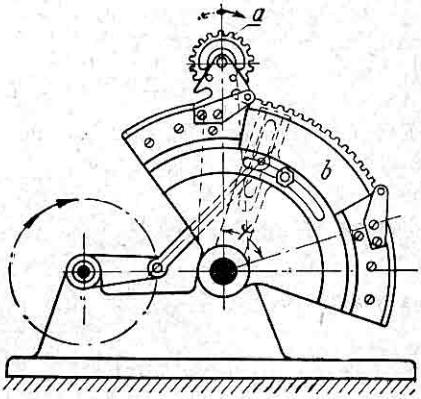


Фиг. 1574.

Фиг. 1574. Механизм с автоматическим поворотом лопаток. Диск *2* с установленными на нем лопатками *3* вращается относительно неподвижной стойки *1*. В части, соприкасающейся с диском, к лопаткам *3* прикреплены мальтийские кресты *4*, посредством которых лопатки поворачиваются в местах, где установлены неподвижные пальцы *5*.



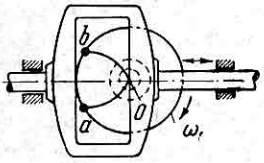
Фиг. 1575.



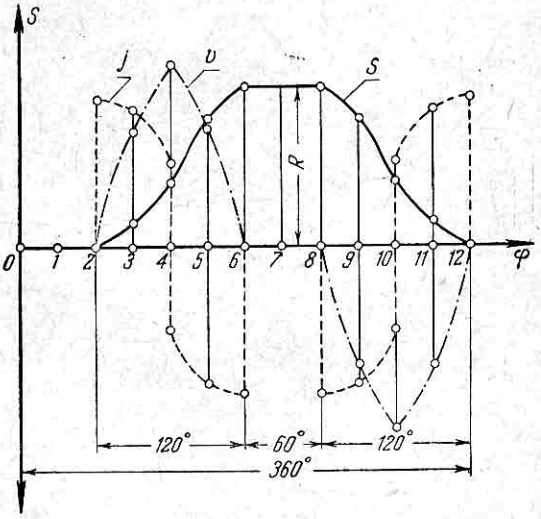
Фиг. 1576.

Фиг. 1575. Механизм движения с остановками регулируемой продолжительности. При помощи четырехшарнирного механизма с коромыслом регулируемой длины приводится в качательное движение зубчатый сектор, имеющий остановки в крайних положениях. Длительность остановок и соотношение между ними могут регулироваться изменением длины коромысла и положения сектора *a* относительно коромысла. Цевки *b'* и *b* служат для безударного ввода и вывода секторов из зацепления. φ — угол поворота ведомого звена.

Фиг. 1576. Механизм движения с остановками регулируемой продолжительности. Отличие от предыдущего механизма заключается в том, что ведомое колесо *a* делает полный оборот в одну и другую стороны. *b* — ведущее звено.



Фиг. 1577.



Фиг. 1578.

Фиг. 1577—1578. Кулиса с приводом от треугольного кулачка, представляющего собой равносторонний треугольник, ограниченный дугами одинакового радиуса. Кулиса в крайних положениях остается неподвижной в течение вре-

мени, соответствующего повороту ведущего вала на 60°. Максимальная длина хода кулисы равна радиусу, которым очерчен профиль кулачка. График перемещений кулисы приведен на фиг. 1578.

Движение вправо начинается в момент, когда Oa займет горизонтальное положение. В течение первых 60° угла поворота кулачка

$$S=R(1-\cos\varphi);\quad 0°<\varphi<60°.$$

В течение вторых 60°, когда кулису ведет уже точка b,

$$S=R\sin(\varphi-30°);\quad 60°<\varphi<120°.$$

Кривая скоростей кулисы имеет точку заострения при $\varphi=60°$ на участке $0°<\varphi<60°$:

$$v=\omega_1 R\sin\varphi,$$

а на участке $60°<\varphi<120°$:

$$v=\omega_1 R\cos(\varphi-30°).$$

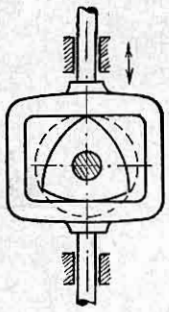
Ускорения на участке $0°<\varphi<60°$:

$$j=\omega_1^2 R\cos\varphi$$

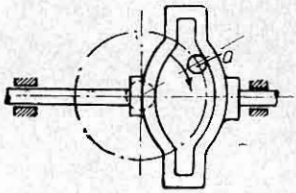
и на участке $60°<\varphi<120°$:

$$j=-\omega_1^2 R\sin(\varphi-30°).$$

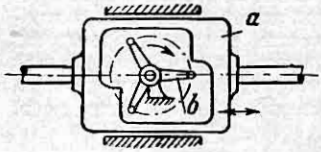
При $\varphi=60°$ кривая ускорений претерпевает разрыв. Скачок ускорения $\Delta j=\omega_1^2 R$. Такой же скачок ускорения будет в начале и конце движения кулисы.



Фиг. 1579.



Фиг. 1580.

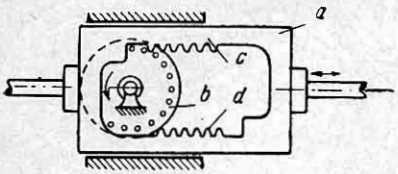


Фиг. 1581.

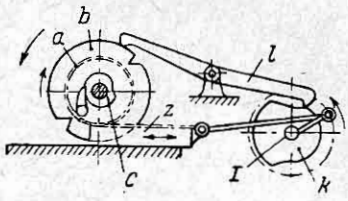
Фиг. 1579. Кулисный механизм, в котором кривошип заменен треугольником со сторонами, очерченными по дуге круга.

Фиг. 1580. Кулисный механизм, в котором кулиса движется возвратно-поступательно с остановками. Прохождение пальцем a криволинейных участков кулисы, очерченных радиусом кривошипа, соответствует остановке.

Фиг. 1581. Передача возвратно-поступательного движения с остановками рамке a от трехлучевой звездочки b. Движение рамки происходит с ударами. Скорость удара $v=\omega R\cos\varphi$, где φ — угол поворота кривошипа, отсчитываемый от вертикали до контакта пальца с рамкой.



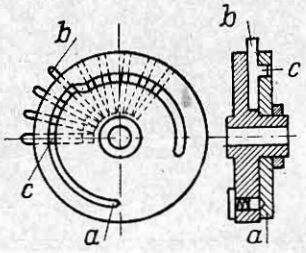
Фиг. 1582.



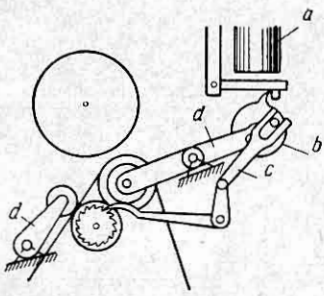
Фиг. 1583.

Фиг. 1582. Передача возвратно-поступательного движения рамке *a* от вращающегося в одном направлении диска *b* с торцевыми пальцами, входящими в зацепление поочередно с верхними *c* и нижними *d* зубьями рамки.

Фиг. 1583. Механизм движения с остановками. На ведущем валу закреплены кривошип, соединенный шатуном с зубчатой рейкой *z*, скользящей по плоскости, и кулачок *k*, приводящий в движение рычаг *l*, запирающий ведомую часть во время паузы. На ведомом валу жестко закреплены диск *b* с выемками, в которые западает зуб рычага во время паузы, и храповик *c*, собачка которого укреплена на зубчатом колесе *a*, свободно сидящем на ведомом валу и находящемся в зацеплении с рейкой *z*. При вращении ведущего вала одной половине его оборота соответствует рабочее движение ведомого вала, а другой половине — пауза. Подбирая радиусы зубчатого колеса кривошипа и число зубьев на храповике *c*, можно за один оборот ведущего вала получить любой угол поворота ведомого вала.



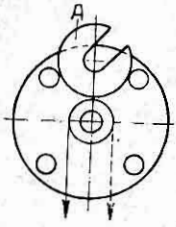
Фиг. 1584.



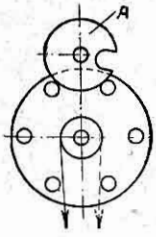
Фиг. 1585.

Фиг. 1584. Зубчатое колесо с изменяемым числом зубьев. Число зубьев и закономерность их расположения изменяются вращением шайбы *a*, имеющей криволинейную прорезь, в которой скользят шпильки *c* зубьев *b*. Механизм допускает возможность регулировать продолжительность движения и паузы и находит, в частности, применение в арифмометрах.

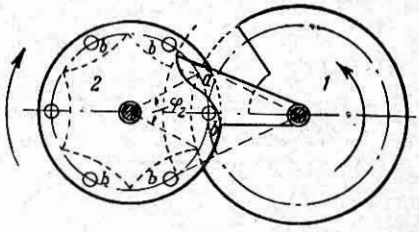
Фиг. 1585. Механизм для протягивания и печатания на ленте. Электромагнит *a* притягивает якорь, освобождающий диск *b*, который передает движение вилке *c* и храповому колесу (продвижение ленты) и одновременно рычагам *d*, прижимающим посредством роликов бумажную ленту к печатающему колесу.



Фиг. 1586.



Фиг. 1587.

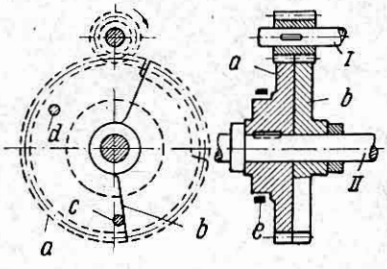


Фиг. 1588.

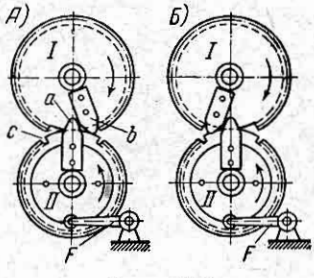
Фиг. 1586. Механизм движения с остановками. Каждому повороту затвора *A* соответствует $^1/_4$ оборота ведомой оси. Движение ведомого колеса возможно в любом направлении.

Фиг. 1587. Механизм движения с остановками. При числе цевок ведомого колеса, равном *z*, одному обороту ведущего диска *A* соответствует поворот на $\frac{1}{z}$ часть окружности с периодическими остановками.

Фиг. 1588. Зубчатый цевочный механизм движения с остановкой. Ведущий диск *1* снабжен зубом *a*, воздействующим на цевки *b* колеса *2*. За один оборот диска цевка повернется на угол $\omega_2 = \frac{2\pi}{z}$. Здесь *z* — число цевок.



Фиг. 1589.

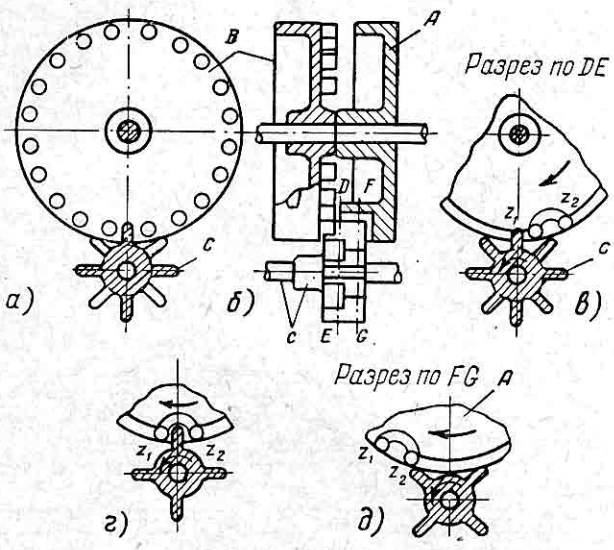


Фиг. 1590.

Фиг. 1589. Механизм движения с остановками. Ведомое зубчатое колесо *a* имеет неполный зубчатый венец. На общей с ним оси находится зубчатый сегмент *b*. При вращении ведущее зубчатое колесо вступает в зацепление с сегментом, подталкиваемым штифтом *c*, колесо же *a* выходит из зацепления и останавливается до тех пор, пока сегмент не упрется в штифт *d*, после чего колесо *a* снова войдет в зацепление. Для того чтобы предохранить колесо *a* от непроизвольного вращения, его слегка притормаживают тормозом *e* или фиксируют остановом, подобно тому, как указано на фиг. 1611. Механизм можно применять при небольших числах оборотов. Ведущий вал *I*, ведомый *II*.

Фиг. 1590. Механизм движения с остановками. Ведомое колесо имеет неполный зубчатый венец с разрывом *c*; с противоположной стороны имеется впадина, в которую западает собачка *F*. Диаметр ведущего зубчатого колеса *I* несколько меньше диаметра ведомого зубчатого колеса *II*. В начале движения рычаг *b* захватывает рычаг *a* (эскиз *А*); через один оборот ведомого колеса пальцы занимают положение, показанное на эскизе *Б*. При дальнейшем вращении колес ведомое колесо не входит в зацепление и фиксируется собачкой *F*

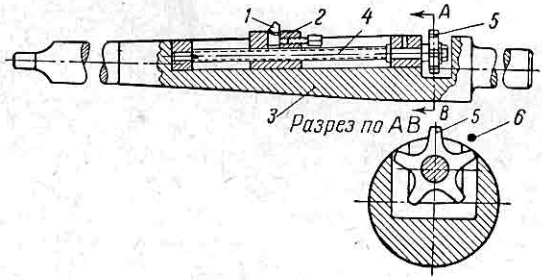
до тех пор, пока ведущее колесо не займет снова положения, показанного на эскизе *А*. Таким образом за два оборота ведущего колеса ведомое сделает один оборот с остановкой.



Фиг. 1591.

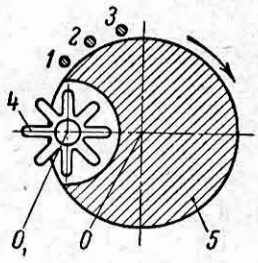
Фиг. 1591. Механизм прерывистого движения, применяемый в счетных механизмах. Колесо единиц *А* имеет две цевки z_1 и z_2 и передает движение при помощи восьмизубой звездочки *с* колесу *В* десятков с 20 цевками, сидящему на одной оси с колесом *А*. Зубья звездочки *с* укорочены в осевом направлении зуба через один.

При вращении колеса *А* цевки z_1 и z_2, захватывая укороченный и неукороченный зубья звездочки *с* (эскиз *г*), поворачивают звездочку *с*. Колесо десятков поворачивается при этом на два зуба ($^1/_{10}$ оборота). После выхода цевки из зацепления (эскиз *д*) звездочка *с* вместе с колесом *В* остаются неподвижными, пока цикл не повторится вновь.

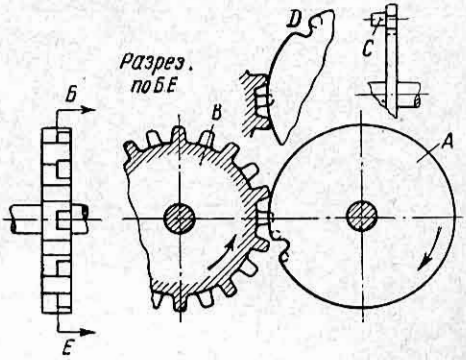


Фиг. 1592.

Фиг. 1592. Механизм подачи. Звездочка *5*, увлекаемая вращающейся борштангой *3*, поворачивается вокруг своей оси упором *6*, сообщая таким образом перемещение вдоль оси винта *4* резцу *1*, укрепленному в суппорте-гайке *2*.



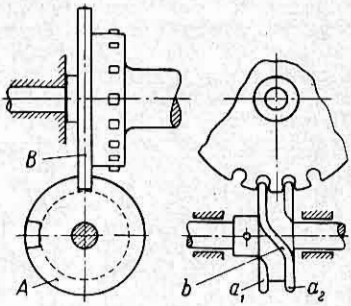
Фиг. 1593.



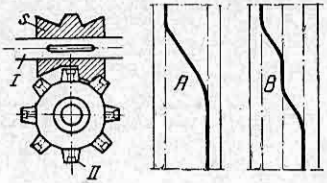
Фиг. 1594.

Фиг. 1593. Механизм прерывистого движения. В вымке вала *5* с осью *O* укреплена звездочка *4*, вращающаяся относительно оси O_1 при зацеплении с цевками *1, 2, 3* и т. д. Расстояние между цевками и их число определяют характер движения и покоя звездочки за один оборот вала.

Фиг. 1594. Механизм прерывистого движения, применяемый в счетных машинах. Ведущий диск *A*, снабженный цевкой *C* и впадиной *D*, сообщает эпизодический поворот колесу *B*, зубья которого через один укорочены в осевом направлении. При вращении диска *A* цевка *C* захватывает укороченный зуб, после чего неукороченный зуб колеса *B* попадает во впадину *D* и колесо поворачивается еще на один зуб. За один оборот диска *A* колесо *B* поворачивается на два зуба.



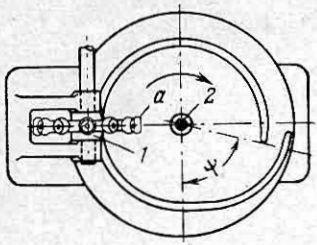
Фиг. 1595.



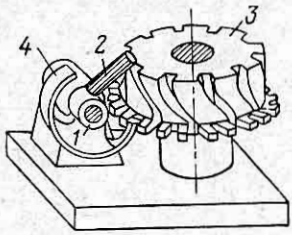
Фиг. 1596.

Фиг. 1595. Механизм прерывистой передачи движения между скрещивающимися валами. Ведущее звено *A* выполнено в виде барабана с пазом a_1a_2, на участке *b* паз выполнен в виде винтовой канавки. Колесо *B* поворачивается на угол, соответствующий одному шагу.

Фиг. 1596. Прерывная передача, состоящая из зубчатого колеса *II* и глобоидального ведущего цилиндра *S* на валу *I*. Нитка трапецоидального профиля изготовлена на цилиндре по графику кривой *A* или *B*, в зависимости от чего изменяются характер движения ведомого колеса и продолжительность паузы.



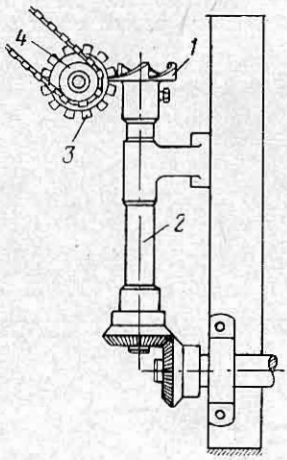
Фиг. 1597.



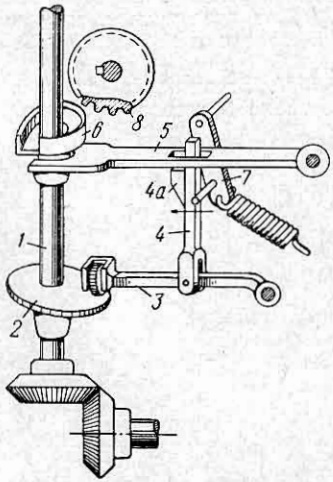
Фиг. 1598.

Фиг. 1597. Храповой механизм, в котором ведущий диск *2* посредством спирали передает движение с остановкой звездочке *1* с цевками *a*. Движение звездочки соответствует углу ψ поворота диска со спиральной канавкой. Остальная часть оборота диска соответствует остановке ведомой звездочки.

Фиг. 1598. Пространственный цевочно-зубчатый механизм. Ведущий вал *1*, снабженный цевкой *2*, сообщает прерывистое движение колесу *3*. Во время пауз колесо стопорится запорной дугой *4*.



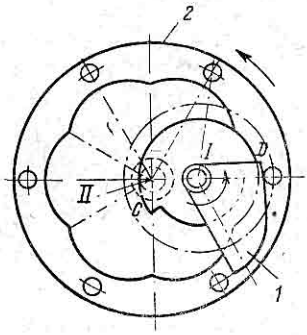
Фиг. 1598а.



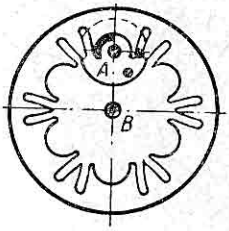
Фиг. 1599.

Фиг. 1598а. Механизм вращения цепного барабана рашель-машины. Крыльчатка *1*, жестко закрепленная на равномерно вращающемся валу *2*, находится в зацеплении с зубчатым колесом *3*, имеющим фасонные зубья. Колесо *3* и связанный с ним цепной барабан *4* получают прерывистое движение одного направления.

Фиг. 1599. Механизм периодического движения нижнего барабана рашель-машины. На вращающемся вертикальном валу *1* установлена наклонная шайба *2*, сообщающая колебательное движение рычагу *3* и, следовательно, толкателю *4*, конец которого проходит в отверстие рычага *5*. Рычаг *5* остается неподвижным до тех пор, пока отводка *7* не повернет толкатель *4* в направлении стрелки; при этом выступ *4а* толкателя *4* поднимает рычаг *5* и улитку *6* вверх. Улитка *6* входит в зацепление с зубчатым колесом *8* и поворачивает его на один зуб.



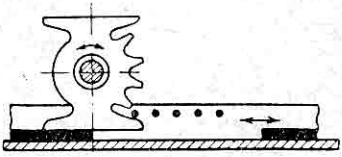
Фиг. 1600.



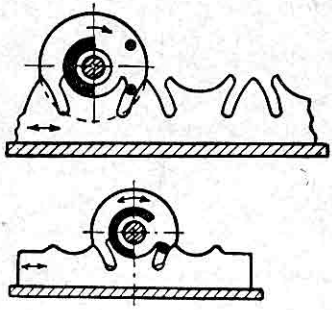
Фиг. 1601.

Фиг. 1600. Цевочный механизм внутреннего зацепления с остановками. Ведущее звено *1* сообщает эпизодическое вращение в том же направлении цевочному колесу *2*. Для предупреждения самопроизвольного поворота звена *2* звено *1* снабжено запирающей дугой *CD*, скользящей по соответствующим дугам звена *2*.

Фиг. 1601. Звездчатый механизм внутреннего зацепления. За один оборот ведущего звена *B* звездочка *A* повернется на $^1/_6$ оборота.



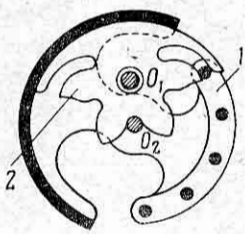
Фиг. 1602.



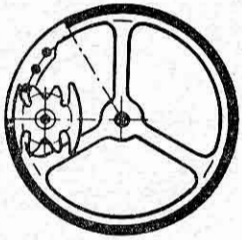
Фиг. 1603.

Фиг. 1602. Звездчатый механизм для передачи прерывистого движения от рейки к звездочке. Во время паузы звездочка стопорится направляющей. Движение колесу сообщается при зацеплении цевок на рейке с зубьями звездочки.

Фиг. 1603. Звездчатый механизм, сообщающий прерывистое движение рейке. Зубья рейки очерчиваются по кривой, эквидистантной циклоиде. Время движения соответствует дуге на колесе, равной сумме шага и дуги зацепления. На фигуре сверху приведена передача для движения с остановками в одном направлении, снизу — для возвратно-поступательного движения.



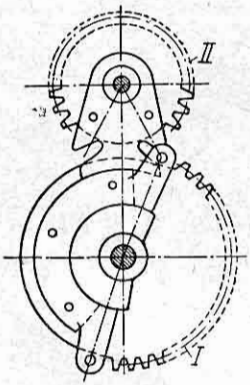
Фиг. 1604.



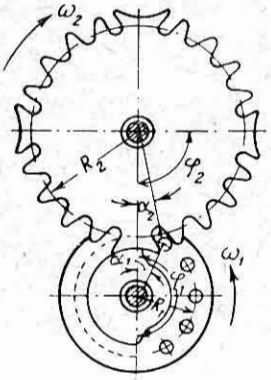
Фиг. 1605.

Фиг. 1604. Звездчатый механизм внутреннего зацепления для передачи движения с остановками. Ведущий диск *1* с цевками вращается с постоянной угловой скоростью вокруг оси O_2 и передает движение с остановкой звездочке *2*, вращающейся вокруг оси O_1.

Фиг. 1605. Звездчатый механизм внутреннего зацепления с двумя остановками ведомого звена.



Фиг. 1606.



Фиг. 1607.

Фиг. 1606. Прерывная передача с зубьями нормального эвольвентного профиля, снабженная переходными зубьями для устранения удара в начале и конце движения ведомого колеса *II*. (*I* — ведущее колесо).

Фиг. 1607. Звездчатый механизм, имеющий четыре равных периода движения и четыре равных периода покоя с постоянным передаточным отношением во все периоды движения. R_1 и R_2 — радиусы начальных окружностей, φ_1 и φ_2 — углы поворота звеньев в период движения,

$$\frac{T_д}{T} = \frac{\varphi_1}{2\pi}; \quad \frac{T_п}{T} = 1 - \frac{\varphi_1}{2\pi}; \quad \varepsilon = \frac{\varphi_1}{\varphi_2}.$$

При одинаковых углах поворота φ_2 во все фазы движения

$$\varphi_2 = \frac{2\pi}{m},$$

m — число фиксирующих дуг;

$$\varepsilon = \frac{2\pi T_д m}{2\pi T} = \frac{mT_д}{T}; \quad \frac{T_д}{T} = \frac{\varepsilon}{m}.$$

ε может быть выражено через передаточное отношение i_{12}.

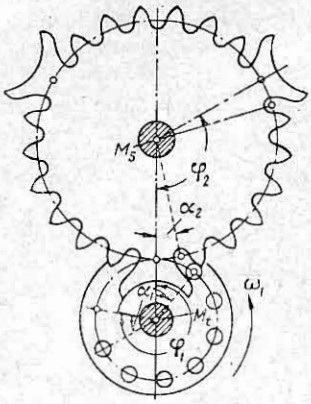
$$\varepsilon = -i_{12}\left(\frac{m}{2} - 1\right) + m\frac{4+3i_{12}}{\pi} \arcsin \frac{i_{12}}{2(1+i_{12})}.$$

Здесь $i_{12} = \frac{R_2}{R_1}$.

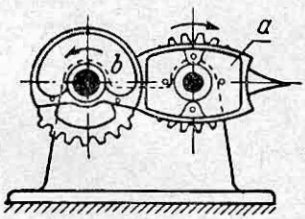
Величины углов α_1 и α_2, определяющих положение центров цевок и начала эпициклоид на колесах относительно линии центров в момент начала движения, могут быть найдены из уравнений

$$\alpha_1 = 2 \arcsin \frac{i_{12}}{2(1+i_{12})};$$

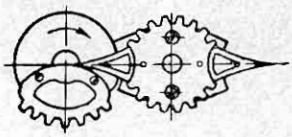
$$\alpha_2 = \frac{\pi}{2} - \frac{\alpha_1}{2}\left(1 - \operatorname{cosec} \frac{\alpha_1}{2}\right).$$



Фиг. 1608.



Фиг. 1609.

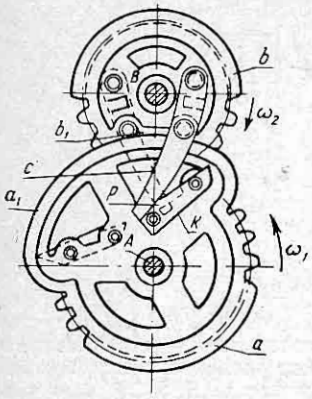


Фиг. 1610.

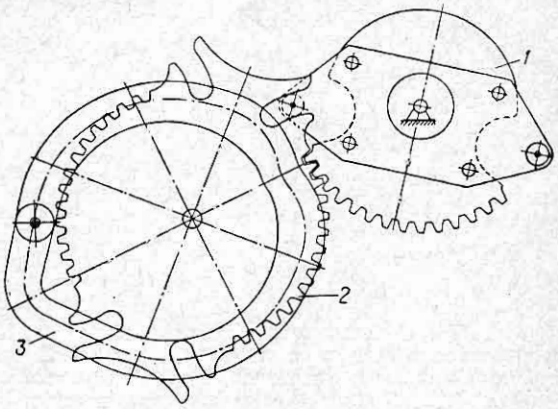
Фиг. 1608. Звездчатый механизм, имеющий три равных периода движения и три равных периода покоя,

$$\frac{T_д}{T} = \frac{\varphi_1}{2\pi}; \quad \varphi_2 = \frac{2}{3}\pi.$$

Фиг. 1609—1610. Неполные зубчатые колеса. Ведущее колесо b за один оборот сообщает ведомому a поворот на 180°. Для входа зубьев в зацепление предусмотрены перекатывающиеся рычаги. Фиксация положения ведомого звена во время паузы производится запирающей дугой. Прерывная передача, составленная из двух неполных зубчатых колес. Ведомое колесо снабжено переходными зубьями для уменьшения удара в момент начала и конца поворота ведомого колеса.



Фиг. 1611.



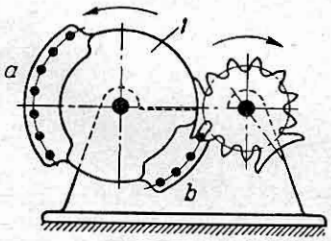
Фиг. 1612.

Фиг. 1611. Механизм движения с остановками, составленный из полного и неполного зубчатых колес. Ведущее звено, имеющее зубчатый сектор a и дугу a_1, зацепляется с зубчатым колесом b ведомого звена, имеющим запирающую дугу b_1 для фиксации положения остановки. Перекатывающиеся рычаги k и c представляют собой участки центроид в относительном движении; p — мгновенный центр вращения. Угловая скорость ω_2 колеса b определяется из уравнения

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{pA}{pB}.$$

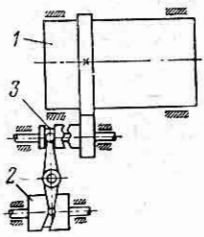
Удара не будет, если в начальный момент p совпадает с A, а затем будет перемещаться от A к B.

Фиг. 1612. Звездчатый механизм обувной машины. За один оборот ведущего звена *1* ведомое звено *2* поворачивается на пол-оборота с периодом выстоя, ускоренного вращения и равномерного вращения. На ведомом валу закреплен пазовый кулачок *3*.

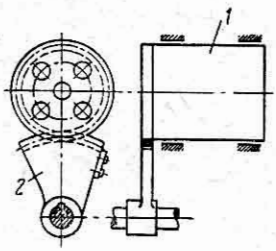


Фиг. 1613.

Фиг. 1613. Звездчатый механизм с двумя остановками. Ведущий диск *1* снабжен семью цевками на секторе a и четырьмя на секторе b, для которых на ведомом звене предусмотрено соответствующее число зубьев, обеспечивающих во время зацепления равномерное вращение ведомого звена. Для плавного перехода от покоя к равномерному вращению первая и последняя цевки зацепляются с пазом соответствующего профиля на звездочке. Расчет по формулам фиг. 1607.



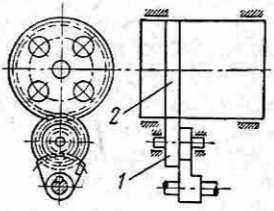
Фиг. 1614.



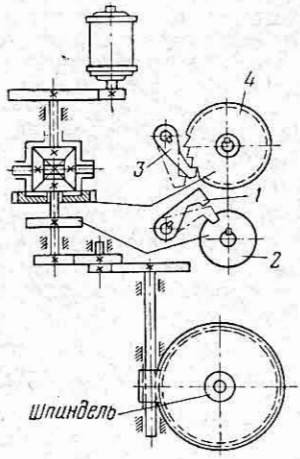
Фиг. 1615.

Фиг. 1614. Механизм прерывистого движения. Шпиндельный блок *1* получает прерывистое движение с помощью кулачка *2*, включающего и отключающего муфту *3*, и зубчатой передачи. Удары непосредственно воспринимаются блоком.

Фиг. 1615. Зубчатый механизм прерывистого движения. Барабан *1* приводится в движение от зубчатого сектора *2*, зацепляющегося с зубчатым колесом, закрепленным на барабане. Удары при повороте передаются непосредственно барабану. Условия фиксации неблагоприятны.



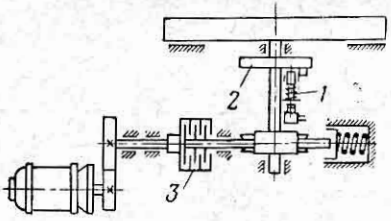
Фиг. 1616.



Фиг. 1617.

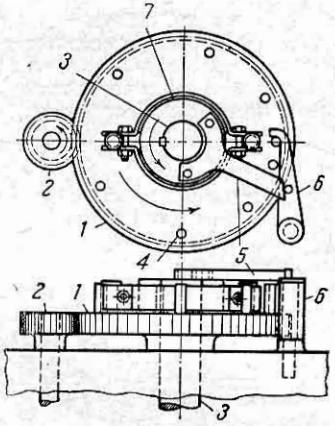
Фиг. 1616. Зубчатый механизм прерывистого движения. Схема отличается от схемы по фиг. 1615 наличием пары промежуточных зубчатых колес. Здесь удары воспринимаются промежуточным зубчатым колесом *1* и его валом. Срок службы колеса *2*, связанного с блоком, возрастает. Условия фиксации благоприятнее, чем по фиг. 1615.

Фиг. 1617. Механизм прерывистого движения с дифференциалом, применяемый в токарных и зуборезных автоматах. Шпиндель приводится в движение от электродвигателя посредством длинной кинематической цепи, смягчающей действие ударных нагрузок. Перед началом поворота фиксатор *1* освобождает диск *2*, а собачка *3* останавливает храповое колесо *4*, закрепленное на корпусе дифференциала. В конце поворота собачка освобождает корпус дифференциала, а фиксатор *1* запирает диск *2*.



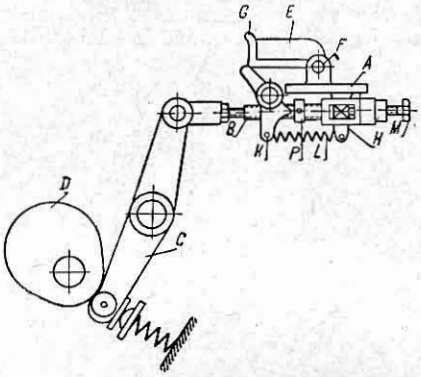
Фиг. 1618.

Фиг. 1618. Механизм прерывистого поворота стола агрегатного станка. Движение от электродвигателя через пару зубчатых колес, фрикционную муфту *3* и червячную передачу передается столу станка. Если фиксатор *1* запирает диск *2*, муфта проскальзывает и стол неподвижен. После вывода фиксатора начинается поворот стола.



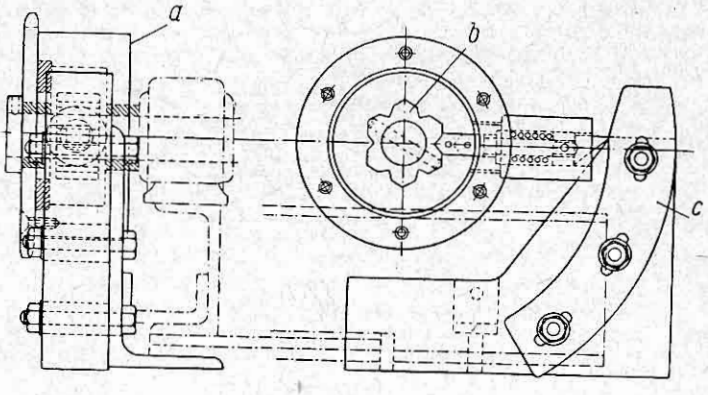
Фиг. 1619.

Фиг. 1619. Механизм для передачи прерывистого движения. На ведущем валу *3* жестко закреплена муфта *7* трения, связанная хомутом с втулкой свободно сидящего на валу *3* колеса *1*. Ведущая муфта вращает колесо *1* до тех пор, пока упор *6* не остановит его за один из пальцев *4*. Упор *6* освобождается рычагом *5* на муфте. Количество пальцев *4* и их расположение на торце колеса *1* определяют продолжительность времени вращения и остановок ведомого колеса *2*.



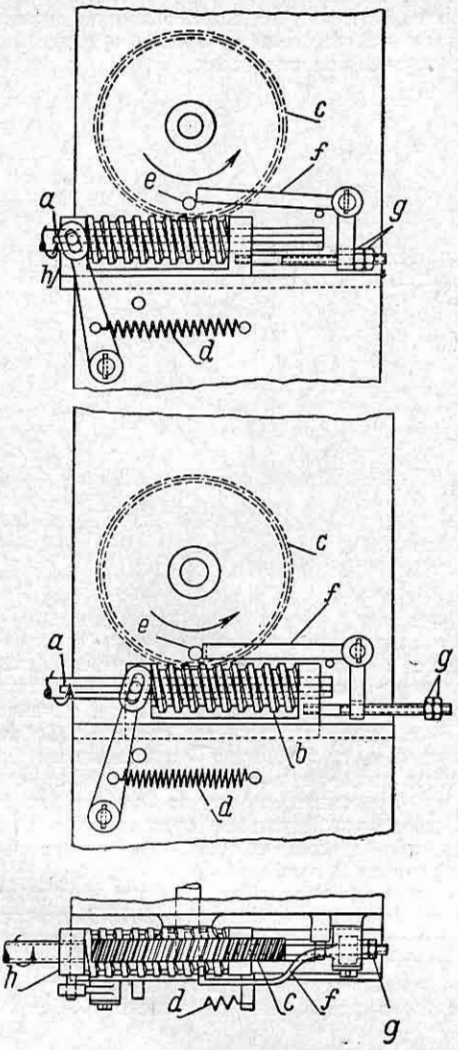
Фиг. 1620.

Фиг. 1620. Механизм возвратно-поступательного движения с остановкой, используемый для подачи листового материала из штабеля в машину. Направляющей *A* движение сообщается от кулачка *D* через рычаг *C*. Рычаг *E* направляющей *A* может качаться относительно центра *F*, сообщая выступу *G* движение подачи листа в машину. В пазу тяги *B* перемещается выступ *H* направляющей *A*, длина хода которого регулируется винтом *M*. При перемещении выступа *H* относительно тяги *B* кольцо *P* сообщает движение рычагу *K* и, следовательно, рычагу *E* подачи. Профиль кулачка обеспечивает остановку тяги *B* в конце каждого хода, а изменение длины паза позволяет удлинить продолжительность паузы в движении направляющей *A*.



Фиг. 1621.

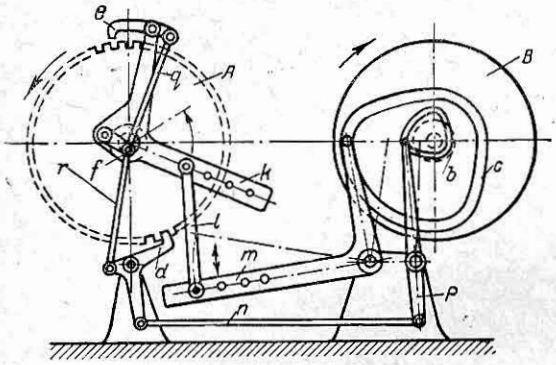
Фиг. 1621. Механизм прерывистого движения. Ведущее звено *a* имеет собачку, зацепляющуюся со звездочкой *b* при скольжении ее конца по копиру *c*. Собачка выключается пружиной. За один оборот барабана *a* ведомое звено поворачивается на $^1/_6$ оборота.



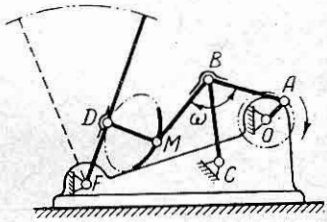
Фиг. 1622.

Фиг. 1622. Механизм вращательного движения с остановкой и ускоренными перемещениями для компенсации паузы. Ведущий вал *a* с червяком *b*, посаженным на скользящей шпонке, передает движение колесу *c*. Подвижная направляющая находится под действием пружины *d*. В положении, приведенном на чертеже вверху, палец *e* колеса *c*, упираясь в рычаг *f* с неподвижной осью, останавливает вращение колеса, вследствие чего непрерывно вращающийся червяк перемещается по валу *a* влево (см. чертеж внизу) вместе с направляющей *h* до тех пор, пока гайки *g* не отклонят рычаг *f*, освободив таким образом колесо. После этого колесо *c* получает вращение с увеличенной ско-

ростью вследствие вращения и поступательного движения червяка под действием пружины. При возвращении червяка в правое крайнее положение вращение колеса происходит с нормальной скоростью.



Фиг. 1623.



Фиг. 1624.

Фиг. 1623. Механизм для преобразования равномерного вращательного движения в неравномерное с остановками. От ведущего диска *B*, снабженного криволинейными пазами *b* и *c*, движение с помощью коленчатого рычага *m* и тяги *l* передается угловому рычагу *k* с собачкой *e* и одновременно от рычага *p* и тяги *n* — собачке *d* с осью качания на станине. Собачки *d* и *e* связаны между собой звеньями *q* и *r*, шарнирно укрепленными на плече *f*. Кривые пазов *b* и *c* подобраны так, что в момент включения собачки *e* собачка *d* выключается. Моменту прохождения ролика рычага *m* по участку кривой, описанной радиусом из центра диска *B*, соответствует остановка рычагов *m*, *l*, *k* и колеса *A*. Характер движения колеса *A* изменяется подбором кривых пазов *b* и *c* и длины звеньев *k* и *m*.

Фиг. 1624. Механизм с длительной остановкой ведомого звена в крайнем положении. К шарнирному четырехзвеннику *OABC* присоединена двухповодковая группа *MDF*, причем длина звена *MD* равна радиусу окружности, приближающейся к траектории точки *M* на некотором участке. Центр *D* выбран так, что в крайних положениях звена *FD* точка *D* совпадает с центром дуги на траектории точки *M*, в результате чего звено *FD* неподвижно в течение некоторого времени.

Если принять размеры звеньев:

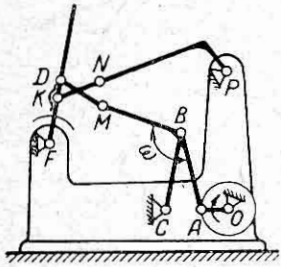
$$AB = BC = BM = 1; \qquad MD = 0{,}66;$$

$$AO = r = 0{,}305; \qquad FD = 0{,}8;$$

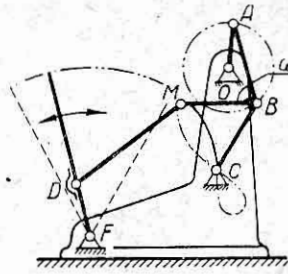
$$CO = d = 0{,}76; \qquad CF = 1{,}66;$$

$$\omega = 114°; \qquad OF = 2{,}36,$$

то продолжительность остановок приблизительно равна половине оборота кривошипа.



Фиг. 1625.

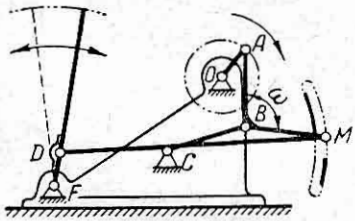


Фиг. 1626.

Фиг. 1625. Механизм Чебышева, известный под названием «Сортировалки». Относительные размеры основных звеньев механизма те же, что и на фиг. 1624. Дополнительно присоединена двухповодковая группа *KNP* в точке *K* к ведомому звену и к неподвижному звену в точке *P*. В крайнем правом положении коромысло *DF* получает длительную остановку, равную пол-обороту кривошипа *AO* (в этот момент зерно засыпают в лоток); затем коромысло вместе с лотком быстро совершает полное качание, в процессе которого звено *NP* закрывает выходное отверстие бункера, открывая его лишь в момент остановки.

Фиг. 1626. Механизм с остановкой ведомого звена на полпути. При непрерывном вращении кривошипа *AO* коромысло *DF* совершает колебательное движение с остановкой в середине рабочего хода, поскольку траектория точки *M* (см. жирную линию) на некотором участке мало отличается от дуги окружности, а длина звена *MD* равна радиусу этой окружности. Центр *F* выбран так, что в среднем положении коромысла *DF* точка *D* приходит в центр этой окружности. Размеры звеньев следующие:

$$AB = BC = BM = 1; \qquad MD = 1{,}603;$$
$$AC = r = 0{,}54; \qquad FD = 0{,}695;$$
$$CO = d = 1{,}3; \qquad CF = 1{,}8;$$
$$\omega = 80°; \qquad OF = 2{,}78.$$

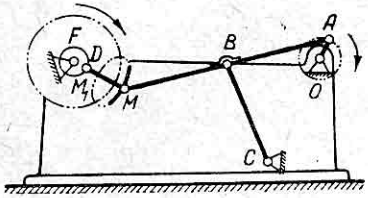


Фиг. 1627.

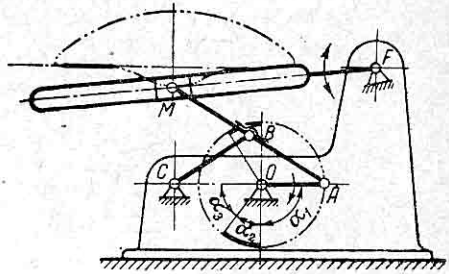
Фиг. 1627. Механизм с остановками в крайних положениях. Размеры звеньев следующие:

$$AB = BC = BM = 1; \qquad CF = 1{,}47;$$
$$AO = r = 0{,}43; \qquad \omega = 95°;$$
$$CO = d = 1{,}15; \qquad FD = 0{,}41;$$
$$MD = 3{,}34; \qquad OF = 2{,}51.$$

Траектория точки *M* шатуна *AB* четырехзвенника *OABC* имеет два участка приблизительно равной кривизны. Длина звена *MD* равна радиусу окружности, совпадающей с этими участками. Центр *F* выбран так, что в крайних положениях точка *D* приходит в центры этих окружностей, вследствие чего звено *DF* в крайних положениях неподвижно.



Фиг. 1628.



Фиг. 1629.

Фиг. 1628. Механизм противовращательной рукоятки с остановкой ведомого звена (Чебышева). За половину оборота кривошипа AO точка M движется приблизительно по окружности. Длина звена MD равна радиусу окружности, совпадающей с этой траекторией. Центр F и длина звена FD выбраны так, что в одном из средних положений механизма точка D приходит в центр указанной окружности. Нужно, чтобы $FD = \frac{MM_1}{2}$, и тогда звенья MD и FD в средних положениях механизма вытягиваются в одну линию. Наличие предельных положений требует установки маховичка, связанного со звеном FD, который должен вращаться по часовой стрелке.

Размеры звеньев:

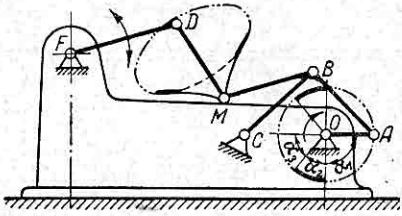
$AB = BC = BM = 1$; $MD = 0{,}403$;
$AO = r = 0{,}19$; $FD = 0{,}12$;
$CO = d = 1{,}11$; $CF = 2{,}05$.

Фиг. 1629. Механизм с остановкой ведомого звена в середине прямого и обратного ходов. В зависимости от угла поворота кривошипа продолжительность движения и покоя кулисы распределяется следующим образом:

$\alpha_1 = 90°$ — движение;
$\alpha_2 = 38°$ — покой;
$\alpha_3 = 52°$ — движение.

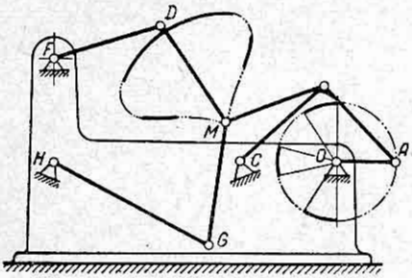
Обратный ход симметричен прямому.

Конструктивным недостатком механизма является значительная длина кулисы.

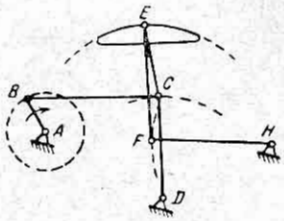


Фиг. 1630.

Фиг. 1630. Механизм с остановкой ведомого звена в середине прямого и обратного ходов. Поворот кривошипа $\alpha_1 = 90°$ соответствует движению ведомого звена, $\alpha_2 = 38°$ — остановке, $\alpha_3 = 52°$ — движению. Обратный ход симметричен прямому.



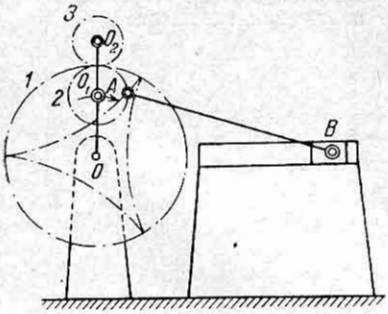
Фиг. 1631.



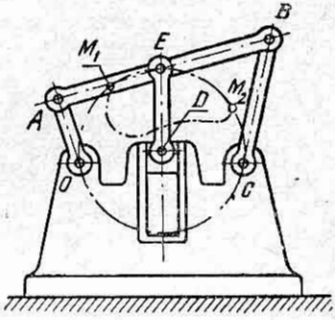
Фиг. 1632.

Фиг. 1631. Механизм с остановкой двух ведомых звеньев. К механизму по фиг. 1630 присоединена двухповодковая группа *MGH*. Ведомое звено *FD* получает две остановки, поскольку нижняя часть траектории точки *M* приближенно равна дуге окружности на двух участках. Длина звеньев *MG* и *HG* и положение центра *H* выбраны так, что в среднем положении механизма центр шарнира *G* совпадает с центром дуги окружности, которой приближенно можно описать верхнюю часть траектории точки *M*.

Фиг. 1632. Шарнирный механизм для движения с остановками. Центр кривизны траектории точки *E* шатуна *BC* шарнирного четырехзвенника *ABCD* находится в точке *F*, за время движения которой по приближенной дуге окружности радиуса *EF* коромысло *HF* будет почти неподвижно.



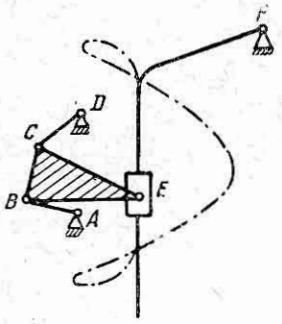
Фиг. 1633.



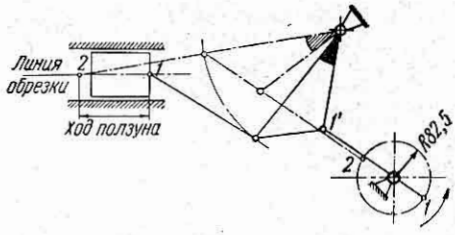
Фиг. 1634.

Фиг. 1633. Кривошипно-шатунный механизм с длительной остановкой. По неподвижному колесу *1* катится колесо *2*. Отношение диаметров начальных окружностей колес равно 3 : 1. Палец *A* шатуна *AB* описывает гипоциклоиду, ветвь которой близка к дуге окружности. Так как длина шатуна равна радиусу упомянутой дуги, то ползушка *B* будет неподвижной в правом крайнем положении. Тот же эффект будет в случае, если внутреннее зацепление заменить внешним, сцепив широкое колесо *3* (с центром O_2) с колесами *2* и *1* внешнего зацепления.

Фиг. 1634. Шарнирный механизм с остановкой. К точке *E* шатуна *AB* четырехзвенника *OABC* присоединено звено *DE*, связанное с ползуном. Траектория точки *E* на участке M_1M_2 мало отличается от дуги круга радиуса *DE*, поэтому перемещение точки *E* по этому участку траектории соответствует остановке ползуна.



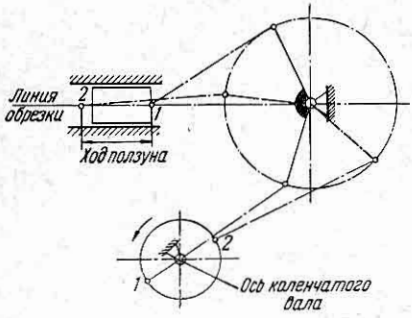
Фиг. 1635.



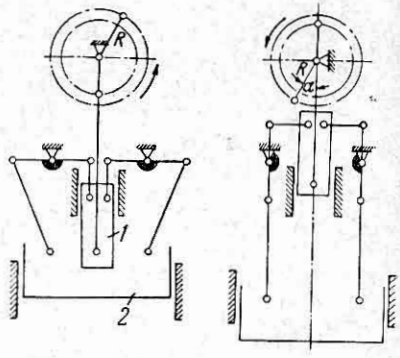
Фиг. 1636.

Фиг. 1635. Шарнирный механизм с остановкой. Траектория точки *E* шатуна шарнирного четырехзвенника *ABCD* мало отличается от прямой на одном из ее участков. Коромысло с центром вращения *F* жестко связано с направляющей, проходящей через точку *E* шатуна. За все время движения точки *E* по прямой коромысло неподвижно.

Фиг. 1636. Стержневой механизм с остановкой, применяемый в болтообрезных автоматах, составленный из шарнирного четырехзвенника с присоединенной диадой. Почти полная остановка ползуна осуществляется за счет следующих одно за другим мертвых положений кривошипно-коромыслового и кривошипно-шатунного механизма («кривошипом» служит коромысло четырехзвенника). На фигуре показаны крайние положения механизма.



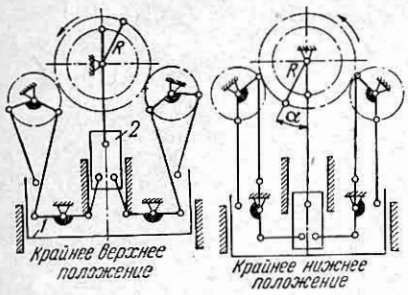
Фиг. 1637.



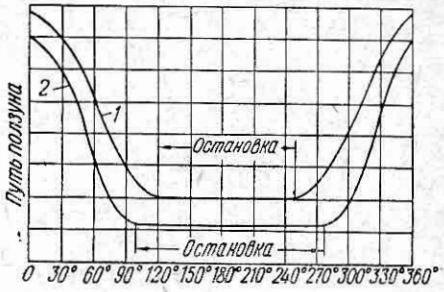
Фиг. 1638.

Фиг. 1637. Стержневой механизм с остановкой, используемый в крупных болтообрезных автоматах. Схема отличается от приведенной на фиг. 1636 сравнительно меньшей длительностью выстоя ползуна и увеличенными габаритами.

Фиг. 1638. Механизм с длительной остановкой, применяемый в кривошипных прессах для глубокой вытяжки. Внутренний ползун *1*, осуществляющий вытяжку, приводится в движение кривошипно-шатунным механизмом, а наружный прижимной ползун *2* — от сдвоенного коленно-рычажного механизма. Остановка наружного ползуна длится в течение $^1/_3$ оборота коленчатого вала.



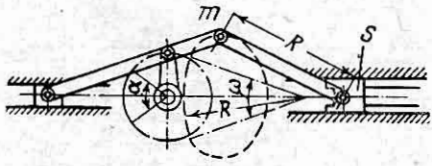
Фиг. 1639.



Фиг. 1640.

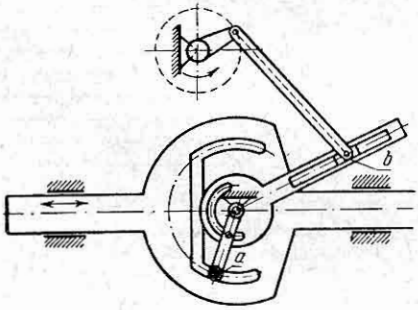
Фиг. 1639. Механизм с длительной остановкой ползуна. Внешний ползун *1* приводится в движение от строенного коленно-рычажного механизма, внутренний *2* — от кривошипно-шатунного. Остановке наружного ползуна соответствует около половины оборота коленчатого вала.

Фиг. 1640. Графики перемещений наружного ползуна в функции угла поворота коленчатого вала: *1* — для механизма по фиг. 1638; *2* — для механизма по фиг. 1639.



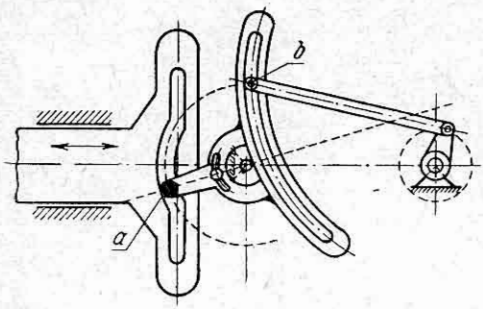
Фиг. 1641.

Фиг. 1641. Механизм прерывистого движения. Участок траектории, описываемой точкой *m* шатуна за время поворота кривошипа на угол α, представляет собой дугу радиуса *R*, равного длине шатуна. При прохождении точки *m* по дуге, стягивающей угол ω, ползушка *S* неподвижна.

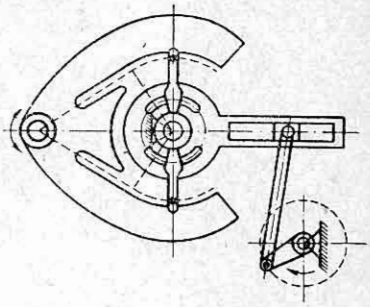


Фиг. 1642.

Фиг. 1642. Механизм прерывистого движения с остановками и регулируемым ходом ведомого звена. Изменяя положение пальца *a* на коромысле, можно воспроизвести одну или две остановки и, кроме того, изменить величину хода и фазу. Величина хода изменяется также перестановкой пальца *b*. Ведомое звено останавливается при движении пальца *a* по круговому пазу.



Фиг. 1643.



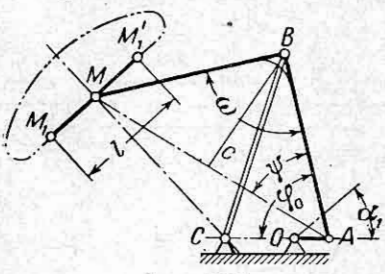
Фиг. 1644.

Фиг. 1643. Механизм движения ведомого звена с остановкой в левом крайнем положении. Величина хода и продолжительность движения изменяются перестановкой пальцев *a* и *b*. Соотношение между величиной и продолжительностью следующих друг за другом ходов можно регулировать.

Фиг. 1644. Механизм, аналогичный предыдущему, представляющий соединение кривошипно-коромыслового механизма с кулисным.

НАПРАВЛЯЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ

Прямолинейно-направляющими называются такие механизмы, в которых некоторые точки звеньев описывают траектории, частично или полностью совпадающие с прямой линией. В соответствии с этим механизмы делятся на *точные* и *приближенные прямила*. Прямила встречаются в инструментах и приборах. В практике современного машиностроения эти механизмы встречаются редко, так как изготовление точных плоскостей и прямых не представляет затруднений.



Фиг. 1645.

Во многих случаях требуется воспроизвести круговое движение каких-либо трех точек звена, совершающего сложное движение. Механизмы, удовлетворяющие этому требованию, называются *круговыми направляющими* механизмами.

В общем случае (фиг. 1645) точка M при повороте кривошипа AO на угол $\pm\alpha_1$ проходит участок l, близкий к прямой при условии, если

$$MB = AB = CB = 1;$$

$$c = \frac{AM}{2}\operatorname{ctg}\frac{\omega}{2} = \frac{AM}{2}\operatorname{tg}\psi = \frac{AO}{\cos^2\varphi_0}\left[\left(\frac{3}{2}\cos\varphi_0 - AO\right)\sin\varphi_0 - \right.$$

$$\left. - (\cos\varphi_0 - AO)\sqrt{\frac{2\cos\varphi_0 - AO}{\cos\varphi_0 - AO}}\right].$$

В данном случае свободными параметрами являются радиус кривошипа AO и частичное значение φ_0 переменного угла φ, соответствующее среднему положению механизма, т. е. когда точка M совпадает с осью симметрии своей траектории в части, расположенной ближе к C. Полный угол $2\alpha_1$ поворота кри-

вошипа AO, соответствующий перемещению точки M на прямолинейном участке l, определяется из соотношения

$$\cos\alpha_1 = \frac{2(1-T^2)^2}{T^2(2-T^2)}\left[\frac{1+2t\sin\varphi_0+t^2}{1-2T\sin\varphi_0+T^2}-1\right].$$

Длина приближенно прямолинейного участка определяется по формуле

$$l = \frac{2(2-T^2)}{1-T^2}\left[\frac{T-\sin\varphi_0}{T^2-1}+\frac{2(1+2t\sin\varphi_0+t^2)\,t}{(1-t^2)^2}\right]\sin\alpha_1.$$

Максимальное отклонение E от прямолинейности определяется по формуле

$$E = \frac{2(1+2t\sin\varphi_0+t^2)\,t^3}{(2\sin\varphi_0+3t+2t^2\sin\varphi_0-t^3)^2},$$

где

$$T=\sqrt{\frac{2\cos\varphi_0-AO}{\cos\varphi_0-AO}}$$

и вспомогательное значение величины t определяется из уравнения

$$2\sin\varphi_0(1+t^2)+t(3+t^2)-(1-t^2)T=0.$$

Здесь t — корень этого уравнения, наиболее близко подходящий к нулю.

Если давать различные значения углу φ_0 при одном и том же AO, то будем получать различные варианты симметричного прямолинейно-направляющего механизма.

В точных направляющих механизмах выбранная точка на звене совершает движение по прямой, при этом чаще всего звено, на котором взята точка, совершает поступательное движение. Для получения точных направляющих механизмов чаще всего используют соединенные в один сложный два или более симметричных механизма. В приближенных прямилах выбранная точка звена перемещается по сложной траектории, отклоняющейся на выбранном участке от отрезка прямой на величину, не выходящую за пределы заданной. Современное состояние синтеза позволяет проектировать приближенные направляющие механизмы, удовлетворяющие этим требованиям.

При проектировании прямолинейно-направляющих механизмов целесообразно пользоваться методом акад. П. Л. Чебышева, который дал решения для симметричных и несимметричных четырехзвенных шарнирных прямолинейно-направляющих механизмов (общий случай симметричного механизма приведен на фиг. 1645).

Изыскания в области построения прямолинейно-направляющих механизмов в свое время были продиктованы стремлением устранить необходимость введения в механизм направляющих, обеспечивающих прямолинейно-поступательное движение звена. В результате этого устранялась также необходимость изготовления самих направляющих, особенно в тех случаях, когда требовались высокая точность и малый износ элементов кинематической пары при их относительном скольжении и незначительной величине силы трения. В настоящее время во многих случаях это не имеет особого значения, потому что техника обработки плоскостей достигла высокого уровня.

Кроме указанных механизмов Чебышева, известны эллиптические, конхоидальные, лемнискатные и другие приближенные прямила. В прямилах может быть использован пантограф (см. фиг. 2040), в котором ведомая точка перемещается по прямой, если ведущая перемещается по другой прямой.

В основу построения точных направляющих механизмов положена *инверсия*. Если данная кривая k (фиг. 1646), выражающаяся уравнением $r=f(\alpha)$, с другой кривой k' связана уравнением $r'=\frac{m^2}{f(\alpha)}$, то кривая k' является инверсией кривой k; m — коэффициентом инверсирования.

Инверсией окружности является окружность или прямая (фиг. 1646). Уравнение окружности при полюсе в точке O и оси, совпадающей с диаметром:

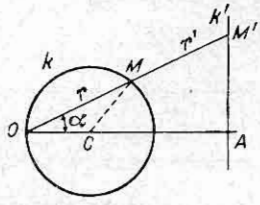
$$r=d\cos\alpha.$$

Инверсия имеет уравнение

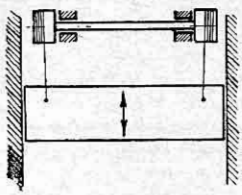
$$r'=\frac{m^2}{d\cos\alpha},$$

т. е. кривая k' — прямая, перпендикулярная оси и отстоящая от полюса O на расстоянии $\frac{m^2}{d}$.

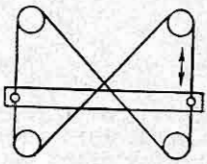
Для построения точных направляющих механизмов необходимо, чтобы при любом положении механизма три точки O, M и M' лежали на одной прямой и чтобы $OM\cdot OM'=\text{const}$.



Фиг. 1646.



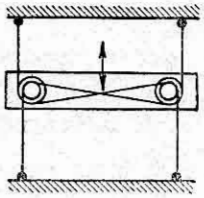
Фиг. 1647.



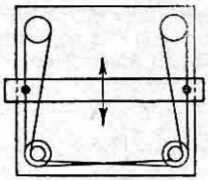
Фиг. 1648.

Фиг. 1647. Направляющий механизм с двумя шнурами, наматывающимися на барабан для сообщения линейно-поступательного движения.

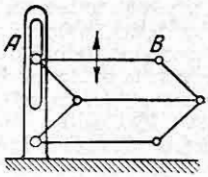
Фиг. 1648. Направляющий механизм с перекрещивающимся шнуром.



Фиг. 1649.



Фиг. 1650.

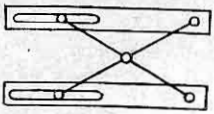


Фиг. 1651.

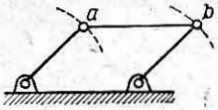
Фиг. 1649. Направляющий механизм с двумя шнурами, имеющий назначение, аналогичное фиг. 1647. Во избежание буксования шнуров диаметры роликов на одной оси должны быть одинаковыми или на каждую ось нужно посадить по два ролика.

Фиг. 1650. Направляющий механизм со шнуром. Диаметры роликов, как по фиг. 1649.

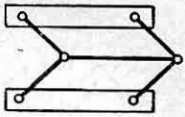
Фиг. 1651. Направляющий механизм, состоящий из двух параллелограммов. Звено AB совершает поступательное движение.



Фиг. 1652.



Фиг. 1653.

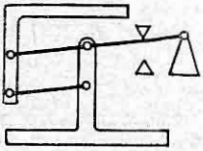


Фиг. 1654.

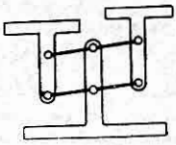
Фиг. 1652. Направляющая с перекрещенными стержнями. При одной неподвижной линейке другая совершает поступательное движение.

Фиг. 1653. Шарнирный параллелограмм как направляющий механизм для параллельного перемещения звена *ab*.

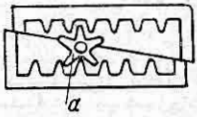
Фиг. 1654. Направляющий механизм из двух параллелограммов, имеющих общее звено. Служит для параллельного переноса отрезка из одного места плоскости в другое.



Фиг. 1655.



Фиг. 1656.

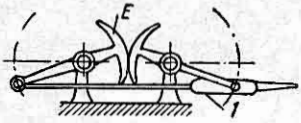


Фиг. 1657.

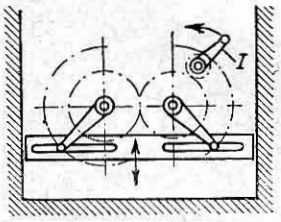
Фиг. 1655. Направляющий механизм рычажных весов.

Фиг. 1656. Механизм весов с шарнирными параллелограммами.

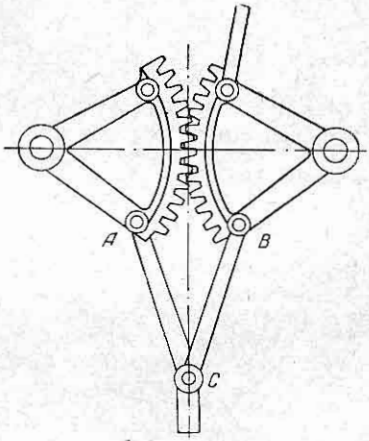
Фиг. 1657. Механизм для параллельного относительного перемещения двух плоскостей для сообщения линейке поступательного движения; *a* — приводное зубчатое колесо.



Фиг. 1658.



Фиг. 1659.

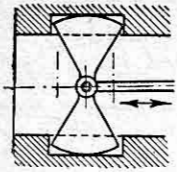


Фиг. 1660.

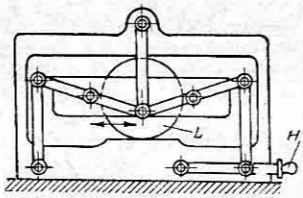
Фиг. 1658. Направляющий механизм с двумя зубчатыми секторами *E*, сообщающий поступательное движение звену *1*.

Фиг. 1659. Направляющий механизм с двумя зубчатыми колесами.

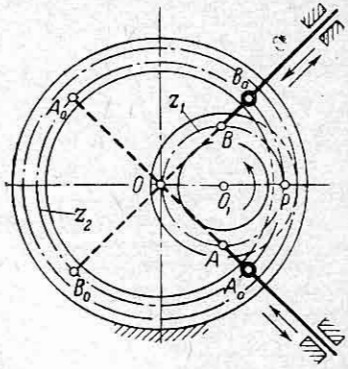
Фиг. 1660. Направляющий механизм, состоящий из пары одинаковых зубчатых колес, к которым симметрично присоединена диада *ACB*. Точка *C* в силу симметрии перемещается по прямой.



Фиг. 1661.



Фиг. 1662.

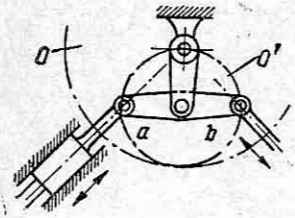


Фиг. 1663.

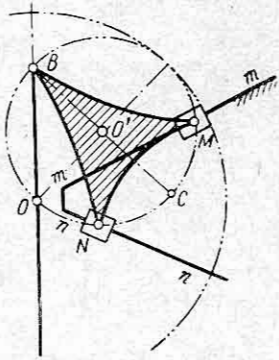
Фиг. 1661. Сегментная прямолинейная направляющая.

Фиг. 1662. Шарнирный направляющий механизм для прямолинейного движения. При качании рычага H ролик L катится по прямой.

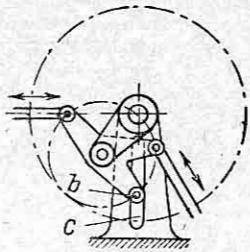
Фиг. 1663. Точный направляющий механизм. Точки A и B на начальной окружности зубчатого колеса z_1, катящегося по начальной окружности зубчатого колеса z_2 с внутренним зацеплением, описывают гипоциклоиды. При условии, что начальная окружность колеса z_1 в два раза меньше начальной окружности колеса z_2, траектории точек A и B суть прямые линии A_0A_0 и B_0B_0.



Фиг. 1664.



Фиг. 1665.

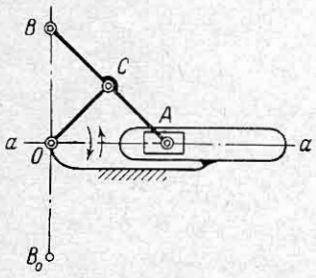


Фиг. 1666.

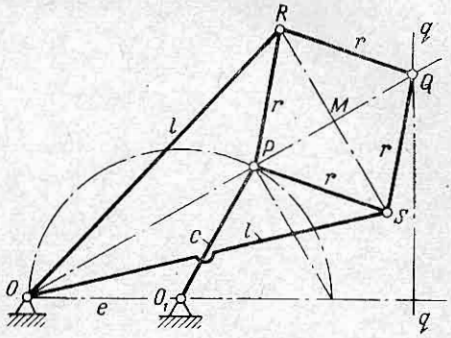
Фиг. 1664. Вариант схемы фиг. 1663. O и O' — начальные окружности зубчатых колес внутреннего зацепления. Рычаг ab жестко соединен с колесом O'.

Фиг. 1665. Прямой стержень выпрямляющего механизма по фиг. 1664 заменен жестким треугольником BMN на малой окружности. M и N расположены симметрично относительно диаметра $BO'C$. Ползушка M перемещается по прямой mm, а ползушка N — по прямой nn. Точка B перемещается по прямой.

Фиг. 1666. Вариант схемы фиг. 1665 с вспомогательной направляющей c, в которой скользит палец b.



Фиг. 1667.



Фиг. 1668.

Фиг. 1667. Точный направляющий механизм (эллиптическое прямило). Если A и B перемещаются по двум прямым, то любая точка отрезка AB описывает эллипс (фиг. 2024). Точка C, расположенная посередине отрезка, описывает окружность с центром в точке O. Присоединив кривошип OC и заставляя точку A перемещаться по прямой, получим прямолинейное движение точки B, т. е. при условии, что кривошип $OC=\frac{AB}{2}$, точка B перемещается по вертикальной прямой.

Фиг. 1668. Прямило Липкина, представляющее собой симметричный ромбовидный механизм, в котором $OO_1=O_1P$; $PR=RQ=QS=SP=r$.

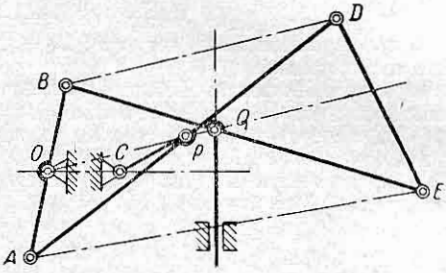
Точка Q перемещается по прямой qq, потому что $OP\cdot OQ=\text{const}$. Если OO_1 меньше O_1P, то точка Q перемещается по окружности, имеющей центр слева от O на расстоянии

$$m=\frac{e(l^2-r^2)}{c^2-e^2}$$

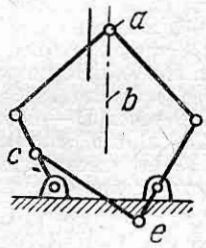
и радиус окружности

$$R_1=\frac{c(l^2-r^2)}{c^2-e^2}$$

при $c=e$ $R=\infty$, т. е. получаем прямую.



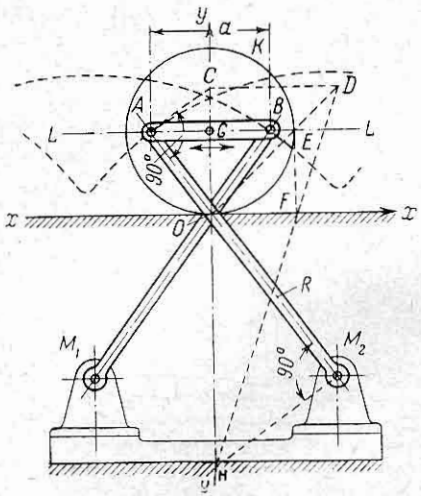
Фиг. 1669.



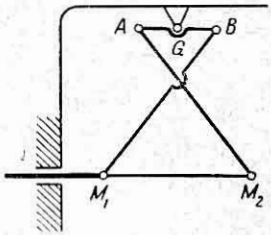
Фиг. 1670.

Фиг. 1669. Механизм Гарта. В этом механизме $AB=DE$, $AD=BE$. Точки O, P и Q лежат на одной прямой, параллельной AE и BD.

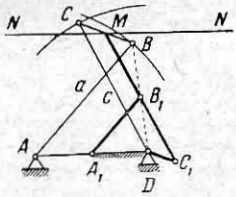
Фиг. 1670. Шарнирный направляющий механизм. При вращении точек c или e путь ab точки a — прямая.



Фиг. 1671.



Фиг. 1672.



Фиг. 1673.

Фиг. 1671. Прямило Чебышева. Точка G перемещается по прямой, если

$$AM_2 : M_1M_2 : AB = 4 : 3 : 1.$$

Построение. Если оба шарнира A и B шатуна AB перемещаются по симметричным ветвям укороченной циклоиды, то средняя точка G перемещается по прямой LL. Заменяя дуги циклоид дугами окружностей, можно соединить со стойкой точки A и B при помощи стержней AM_2 и BM_1. Если заданы AB и G, то необходимо центр окружности взять в G, $yy \perp LL$; ось $xx \parallel LL$ провести через O. Далее проводят $AC \perp AO$, $CD \parallel LL$ до пересечения в D с линией $OE(FE=OF=r)$ и находят H как точку пересечения продолжения DF с yy. Точка M_2 лежит на продолжении AO и на перпендикуляре к AO, проведенном через H. M_1 лежит симметрично. Для нормальных соотношений принимают $r=(0{,}7 \div 0{,}8)a$.

Фиг. 1672. Обратное прямило Чебышева. Если точку G прямила по фиг. 1671 сделать неподвижной, то при вращении AB звено M_1M_2 будет совершать прямолинейное поступательное движение.

Фиг. 1673. Образование симметричного прямила Чебышева. Если через точку M прямила $ABCD$ (см. также фиг. 1672) провести линию, параллельную CD, через D — параллельную CB, а через точку B_1, лежащую посередине MC_1, линию, параллельную AB, то точка M симметричного прямила $A_1B_1C_1D$ Чебышева с точкой M на продолжении шатуна будет перемещаться по кривой, мало отличающейся от прямой. При $a=c$

$$AD=d=\frac{1}{3}(a+b+c); \quad BC=b>\frac{1}{4}a.$$

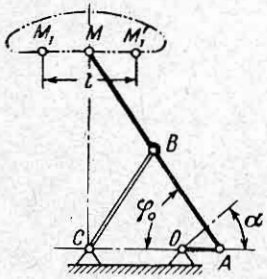
Ход точки M, т. е. длина хорды, заменяющей прямолинейный участок:

$$S=\sqrt{\frac{a(4b-a)(a+2b)(5a-2b)}{2a+b}}.$$

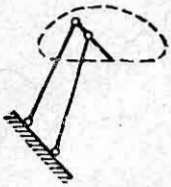
Параллельные прямые, между которыми заключается дуга траектории точки M, находятся друг от друга на расстоянии

$$\delta=\sqrt{\frac{4}{9}(a-b)(2a+b)+\frac{(4b-a)^3 a}{12(b+2a)^2}}-\sqrt{\frac{4}{9}(a-b)(2a+b)};$$

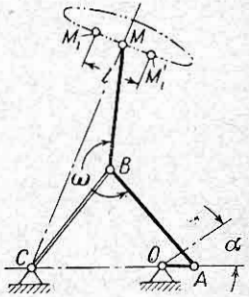
при $b\to\frac{1}{4}a$ погрешность уменьшается. При $a=1$ $b=0{,}33$, $S=0{,}64$ и $\delta=0{,}0003$.



Фиг. 1674.



Фиг. 1675.

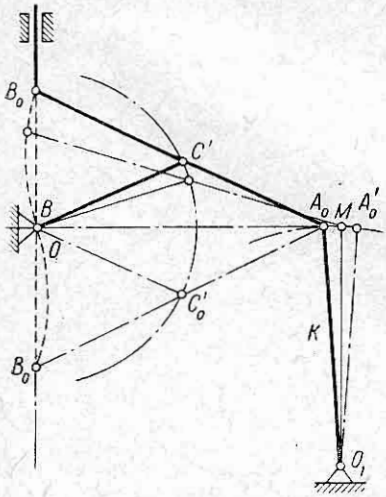


Фиг. 1676.

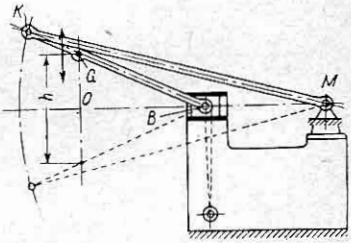
Фиг. 1674. Симметричное прямило Чебышева, полученное преобразованиями, аналогичными фиг. 1671; прямило можно заменить симметричным четырехшарнирным двухкоромысловым механизмом с перекрещивающимися и неперекрещивающимися коромыслами.

Фиг. 1675. Приближенное прямило Чебышева в применении к краностроению для переноса транспортируемого груза по горизонтали.

Фиг. 1676. Симметричное прямило Чебышева. Преобразование может быть заменено симметричным четырехшарнирным механизмом.



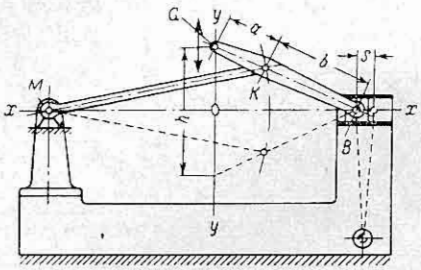
Фиг. 1677.



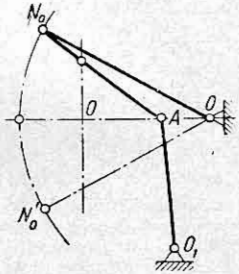
Фиг. 1678.

Фиг. 1677—1682. Приближенные эллиптические прямила. При построении приближенных эллиптических прямил части траектории какой-либо точки

стержня, скользящего своими концами по сторонам прямого угла, заменяются дугами окружности. На фиг. 1677 прямолинейный участок траектории точки A заменяется дугой A_0A_0' радиуса O_1M, при большой длине которого траектория точки B близка к прямой. На фиг. 1678 точка K стержня GB при перемещении G и B по взаимно перпендикулярным прямым GO и OB движется по эллипсу с вертикальной большой осью. Дуга эллипса, соответствующая ходу h, заменяется дугой окружности радиуса KM.



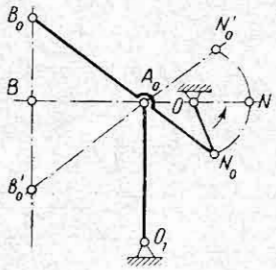
Фиг. 1679.



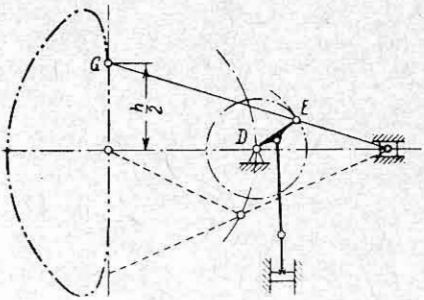
Фиг. 1680.

На фиг. 1679 дуга эллипса, симметричная дуге эллипса, взятой в механизме по фиг. 1678, заменена дугой окружности радиуса KM.

На фиг. 1680 заменены дугами окружностей: дуга N_0N_0 эллипса и прямолинейный участок траектории, по которой перемещается точка A.



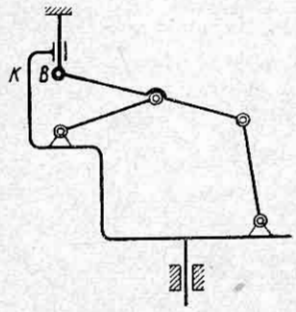
Фиг. 1681.



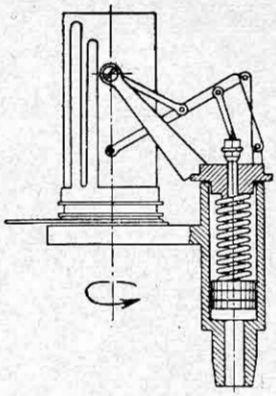
Фиг. 1682.

На фиг. 1681 точка N взята справа от точки B.

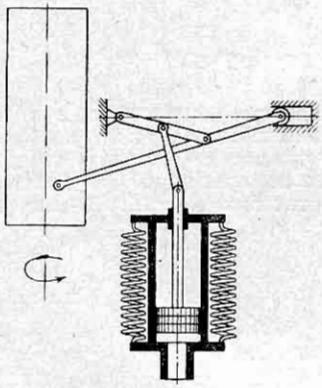
На фиг. 1682 дугой окружности радиуса DE заменена дуга эллипса с горизонтальной большой полуосью.



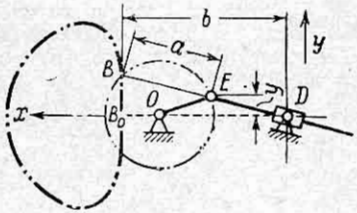
Фиг. 1683.



Фиг. 1684.



Фиг. 1685.



Фиг. 1686.

Фиг. 1683. Обращенное приближенное эллиптическое прямило. При неподвижной точке B рама K совершает поступательное движение.

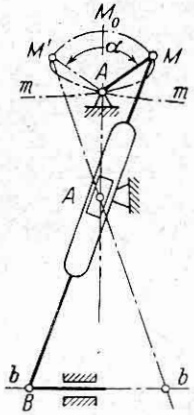
Фиг. 1684—1685. Применение приближенных эллиптических прямил в регистрирующем механизме индикаторов. В механизме по фиг. 1684 использована схема фиг. 1677; в механизме по фиг. 1685 — схема фиг. 1682.

Фиг. 1686. Приближенное конхоидальное прямило. Если точка отрезка прямой, проходящего через постоянную точку D, перемещается по прямой, то любая из точек этого отрезка, например E, описывает конхоиду, уравнение которой

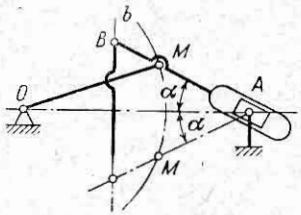
$$(x^2+y^2)(x-b)^2=a^2x^2,$$

где a — расстояние от точки E отрезка, описывающей конхоиду, до B; b — расстояние от траектории точки B до точки D. Начало координат в точке D.

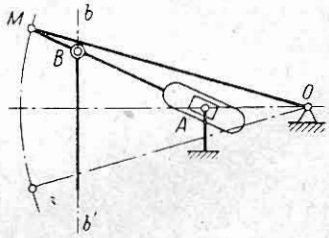
Если участок конхоиды заменить приближенно дугой окружности, то точка B, выбранная соответствующим образом, на некотором участке имеет траекторию, мало отличающуюся от прямой, в пределах соответствующей совпадению дуги окружности пальца кривошипа с дугой конхоиды. Для других точек отклонение от прямой может быть значительным.



Фиг. 1687.

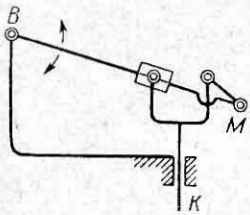


Фиг. 1688.

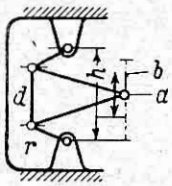


Фиг. 1689.

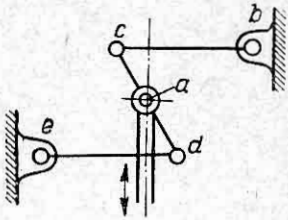
Фиг. 1687—1689. Приближенные конхоидальные направляющие механизмы. На фиг. 1687 точка M перемещается по некоторому участку конхоиды mm, приближенно совпадающей с дугой MM' окружности, описанной из центра A. Точка B в пределах угла α перемещается по прямой bb. В механизме по фиг. 1688 ведущая точка M взята между точками B и A. В механизме по фиг. 1689 точка M взята вне AB.



Фиг. 1690.



Фиг. 1691.



Фиг. 1692.

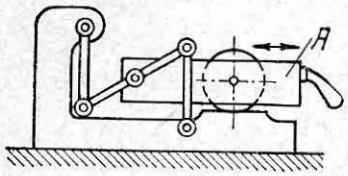
Фиг. 1690. Обращенное конхоидальное прямило. При вращении BM звено K совершает поступательное движение.

Фиг. 1691. Приближенное прямило. Путь ab точки a есть прямая при следующих соотношениях:

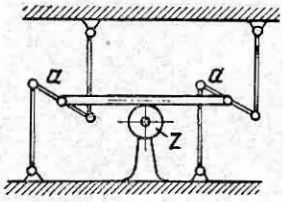
$$\frac{r}{h}=0{,}584; \qquad \frac{d}{h}=0{,}593; \qquad \frac{c}{h}=1{,}112.$$

Фиг. 1692. Лемнискатное прямило (параллелограмм Уатта). Путь точки a — прямая, если угол поворота рычагов cd и ed не очень велик (не больше 20—25°). Положение точки a определяется соотношением

$$\frac{ac}{ad}=\frac{bc}{de}.$$



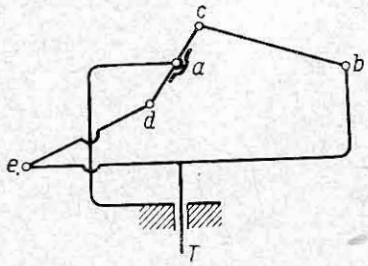
Фиг. 1693.



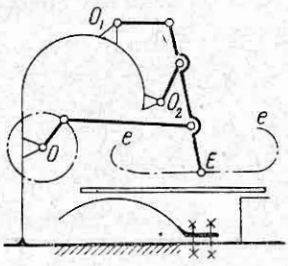
Фиг. 1694.

Фиг. 1693. Направляющая для прямолинейного поступательного движения. Тележка *A* опирается на каток, другой конец тележки соединен с параллелограммом Уатта.

Фиг. 1694. Направляющая из двух параллелограммов Уатта. Точки *a*, движущиеся по прямой, соединены с зубчатой рейкой, вращающей зубчатое колесо *z*.



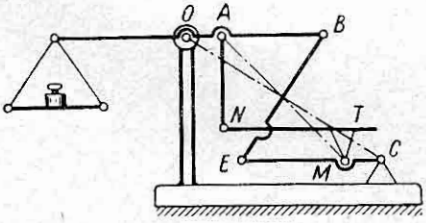
Фиг. 1695.



Фиг. 1696.

Фиг. 1695. Обращенный механизм Уатта. Механизм Уатта (см. фиг. 1690) поставлен на звено, совершающее поступательное движение. В обращенном механизме звено *T* получает поступательное движение.

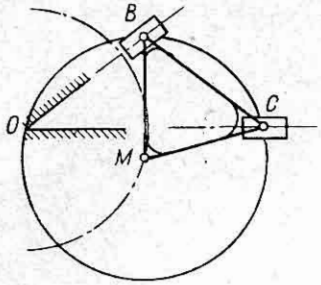
Фиг. 1696. Механизм для лощения кож с прямолинейным участком траектории *e—e* точки *E*.



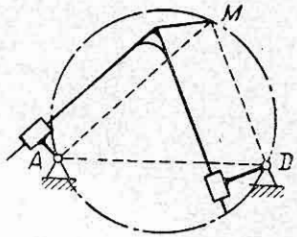
Фиг. 1697.

Фиг. 1697. Десятичные весы. Для параллельного перемещения платформы *NT* должно быть выполнено соотношение

$$\frac{OB}{OA} = \frac{CE}{CM}.$$



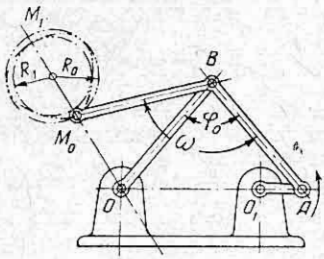
Фиг. 1698.



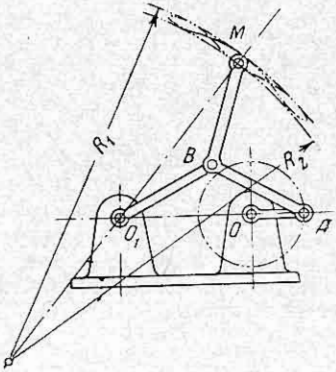
Фиг. 1699.

Фиг. 1698. Механизм с круговым движением точки M. Поступательные пары B и C перемещаются по неподвижным направляющим, пересекающимся в точке O.

Фиг. 1699. Механизм с движением точки M по кругу. Круговая траектория проходит через неподвижные центры A и D.



Фиг. 1700.



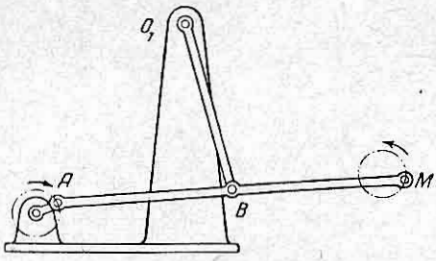
Фиг. 1701.

Фиг. 1700. Круговой направляющий механизм Чебышева, дающий приближение всей шатунной кривой к полной окружности. Траектория точки M мало отличается от окружности радиуса

$$R=\frac{R_0+R_1}{2}=\pm 2\sin\frac{\varphi_0-\varphi_1}{4}\cos\left(\frac{\omega}{2}-\frac{\varphi_0-\varphi_1}{\varphi}\right).$$

Здесь φ_0 и φ_1 — значения угла OBA, при которых точка M занимает положения M_0 и M_1 при $MB=O_1B=AB=1$.

Фиг. 1701. Круговой направляющий механизм Чебышева, дающий приближение всей шатунной кривой к дуге окружности в пределах от R_1 до R_2.



Фиг. 1702.

Фиг. 1702. Круговой направляющий механизм Чебышева для самокатного кресла.

МЕХАНИЗМЫ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ХОДОМ

При проектировании машин нередко требуется подобрать механизм с регулируемым ходом ведомого звена в заданных пределах от h_{max} до h_{min} или определить рациональные размеры для заданного типа механизма. С такого рода задачами конструкторам приходится встречаться при проектировании универсальных машин, в которых изменение хода ведомого звена связано с изменением вида или формы обрабатываемой детали (длина строгания в строгальном станке, длина стежка швейной машины и пр.) при проектировании механизмов, устанавливающих течение процесса в машине (пароораспределительные механизмы паровозов и др.), и в ряде других случаев.

Стержневые механизмы с регулируемым ходом можно разделить на следующие группы:

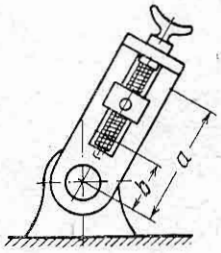
1) Механизмы с регулируемой длиной одного из подвижных звеньев. Пределы изменения длины звена зависят от заданных пределов изменения величины хода ведомого звена.

2) Механизмы с регулируемым положением центра шарнира, образованного одним из промежуточных звеньев с неподвижным звеном. В частном случае, когда шарнир заменен поступательной парой, перестановка центра шарнира сводится к изменению положения направляющей, по которой перемещается ползушка (промежуточное звено).

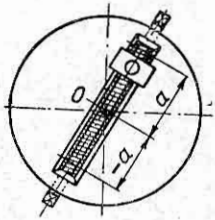
При изменении хода ведомого звена стержневых механизмов 1-й или 2-й группы для ряда механизмов происходит также смещение среднего положения ведомого звена. Если среднее положение ведомого звена должно сохраняться при любой величине хода в заданных пределах или поставлено какое-либо другое условие, например, необходимость сохранения одного крайнего положения при любой величине хода ведомого звена, то в механизме должны соответствующим образом регулироваться два параметра.

Регулирование хода ведомого звена наиболее просто осуществлять в случае применения гидравлических механизмов, реверсивных планетарных механизмов, ременных передач и фрикционных реверсивных механизмов, сообщающих движение ведомому звену. Обычно регулирование хода производится перестановкой упоров на ведомом звене, приводящих в действие специальный механизм, переключающий один из перечисленных выше механизмов, примененный для сообщения движения ведомому звену.

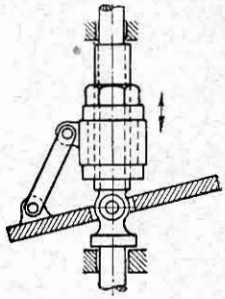
Синтез механизмов с регулируемым ходом разработан недостаточно. Известные решения относятся главным образом к кулисным пароораспределительным механизмам паровозов.



Фиг. 1703.

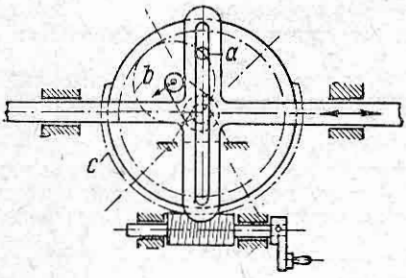


Фиг. 1704.

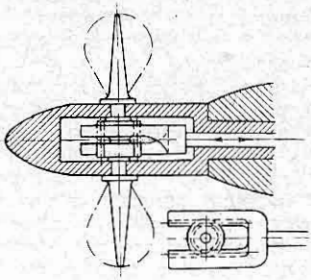


Фиг. 1705.

Фиг. 1703. Кривошип с изменяемой длиной в пределах от *a* до *b*.
Фиг. 1704. Кривошип с изменяемой длиной в пределах от $+a$ до $-a$.
Фиг. 1705. Качающаяся шайба с регулированием наклона относительно оси вращения.

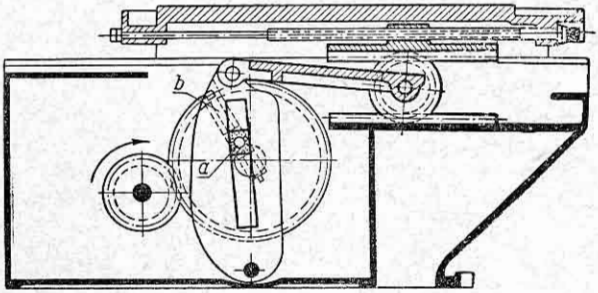


Фиг. 1706.



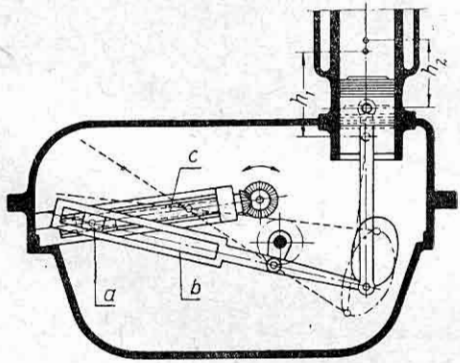
Фиг. 1707.

Фиг. 1706. Кулисный механизм с переменным ходом кулисы. Палец *a* укреплен на малом колесе *b* механизма Кардана (см. фиг. 2021). Наклон прямой, по которой перемещается центр пальца *a*, изменяется при неподвижном кривошипе и вращении колеса *c* червяком. При вертикальном положении траектории пальца *a* кулиса неподвижна, при горизонтальном — кулисе сообщается наибольший ход.
Фиг. 1707. Гребной винт с поворотными лопастями. Поворот лопастей, имеющих зубчатки на осях, осуществляется рейками вилки при ее осевом перемещении.



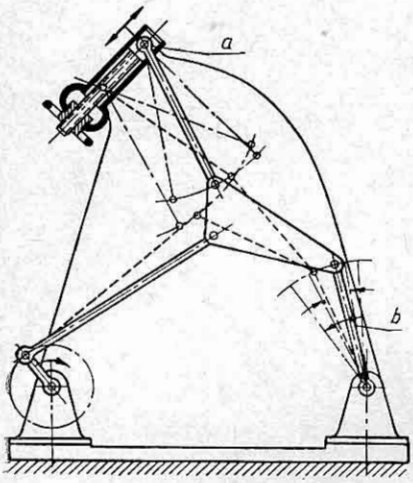
Фиг. 1708.

Фиг. 1708. Механизм продольно-строгального станка с регулируемым ходом стола. Длина хода изменяется при перестановке центра пальца камня *a* относительно кулисного зубчатого колеса при помощи винта *b*.

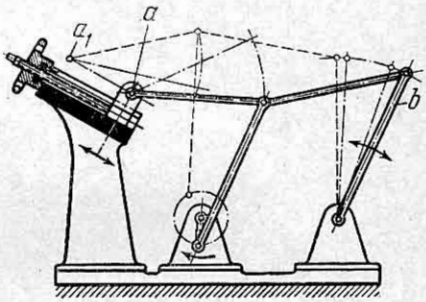


Фиг. 1709.

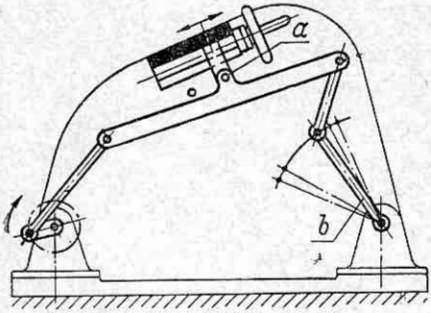
Фиг. 1709. Кулисный механизм с регулируемым ходом *h* поршня. Регулирование осуществляется перемещением камня *a* в направляющих *b* винтом *c*



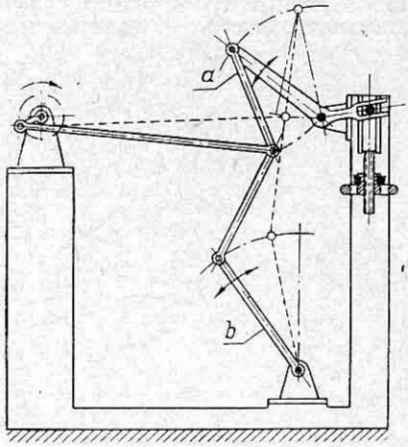
Фиг. 1710.



Фиг. 1711.

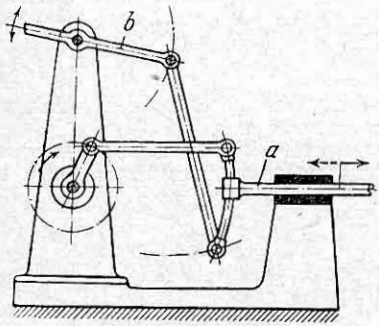


Фиг. 1712.

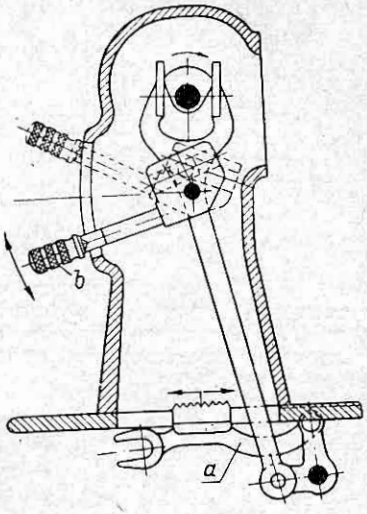


Фиг. 1713.

Фиг. 1710—1713. Стержневые механизмы с регулированием хода ведомого звена *b*, что достигается изменением положения шарнира *a* при помощи регулировочного винта.



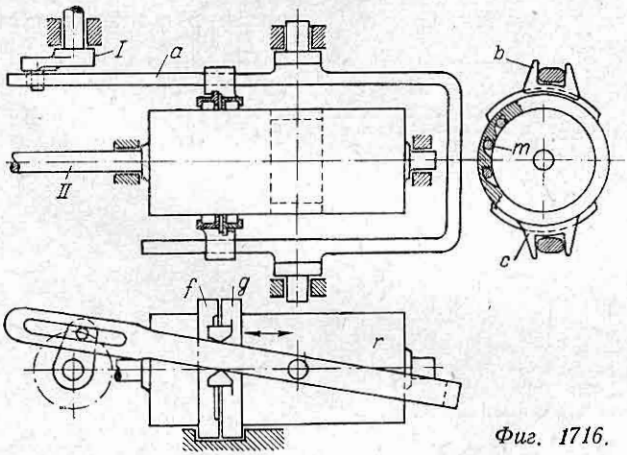
Фиг. 1714.



Фиг. 1715.

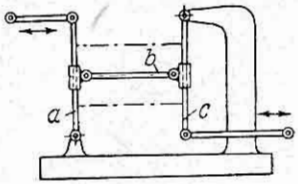
Фиг. 1714. Стержневой механизм с регулированием хода ведомого звена *a*, осуществляемым поворотом рычага *b*.

Фиг. 1715. Механизм тканепродвигателя швейной машины. Продольный ход гребенки *a* изменяется поворотом рычага *b*.

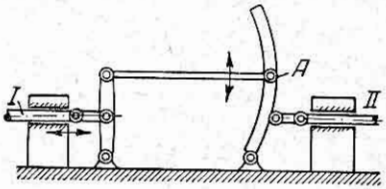


Фиг. 1716.

Фиг. 1716. Передача с регулируемым числом оборотов. Изменение числа оборотов осуществляется перемещением муфт-колец *f* и *g* вдоль оси вала *II*; *c* и *b* — проушины на кольцах *f* и *g*; *m* — втулка свободного хода. При вращении кривошипа *I* кулиса *a* совершает колебательное движение. Ввиду того, что проушины расположены с противоположных сторон цилиндра *r*, кольца *f* и *g* с втулками свободного хода движутся в противоположных направлениях. Муфты *f* и *g* ведут цилиндр поочередно.



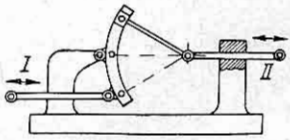
Фиг. 1717.



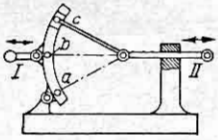
Фиг. 1718.

Фиг. 1717. Рычажная передача с изменяющимся передаточным отношением при смещении стержня *b* относительно звеньев *a* и *c*.

Фиг. 1718. Рычажная передача с регулируемым передаточным отношением. Регулирование осуществляется путем изменения положения шарнира *A* относительно кулисы.



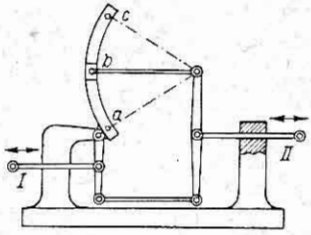
Фиг. 1719.



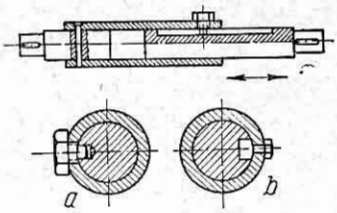
Фиг. 1720.

Фиг. 1719. Рычажная передача с регулируемым аналогично фиг. 1718 передаточным отношением. В этом механизме возможно реверсирование ведомого звена *II*.

Фиг. 1720. Рычажная передача с регулируемым передаточным отношением. В положении *b* ходы ведущей *I* и ведомой *II* частей равны; в положении *c* ход ведомой части в два раза больше хода ведущей; в положении *a* ведомая часть неподвижна.



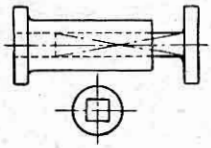
Фиг. 1721.



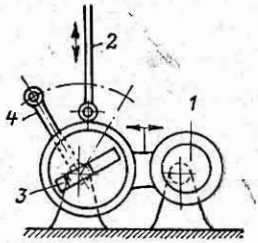
Фиг. 1722.

Фиг. 1721. Рычажная передача с регулируемым передаточным отношением; регулирование осуществляется изменением положения шарнира *b* в пределах *ac*.

Фиг. 1722. Вал с изменяемой длиной. Для передачи окружного усилия служит болт, скользящий в прорези *a*, или шпонка *b*.



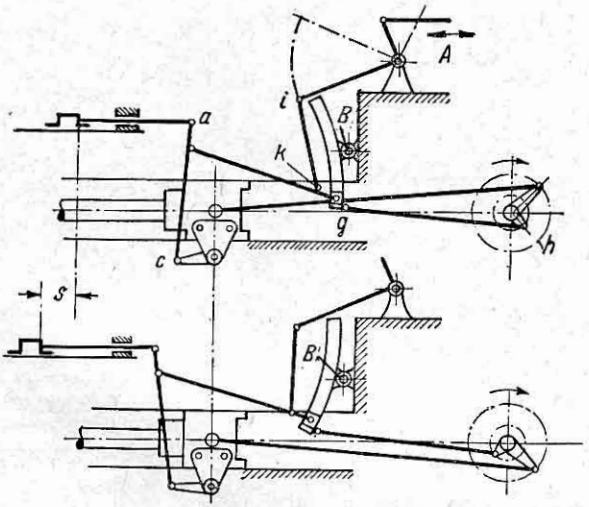
Фиг. 1723.



Фиг. 1724.

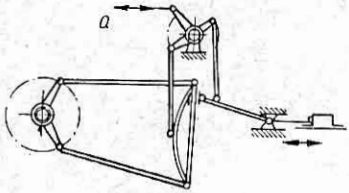
Фиг. 1723. Вал с изменяемой длиной (изменение длины достигается посредством телескопического соединения).

Фиг. 1724. Реверсивный пароораспределительный механизм, у которого реверсирование, а также изменение продольного хода ведомого звена *2*, производятся поворотом рычага *4*, связанного неподвижной направляющей с подзушкой *3*; *1* — ведущее звено.

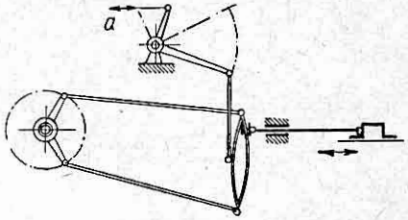


Фиг. 1725.

Фиг. 1725. Пароораспределительный реверсивный механизм паровоза. Приведенное на фигуре крайнее положение кулисного камня соответствует работе машины с наибольшим наполнением цилиндра паром. Если при помощи тяги *ik*, соединенной с постом управления *A*, перевести камень в положение, среднее между приведенным на фигуре и точкой *B*, то машина будет работать с частичным наполнением цилиндра паром (с отсечкой). Если перевести камень через шарнир *B*, то машина будет реверсирована. Точка *g* кулисы тягой *gh* соединена с кулисным кривошипом, находящимся на одной оси с главным кривошипом, но смещенным по отношению к главному кривошипу на 90°. Тяга *ac* служит для уменьшения опережения движения золотника. Если бы тяга *ac* отсутствовала, то опережение движения золотника соответствовало бы углу опережения, равному углу опережения кулисного кривошипа, т. е. 90°; при наличии тяги *ac* угол опережения становится равным приблизительно 45°, изменяясь в зависимости от положения кулисного камня.



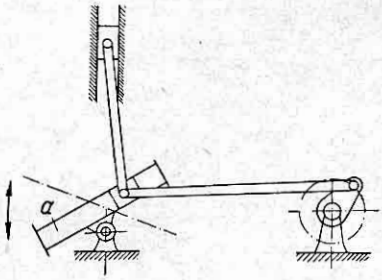
Фиг. 1726.



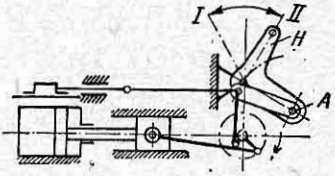
Фиг. 1727.

Фиг. 1726. Пораспределительный реверсивный механизм, у которого наряду с реверсированием можно изменять ход золотниковой тяги, устанавливая рычаг *a* в промежуточные положения; при этом перемещается и золотниковая тяга.

Фиг. 1727. Пораспределительный реверсивный механизм, аналогичный приведенному на фиг. 1726, но без перемещения золотниковой тяги при повороте рычага *a*.



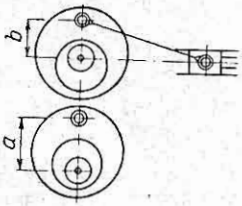
Фиг. 1728.



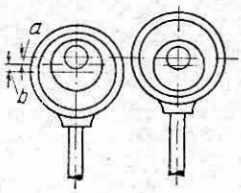
Фиг. 1729.

Фиг. 1728. Реверсивный пораспределительный механизм. Реверсирование или изменение хода осуществляется изменением положения направляющих *a*.

Фиг. 1729. Реверсивный пораспределительный механизм. Реверсирование или изменение хода золотника осуществляется поворотом рычага *H*, изменяющего положение шарнира *A*. *I* и *II* — крайние положения рычага *H*.



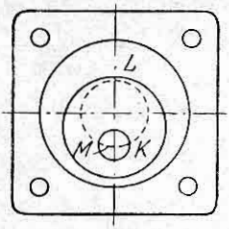
Фиг. 1730.



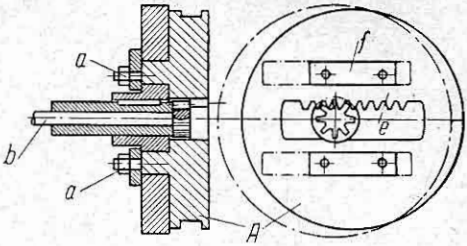
Фиг. 1731.

Фиг. 1730. Эксцентрик с переменным эксцентриситетом. Предел: наибольший — *a*, наименьший — *b*.

Фиг. 1731. Эксцентрик с изменяемым эксцентриситетом. Наибольший эксцентриситет $a+b$. При $a=b$ наименьший эксцентриситет равен нулю.



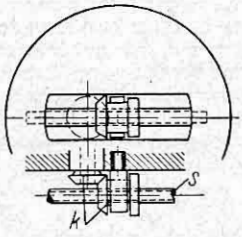
Фиг. 1732.



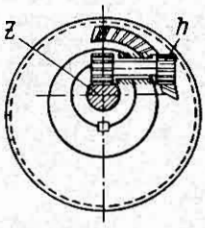
Фиг. 1733.

Фиг. 1732. Эксцентриковое приспособление для точной установки плиты путем поворота эксцентриков K и L при неподвижной оси M.

Фиг. 1733. Эксцентрик с переменным эксцентриситетом. Отвернув гайки a, вращают вал b, на конце которого имеется зубчатое колесо, находящееся в зацеплении с рейкой e на диске эксцентрика A. Диск A скользит по направляющим f и изменяет величину эксцентриситета.



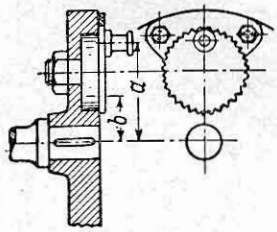
Фиг. 1734.



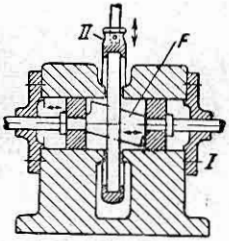
Фиг. 1735.

Фиг. 1734. Эксцентрик с изменяемым эксцентриситетом (аналогичный приведенному на фиг. 1733), в котором зубчатое колесо и рейка заменены коническими зубчатыми колесами K и винтом S.

Фиг. 1735. Эксцентрик с изменяемым эксцентриситетом. Изменение эксцентриситета осуществляется зубчатой рейкой z и зубчатыми колесами h с гиперболоидальным зубчатым зацеплением.



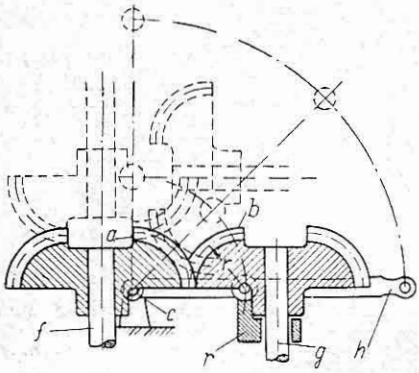
Фиг. 1736.



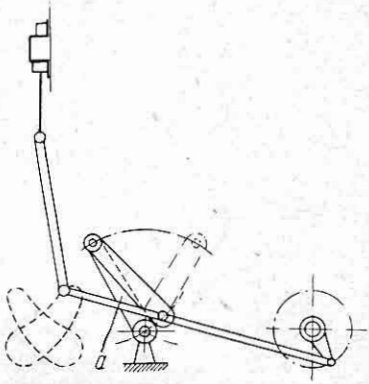
Фиг. 1737.

Фиг. 1736. Кривошип для передачи усилий с величиной плеча, изменяемой в пределах $a \div b$.

Фиг. 1737. Эксцентрик с изменяемым эксцентриситетом. Изменение эксцентриситета осуществляется передвижением направляющей F, поставленной наклонно к оси эксцентриситета. I — ведущее звено, II — ведомое.



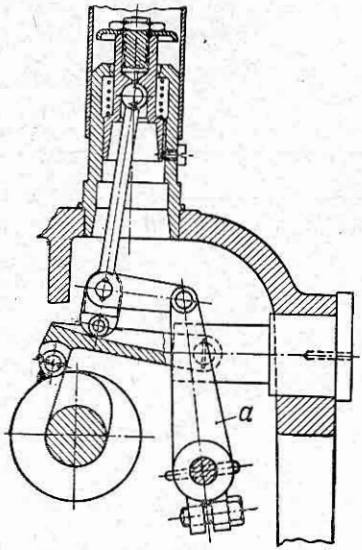
Фиг. 1738.



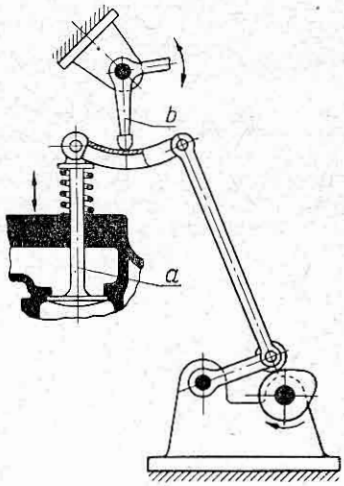
Фиг. 1739.

Фиг. 1738. Поворотная передача со сферическими зубчатыми колесами. Вал *f* вращается в неподвижно закрепленном подшипнике; положение вала *f* можно изменять. Сферическое зубчатое кольцо *b*, сцепленное с колесом *a*, поворачивают при помощи рычага *h* вокруг оси *c*, не проходящей через ось вала *f*. Зубчатые сегменты радиуса *r*, укрепленные на подшипниках валов *f* и *g*, обеспечивают правильное зацепление сферических зубчатых венцов.

Фиг. 1739. Реверсивный парораспределительный механизм. Реверсирование или изменение хода осуществляется поворотом рычага *a*.



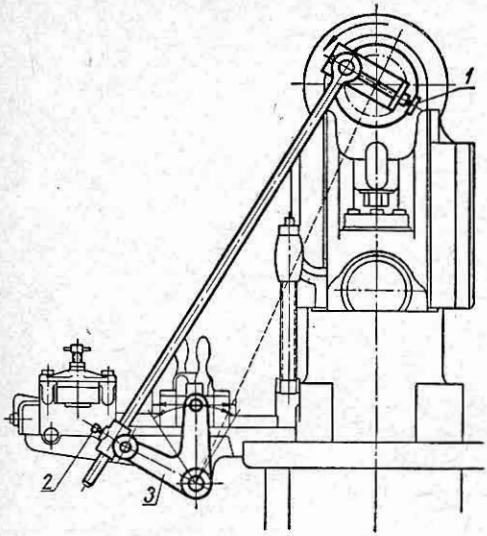
Фиг. 1740.



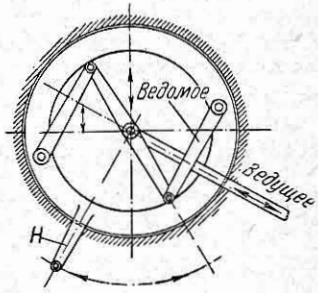
Фиг. 1741.

Фиг. 1740. Механизм топливного насоса дизеля с регулированием подачи топлива путем поворота рычага *a*.

Фиг. 1741. Газораспределительный механизм двигателя внутреннего сгорания с регулированием хода клапана *a*, достигаемым поворотом рычага *b*.



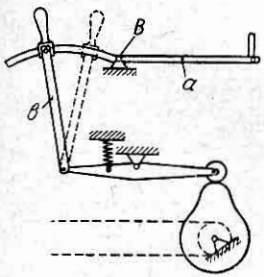
Фиг. 1742.



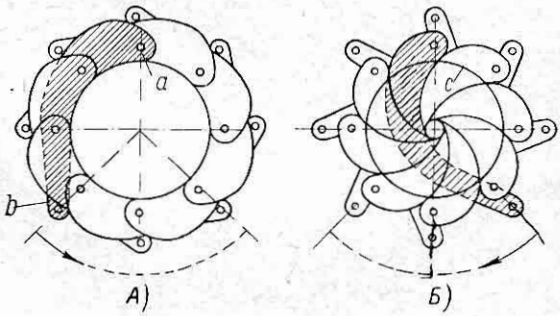
Фиг. 1743.

Фиг. 1742. Кривошипно-шатунный механизм штамповального пресса, предназначенный для сообщения заготовке возвратно-поступательного движения. Регулирование хода коромысла *3* осуществляется изменением длины кривошипа винтом *1* и длины шатуна, фиксируемой винтом *2*.

Фиг. 1743. Замена кулисы параллелограммом Уатта. Реверсирование или изменение хода ведомого звена осуществляется поворотом рычага *H*.



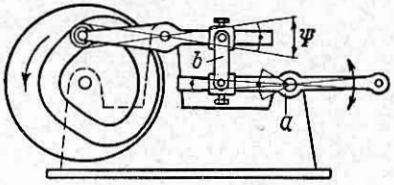
Фиг. 1744.



Фиг. 1745.

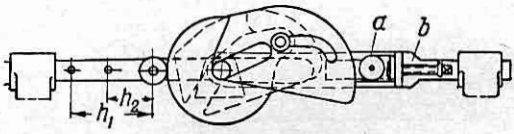
Фиг. 1744. Кулачковый механизм с регулированием хода звена *a*, качающегося вокруг точки *B*, осуществляемым перестановкой рычага *b*.

Фиг. 1745. Ирисная диафрагма, применяемая в фотоаппаратах и оптических измерительных приборах. Лепестки диафрагмы *c* (один из них на фигуре заштрихован) укрепляются шарнирно между двумя кольцами штырьками *a* на одном конце и штырьками *b* на другом. При относительном вращении колец величина диафрагмы изменяется.



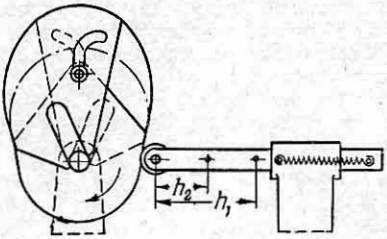
Фиг. 1746.

Фиг. 1746. Кулачковый механизм с регулируемым углом качания коромысла *a*. Регулирование угла осуществляется изменением положения шарниров звена *b*. ψ — угловой ход коромысла.

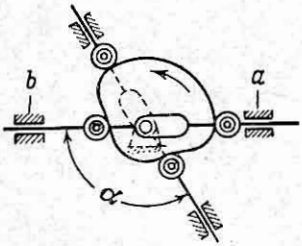


Фиг. 1747.

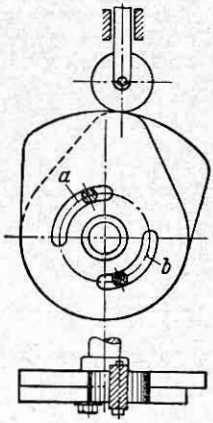
Фиг. 1747. Кулачковый механизм с регулируемым ходом ведомого звена в пределах от h_1 до h_2. Регулирование достигается одновременным изменением положения ролика *a* винтом *b* и положения подвижной части кулачка с последующим закреплением ее винтом.



Фиг. 1748.



Фиг. 1749.

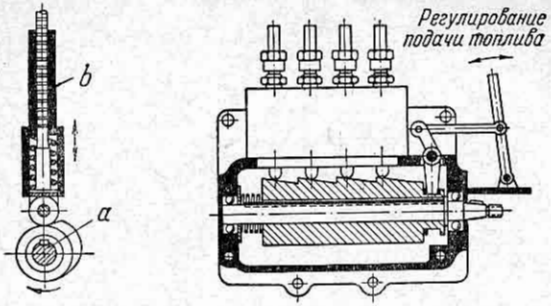


Фиг. 1750.

Фиг. 1748. Кулачковый механизм с регулированием хода ведомого звена от h_1 до h_2 путем изменения профиля кулачка.

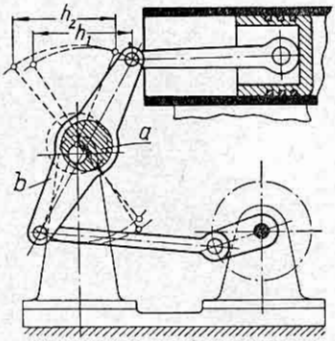
Фиг. 1749. Кулачковый механизм с постоянной суммой противоположных радиусов-векторов эквидистанты. Фазовый угол α между перемещениями толкателей *a* и *b* может быть переменным.

Фиг. 1750. Кулачковый механизм с регулированием угла дальнего стояния толкателя, что достигается поворотом профиля в пределах пазов *a* и *b*.



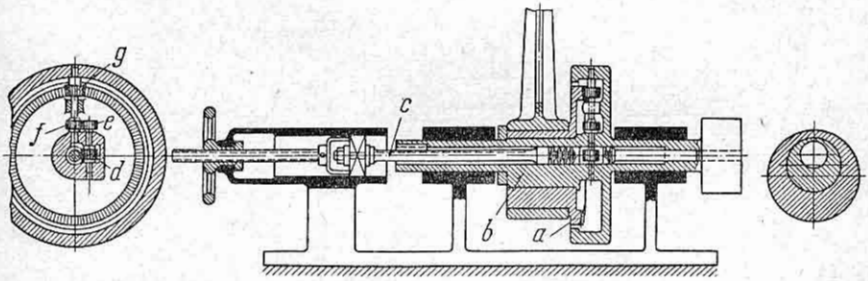
Фиг. 1751.

Фиг. 1751. Топливный насос двигателя внутреннего сгорания с регулируемой подачей топлива. Изменение подачи, определяемое ходом плунжеров *b*, достигается осевым смещением кулачкового валика *a*, кулачки которого в поперечном сечении имеют скошенный профиль.



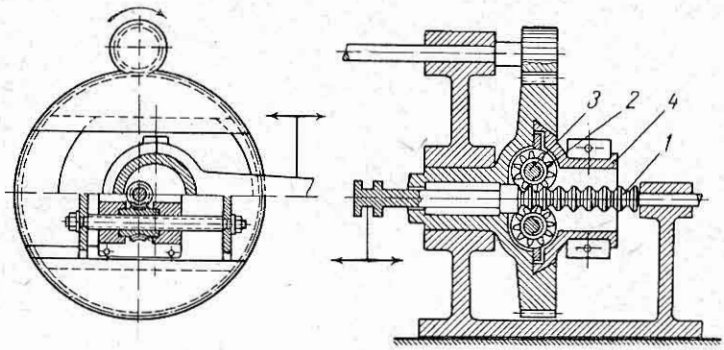
Фиг. 1752.

Фиг. 1752. Кривошипно-шатунный механизм с регулированием хода *h* поршня, осуществляемым поворотом эксцентрика *a* относительно коромысла *b*.



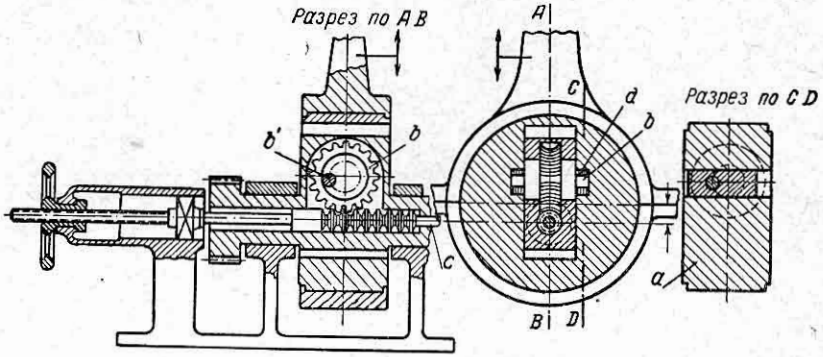
Фиг. 1753.

Фиг. 1753. Эксцентриковый привод с регулируемым эксцентриситетом. Изменение эксцентриситета осуществляется круглой рейкой *c*, передающей вращение эксцентриковой втулке *b* через систему зубчатых колес *d*, *e*, *f*, *g* и *a*.



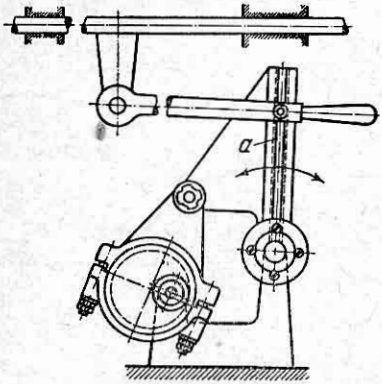
Фиг. 1754.

Фиг. 1754. Эксцентриковый привод с регулируемым эксцентриситетом. Изменение эксцентриситета осуществляется круглой рейкой *1*, вращающей колесики *2* с внутренней винтовой нарезкой. Колесики *2*, сидящие на винтах *3*, при вращении перемещают ползун с цапфой *4*, изменяя эксцентриситет.

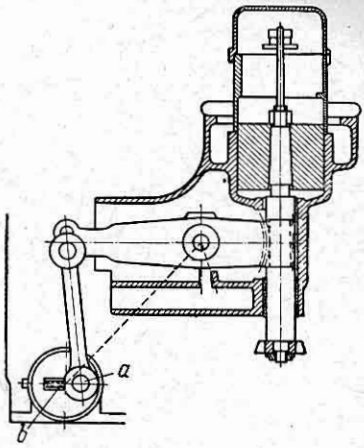


Фиг. 1755.

Фиг. 1755. Эксцентриковый привод с регулируемым эксцентриситетом. Круглая рейка *c* находится в зацеплении с колесом *b*, имеющим эксцентрично посаженные пальцы *b'*; на них шарнирно укреплены ползуны *d*, входящие в пазы подвижной цапфы *a*. При вращении рейки *c* пальцы *b'* изменяют положение ползунов *d* и вместе с ними положение цапфы *a*, что приводит к изменению эксцентриситета.



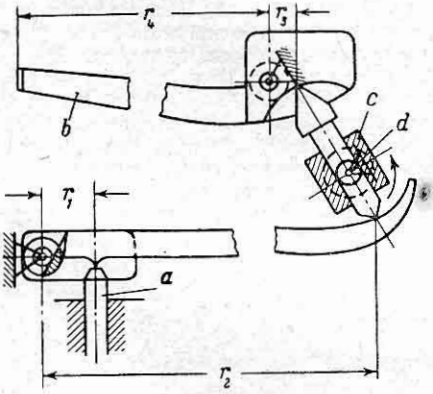
Фиг. 1756.



Фиг. 1757.

Фиг. 1756. Привод внутришлифовального станка с регулированием подачи, осуществляемым изменением длины коромысла *a*.

Фиг. 1757. Механизм привода долбяка зубодолбежного станка с регулируемым ходом. Регулирование хода осуществляется изменением длины кривошипа *a* винтом *b*.

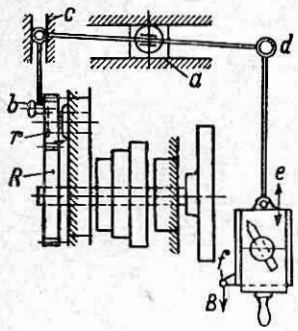


Фиг. 1758.

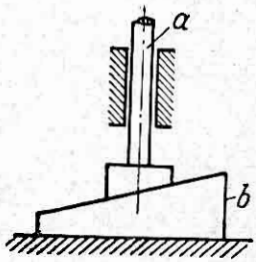
Фиг. 1758. Рычажный механизм, применяемый в технических измерительных инструментах для передачи движения контактного штифта *a* стрелке *b*. Для изменения передаточного отношения

$$i=\frac{r_1}{r_2}\,\frac{r_3}{r_4}$$

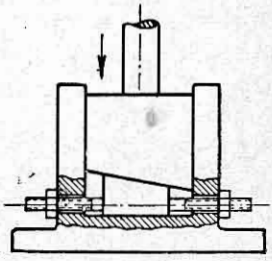
необходимо направляющую *c* повернуть около оси *d*, чем будет достигнуто изменение плеч r_2 и r_3.



Фиг. 1759.



Фиг. 1760.



Фиг. 1761.

Фиг. 1759. Приспособление для обтачивания по овалу. На шпинделе станка укреплено зубчатое колесо R, сцепленное с зубчатым колесом r, укрепленным на станине у передней бабки. Радиус колеса r равен половине радиуса колеса R. Цапфы колеса r шарнирными звеньями bc—cd—de соединены с суппортом станка. Звено cd соединено с шарниром a, передвигающимся в направляющих. Суппорт должен иметь свободу поперечного перемещения. Пружина f, прикрепленная к рычагу B, оттягивает суппорт в обратном направлении для устранения зазоров в шарнирах звеньев. Перемещая шарнир a, изменяют соотношение осей эллипса. При схеме, приведенной на фигуре, получается овал, средняя точка которого находится на оси шпинделя. Если звено bc присоединить к колесу R, то получится овал, эксцентричный по отношению к оси шпинделя.

Уравнительные приводы (фиг. 1813, 1814) в грузоподъемных устройствах применяются для выравнивания окружной скорости на всех блоках при разных угловых скоростях блоков. Многожелобчатые блоки соединяются между собой не жестко, а с помощью дифференциальной передачи, распределяющей суммарный крутящий момент в определенном соотношении. Для уравнительного привода с любым числом блоков одинакового диаметра с равными углами обхвата и одинаковым коэффициентом трения необходимо соблюсти условие

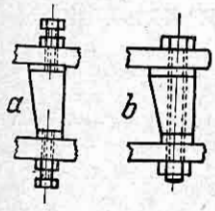
$$\frac{M_1}{M_2}=\frac{M_3}{M_3}=\ldots=\frac{M_{n-1}}{M_n}=e^{\mu\alpha}.$$

Так как симметричная дифференциальная передача распределяет момент на два блока $\frac{M_1}{M_2}=1$, то, следовательно, она не удовлетворяет поставленному требованию. Применение несимметричного дифференциала показано на фиг. 1813.

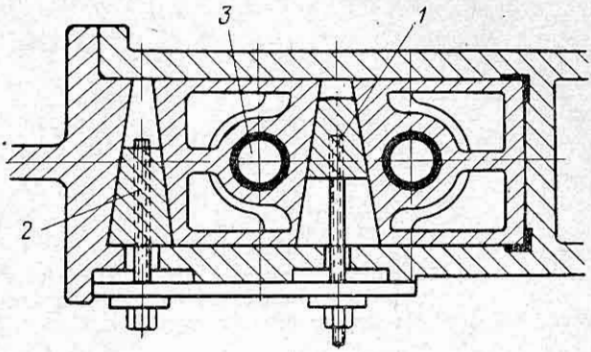
Параллельные разветвления в уравнительных механизмах могут быть использованы для равномерного распределения растягивающей (см. фиг. 1833) или сжимающей нагрузки (см. фиг. 1834) и для раскрытия статической неопределимости в многоопорных балках и др.

Фиг. 1760. Односторонний плоский клин с углом, меньшим угла трения. Подъем штока a упором клина b в плоскую подушку.

Фиг. 1761. Установка по высоте посредством клина, передвигаемого винтами.



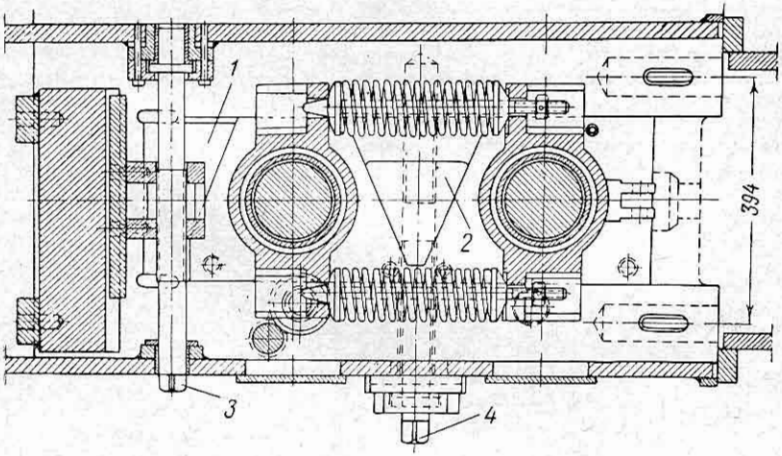
Фиг. 1762.



Фиг. 1763.

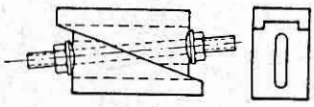
Фиг. 1762. Передвигание клина: *a* — нажимными винтами; *b* — сквозным винтом.

Фиг. 1763. Регулирование расстояния между осями валков при помощи клиньев. Корпус подшипника *3* перемещается вправо опусканием клина *1* вниз и соответствующим подъемом клина *2* вверх.

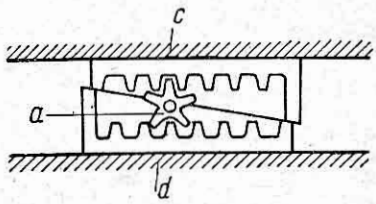


Фиг. 1764.

Фиг. 1764. Регулирование относительного положения валков калибровочного стана. Расстояние между осями валков регулируется перемещением клиньев *1* и *2* посредством винтов *3* и *4*.

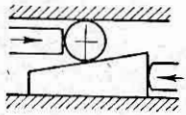


Фиг. 1765.

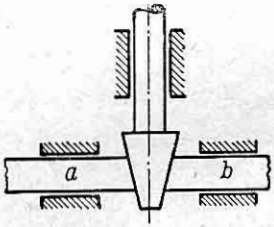


Фиг. 1766.

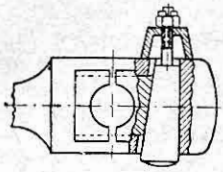
Фиг. 1765. Встречные клинья; положение клиньев фиксируется винтом.
Фиг. 1766. Встречные клинья для распора параллельных плоскостей *c* и *d*. Движение клиньям передается звездочкой *a*.



Фиг. 1767.

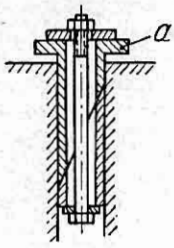


Фиг. 1768.

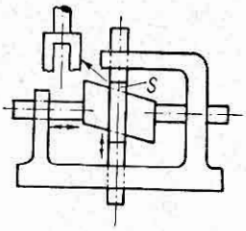


Фиг. 1769.

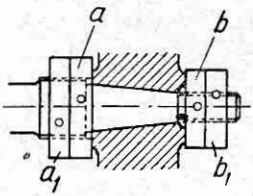
Фиг. 1767. Схема встречных клиньев, в которой один из клиньев заменен шаром или цилиндром.
Фиг. 1768. Двусторонний клин со скошенными торцами для распора стержней *a* и *b*.
Фиг. 1769. Устройство для регулирования положения вкладышей подшипника посредством клина, подтягиваемого гайкой.



Фиг. 1770.



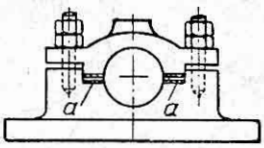
Фиг. 1771.



Фиг. 1772.

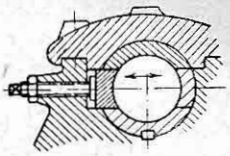
Фиг. 1770. Зажим втулки *a* со скошенным торцем, допускающим компенсацию.
Фиг. 1771. Двусторонний клин, перемещающий рамку *S*.
Фиг. 1772. Регулирование зазора в подшипнике посредством гаек *a* и *b*; a_1 и b_1 — контргайки.

Фиг. 1773. Устройство для регулирования положений крышки подшипника при помощи набора прокладок («шимов») *a* (правильность прилегания крышки при этом несколько нарушается).



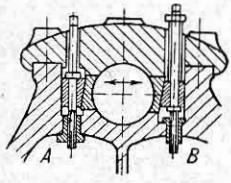
Фиг. 1773.

Фиг. 1774. Регулирование зазора в подшипнике посредством передвижного вкладыша.

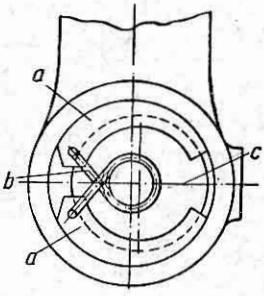


Фиг. 1774.

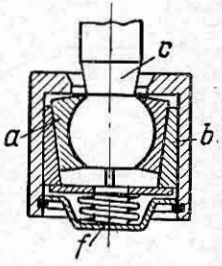
Фиг. 1775. Регулирование положения вкладышей подшипника посредством клиньев и гаек *A* и *B*.



Фиг. 1775.



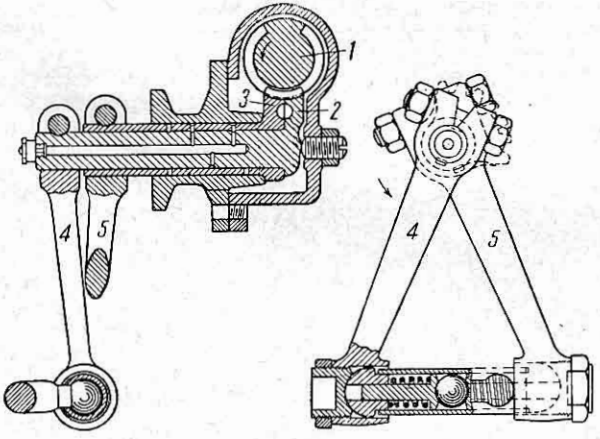
Фиг. 1776.



Фиг. 1777.

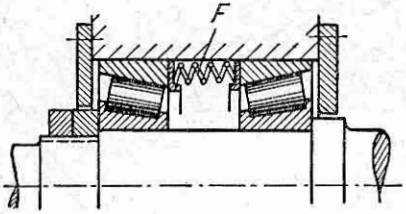
Фиг. 1776. Устранение зазоров в сферическом шарнире. Эксцентричные секторы *a*, охватывающие сферическую головку *c* шарнира, постоянно разжимаются пружиной *b*.

Фиг. 1777. Устранение зазоров в шаровом шарнире. Чашки под действием пружины *f* прижимаются к яблоку *c* шарнира конусом *b*; *a* — подшипник.

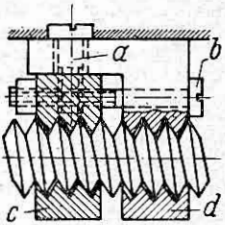


Фиг. 1778.

Фиг. 1778. Устранение зазора в червячной передаче. Сектор червячного колеса разрезан на две половины *2* и *3*, разжимаемые в плоскости поворота подпружиненными рычагами *4* и *5*. *1* — червяк.



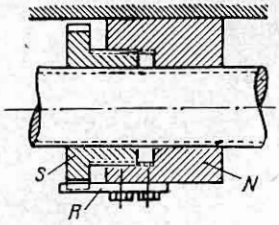
Фиг. 1779.



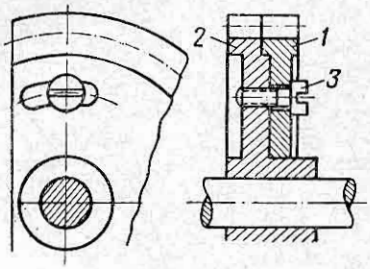
Фиг. 1780.

Фиг. 1779. Устранение осевого зазора в подшипниках с коническими роликами с помощью пружин *F*.

Фиг. 1780. Устранение зазора в винтовых парах, требующих точной установки (например, в прицелах). Гайка состоит из двух частей — неподвижной *d* и подвижной *c*. Подвижная часть перемещается в требуемое положение винтом *b* и закрепляется винтом *a*.



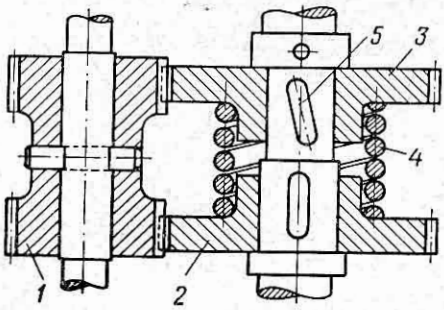
Фиг. 1781.



Фиг. 1782.

Фиг. 1781. Устранение зазора в винтовой паре. Гайка состоит из основной гайки *N* и дополнительной *S*, ввернутой на мелкой резьбе в основную. Положение гайки *S* фиксируется пластинкой *R*, заложенной в зубья гайки *S*, число которых должно быть достаточно велико.

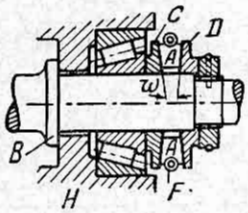
Фиг. 1782. Зубчатое колесо, составленное из двух дисков *1* и *2*, которое позволяет уменьшить зазор в зацеплении между зубьями до минимального путем смещения дисков и фиксации их винтом *3*.



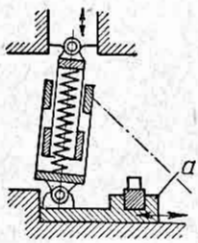
Фиг. 1783.

Фиг. 1783. Зубчатая передача, работающая без зазора в зацеплении. Колесо *1* выполнено как одно целое. Второе колесо состоит из двух частей *2* и *3* с пру-

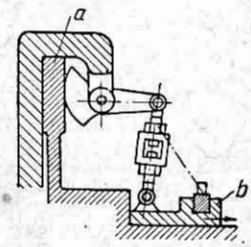
жиной *4*, установленной между ними. Шпонка *5* расположена под некоторым углом к оси вала, поэтому при перемещении детали *3* вдоль оси вала, она под действием пружины вращается до полного выбора зазора в зацеплении.



Фиг. 1784.



Фиг. 1785.

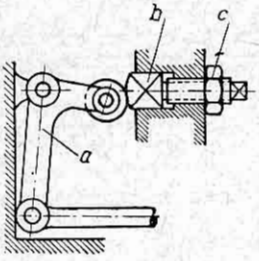


Фиг. 1786.

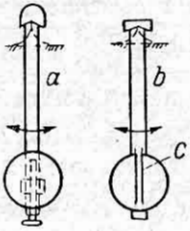
Фиг. 1784. Устранение осевого зазора в подшипниках с коническими роликами. Клиновидные сегменты *A*, стягиваемые спиральной пружиной *F*, распирают диски *C* и *D*. Угол ω меньше угла трения. Необходима установка второго роликового подшипника слева между буртиком вала *B* и корпусом *H*.

Фиг. 1785. Механизм включения колодок фрикционной муфты: *a* — отводка.

Фиг. 1786. Эксцентриковый механизм для прижатия диска *a* фрикционной муфты, в котором используется схема включения по фиг. 1785; *b* — муфта включения.



Фиг. 1787.



Фиг. 1788.

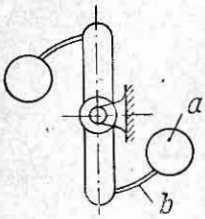


Фиг. 1789.

Фиг. 1787. Замковый механизм для рычага *a*. Положение камня *b* регулируется винтом и гайкой *c*.

Фиг. 1788. Температурная компенсация: *a* — маятник с установочным винтом; *b* — ртутный маятник с автоматической компенсацией. При нагревании длина подвески увеличивается и центр тяжести маятника опускается. Центр же тяжести ртути, находящейся в сосуде *c*, при ее расширении поднимается вверх и компенсирует изменение положения центра тяжести маятника.

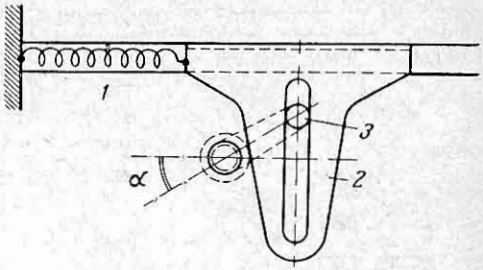
Фиг. 1789. Температурная компенсация. Стержень маятника *I* состоит из цинковых и железных прутков, расположенных таким образом, что длина подвески при изменении температуры остается неизменной. Удлинение трех железных стержней компенсируется удлинением двух цинковых.



Фиг. 1790.



Фиг. 1791.



Фиг. 1792.

Фиг. 1790. Уравнительный маятник. При слишком сильном внешнем импульсе массы *a*, укрепленные на пружинах *b*, отклоняются от оси, вследствие чего момент инерции маятника увеличивается и период остается неизменным.

Фиг. 1791. Уравнительный маятник с температурной компенсацией. Положение центра тяжести груза *M* регулируется гайками *N*.

Фиг. 1792. Схема синусного механизма с устранением зазора в кинематических парах. При наличии зазора между пальцем *3* кривошипа и пазом каретки *2* синус угла поворота кривошипа не будет соответствовать перемещению каретки при отсутствии компенсирующей пружины *1*. Установкой пружины, предварительное натяжение которой больше силы трения в направляющей каретки *2*, указанный недостаток устраняется.

КОМПЕНСИРУЮЩИЕ И УРАВНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Безотказная работа механизма возможна только в том случае, если независимо от точности изготовления и сборки деталей будут предусмотрены меры для компенсации неизбежных ошибок.

Механизм должен допускать возможность:

а) компенсации зазоров между элементами кинематических пар, определяющих мертвые ходы;

б) работы при некоторой несоосности валов;

в) автоматической компенсации поперечных, угловых и радиальных смещений;

г) компенсации эксцентричности и ошибок в профиле зубчатых колес;

д) выравнивания угловых скоростей;

е) равномерного распределения крутящих моментов с помощью различных уравнительных приводов и устройств;

ж) распределения давления посредством механических разветвлений с параллельным и радиальным давлением.

Для устранения мертвого хода в кинематической цепи необходимо устранить зазоры между элементами кинематических пар всей цепи без изменения размеров элементов пар. В качестве примера может служить схема фиг. 1792 синусного механизма с пружиной, выбирающей зазор и поджимающей все детали в одну сторону. Если кинематическая цепь разветвляется, то наилучшим решением является равенство мертвых ходов (см. фиг. 1793, 1794):

$$\delta\varepsilon_1 = \delta\varepsilon_2,$$

причем, если мертвый ход в одной цепи больше мертвого хода в другой цепи, то следует или уменьшить больший мертвый ход или увеличить меньший.

Поэтому при проектировании механизмов там, где полностью исключить мертвый ход нельзя, расходящиеся цепи следует подбирать так, чтобы ошибки от мертвых ходов были одинаковы.

Для передачи усилий между вращающимися валами, оси которых в процессе работы смещаются или пересекаются под некоторым изменяющимся углом, жесткое соединение недопустимо.

В этом случае находят применение многочисленные карданные механизмы (см. фиг. 1192), в которых ведомому карданному валу сообщается переменная угловая скорость, уравнительная муфта (фиг. 1809), допускающая передачу движения между несоосными валами, и компенсирующий механизм по фиг. 1805, допускающий во время движения перемещение стойки ведомого вала. Компенсирующие механизмы для передачи движения от двигателя колесам тяговых вагонов, установленных на рессорном основании, представлены на фиг. 1796, 1799, 1802, 1806, 1807, 1808. Во всех случаях разветвления механизма удовлетворяют уравнению, в котором число ответвлений k равно

$$k=3S_0+S_1+1,$$

где S_0 — число уравнительных дисков без непосредственной шарнирной связи с поводками;

S_1 — число дисков с упомянутой связью.

Привод, встречающийся в электролокомотивах и показанный на фиг. 1806—1808 в трех вариантах, служит для компенсации смещений моторной рамы относительно спаренных кривошипов ведущих колес. На фиг. 1806 показан случай, когда $k=1$, на фиг. 1808 $k=3$.

Решение аналогичной задачи возможно по фиг. 1800, 1799 (в обоих случаях $k=3$) и по фиг. 1802, где $k=4$ и $S_0=1$.

В точных приборах, где недопустимы ошибки отсчета, применяются компенсирующие механизмы, как это показано на примере коррекционного приспособления фиг. 1818—1819.

Неизбежные ошибки — эксцентричность и ошибки профиля зубчатых колес — должны быть скорректированы.

На фиг. 1818—1819 коррекция ошибок в изготовлении червячного колеса осуществляется специальным приспособлением, позволяющим легко компенсировать ошибку в отсчете червячного лимба величиной в 0,01 *мм*.

На фиг. 1815 показан уравнительный механизм привода ножниц барабанного типа для выравнивания скоростей ножей и разрезаемого материала. Преимущество планетарных передач используется только в том случае, если специальные устройства, компенсирующие зазоры и ошибки зацепления и монтажа, позволяют достигнуть равномерного распределения крутящего момента на все промежуточные колеса. Постановка уравнительных механизмов в планетарных передачах исключает понижение класса точности колес. Чем хуже изготовлены колеса, тем хуже работает уравнительный механизм.

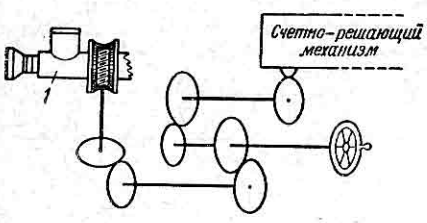
При двух сателлитах уравнение для определения числа ответвлений

$$k=3S_0+S_1+1$$

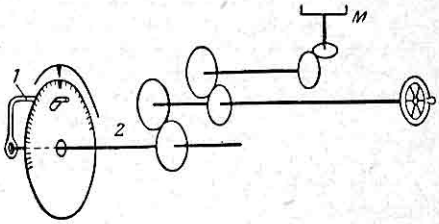
удовлетворяется при условии, если водило соединяется посредством k соединений, допускающих поперечные смещения относительно центрального вала по горизонтали и вертикали (см. фиг. 1826).

При $k=6$ возможны четыре зацепления и два шарнира.

В соосных передачах с коническими сателлитами необходимое поперечное смещение одного из центральных колес или водила должно происходить около вершины конусов O (см. фиг. 1827). Уравнительные механизмы широко применяются в планетарных редукторах авиационных двигателей, где компенсация ошибок зацепления или перегрузки производится или за счет смещения солнечных колес (см. фиг. 1820) или за счет смещения сателлитов вдоль своих осей (см. фиг. 1823).



Фиг. 1793.



Фиг. 1794.

Фиг. 1793. Компенсация зазоров в приборах управления. Если обозначить зазоры в кинематической цепи между маховичком и визиром *1* в цилиндрической, конической и червячной парах через $\delta\varepsilon_1$, то угол поворота маховика ε_1 будет отличаться от постоянного угла поворота визирной трубки ε:

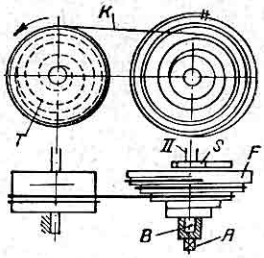
$$\varepsilon=\varepsilon_1-\delta\varepsilon_1.$$

Угол поворота счетно-решающего механизма ε_2 за ε_1 оборотов маховика в результате наличия зазоров $\delta\varepsilon_2$ составит:

$$\varepsilon_2=\varepsilon_1-\delta\varepsilon_2;$$
$$\varepsilon+\delta\varepsilon_1=\varepsilon_2+\delta\varepsilon_2;$$
$$\delta\varepsilon=\delta\varepsilon_1-\delta\varepsilon_2=\varepsilon_2-\varepsilon.$$

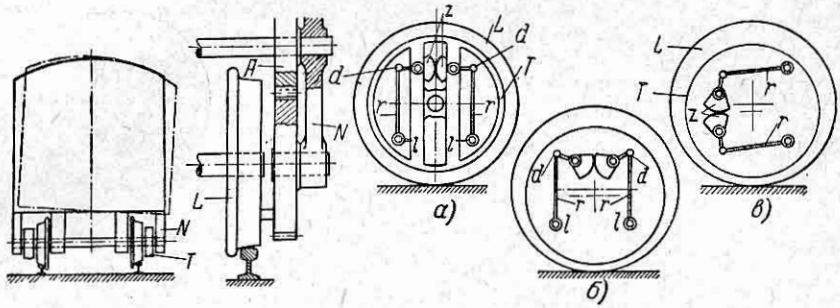
Зазоры в обеих цепях следует уравнивать. При неодинаковых зазорах нужно уменьшить больший мертвый ход или увеличить меньший мертвый ход до большего.

Фиг. 1794. Компенсация зазоров в приборах управления зенитным артиллерийским огнем. Маховик со шкалой и исполнительным механизмом *M* связан различными цепями. Ошибку из-за наличия зазоров в кинематических парах можно исключить в том случае, если разность $\delta_1-\delta_2$ зазоров в первой и второй цепях равна нулю. Для этого необходимо жестко связать с валом *2* палец *1*, вставив его в прорез слегка подтормаживаемой шкалы. При проектировании приборов участки цепи рекомендуется строить так, чтобы зазоры в них были одинаковыми.



Фиг. 1795.

Фиг. 1795. Передача постоянного вращательного момента спиральной пружиной. Барабан пружины *T* соединяется с ведомым валом *II* цепью *K* или какой-либо другой гибкой связью, наматывающейся на спираль (улитку) *F*, надетую на вал *B*. Витки улитки подобраны таким образом, что уменьшение крутящего момента пружины компенсируется увеличением радиуса витка так, что момент на валу *B* остается постоянным. Для завода пружины на валу *B* имеются квадрат *A* и храповик *S*.



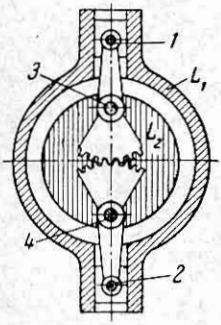
Фиг. 1796.

Фиг. 1796. Компенсирующий механизм передачи от двигателя к колесам в тяговых вагонах. При передаче зубчатыми колесами вращения от двигателя к колесам необходимо компенсировать нарушения правильности зацепления при боковой качке вагона вследствие прогибания рессор. На конечном ведущем зубчатом колесе T, жестко сидящем на станине N, укреплены два зубчатых сектора z, соединенных шарнирами d с тягами r. Тяги r оканчиваются в точках l стержнями, соединенными с колесом вагона. При деформации рессоры зубчатые секторы z обкатываются один по другому так, что стержни l не меняют своего положения относительно колес L.

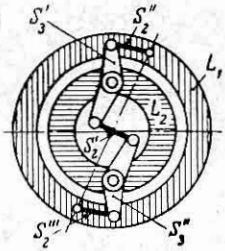
На эскизах *а, б, в* показаны различные положения механизма.

Структурный анализ данного механизма показывает: число подвижных звеньев $n=5$; число пар второго класса $p_2=6$; одна пара p_1 первого класса,

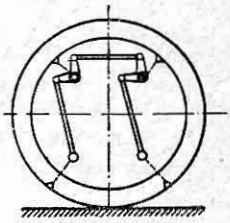
$$W=3n-2p_2-p_1=3\cdot 5-2\cdot 6-1=2.$$



Фиг. 1797.



Фиг. 1798.



Фиг. 1799.

Фиг. 1797. Компенсирующий механизм, аналогичный предыдущему. Точки *3* и *4* должны принадлежать звену L_2 (колесу вагона), точки *1* и *2* связаны посредством ползушек с ведущим звеном L_1 и допускают смещение осей звеньев L_1 и L_2.

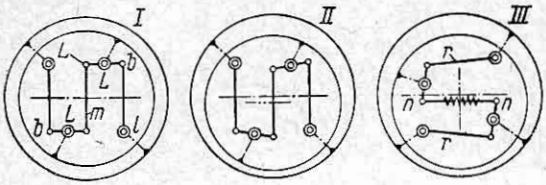
Фиг. 1798. Компенсирующий механизм. Вместо зубчатых секторов механизма по фиг. 1797 использованы коленчатые поводки S_3' и S_3''.

Число ответвлений

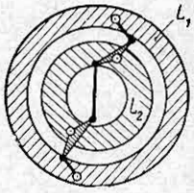
$$k=3S_0+S_1+1.$$

Так как для данного механизма $S_1=2$, $S_0=0$, то $k=3$ (в рассматриваемом механизме S_2', S_2'', S_2''' — поводки).

Фиг. 1799. Компенсирующий механизм, представляющий собой конструктивное видоизменение механизма по фиг. 1798.



Фиг. 1800.

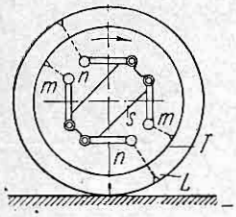


Фиг. 1801.

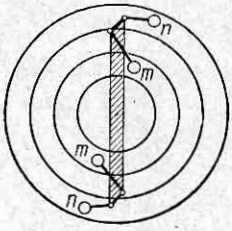
Фиг. 1800—1801. Компенсирующий механизм передачи от двигателя к ведомому колесу. Точки *l* (эскиз *I*) соединены с колесом привода (соответствующим колесу *T* по фиг. 1796), а точка *L* — с ведомым колесом (соответствующим колесу *L* по фиг. 1796). Между точками *nn* (эскиз *III*) в компенсирующий механизм введена пружина. На эскизе *I* показано положение механизма при нормальном положении, а на эскизах *II* и *III* — при прогнувшейся рессоре.

Схема механизма может быть представлена схемой фиг. 1801, в которой число ответвлений

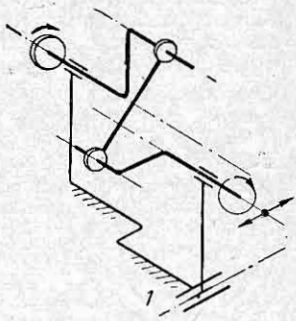
$$k=3S_0+S_1+1=2+1=3;\ S_0=0.$$



Фиг. 1802.



Фиг. 1803.



Фиг. 1804.

Фиг. 1802—1803. Компенсирующий механизм. Точки *m* соединены с колесом *T* привода, а точки *n* — с ведомым колесом *L*. *S* — жесткая связь.

Схема механизма может быть представлена, как на фиг. 1803, где число ответвлений $k=4$.

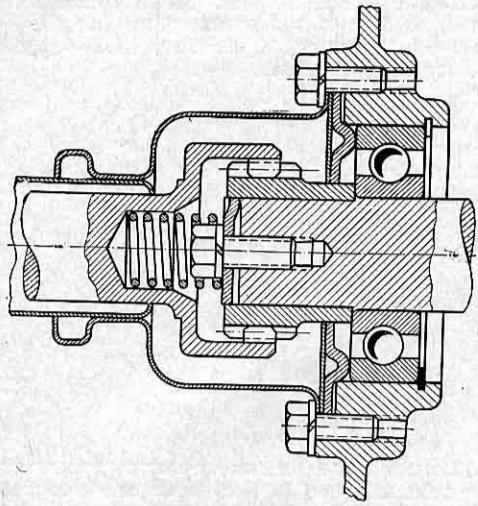
Так как $S_0=1$, $S_1=0$,

$$k=3S_0+S_1+1=3\cdot 1+1=4.$$

Число степеней свободы механизма равно двум:

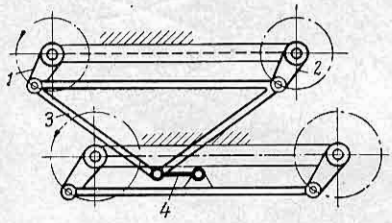
$$W=3\cdot 6-2\cdot 8=2.$$

Фиг. 1804. Компенсирующий механизм для передачи вращения между валами, допускающий поперечное смещение осей валов. Во время хода допускается перестановка станины *1*.

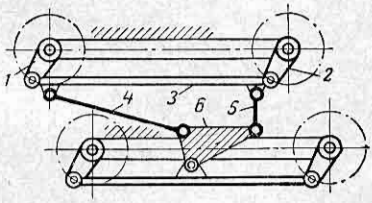


Фиг. 1805.

Фиг. 1805. Карданный механизм со звездочкой, допускающий передачу усилий между валами, оси которых в процессе работы могут смещаться. Механизм передает движение между коробкой скоростей и промежуточным карданным валом при помощи зубчатой звездочки. Применяется в автомобилях.



Фиг. 1806.

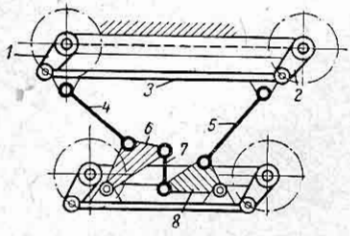


Фиг. 1807.

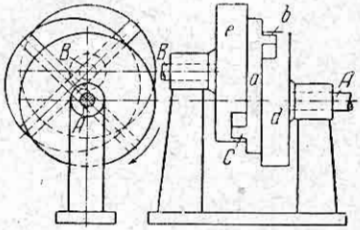
Фиг. 1806—1808. Компенсирующие механизмы, применяемые в электролокомотивах для передачи движения от двигателя к ведущим колесам. Вследствие колебания во время движения подвешенной на рессорах рамы электролокомотива непосредственная связь вала двигателя с осью ведущих колес невозможна.

Четырехзвенный механизм с параллельными кривошипами, образованный ведущими колесами, рамой тележки и шатуном, обладает одной степенью свободы. Поэтому без нарушения определенности движения к нему можно присоединить одну из статически определимых групп, поводки которой должны быть расположены так, чтобы сближение или удаление рамы электролокомотива и тележки не были ограничены.

В компенсирующем механизме по фиг. 1806 присоединена трехповодковая группа со звеньями *1, 2, 3* и *4*; в механизме по фиг. 1807 — группа третьего класса со звеньями *1—6*; в механизме по фиг. 1808 — группа третьего класса по классификации Ассура со звеньями *1—8*.

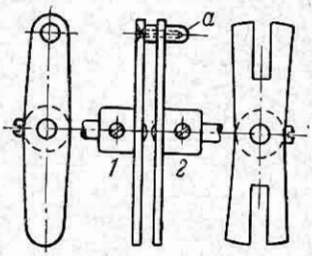


Фиг. 1808.

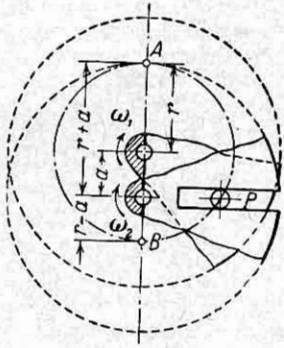


Фиг. 1809.

Фиг. 1809. Уравнительная муфта для передачи вращения между несоосными валами *A* и *B* с помощью шайбы *a* с двумя взаимно перпендикулярно расположенными выступами *b, c,* входящими в пазы звеньев *d* и *e*.



Фиг. 1810.

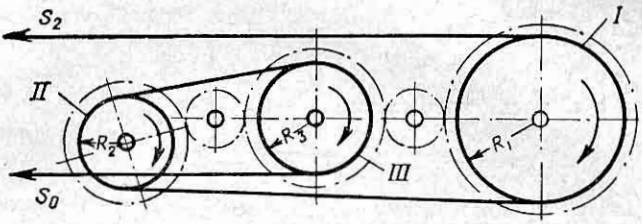


Фиг. 1811.

Фиг. 1810. Муфта электрического счетчика. На сцепной штифт *a* посажена стеклянная трубочка, изолирующая оси половинок муфты от прохождения тока. Муфта допускает несоосность валов *1* и *2*.

Фиг. 1811. Муфта, допускающая небольшое смещение осей. Чем больше угол пересечения осей, тем больше изменения угловой скорости ω_2 ведомого диска в сравнении с ведущей угловой скоростью ω_1 вала. $\omega_{2\max}$ соответствует точке *B*, а $\omega_{2\min}$ — точке *A*. *P* — палец на диске ведущего вала.

$$\omega_{2\,\min}=\frac{r\omega_1}{r+a}; \qquad \omega_{2\,\max}=\frac{r\omega_1}{r-a}.$$



Фиг. 1812.

Фиг. 1812. Схема уравнительного привода с тремя приводными уравнительными блоками, заменяющая многожелобчатый привод.

Проскальзывание, толчки и повышенное натяжение каната в многожелобчатых приводах устраняются применением связанных одножелобчатых блоков с постоянной окружной скоростью каната на всех блоках.

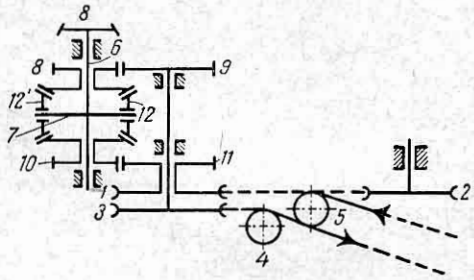
Отношение предельных значений крутящих моментов на отдельных блоках *I*, *II* и *III*, появляющихся при буксовании:

$$\frac{M_1}{M_2}=\frac{R_1}{R_2}e^{\mu\alpha_0};\quad \frac{M_2}{M_3}=\frac{R_2}{R_3}e^{\mu\alpha_0},$$

где α_0 — угол обхвата, обычно одинаковый для всех блоков;
μ — коэффициент трения.

Для уравнительного привода с любым числом блоков одинакового радиуса

$$\frac{M_1}{M_2}=\frac{M_2}{M_3}=\ldots=\frac{M_{n-1}}{M_n}=e^{\mu\alpha_0}.$$



Фиг. 1813.

Фиг. 1813. Уравнительный двухжелобчатый привод с дифференциалом. Сходя с приводного блока *1*, канат огибает блок *2*, а затем блок *3* с помощью направляющих роликов *4* и *5*. Приводной вал *6*, получающий движение от конического колеса *8*, вращает с помощью водила *7* и конических зубчатых колес дифференциала: а) зубчатую пару *8—9* и с ними приводной блок *3*, б) приводной блок *1* с помощью пары *10—11*. Если окружные скорости приводных блоков различны, то колеса *9* и *11* вращаются с различными скоростями, колеса *12* и *12'* начинают вращаться вокруг своей оси, выравнивая скорости блоков *1* и *3*.

Максимальная разность натяжений ведущей и ведомой ветвей каната, передаваемая приводом,

$$P=P_1+P_2=2t_0\,(e^{\mu\alpha_0}-1).$$

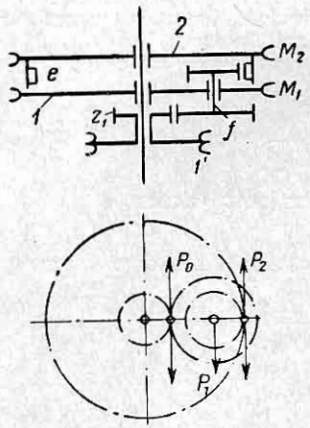
Натяжение сбегающей ветви каната

$$t_0=\frac{P}{2\,(e^{\mu\alpha_0}-1)}\approx 1{,}15P,$$

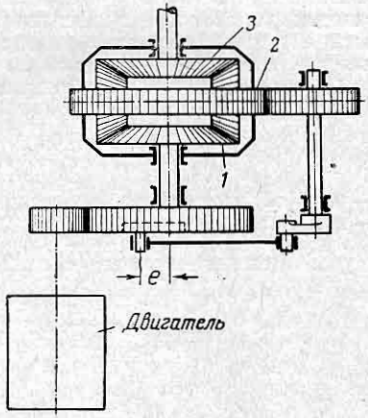
в то время как в двухжелобчатом жестком приводе

$$t_0=\frac{P}{2\,(e^{\mu 2\alpha_0}-1)}\approx 1{,}35P.$$

Преимущество уравнительного привода очевидно.



Фиг. 1814.



Фиг. 1815.

Фиг. 1814. Уравнительный привод для равномерного распределения крутящего момента и понижения числа оборотов приводного вала.

Шкив *1'* приводится в движение от двигателя. Шкив M_1 является поводком дифференциала, шкив M_2 связан с центральным колесом *e*.

Моменты, передаваемые блоками,

$$M_1=P_1(r_1+R_1),$$

$$M_2=P_2r_2.$$

Усилия

$$P_2=P_0\frac{r_1}{r_2};\quad P_1=P_0+P_2=P_0\frac{r_1+r_2}{r_2},$$

где P_0 — окружное усилие на колесе z_1;

P_1 — давление на палец водила, связанного с колесом *f*;

P_2 — окружное усилие на ободе *e* блока *2*;

M_1, M_2 — моменты, передаваемые блоками *1* и *2*.

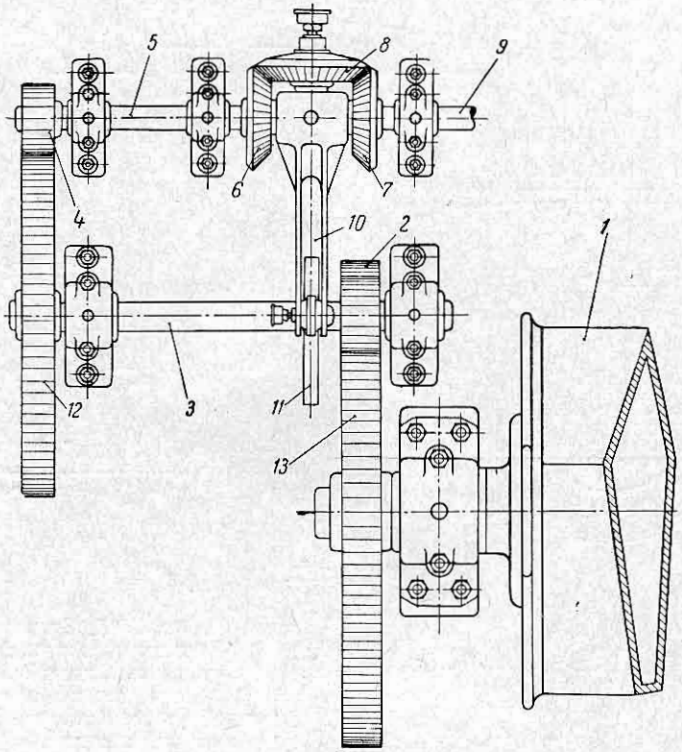
r_1, r_2 и R_1 — радиусы колес z_1, *e*, *f*.

Фиг. 1815. Схема дифференциального механизма для выравнивания скоростей ножниц и разрезаемого материала. Привод ножниц осуществляется от

двигателя и редуктора через конические колеса дифференциала *1* и *3*. Скорость ведомого колеса *3* и вместе с ним барабанов ножниц складывается из ω_1 и ω_2:

$$\omega_3 = \omega_1 \pm 2\omega_2.$$

Так как колесо *2* совершает колебательно-вращательное движение, то угловая скорость ножниц переменна. Изменяя эксцентриситет *e* и число оборотов *n* электродвигателя, настраивают ножницы на разрезание штук большей или меньшей длины.

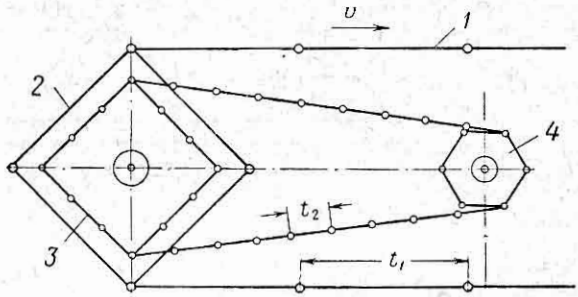


Фиг. 1816.

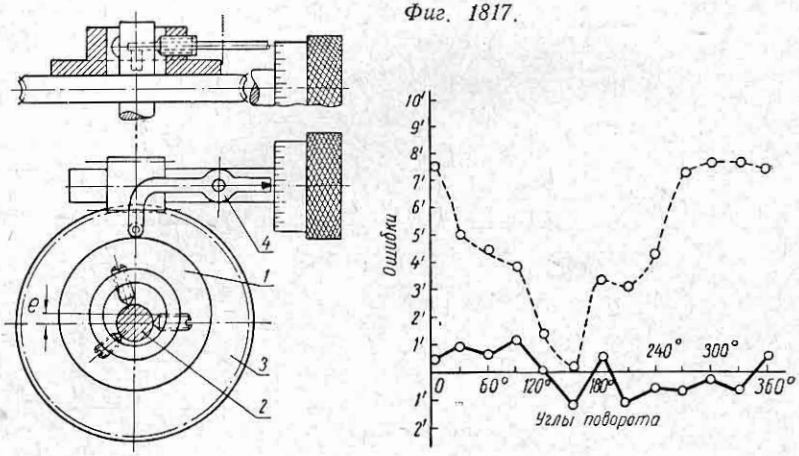
Фиг. 1816. Уравнительный цепной привод для устранения неравномерного хода цепей в цепных транспортерах с приводом от звездочки с большим шагом.

От ведущего вала *9* через конические колеса *7, 8, 6* движение передается валу *5* и далее через зубчатую пару *4—12* валу *3* с заклиненным кулачком *11*, толкающим ролик водила *10*. Изменяя профиль кулачка, можно передать барабану *1* через пару *2—13* вращение с переменной угловой скоростью, выравнивающей неравномерное движение цепи, имеющее место при набегании на звездочку. Угловая скорость вала *5* складывается с угловой скоростью вала *9* и поводка *10* дифференциала:

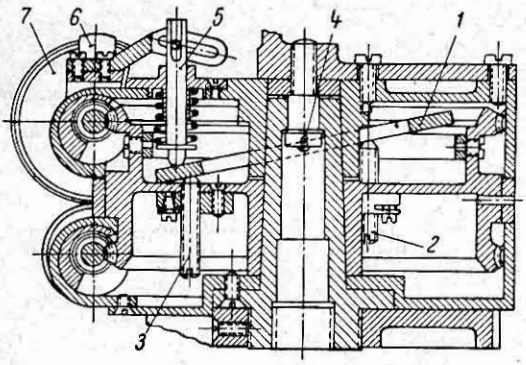
$$n_5 = -n_9 + 2n_{10}$$



Фиг. 1817.



Фиг. 1818.



Фиг. 1819.

Фиг. 1817. Скорость v цепи *1* будет неравномерной, если звездочка *2* имеет малое число зубьев и вращается с постоянной угловой скоростью. Выравнивание скорости v цепи достигается цепной передачей, у которой ведущая звездочка *4* имеет обычную круглую форму, а ведомая звездочка *3* столько граней, сколько зубьев на звездочке *2*.

t_1 — шаг цепи транспортера,

t_2 — шаг цепи цепной передачи.

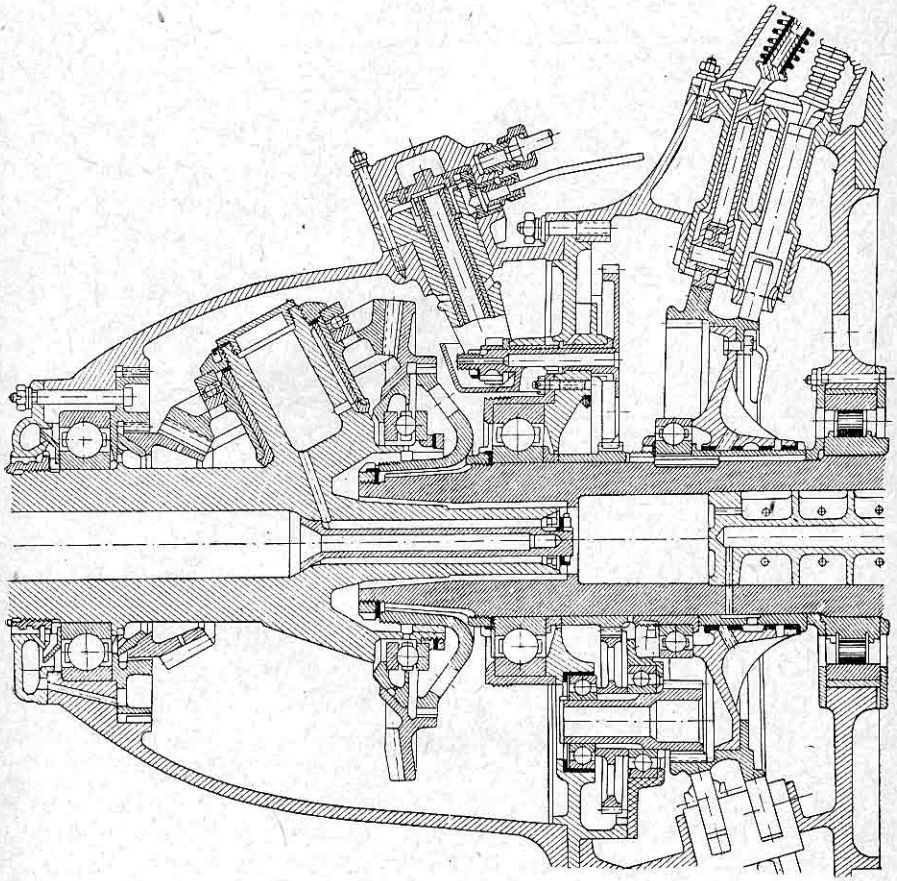
Фиг. 1818—1819. Схема и конструкция коррекционного приспособления для устранения влияния эксцентриситета в червячной передаче точных приборов.

Круглая шайба *1* (фиг. 1818), посаженная с регулируемым эксцентриситетом на ось *2* отсчетного колеса *3*, компенсирует эксцентричность e отсчет-

ного колеса за счет поправочного движения, передаваемого индексу *4*, вращающемуся вокруг неподвижной оси.

На фигуре справа показана кривая ошибок в отсчетах прибора без корекционного устройства (кривая пунктиром) и при наличии устройства.

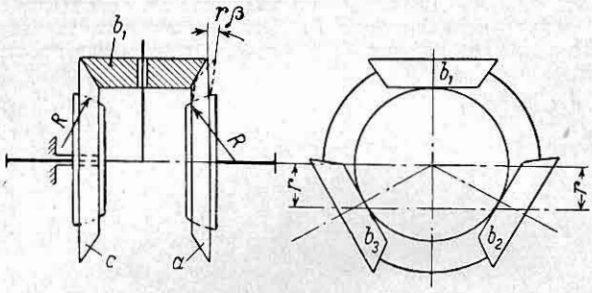
Конструктивное исполнение схемы приведено на фиг. 1819. Плоское кольцо *1* на шаровом подвесе, поворачиваемое в любой плоскости посредством регулировочных винтов *2, 3* и *4*, может передать движение толкателю *5* и индексу *6*, качающемуся вокруг оси барабана *7*. Для исправления эксцентриситета червячного колеса прибора, равного 0,01 *мм*, необходим ход толкателя *5* порядка 1 *мм*.



Фиг. 1820.

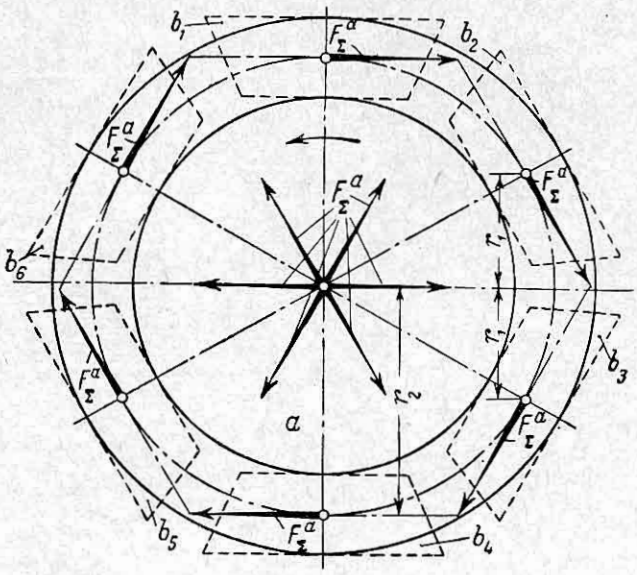
Фиг. 1820. Продольный разрез редуктора авиационного двигателя с уравнительным механизмом. При наличии трех сателлитов b_1, b_2, b_3 (фиг. 1821) перегрузка на один из сателлитов вызывает смещение солнечных колес *a* и *c*,

поворачивающихся на шаровых пятах, в результате чего сателлиты нагружаются равномерно (расстояние r для обоих недогруженных сателлитов одинаково). При шести сателлитах перегрузка одного сателлита (фиг. 1822) уравновешивания нагрузки не создает, и оно должно основываться на других принципах.



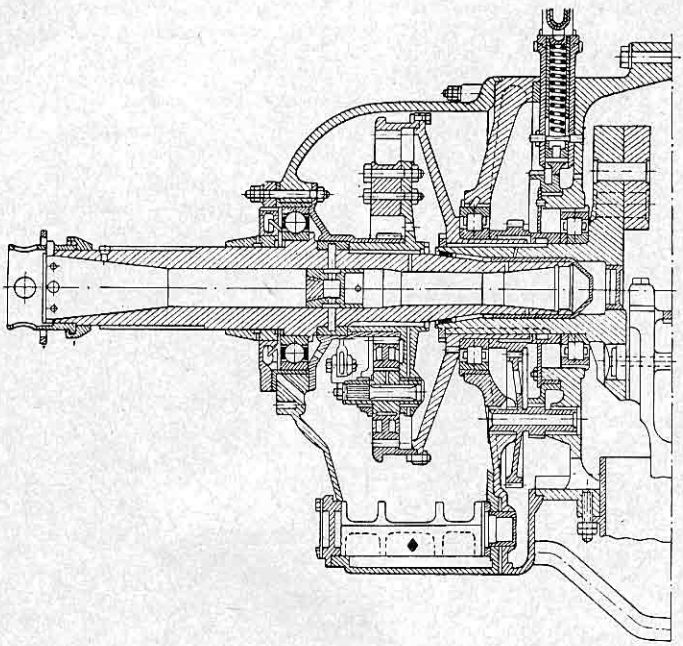
Фиг. 1821.

Фиг. 1821. Принцип действия уравнительного механизма.



Фиг. 1822.

Фиг. 1822. Схема планетарной передачи с шестью сателлитами.



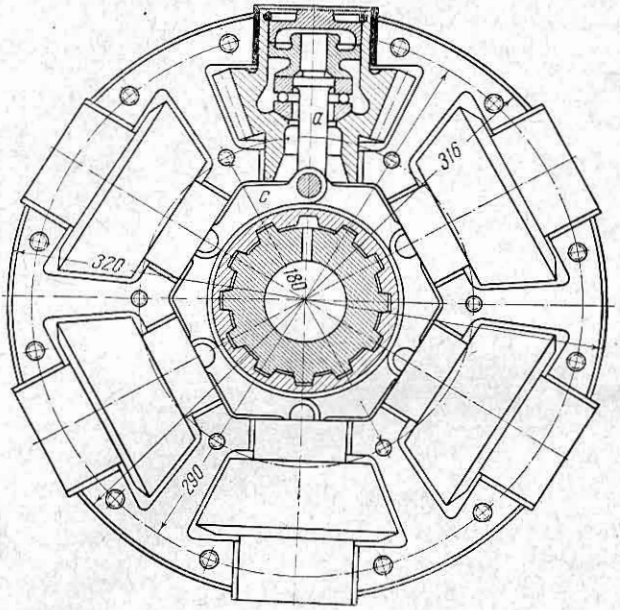
Фиг. 1823.

Фиг. 1823. Уравнительный механизм авиационного редуктора при шести сателлитах, укрепленных по углам шарнирного шестиугольника.

Принцип действия механизма заключается в том, что сателлиты, перемещаясь вдоль оси подшипника с помощью тяги *a* (фиг. 1824), связанной с серьгой *c*, при перегрузке перемещаются под действием осевой силы *W* (фиг. 1825) и изменяют форму шарнирного шестиугольника, передавая тем самым нагрузку другим сателлитам. Если допустить, что вершины шестиугольника перемещаются по осевым линиям (поперечные смещения отсутствуют), то

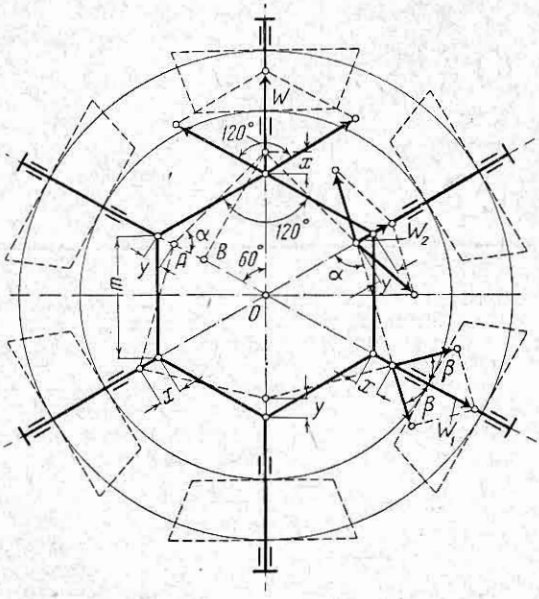
$$x_{max}=m\,\frac{1-\sin 60^\circ}{\sin 60^\circ}\approx 0{,}15m;$$

$$y=m\left[1-\sqrt{1-\left(1+\frac{x}{m}\right)^2\sin^2 60^\circ}-\left(1+\frac{x}{m}\right)\cos 60^\circ\right]$$



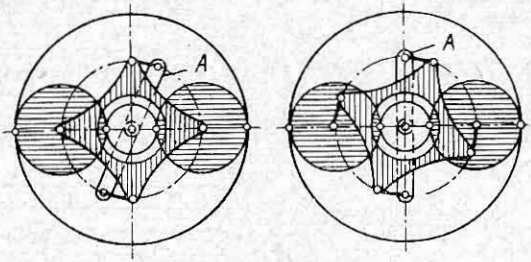
Фиг. 1824.

Фиг. 1824. Устройство уравнительного механизма.



Фиг. 1825.

Фиг. 1825. Схема планетарной передачи с уравнительным механизмом.



Фиг. 1826.

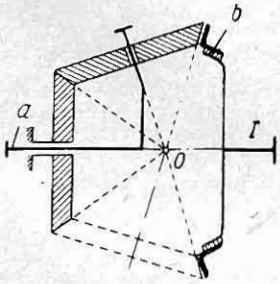
Фиг. 1826. Уравнительный механизм для планетарной передачи с двумя сателлитами, в котором водило A допускает поперечное смещение относительно центрального вала для равномерного распределения нагрузки на сателлиты при неизбежных ошибках в изготовлении и монтаже передачи. На фиг. 1826 число соединений

$$k=3S_0+S_1+1=3\cdot 1+2+1=6,$$

где S_0 — число дисков, не имеющих непосредственного соединения с проводниками;

S_1 — число дисков, связанных с проводниками.

Число соединений представлено или четырьмя зацеплениями и двумя стержнями (левый эскиз) или двумя зацеплениями и четырьмя стержнями (правый эскиз).



Фиг. 1827.

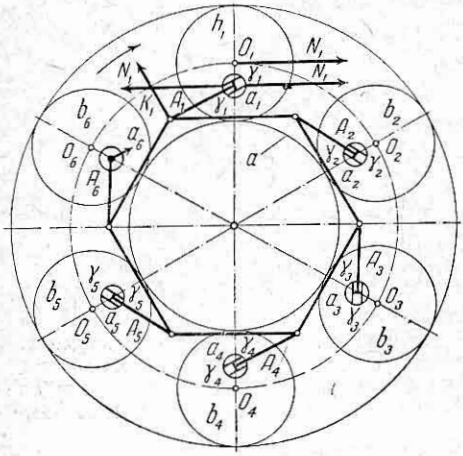
Фиг. 1827. Уравнительный механизм в соосной передаче с коническими колесами и двумя сателлитами. Необходимое поперечное смещение одного из центральных колес (или водила a) осуществляется с помощью сферической чашки b, связанной с приводным валом I.

Уравнение для определения числа соединений k:

$$k=3S_0+S_1+1$$

справедливо, так как $S_0=0$; $S_1=0$; $k=1$.

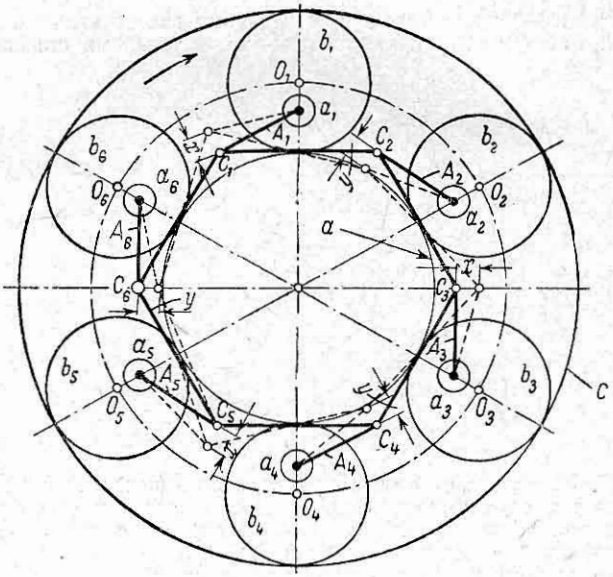
Это единственное соединение при отсутствии уравнительных дисков представляет собой центр O пересечения всех осей валов, совпадающий с центром шарового шарнира.



Фиг. 1828.

Фиг. 1828. Схема уравнительного механизма шестисателлитового редуктора авиационного двигателя «двухрядная звезда».

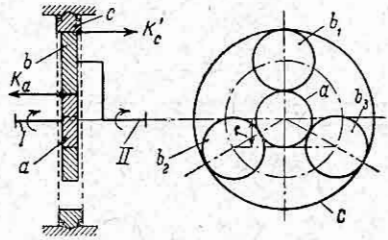
Цилиндрические сателлиты вращаются вокруг центров O_1, O_2, O_3. К вершинам шарнирного шестиугольника прикреплены рычаги A_1, A_2..., вращающиеся вокруг точек a_1, a_2.... и движущиеся поступательно в направляющих $\gamma_1\gamma_1$, $\gamma_2\gamma_2$ и т. д. Только шестой рычаг A_6 жестко скреплен с эксцентричной цапфой сателлита b_6. Движение пяти сателлитов независимо, а шестой сателлит перемещается до тех пор, пока все сателлиты не получат равномерной нагрузки. Силы N_1, N_2..., приложенные в точках a_1, a_2..., вращают сателлиты вокруг оси коленчатого вала. Радиально направленные силы K_1, K_2..., приложенные в шарнирах, производят уравнивание нагрузки на сателлиты.



Фиг. 1829.

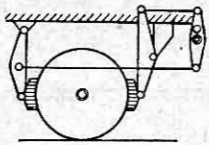
Фиг. 1829. Уравнительный механизм по схеме инженера Косова, отличающийся от схемы фиг. 1828 тем, что рычаги A_1, A_2... соединяются с цапфами a_1, a_2... жестко, а шестая вершина шестиугольника C_6— шарнирно. При перегрузке одного из сателлитов контур шестиугольника претерпевает изменения, вслед-

ствие чего нагрузка передается не всем сателлитам, а лишь двум соседним и одному противоположному, как по фиг. 1825 для шести конических сателлитов. Схема проще схемы фиг. 1828 и при небольших перемещениях сателлита пригодна к работе.

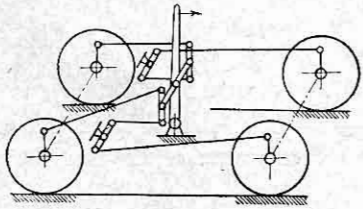


Фиг. 1830.

Фиг. 1830. Схема уравнительного механизма редуктора, мало отличающегося от схемы фиг. 1827. Коронка *c* редуктора установлена в корпусе на сферической чашке. При перегрузке сателлита осевая сила K'_c увеличиваясь, несколько отклонит коронку *c*, которая при равных отрезках *r* для обоих сателлитов распределяет равномерно нагрузку на все сателлиты. *a* — центральное колесо; *b* — сателлиты; K_a — осевая сила центрального колеса.

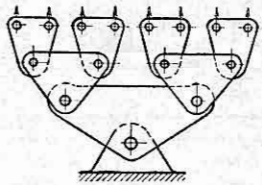


Фиг. 1831.



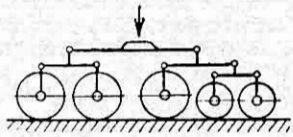
Фиг. 1832.

Фиг. 1831—1832. Разветвленный уравнительный механизм для выравнивания нажатия тормозных колодок на два (фиг. 1831) и на четыре (фиг. 1832) колеса.



Фиг. 1833.

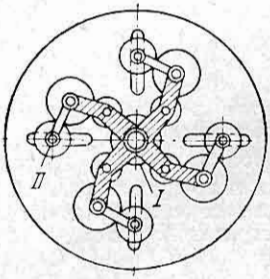
Фиг. 1833. Плоский разветвленный уравнительный механизм для передачи растягивающей нагрузки на несколько опорных точек посредством системы рычагов.



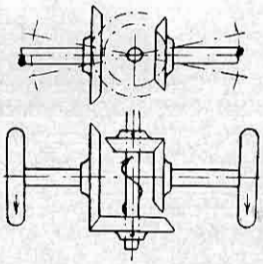
Фиг. 1834.

Фиг. 1834. Разветвленный механизм для равномерного распределения сжимающей нагрузки на несколько опор посредством системы рычагов. Число соединений

$$k=3S_0+S_1+1=0+4+1=5.$$



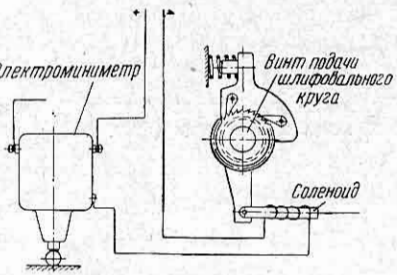
Фиг. 1835.



Фиг. 1836.

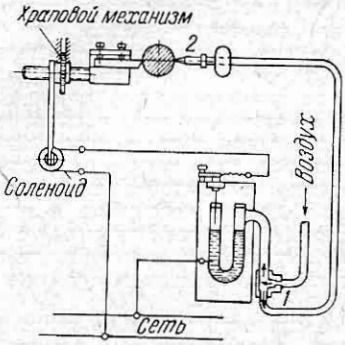
Фиг. 1835. Зубчатая передача на четыре вала с изменяемым положением осей *II* от вала *I*.

Фиг. 1836. Привод подрессоренных колес посредством конических зубчатых колес. Оба колеса имеют одинаковое число оборотов и допускают перекос осей.

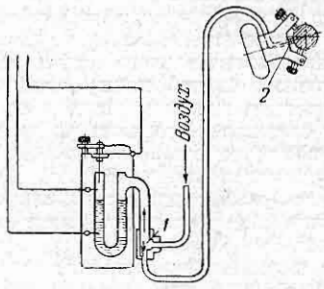


Фиг. 1837.

Фиг. 1837. Автоматическая компенсация износа шлифовального круга. В процессе шлифования цилиндрического изделия вследствие износа шлифовального круга размер диаметра изделия в начале и конце цилиндра может оказаться неодинаковым. Для компенсации износа круга может быть использован приведенный на фигуре механизм, в котором импульс при отклонении диаметра от номинала, равного наибольшему значению, подается контактным миниметром в катушку соленоида, сообщающего поворот коромыслу с собачкой, а следовательно, и храповому колесу на винте подачи шлифовального круга. Схема может быть использована для отключения подачи при достижении шлифуемой деталью заданного размера.



Фиг. 1838.



Фиг. 1839.

Фиг. 1838—1839. Пневматические механизмы для компенсации износа инструмента или отключения подачи при достижении заданного размера. Воздух из магистрали поступает под давлением через редукционный клапан и сопло *1* в приспособление, теряя при этом давление. В атмосферу воздух сбрасывается через сопло *2*, заслонкой для которого служит поверхность обрабатываемой детали. Давление в контактном манометре зависит от расположения обрабатываемой поверхности относительно выходного сечения сопла: в случае достижения установленного размера (или отклонения его на заданную величину от номинала) происходит замыкание соответствующим образом расставленных контактов манометра, что вызывает срабатывание механизмов на подналадку инструмента или отвод инструмента и остановку станка.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И УСТРОЙСТВА

В работе каждой технологической машины не исключена возможность перегрузки, в результате которой может произойти разрушение какого-либо наиболее слабого из звеньев механизма и машина выйдет из строя. Для предотвращения аварии целесообразно вводить в кинематическую цепь машины заведомо слабое звено, достаточно прочное для восприятия нормальных нагрузок и разрушающееся при перегрузке.

Предохранительное звено механизма конструктивно должно быть достаточно простым и легко заменяемым, чтобы после разрушения оно могло быть быстро заменено. Чаще всего в качестве предохранительного звена устанавливаются срезающиеся шпильки из материала с известной и стабильной механической характеристикой.

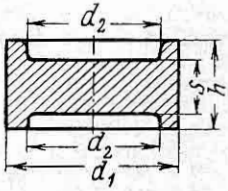
Предохранение от перегрузки можно осуществить также введением в кинематическую цепь автоматически срабатывающих при перегрузке механизмов. Для этого применяются фрикционные предохранительные муфты, планетарные передачи с одним заторможенным центральным колесом (см. фиг. 825), выключающиеся кулачковые муфты, падающие червяки, механизмы с упругими звеньями и пр.

Во фрикционных предохранительных механизмах момент или сила трения должны быть больше нормального для данного звена момента или силы, но меньше разрушающего момента. Фрикционные механизмы не всегда надежны вследствие нестабильности коэффициента трения, зависящего от весьма большого числа не учитываемых при расчете параметров.

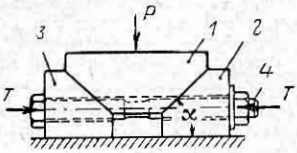
В механизмах с упругими звеньями, предохраняющими от перегрузки, деформация предохранительного звена подбирается из тех же соображений,

что и при фрикционных механизмах. При нормальной нагрузке упругое звено напряжено и сила упругости достаточна для сохранения неизменным относительного расположения деталей, на которые она действует. При перегрузке ведомая деталь предохранительного механизма останавливается, а другая начинает перемещаться. Нагрузка на звенья механизма определяется силой упругости предохранительного звена. Например, в камнедробилке при защемлении разрушаемых камней между щеками дробилки ведомая щека останавливается, а деформация пружины увеличивается до тех пор, пока камень не разрушится. Может оказаться, что сила упругости пружины недостаточна для разрушения камня и при ее отсутствии появилась бы перегрузка механизма, а возможно, и разрушение какой-либо детали. Кулачковые предохранительные механизмы применимы только при малых скоростях, потому что возникающие при повторном включении удары, отражающиеся на прочности звеньев, могут быть значительными.

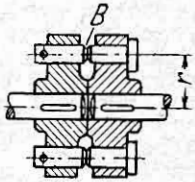
При длительной перегрузке фрикционные предохранительные механизмы во избежание перегрева следует сблокировать с электрическим выключателем, приводимым в действие после некоторого пробуксовывания поверхности трения.



Фиг. 1840.



Фиг. 1841.



Фиг. 1842.

Фиг. 1840. Предохранительный стакан. Применяется в прокатных станах в качестве предохранительного устройства. Стакан разрушается, если усилие, действующее вдоль оси, больше предельного.

Фиг. 1841. Предохранительная коробка. Применяется в прокатных станах для больших давлений. Клин *1* установлен между стянутыми болтами *4* клиньями *2* и *3*. В средней части болтов *4* сделана заточка, рассчитанная по предельному усилию. Усилие *1*, действующее на болты, определяется по формуле

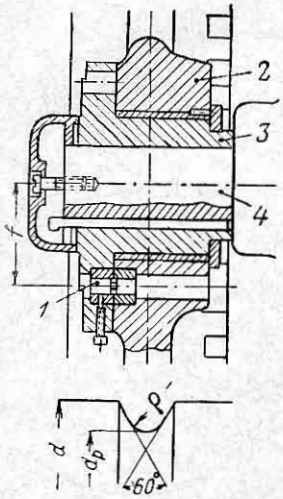
$$T=\frac{P}{2}[\operatorname{tg}(\alpha-\rho)-\mu].$$

P — усилие, действующее на клин 1;
ρ — угол трения;
μ — коэффициент трения.

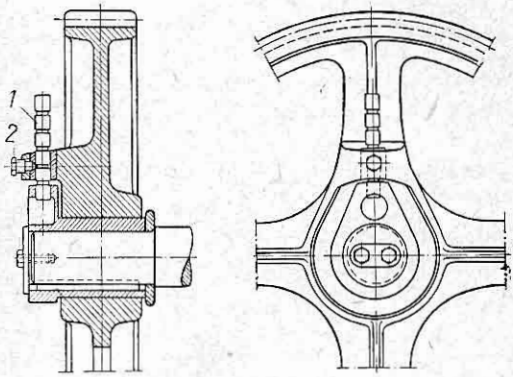
Фиг. 1842. Предохранитель. При перегрузке срезаются надрезанные пальцы *B* муфты. Предельное значение передаваемого момента

$$M=\sigma_s\frac{\pi d^2}{4}rk,$$

где σ_s — временное сопротивление на сдвиг;
d — диаметр шейки шпильки;
r — расстояние от оси вала до оси пальца;
k — число пальцев.



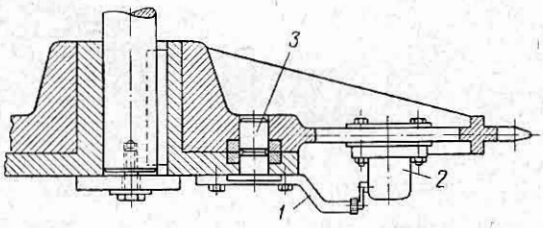
Фиг. 1843.



Фиг. 1844.

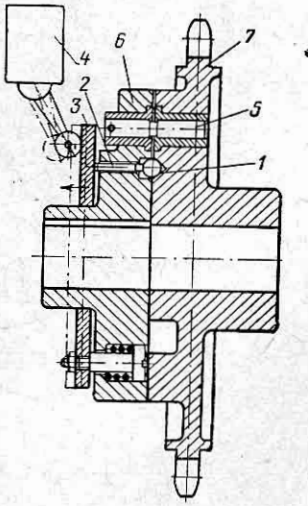
Фиг. 1843. Предохранительный штифт *1* соединяет маховик *2* с втулкой *3*, жестко установленной на валу *4*. Посередине штифта сделана шейка диаметром d_p (на фигуре снизу). При перегрузке пресса штифт в этой части разрушается.

Фиг. 1844. Предохранительный штифт *1* имеет несколько надрезов по длине; после среза штифта по одному сечению, штифт опускается вниз на расстояние одного интервала между надрезами и фиксируется винтом *2*.

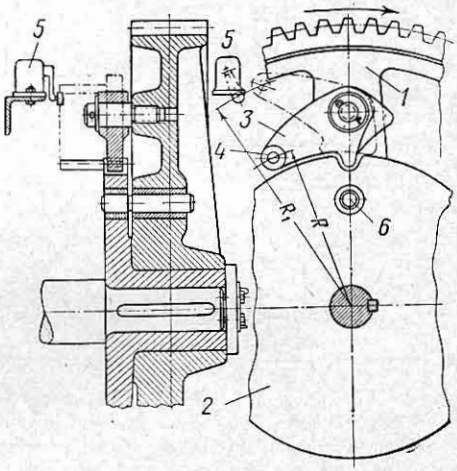


Фиг. 1845.

Фиг. 1845. Устройство с предохранительным штифтом и специальным приспособлением для остановки электродвигателя. На втулке звездочки прикрепляется планка *1*, которая при срезе штифта *3* поворачивает рычаг выключателя *2*, прикрепленного к звездочке.



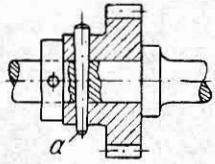
Фиг. 1846.



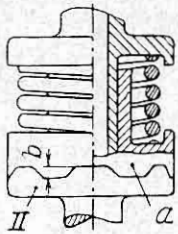
Фиг. 1847.

Фиг. 1846. Устройство с предохранительным штифтом и выключателем. При срезе штифта *5* диск *6* поворачивается относительно звездочки *7*. Шарик *1* выходит из местного углубления и выталкивает палец *2*, который переключает рычаг выключателя *4* посредством шайбы *3*. Двигатель при этом останавливается.

Фиг. 1847. Устройство с предохранительным штифтом и выключателем. При срезании штифта *6* колесо *1* поворачивается относительно ведомого диска *2*, отклоняя рычаг *3* с пальцем *4*. Конечный выключатель *5* прикрепляется к неподвижной стойке и при срезе штифта выключается пальцем *4* рычага *3*.



Фиг. 1848.



Фиг. 1849.

Фиг. 1848. Предохранительный штифт. При перегрузке штифт *a* срезается. Определение размеров, как по фиг. 1842 при $k=2$.

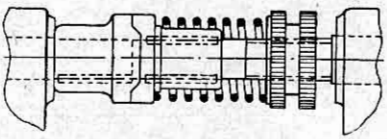
Фиг. 1849. Предельный ограничитель крутящего момента. Если момент превосходит предельную величину, то ведомый вал *II* начинает проскальзывать, так как кулачковая муфта *a* преодолевает силу нажатия пружины. Схема применяется в патронах сверлильных станков, в конструкциях предельных ключей и т. п.

Если M — предельное значение момента, то сила упругости пружины

$$Q=\frac{M}{r_{ср}\operatorname{tg}(\alpha+\rho)},$$

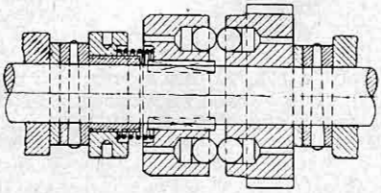
где α — угол подъема профиля кулачка;
ρ — угол трения;
$r_{ср}$ — средний радиус кулачковой муфты.

Пружина не должна обладать относительно большой жесткостью, чтобы при подъеме на величину b сила Q изменялась незначительно.



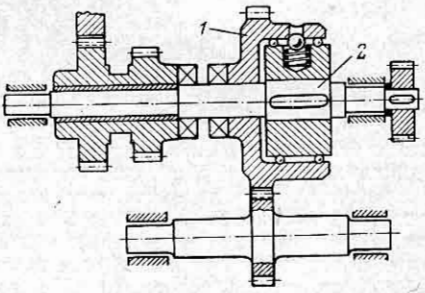
Фиг. 1850.

Фиг. 1850. Кулачковая предохранительная муфта. Устройство аналогично фиг. 1849.



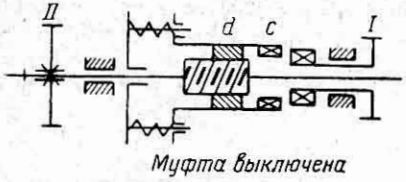
Фиг. 1851.

Фиг. 1851. Шариковая предохранительная муфта. Действие аналогично кулачковой муфте. Стальные шарики выступают над поверхностью втулок приблизительно на половину диаметра и удерживаются на месте шпильками, пропущенными через края отверстий втулок. Величина предельного момента регулируется натяжением пружины.

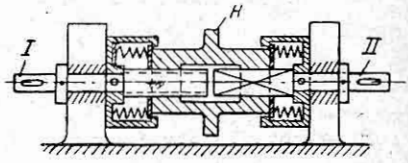


Фиг. 1852.

Фиг. 1852. Предохранительный механизм. При перегрузке шарик, преодолевая сопротивление пружины, выходит из углубления в колесе *1* и связь между колесом *1* и валом *2* прекращается. Механизм применяется в цепи подач фрезерных станков.



Фиг. 1853.



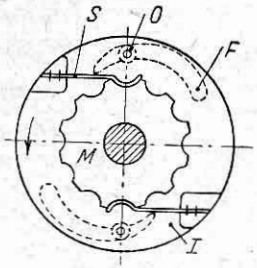
Фиг. 1854.

Фиг. 1853. Ограничение величины передаваемого крутящего момента. Ведущие и ведомые валы соединены между собой кулачковой муфтой *c* и диском *d* с винтовой резьбой. При перегрузке диск *d* перемещается вдоль оси ведомого вала до выключения муфты *c*. Пружины с предварительным натяжением. Сила упругости пружины определяется по формуле

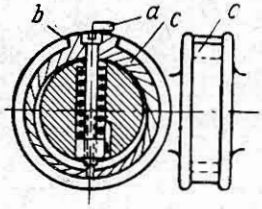
$$Q=\frac{M}{ir_{\text{ср}}\operatorname{tg}(\alpha+\rho)},$$

где i — число пружин;
$r_{\text{ср}}$ — средний радиус нарезки;
α — угол подъема резьбы;
ρ — угол трения.

Фиг. 1854. Ограничение величины передаваемого крутящего момента. Схема аналогична схеме фиг. 1853 с той разницей, что механизм работает при любом направлении вращения ведущего вала. Выключающий механизм присоединяется к детали *H*. *I* — ведущий вал, *II* — ведомый.



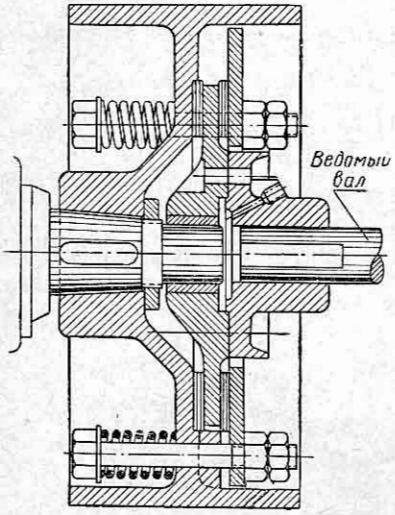
Фиг. 1855.



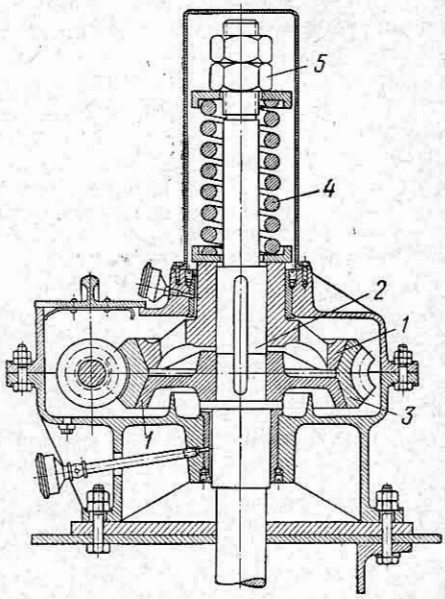
Фиг. 1856.

Фиг. 1855. Ограничительная центробежная муфта. На ведущем валу насажен барабан *I*, к которому прикреплены плоские пружины *S* и грузы *F*, свободно вращающиеся на осях *O*. На ведомом валу надета шайба *M*, между зубьями которой входят выгнутые концы пружины *S*. При вращении ведущего вала грузы *F* прижимают пружины к шайбе и ведомый вал вращается с тем же числом оборотов, что и ведущий. При перегрузке ведомого вала сила прижатия пружин к шайбе *M* становится недостаточной и ведомый вал начинает пробуксовывать.

Фиг. 1856. Предохранитель от разноса паровых турбин. При увеличении скорости вращения ротора турбины выше допустимого эксцентричное кольцо *c*, преодолевая силу пружины, перемещается радиально и выступом *b* ударяет в кулачок *a*, который приводит в движение механизм, закрывающий вход пара в турбину.



Фиг. 1857.



Фиг. 1858.

Фиг. 1857. Предохранительная дисковая фрикционная муфта. При перегрузке диски, сжимаемые пружинами, пробуксовывают. Предельное значение момента трения может регулироваться натяжением пружин при помощи гаек. Момент трения

$$M_F=\beta M_{\max}=k\mu r_{\text{ср}} iQ,$$

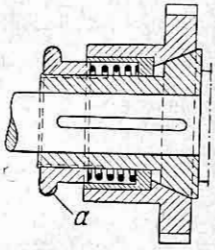
где β — перегрузочный коэффициент;
k — число поверхностей трения;
Q — силы упругости сжатой пружины;
$M_{\max}$ — наибольшее значение передаваемого момента;
i — число пружин.

Фиг. 1858. Червячная передача с муфтой предельного момента. Венец *3* червячного колеса установлен между двух конических дисков *1*, соединенных с валом *2* шпонкой. В период перегрузки вала *2* венец *3* червячного колеса проворачивается относительно дисков *1*. Величина момента сил трения между венцом и дисками регулируется гайкой *5*, которая сжимает пружину *4*.

Фиг. 1859. Коническая фрикционная предохранительная муфта. Регулирование предельного передаваемого момента производится при помощи гайки *a*. Необходимый момент трения

$$M_F=\beta M_{\max}=\frac{\mu r_{\text{ср}} Q}{\sin\alpha},$$

где Q — сила упругости пружины;
μ — коэффициент трения;
α — угол между осью и образующей конуса.

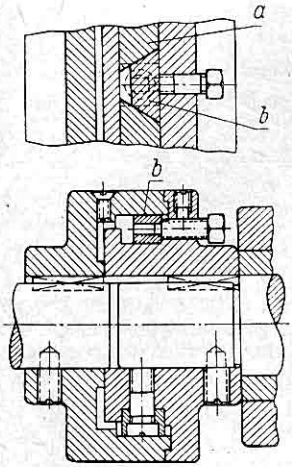


Фиг. 1859.

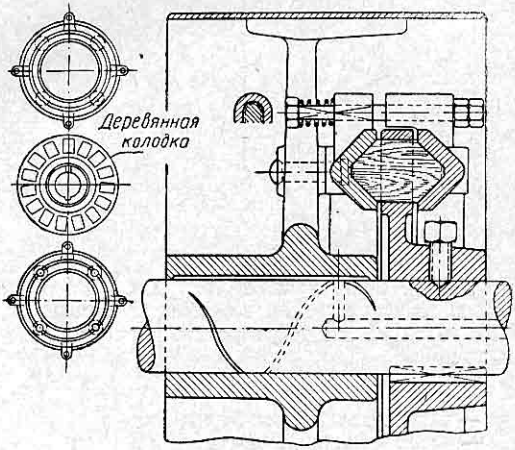
Фиг. 1860. Ленточная фрикционная предохранительная муфта. Регулирование усилия, разжимающего кольцо, производится кольцом a и клином b. Момент трения

$$M_F=\beta M_{\max}=r(S_1+S_2)\frac{e^{\mu\alpha}-1}{e^{\mu\alpha}+1}; \qquad S_1+S_2=\frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)},$$

где Q — сила нажатия болта на клин b;
β — угол у большого основания клина;
ρ — угол трения;
α — угол охвата кольца $\approx 2\pi$.



Фиг. 1860.

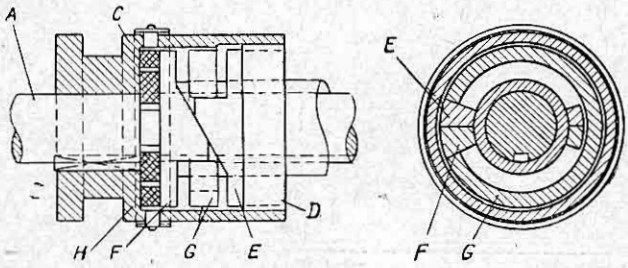


Фиг. 1861.

Фиг. 1861. Предохранительная муфта. Применяется в строгальных станках с ременным реверсивным приводом для предохранения механизма от перегрузки при реверсировании. Деревянные колодки ведомой втулки зажимаются в конических желобах ведущего шкива четырьмя пружинами. Сила упругости пружин

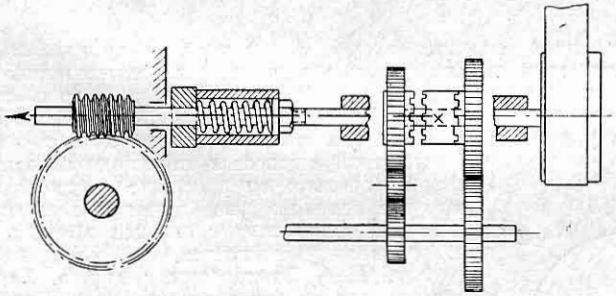
$$Q=\frac{M\sin\alpha}{r_{\text{ср}}\mu i},$$

где i — число пружин;
α — угол при вершине конического желоба.



Фиг. 1862.

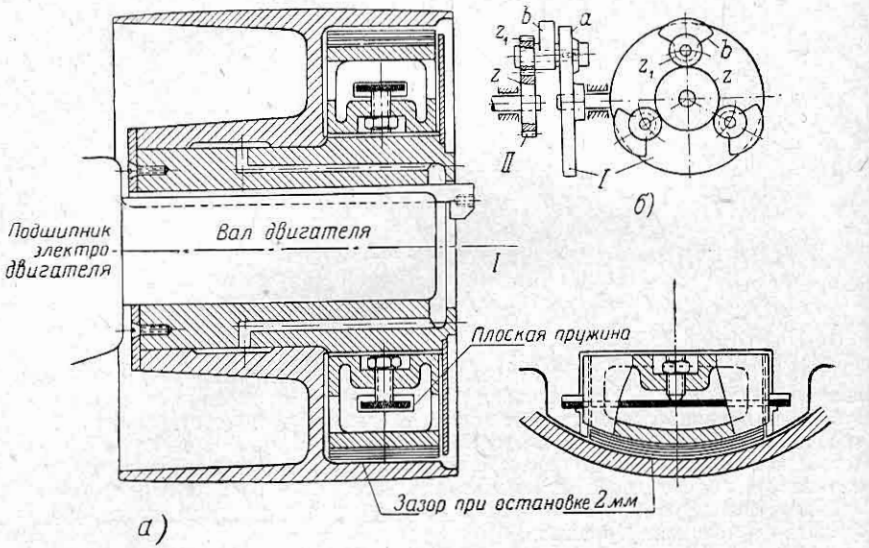
Фиг. 1862. Пружинное предохранительное приспособление. Между пальцами колец *E* и *F* заключена пружина *G*, упирающаяся торцами в прямые срезы зубьев и прижимающая их наклонным срезом друг к другу. Кольцо *E* шпонкой связано с муфтой *C* и, следовательно, с валом *A*. Под действием пружины торцы колец прижимаются к торцам фланца *H* и гайки *D*. Если нагрузка увеличивается по сравнению с нормальной, скошенные поверхности зубьев скользят друг по другу, пружина сжимается и прижимающийся к корпусу торец фланца *H* начинает буксовать.



Фиг. 1863.

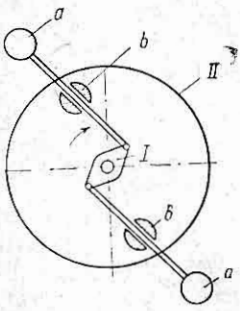
Фиг. 1863. Предохранительное приспособление с выключающейся при перегрузке муфтой. При увеличении нагрузки против номинальной червяк, преодолевая сопротивление пружины, перемещается вдоль оси и выключает кулачковую муфту.

Фиг. 1864. Центробежные предохранительные муфты. В муфте по эскизу *а* при перегрузке, когда число оборотов двигателя уменьшается, центробежная сила, действующая на колодку, оказывается недостаточной для возбуждения необходимой силы трения, и муфта начинает буксовать. В муфте по эскизу *б*



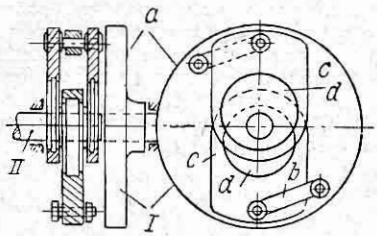
Фиг. 1864.

на ведущем валу *I* закреплен диск *а* с пальцами, на которых надеты грузы с зубчатыми колесами z_1, сцепленными с колесом *z* ведомого вала *II*. При малом числе оборотов центробежная сила груза *b* мала и не в состоянии преодолеть сопротивление ведомого вала; поэтому колеса z_1 обкатываются по колесу *z*. При увеличении числа оборотов центробежная сила отклоняет грузы *b* к периферии и колеса z_1 перестают обкатываться по колесу *z*, приводя во вращение ведомый вал. При перегрузке ведомого вала грузы *b* с колесами z_1 начинают вращаться вокруг пальцев и число оборотов ведомого вала уменьшается.

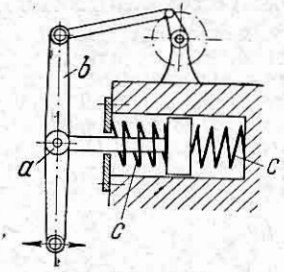


Фиг. 1865.

Фиг. 1865. Центробежная муфта. Ведущий вал *I* при помощи кривошипа приводит в колебание грузы *а*, стержни которых могут скользить и поворачиваться в ползушках *b*, укрепленных шарнирно на диске *II* ведомого вала. Пока число оборотов ведущего вала невелико, диск *II* неподвижен и грузы *а* свободно колеблются в шарнирах. При увеличении числа оборотов ведущий вал начинает вести ведомый диск. При перегрузке на ведомом валу грузы *а* начинают колебаться относительно ведомого диска и число оборотов ведомого вала падает.



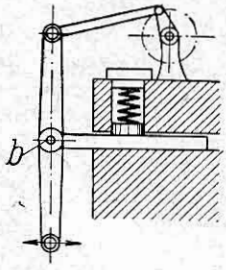
Фиг. 1866.



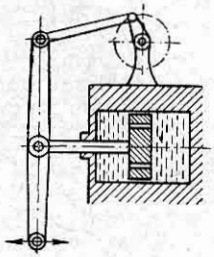
Фиг. 1867.

Фиг. 1866. Центробежная муфта. С шайбой *a* ведущего вала *I* стержнями *b* соединены грузы *c*, надетые на эксцентриках *d* ведомого вала *II*. При достижении ведущим валом требуемого числа оборотов грузы *c* перестают вращаться относительно эксцентриков *d* и ведомый вал приходит во вращение. При перегрузке грузы *c* поворачиваются на эксцентриках и число оборотов ведомого вала уменьшается.

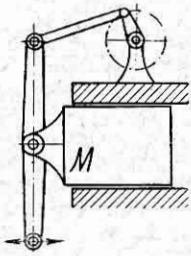
Фиг. 1867. Условно жесткое основание. При перегрузке опора *a* рычага *b* перемещается, преодолевая сопротивление пружин *c*.



Фиг. 1868.



Фиг. 1869.

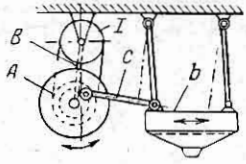


Фиг. 1870.

Фиг. 1868. Условно жесткое основание. При перегрузке опора *b* рычага перемещается, преодолевая силу трения зажима.

Фиг. 1869. Условно жесткое основание. При перегрузке опора рычага перемещается, преодолевая гидравлическое сопротивление амортизатора.

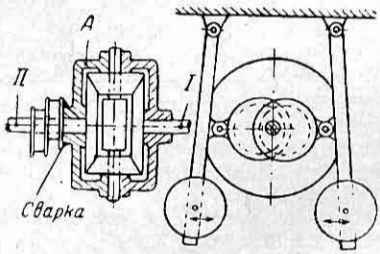
Фиг. 1870. Условно жесткое основание для быстроходных механизмов. Инерция массы *M* преодолевается только при перегрузке, уменьшая ход ведомого звена.



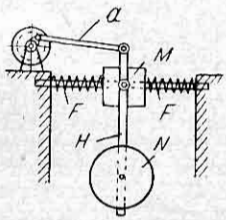
Фиг. 1871.

Фиг. 1871. Контрпривод *A* подвешен на штанге *B* к ведущему шкиву *I* как маятник. Тяжелое маховое колесо контрпривода шатуном *c* соединено с гро-

хотом *b*, повешенным на шарнирных тягах или плоских пружинах. При нормальном наполнении грохота сила инерции массы контрпривода больше силы, необходимой для качания грохота; контрпривод остается неподвижным или колеблется с весьма малой амплитудой, а грохот колеблется с амплитудой, равной (или почти равной) диаметру кривошипа. При наполнении грохота сверх нормы потребная сила становится больше силы инерции массы кривошипа; амплитуда качания грохота уменьшается, а контрпривод начинает колебаться. Таким образом механизм привода предохраняется от перегрузки при чрезмерном переполнении грохота.



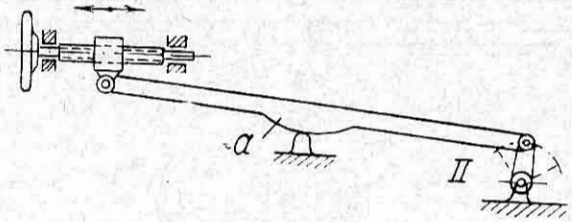
Фиг. 1872.



Фиг. 1873.

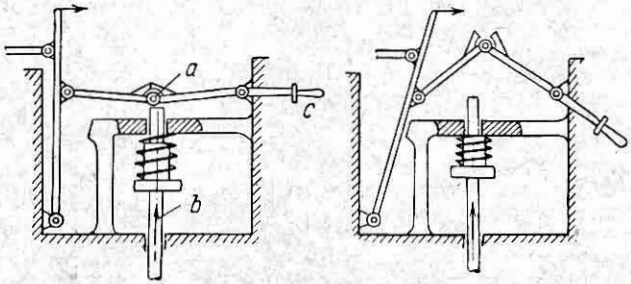
Фиг. 1872. С корпусом *A* связаны два эксцентрика, соединенных с маятниковыми массами. При нагрузке ведомого вала *II*, не превышающей нормы, инерция массы препятствует вращению корпуса. При перегрузке корпус, преодолевая инерцию масс, начинает вращаться в сторону вращения ведущего вала *I*, а число оборотов ведомого вала *II* понижается. Ведущий и ведомый валы вращаются в разные стороны.

Фиг. 1873. Шатун *a* кривошипного механизма соединен со стержнем *H*, в середине которого шарнирно укреплена масса *M*, могущая скользить по горизонтальной направляющей. Внизу стержня укреплен груз *N*. Масса *M* фиксируется в среднем положении пружинами *F*. При нормальной мощности, затрачиваемой на привод массы *M*, груз *N* совершает колебание с малой амплитудой. При увеличении мощности груз *N* начинает колебаться с бо́льшей амплитудой, предохраняя механизм от перегрузки.



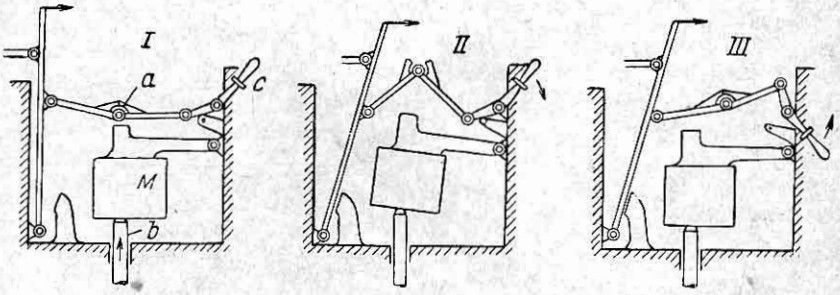
Фиг. 1874.

Фиг. 1874. Предохранение от прогиба штанги большой длины посредством опоры, скользящей по кривой *a*. Кривая подбирается с таким расчетом, чтобы прямолинейность штанги не нарушалась.



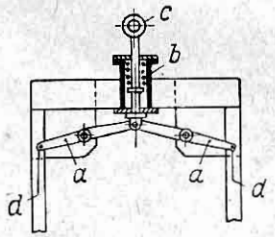
Фиг. 1875.

Фиг. 1875. Предохранитель. Шток *b* при перегрузке ударяет в шарнир *a* и приводит в действие выключающее устройство (эскиз справа). Рукояткой *c* механизм возвращают в прежнее положение.



Фиг. 1876.

Фиг. 1876. Предохранитель. При перегрузке шток *b* поднимает груз *M*, который, ударяя в шарнир *a*, приводит в действие выключающий механизм (эскиз *II*). Для возвращения предохранителя в рабочее положение сначала рукоятку *c* опускают вниз (эскиз *III*), затем поднимают ее вверх, приводя механизм в рабочее положение (эскиз *I*).



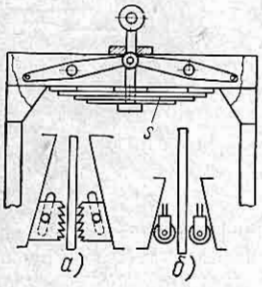
Фиг. 1877.

Фиг. 1877. Тормозной предохранитель для подъемников. Канат, на котором подвешена грузовая клеть, прикреплен в точке *c*. Весом груза пружина *b* сжата. В случае обрыва каната или поломки лебедки подъемника пружина, разжимаясь, поворачивает рычаги *a*, которые тросами *d* приводят в действие клиновые зажимы (по большей части роликовые), блокирующие клеть в направляющих.

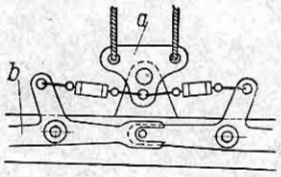
Фиг. 1878. Тормозной предохранитель для подъемников. Схема аналогична предыдущей схеме с той разницей, что цилиндрическая спиральная пружина заменена листовой пружиной *s*. На эскизах *а* и *б* показаны типы клиновых зажимов с рифлеными колодками и роликами.

Фиг. 1879. Тормозной предохранитель для двухканатных подъемников. К траверсе *а* прикрепляются канаты, соединенные с рычагами *b*, к которым прикреплены тормозные колодки того или иного типа. Если один из канатов обрывается, то траверса *а*, поворачиваясь, приводит в действие рычаги *b*, которые включают тормозные колодки.

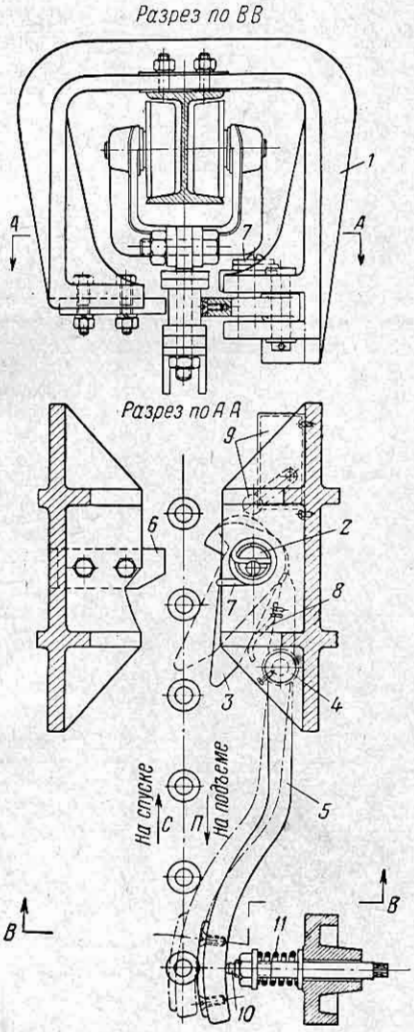
Фиг. 1880. Ловитель цепи конвейера. Ловитель состоит из литого корпуса *1*, относительно оси *2* которого вращается собачка *3*. Рычаг *5*, регулируемый с помощью деталей *10* и *11* поворачивается вокруг оси *4*. В нижней части корпуса прикреплена упорная планка *6*. При перемещении



Фиг. 1878.



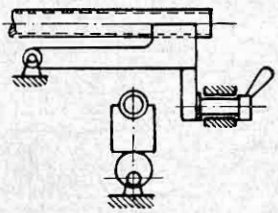
Фиг. 1879.



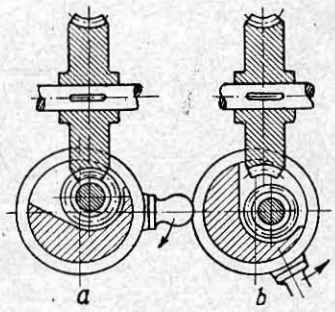
Фиг. 1880.

цепи в направлении, указанном стрелкой *С* (спуск), рычаг *5*, под действием пружин *7* и *8*, одним своим концом прижимается к уступу в собачке *3*, а вторым — к звеньям цепи конвейера. При обрыве цепи рычаг *5* занимает положение, указанное пунктиром, собачка *3* освобождается и под действием пружины *8* поворачивается относительно своей оси, заходит между втулками цепи и, опираясь на планку *6*, останавливает цепь. При повороте собачки *3* по

часовой стрелке, другой ее конец нажимает на рычаг конечного выключателя *9* и отключает от цепи электродвигатель привода. При движении цепи конвейера по направлению стрелки *П* (подъем) рычаг *5* отведен и собачка *3* под действием пружины *8* работает по принципу храпового механизма.



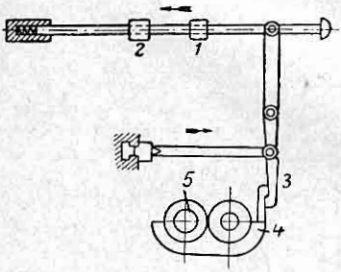
Фиг. 1881.



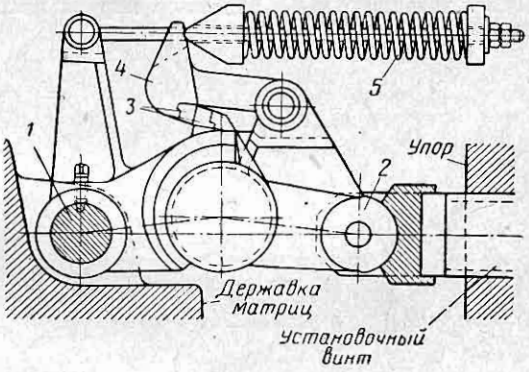
Фиг. 1882.

Фиг. 1881. Падающая гайка. Гайка охватывает винт по полуокружности. Сцепление и расцепление гайки с винтом осуществляется посредством эксцентрика, рычага или какого-либо другого механизма.

Фиг. 1882. Включение червячного зацепления поворотом червяка относительно эксцентричной оси: *а* — червяк включен; *b* — червяк выключен.



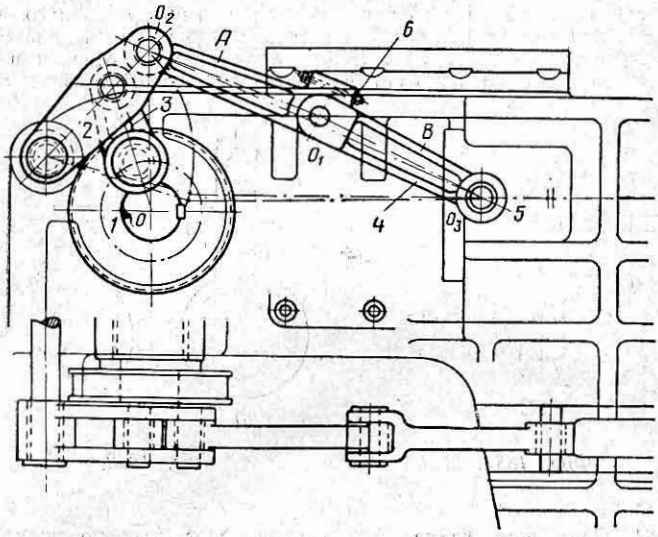
Фиг. 1883.



Фиг. 1884.

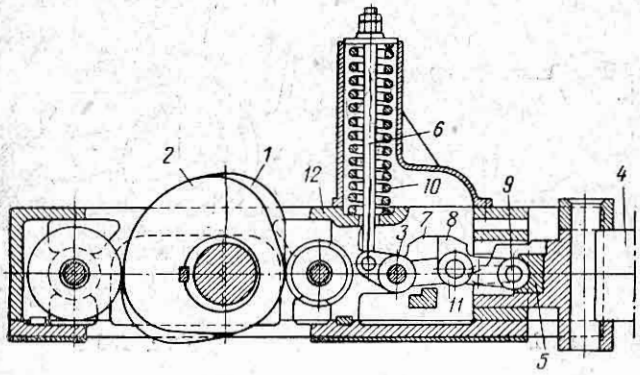
Фиг. 1883. Падающий червяк. Применяется в механизмах подачи. Муфты *1* и *2* в крайнем положении салазок упираются друг в друга и поворачивают коромысло *3*, удерживающее коробку *4* червяка, в результате чего коробка поворачивается вокруг оси *5* и червяк выходит из зацепления.

Фиг. 1884. Пружинный предохранитель бульдозера. При перегрузке пресса расстояние между цапфами шарниров *1* и *2* уменьшается, в результате чего курок *4* сначала сжимает пружины *5*, а затем соскальзывает с клина *3*.



Фиг. 1885.

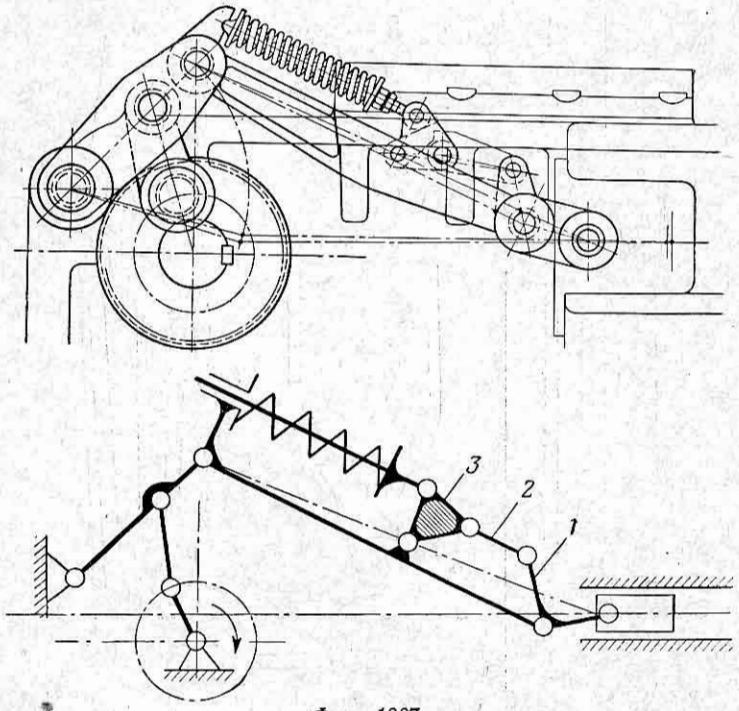
Фиг. 1885. Схема зажимного механизма горизонтально-ковочной машины с болтовым разрывающимся предохранителем. Движение ползуну *5* сообщается от четырехшарнирного механизма *1—2—3* посредством шатуна *4*, который составлен из двух деталей *A* и *B*, шарнирно соединенных в точке O_1, лежащей вне линии центров O_2O_3. Детали шатуна жестко соединены болтом *6*, который разрывается в случае перегрузки.



Фиг. 1886.

Фиг. 1886. Пружинный предохранитель зажимного механизма ковочной машины. Ползун *12*, получающий движение от кулачков *1* и *2*, соединен с деталью *4* механизмом, звенья которого соединены: с деталью *4* осью *9*, с ползуном *12* осью *3* и между собой осью *11*. Исходное положение механизма фиксируется приливами звеньев *7* и *8* посредством пружины *10* и стержня *6*, прикрепленного к двуплечему звену. В случае чрезмерной нагрузки препят-

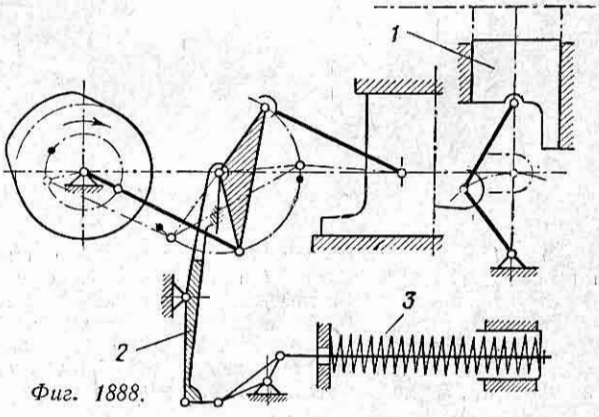
ствующей перемещению детали *4*, ось *11* поднимается вверх, пружина *10* сжимается, а кулачки *1* и *2* совершают полный оборот, не испытывая перегрузки. *5* — упор.



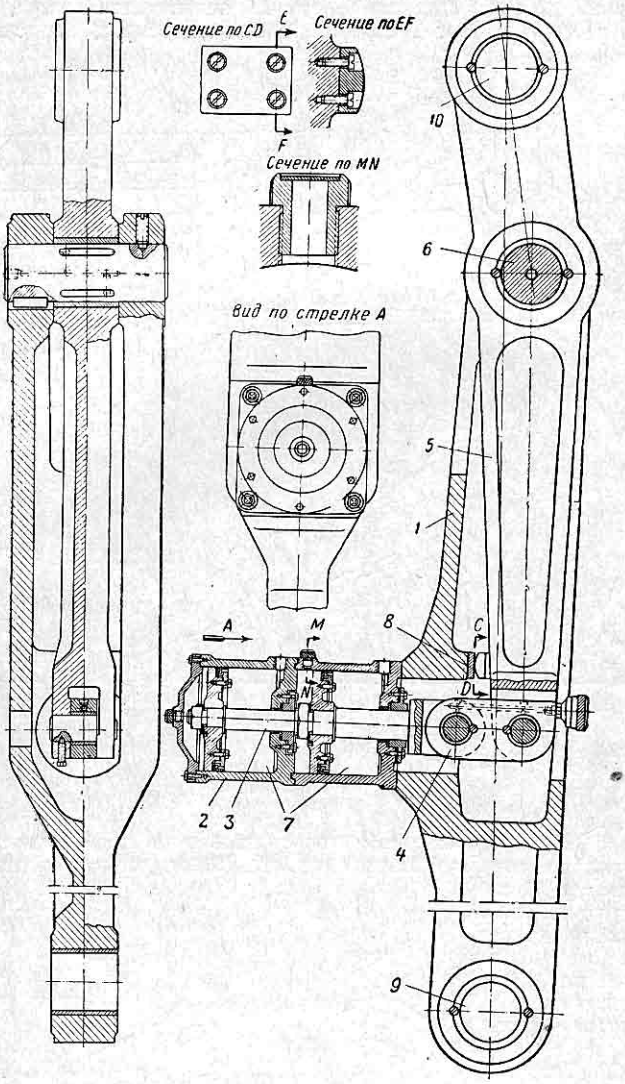
Фиг. 1887.

Фиг. 1887. Зажимной механизм горизонтально-ковочной машины с пружинным рычажно-коленчатым предохранителем. Конструкция механизма показана на схеме сверху. В случае перегрузки звено *1* поворачивается относительно шатуна против часовой стрелки и посредством звеньев *2* и *3* сжимает пружину (схема внизу)

Фиг. 1888. Зажимной механизм с пружинным предохранителем. При нормальной нагрузке на ползун *1* звено *2* неподвижно. В случае перегрузки перемещение ползуна *1* прекращается, а звено *2* становится подвижным вследствие деформации пружины *3*.

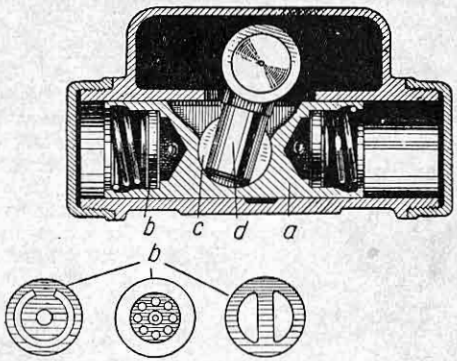


Фиг. 1888.



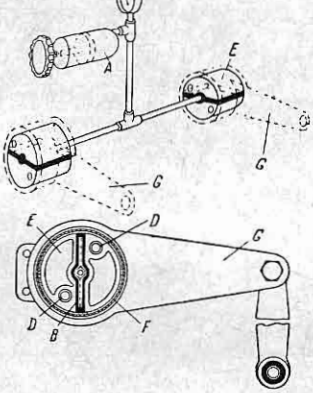
Фиг. 1889.

Фиг. 1889. Регулятор прижима, встроенный в шатун пресса. Шатун пресса изготовлен из двух частей *1* и *5*, подвижно соединенных осью *6*. К части *1* шатуна прикреплен сдвоенный воздушный цилиндр *2*; шток *3* поршня соединен с частью *5* шатуна серьгой *4*. Касание части *5* шатуна с упором *8* обеспечивается давлением воздуха внутри цилиндров *7*. При перегрузке пресса части шатуна *1* и *5* поворачиваются относительно оси *6*, а расстояние между осями *9* и *10* уменьшается, поэтому механизм предохраняется от поломки.



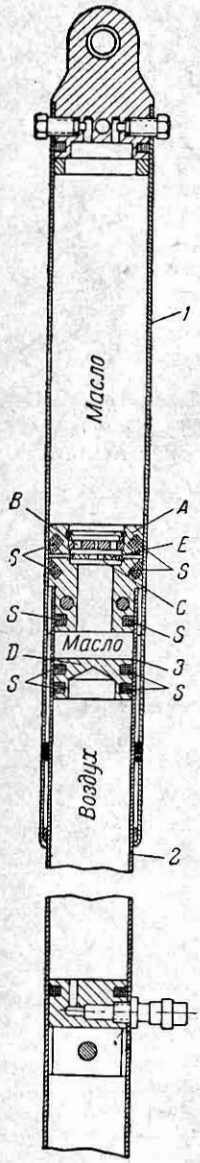
Фиг. 1890.

Фиг. 1890. Гидравлический амортизатор. Ползун *a* с клапанами *b* перемещается возвратно-поступательно в цилиндре, наполненном рабочей жидкостью. Валик *c* имеет отверстие для пальца *d*, который закреплен на валу механизма.

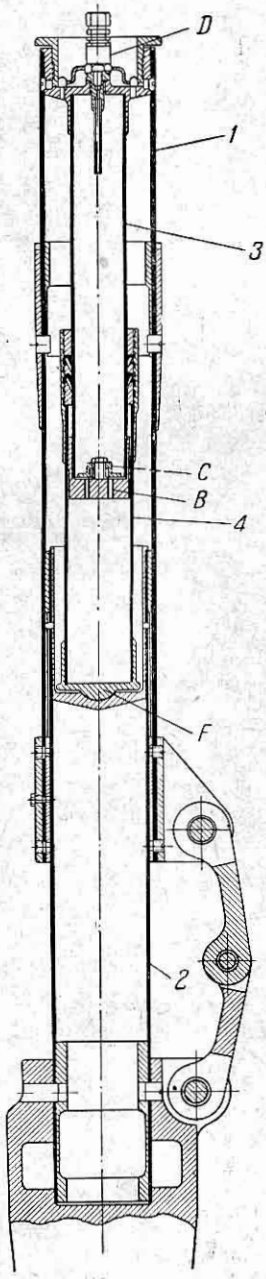


Фиг. 1891.

Фиг. 1891. Фрикционный амортизатор. Качания рычагов *G* тормозятся трением колодок *E*, вращающихся вокруг осей *D* и разжимаемых давлением жидкости в резиновой подушке *B*. Давление масла можно регулировать, подвертывая или отвертывая шток поршня гидравлического цилиндра *A*. Прокладка *F* служит для увеличения трения.



Фиг. 1892.



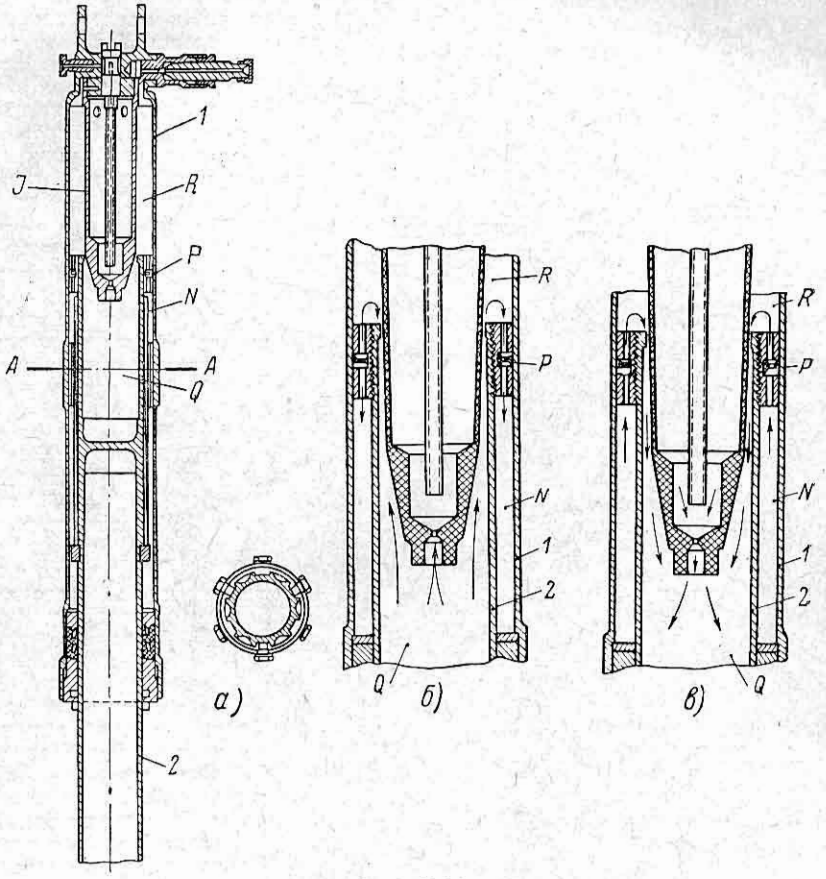
Фиг. 1893.

Фиг. 1892. Амортизирующая стойка шасси. Во внешней трубе *1* помещается телескопически соединенная с ней труба *2*. Труба *2* может перемещаться вдоль трубы *1*. Гильза *3* служит направляющей. К верхнему концу трубы *2* прикреплен поршень *A*, имеющий в середине диафрагму *B* с отверстиями. В полости *E* поршня находится плавающая пластинка *C* с небольшими отверстиями. В трубе *2* находится плавающий поршень *D*. Полость выше поршня *D* заполнена маслом, ниже — воздухом. При работе амортизатора внутренняя труба *2* вдвигается в трубу *1* и масло через отверстия диафрагмы *B* перетекает в полость между поршнями *A* и *D*. Пластинка *C* в это время отжата от диафрагмы *B* так, что масло свободно проходит через полость *E*. Поршень *D* перемещается вниз и сжимает находящийся под ним воздух. При разгрузке труба *2* движется в обратном направлении, выдвигаясь из трубы *1*, пластинка *C* прижимается давлением масла к диафрагме *B* и закрывает отверстие диафрагмы так, что масло протекает обратно в полость под поршнем *A* только через небольшие отверстия в пластинке *C*. Величина этих отверстий подбирается такой, чтобы получить требуемую скорость обратного хода. Поршни *A* и *B* уплотняются спиралями *S*.

Фиг. 1893. Амортизирующая стойка шасси. Внешние трубы *1* и *2* телескопически соединены друг с другом. Внутри наружных труб имеются телескопирующие внутренние трубы *3* и *4*. Труба *3* головкой *D* жестко соединена с трубой *1*, а труба *4* шарниром *F* — с трубой *2*. В нижней части трубы *3* укреплен поршень *B* с отверстиями, которые могут быть закрыты плоским клапаном *C*. Полость внутренних труб *3* и *4* наполняется маслом и сжатым воздухом так, что уровень масла находится выше уровня поршня *B*. При сжимании стойки внешней силой масло приподнимает клапан *C* и через отверстия в поршне *B* перетекает в верхнюю часть полости, сжимая при этом находящийся в ней воздух.

При обратном ходе амортизатора

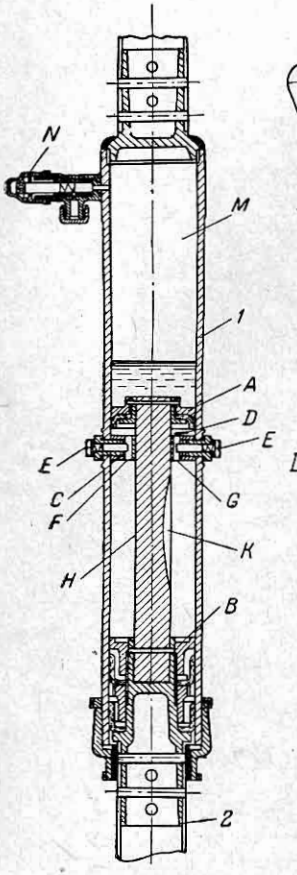
клапан *C* закрывает отверстия в поршне *B* и масло перетекает обратно в нижнюю часть полости через отверстия в клапане.



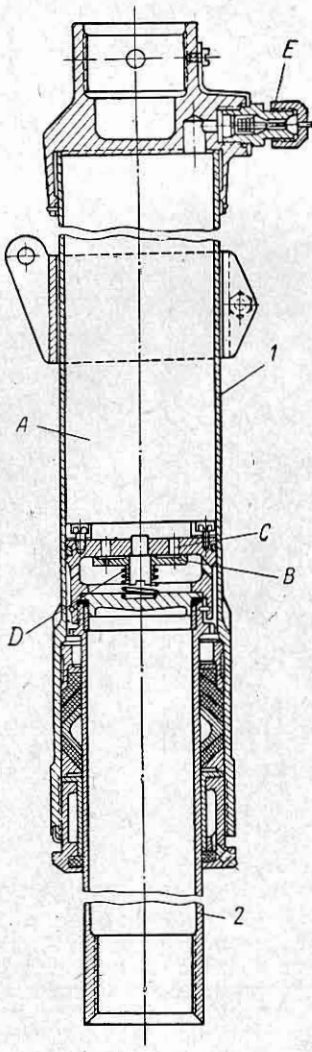
Фиг. 1894.

Фиг. 1894. Стойка шасси с масляно-пневматической амортизацией, состоящая из труб *1* и *2*, соединенных телескопически друг с другом. В нижней части трубы *1* имеется направляющая гильза с уплотнением. К верхней части трубы *1* прикреплена игла *J* с центральным отверстием для протока масла при сжимании амортизатора. В верхнем конце трубы *2* имеется кольцевой проход для масла с обратным клапаном *P*. Стойка наполняется маслом до уровня *AA* при крайнем выдвинутом положении внутренней трубы *2*. В полость *R* над маслом нагнетается воздух под давлением. При сжимании под действием внешней нагрузки в начале хода амортизатора сжимается воздух, находящийся сверху масла. Конусная часть иглы в это время погружается в масло, от чего уровень его повышается и постепенно достигает верхнего края трубы *2*, после чего масло начинает перетекать через кольцевой проход в полость *N*. Клапан *P* в это время отжат и кольцевой проход открыт полностью. К моменту подъема уровня масла до верхнего края трубы *2* коническая часть иглы полностью

погружена в масло, которое может протекать из полости *Q* через центральное отверстие и кольцевую щель между стенками иглы и трубой *2*. При обратном ходе клапан *P* закрывает проход и масло перетекает из полости *N* только через небольшие отверстия в клапане. Величина этих отверстий регулирует скорость обратного хода. Направление движения масла при прямом и обратном ходах показано на эскизах *б* и *в*.



Фиг. 1895.



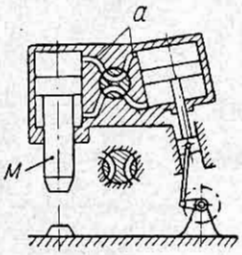
Фиг. 1896.

Фиг. 1895. Амортизирующая стойка шасси. В трубе *1* укреплена перегородка *C*, а в трубе *2* — поршень *B*. Второй поршень *A* прикреплен к центральному стержню *H*, соединенному с трубой *2*. Полость между поршнями заполнена маслом. Часть масла, находящаяся сверху поршня *A*, служит для уплотнения. Верхняя полость *M* через клапан *N* заполняется воздухом под давлением. В перегородке *C* имеются отверстия *F* и *G*; отверстие *G* может быть закрыто клапаном *D*. Проходное сечение отверстий *F* и *G* регулируется извне винтами *E*. При работе амортизатора масло перетекает из полости между поршнем *B* и перегородкой *C* в полость между перегородкой *C* и поршнем *A* через отверстия *F* и *G*. При обратном ходе клапан *D* закрывает отверстие *G* и масло перетекает обратно только через отверстие *F*. В центральном стержне *H* имеется канавка *K*. При небольшом перемещении поршней амортизатора масло перетекает только через отверстия *F* и *G*. При увеличении перемещения канавка *K* доходит до перегородки *C* и масло начинает перетекать по канавке. При дальнейшем увеличении хода канавка перекрывается и масло снова перетекает только через отверстия *F* и *G* или только через отверстие *F* (в зависимости от направления хода).

Фиг. 1896. Амортизирующая стойка шасси состоит из двух телескопически соединенных труб *1* и *2*. В трубе *1* укреплен поршень с клапаном *B*, закры-

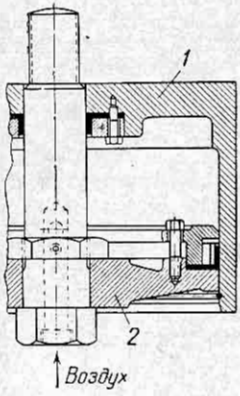
вающим отверстие *C* в поршне. Клапан *B* прижимается к поршню пружиной *D*. В полость *A* трубы *1* нагнетается воздух под давлением через клапан *E*.

При действии внешней нагрузки воздух в полости *A* сжимается; по достижении известного давления открывается клапан *B* и воздух начинает перетекать в нижнюю полость. При обратном ходе амортизатора клапан *B* закрывает отверстие *C* и воздух перетекает из нижней полости в полость *A* через небольшое отверстие в тарелке клапана *B*.

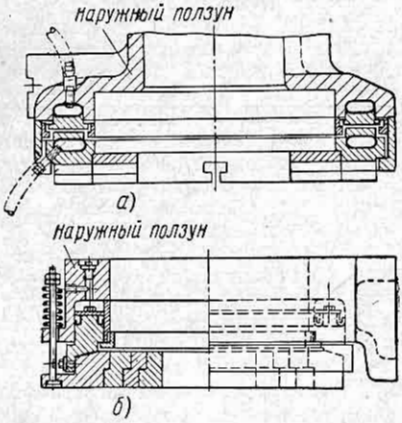


Фиг. 1897.

Фиг. 1897. Пневматическая подушка в пневматическом кузнечном молоте. Каналы *a* в конце хода молота перекрываются золотником; сжатие воздуха в полостях рабочего цилиндра предупреждает удар поршня *M* о крышку цилиндра.



Фиг. 1898.



Фиг. 1899.

Фиг. 1898. Однопоршневая пневматическая подушка с открытым подвижным цилиндром. Применяется для уменьшения действия толчков при штамповке. Подушка представляет собой неподвижный поршень, составленный из двух частей *1* и *2* с воздушным пространством между ними. При больших давлениях в цилиндре подвижная часть *1* поршня перемещается вниз, сжимает воздух внутри поршня и поэтому смягчает возможный удар.

Фиг. 1899. Пневматические компенсаторы неровностей, устанавливаемые в прессах между пуансоном и ползуном. *а* — компенсатор с пневматическими камерами; *б* — компенсатор с пневматическим кольцевым цилиндром.

Раздел V

ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ МЕХАНИЗМЫ И ДРУГИЕ

В современном машиностроении пространственные механизмы находят все более широкое применение вследствие того, что они позволяют более просто передавать движение ведомым звеньям в тех случаях, когда оси вращения звеньев не параллельны оси вращения ведущего звена или же когда отдельные точки звеньев должны описывать пространственные кривые.

Поэтому с точки зрения кинематики к пространственным следует отнести механизмы, отдельные точки звеньев которых описывают пространственные кривые или же перемещаются в непараллельных плоскостях. Однако с точки зрения статики пространственным механизмом нужно считать и плоский механизм, если силы, действующие на его звенья, располагаются не в одной плоскости или если на них действуют моменты, направленные неперпендикулярно плоскости движения точек звеньев механизма. В последнем случае появляется перекос осей шарниров и, следовательно, на звенья, кроме реакций, действуют еще реактивные моменты, векторы которых располагаются в плоскости движения механизма.

Пространственный механизм следует рассматривать как кинематическую цепь с одним неподвижным звеном. Звенья пространственной кинематической цепи могут образовать кинематические пары, допускающие возможное относительное перемещение с числом степеней свободы от одной до пяти, т. е. кинематические пары по фиг. 102 или 103, 106 или 108, 127, 143 или 145, 155 и 159—161 и т. д. Конструктивное устройство кинематических пар может, конечно, отличаться от показанного на упомянутых фигурах.

Ввиду того, что свободное твердое тело (звено) в пространстве может совершать шесть независимых перемещений — три поступательных движения вдоль координатных осей и три вращения вокруг них — и что в результате образования каждой из кинематических пар уничтожается от одного до пяти независимых относительных движений звеньев, нетрудно получить формулу, позволяющую установить количество независимых движений, которое нужно сообщить звеньям механизма, чтобы перемещения их были определенными

$$W=6(n-1)-5p_1-4p_2-3p_3-2p_4-p_5. \qquad (а)$$

Здесь W — число степеней свободы или число независимых движений, которое необходимо задать для определенности движения механизма;

$p_5 \ldots p_1$ — число кинематических пар, уничтожающих относительные движения звеньев числом от одного до пяти;

$n-1$ — число подвижных звеньев.

Пользуясь приведенной формулой можно проверить правильность построения механизма.

Не исключена возможность, что при проектировании не будут учтены все связи и тогда система может оказаться или с лишними степенями свободы, когда определенность движения звеньев исключена, или система будет статически определимой (или неопределимой) и движение звеньев будет невозможно или же будет происходить за счет деформации звеньев. В последнем случае может

произойти разрушение наиболее слабого звена или будет иметь место интенсивный износ трущихся поверхностей.

Формула (а) справедлива только для общего случая механизма, в котором выпадения связей не происходит, т. е. для случая, когда все ограничения движений, налагаемые кинематическими парами, действительные.

Так, если звенья механизма образуют только цилиндрические шарниры, каждый из которых вносит пять ограничений, то по формуле (а) можно определить число звеньев механизма при одном ведущем звене ($W=1$)

$$W=1=6(n-1)-5p_1=6(n-1)-5n.$$

Отсюда $n=7$, т. е. в общем случае простейший стержневой пространственный механизм с цилиндрическим шарниром будет семизвенным.

Однако возможны случаи, когда ограничения, налагаемые в результате образования кинематических пар, оказываются пассивными, т. е. не стесняют движения звеньев.

Представим себе, что в пространственном механизме по фиг. 1930 звено *c* и стойка *d* в шарнире *4* разъединены. Тогда четырехзвенная цепь будет иметь три степени свободы. Особенностью этого механизма является то, что оси *1*, *2* и *3* пересекаются в точке *M*, следовательно, звенья *a*, *b* и *c* вращаются вокруг этой точки как вокруг неподвижного центра. Если ось шарнира *4* направить произвольно, то кинематическая цепь обратится в дважды неопределимую систему в результате внесения пяти независимых связей. Каждая из связей может быть охарактеризована соответствующим уравнением. Так, ось неподвижного цилиндрического шарнира может быть вполне определена неподвижной точкой и проходящей через нее прямой, т. е. будет характеризоваться пятью уравнениями. Корни первых трех уравнений определяют координаты точки, через которую проходит ось, а два последние — определяют плоскости, проходящие через заданную точку, линия пересечения которых совпадает с заданным направлением оси шарнира. Если все уравнения независимые, то связи действительные. Теперь нетрудно убедиться в том, что если в указанной кинематической цепи ось шарнира *4* провести через точку *M* пересечения осей *1*, *2* и *3*, то три уравнения связи окажутся тождественными, а сами связи — пассивными, т. е. не ограничивающими движения. Таким образом в случае пересечения всех осей цилиндрических шарниров четырехзвенной кинематической цепи в одной точке, происходит выпадение трех условий связи и система из дважды статически неопределимой обращается в механизм с одной степенью свободы.

Для определения реакций в кинематических парах рассматриваемого механизма, в дополнение к уравнениям равновесия, необходимо записать два независимых уравнения, пользуясь теорией упругости, потому что с точки зрения статики система остается дважды статически неопределимой.

Механизмы такого типа получили название сферических вследствие того, что любая из точек звеньев механизма описывает траекторию на сфере. При увеличении радиуса сферы до бесконечности сферический механизм обращается в плоский.

Некоторые конструктивные разновидности сферических механизмов приведены на фиг. 1931, 1932, 1933, 1934, 1935 и др.

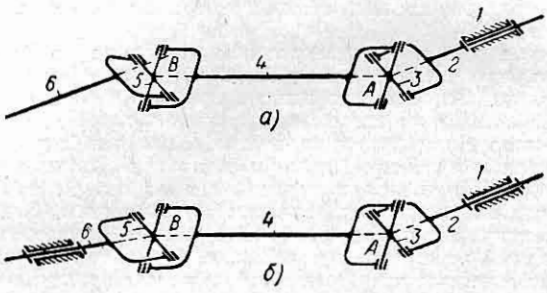
В пространственных механизмах число пассивных связей, выражающихся тождественными уравнениями, может быть от одного до четырех.

На фиг. 1900, *а* показана открытая кинематическая цепь с пятью цилиндрическими шарнирами, из которых оси первых трех пересекаются в точке *A*, а оси остальных двух — в точке *B*. Точка *B* пересечения осей шарниров при любом положении звеньев остается на сфере радиуса l_{AB} с центром в точке *A*. Присоединяя звено *6* к неподвижному звену *1* цилиндрическим шарниром с произвольным расположением оси, вносим пять независимых условий связи и система будет иметь $W=0$, т. е. будет неподвижна. Однако, если задаться условием, чтобы ось последнего шарнира проходила через точку *B* (фиг. 1900, *б*), то независимых условий связи вносим не пять, а только четыре — в виде двух координ-

нат точки B (третья выражается тоже действительным уравнением сферы, на которой располагается точка B) и двух уравнений плоскостей, пересечение которых определяет направление оси последнего шарнира. В результате происходит выпадение одного условия связи и система приобретает подвижность с $W=1$.

На фиг. 1948 показана так называемая угольниковая передача, в которой выпадение одного условия связи происходит вследствие расположения осей цилиндрических шарниров параллельно плоскости осей цилиндрических пар угольника.

В пятизвенном винтовом механизме с параллельными не совпадающими осями винтов происходит выпадение двух условий связи и система вместо статической неопределимости в общем случае приобретает подвижность с одной степенью свободы.



Фиг. 1900.

Наконец, если в пространственной трехзвенной системе звенья связаны поступательными парами, то происходит выпадение четырех условий связи в том случае, когда пространственный механизм обращен в плоский.

При проектировании машин, в которые включены пространственные механизмы, кроме проверки правильности структуры механизма приходится производить еще и кинематические расчеты для проверки величины хода, определения скоростей и ускорений отдельных точек механизма и пр., а также кинетостатические расчеты для определения реакций в кинематических парах, величина которых определяет прочные размеры звеньев.

Указанные виды расчетов пространственных механизмов в общем весьма сложны и практически доступны только для некоторых простейших механизмов.

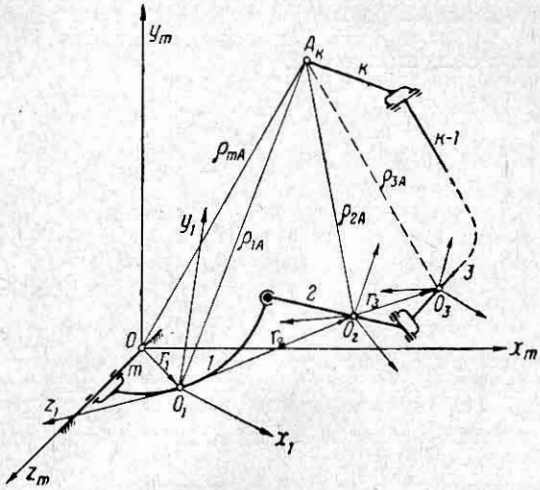
Основания для кинематических расчетов пространственных механизмов, в результате которых могут быть определены скорости и ускорения точек отдельных звеньев, а также угловые скорости и ускорения их, заложены в известных теоремах теоретической механики.

Предполагая, что положение звеньев пространственного механизма может быть построено тем или иным путем, свяжем с каждым из звеньев механизма систему координат. Естественно, что в механизме с m звеньями одна система координат с началом в O_m, связанная со стойкой, будет неподвижна, а $m-1$ систем координат — определенным образом перемещаются в пространстве вместе со звеньями механизма.

Точку A_k (фиг. 1901) произвольно выбранного звена k механизма можно координировать радиусами-векторами ρ_{mA} в неподвижной системе координат, ρ_{1A} — в системе координат, связанной со звеном 1, и т. д., причем связь между этими радиусами-векторами осуществляется при помощи равенств

$$\bar{\rho}_{mA}=\bar{r}_1+\bar{\rho}_{1A};\quad \bar{\rho}_{1A}=\bar{r}_2+\bar{\rho}_{2A};\quad \bar{\rho}_{2A}=\bar{r}_3+\bar{\rho}_{3A}\ \text{и т. д.}$$

Здесь $\bar{r}_1$, $\bar{r}_2$, $\bar{r}_3$ и т. д.— радиусы-векторы, определяющие начало последующей системы координат относительно предыдущей.



Фиг. 1901.

В связи с этим радиус-вектор ρ_{mA}, определяющий положение точки A в неподвижной системе координат, может быть представлен суммой

$$\bar{\rho}_{mA}=\bar{r}_1+\bar{r}_2+\bar{r}_3+\ldots+\bar{r}_k+\bar{\rho}_{kA}.$$

Переходя к определению скорости $\bar{v}_A$ точки A, можно выразить ее равенством

$$\bar{v}_A=\left(\frac{d\bar{r}_1}{dt}\right)_m+\left(\frac{d\bar{\rho}_{1A}}{dt}\right)_1+[\bar{\omega}_{1m}\bar{\rho}_{1A}]. \qquad (б)$$

В свою очередь скорость выделенной точки A относительно системы координат с началом в точке O_1 определяется равенством

$$\left(\frac{d\bar{\rho}_{1A}}{dt}\right)_1=\left(\frac{d\bar{r}_2}{dt}\right)_1+\left(\frac{d\bar{\rho}_{2A}}{dt}\right)_2+[\bar{\omega}_{21}\bar{\rho}_{2A}].$$

Аналогичные равенства получим и в том случае, если будем рассматривать движение в какой-либо другой координатной системе.

Теперь можно получить выражение для скорости точки A для случая, когда подвижность имеет место во всех кинематических парах. Производя последовательно замену производных векторов $\left(\frac{d\rho_{1A}}{dt}\right)$ в выражении (б), найдем

$$\bar{v}_A=\left(\frac{d\bar{r}_1}{dt}\right)_m+[\bar{\omega}_{1m}\bar{\rho}_{1A}]+\left(\frac{d\bar{r}_2}{dt}\right)_1+[\bar{\omega}_{21}\bar{\rho}_{2A}]+\left(\frac{d\bar{r}_3}{dt}\right)_2+$$

$$+[\bar{\omega}_{32}\bar{\rho}_{3A}]+\ldots+\left(\frac{d\bar{r}_k}{dt}\right)_{k-1}+[\bar{\omega}_{k-1,\,k}\bar{\rho}_{kA}]. \qquad (в)$$

Индекс внизу у круглых скобок указывает, к какой из систем координат отнесена производная вектора.

Если подвижность обеспечена только для первой кинематической пары m, 1, то все члены выражения (в), кроме первых двух, исчезают; в случае обеспечения подвижности только во второй кинематической паре 1, 2 в выражении (в) остается вторая пара слагаемых и т. д.

Обозначим

$$\left(\frac{d\bar{r}_1}{dt}\right)_m + [\bar{\omega}_{1m}\bar{\rho}_{1A}] = \bar{v}_{A1m},$$

$$\left(\frac{d\bar{r}_2}{dt}\right)_1 + [\bar{\omega}_{21}\bar{\rho}_{2A}] = \bar{v}_{A21}$$

и т. д.

Тогда выражение (в) можно заменить более простым

$$\bar{v}_A = \bar{v}_{A1m} + \bar{v}_{A21} + \bar{v}_{A32} + \ldots \qquad (г)$$

Таким образом, при определении скоростей точек звеньев движение последних следует рассматривать как результат сложения движений всех звеньев как одного целого, вместе с кривошипом 1 относительно стойки m (скорость $\bar{v}_{A1m}$), движения всех звеньев относительно кривошипа вместе со звеном 2 (скорость $\bar{v}_{A21}$) и т. д.

В зависимости от характера условий связи, накладываемых кинематическими парами, каждое слагаемое в уравнении (г) может иметь определенное число известных параметров.

Вектор в пространстве определяется тремя параметрами, например, тремя проекциями на оси координат, поэтому искомая скорость будет определена в случае, если составлено три алгебраических или одно векторное уравнение с тремя неизвестными параметрами.

Практически для каждой из кинематических пар легко установить число неизвестных параметров вектора результирующей относительной скорости. Действительно, если два звена соединяются шарниром (фиг. 127, 128 и др.) или шаровым шарниром с двумя степенями свободы (фиг. 152), то вектор скорости относительного движения всегда будет располагаться в плоскости, касающейся сферы, радиус которой равен расстоянию между центром шарнира и рассматриваемой точкой.

Вследствие того, что аналитически плоскость определяется одним уравнением, вектор искомой относительной скорости имеет два неизвестных параметра.

В случае соединения звеньев цилиндрической парой (фиг. 155) вектор относительной скорости лежит в плоскости, касающейся цилиндра радиуса, равного расстоянию от оси цилиндрической пары до рассматриваемой точки.

При практических расчетах в некоторых случаях одного уравнения (г) оказывается недостаточно вследствие того, что число неизвестных параметров больше того, которое позволяет определить уравнение.

Если обратиться к уравнению (в), то нетрудно заметить, что члены $\frac{d\bar{r}}{dt}$ представляют собой не что иное, как скорость поступательного перемещения системы координат, а члены вида $[\bar{\omega}_{i,i-1}\bar{\rho}_{iA}]$ — скорость точки при вращении системы координат относительно начала, легко определяемые при известной угловой скорости $\omega_{i,i-1}$.

В связи с этим для исследования ряда механизмов необходимо добавить уравнение, связывающее между собой угловые скорости звеньев

$$\bar{\omega}_k = \bar{\omega}_{1m} + \bar{\omega}_{21} + \bar{\omega}_{32} + \ldots + \bar{\omega}_{k,k-1}. \qquad (д)$$

Здесь ω_k — угловая скорость рассматриваемого звена относительно неподвижного;

ω_{1m} — угловая скорость звена *1* относительно звена *m* и т. д.

Производя дифференцирование уравнения (в), можно уравнение для определения ускорения точки A звена k представить в виде

$$\bar{j}_A=\bar{j}_{01m}+\bar{j}^n_{A1m}+\bar{j}^t_{A1m}+\bar{j}^k_{A1m}+\bar{j}_{021}+\bar{j}^n_{A21}+\bar{j}^t_{A21}+\bar{j}^k_{A21}+\bar{j}_{032}+\ldots \qquad (е)$$

Здесь $\bar{j}_{01m}$, $\bar{j}_{021}$, $\bar{j}_{032}$ и т. д. — ускорения при поступательном движении системы координат с началом O_1, O_2, O_3 и т. д. относительно звеньев *m*, *1*, *2* и т. д.; $\bar{j}^n_{A1m}$, $\bar{j}^n_{A21}$, . . . $\bar{j}^n_{Ai,\,i-1}$ и $\bar{j}^t_{A1m}$, $\bar{j}^t_{A21}$ и т. д. — нормальные и тангенциальные ускорения при вращении системы координат относительно начала, при этом

$$j^n_{Ai,\,i-1}=\frac{v^2_{Ai,\,i-1}}{\rho_{iA}}.$$

Нормальное ускорение направлено вдоль ρ_{iA} от точки A к началу координат O_i.

Тангенциальные ускорения лежат в плоскости, перпендикулярной радиусу ρ_{iA}.

Добавочные или кориолисовы ускорения $j^k_{Ai,i-1}$ определяются из выражения

$$j^k_{Ai,\,i-1}=2\omega_{i,\,i-1}\bar{v}_{AO_i}\sin\alpha_{ki},$$

в котором $\bar{\omega}_{i,i-1}$ — угловая скорость последующего звена относительно предыдущего, например, $\bar{\omega}_{1m}$, $\bar{\omega}_{21}$, $\bar{\omega}_{32}$ и т. д.;

$\bar{v}_{AO_i}$ — скорость точки A при движении относительно начала координат O_i, появляющаяся в результате сложения движения всех последующих звеньев друг относительно друга, например:

$$\bar{v}_{AO_1}=\left(\frac{d\bar{\rho}_{1A}}{dt}\right)_1=\sum_{s=2}^{s=k}\frac{d\bar{r}_s}{dt}+\sum_{s=2}^{s=k}[\bar{\omega}_{s,\,s-1}\bar{\rho}_{sA}],$$

$$\bar{v}_{AO_2}=\left(\frac{d\bar{\rho}_{2A}}{dt}\right)_2=\sum_{s=3}^{s=k}\frac{d\bar{r}_s}{dt}+\sum_{s=3}^{s=k}[\bar{\omega}_{s,\,s-1}\bar{\rho}_{sA}];$$

α_{ki} — угол между осью вращения *i*, *i*—1 и вектором скорости движения точки A относительно начала координат.

Направление вектора кориолисова ускорения определяется направлением скорости конца вектора $\bar{v}$ при вращении его вокруг вектора $\bar{\omega}$ как оси.

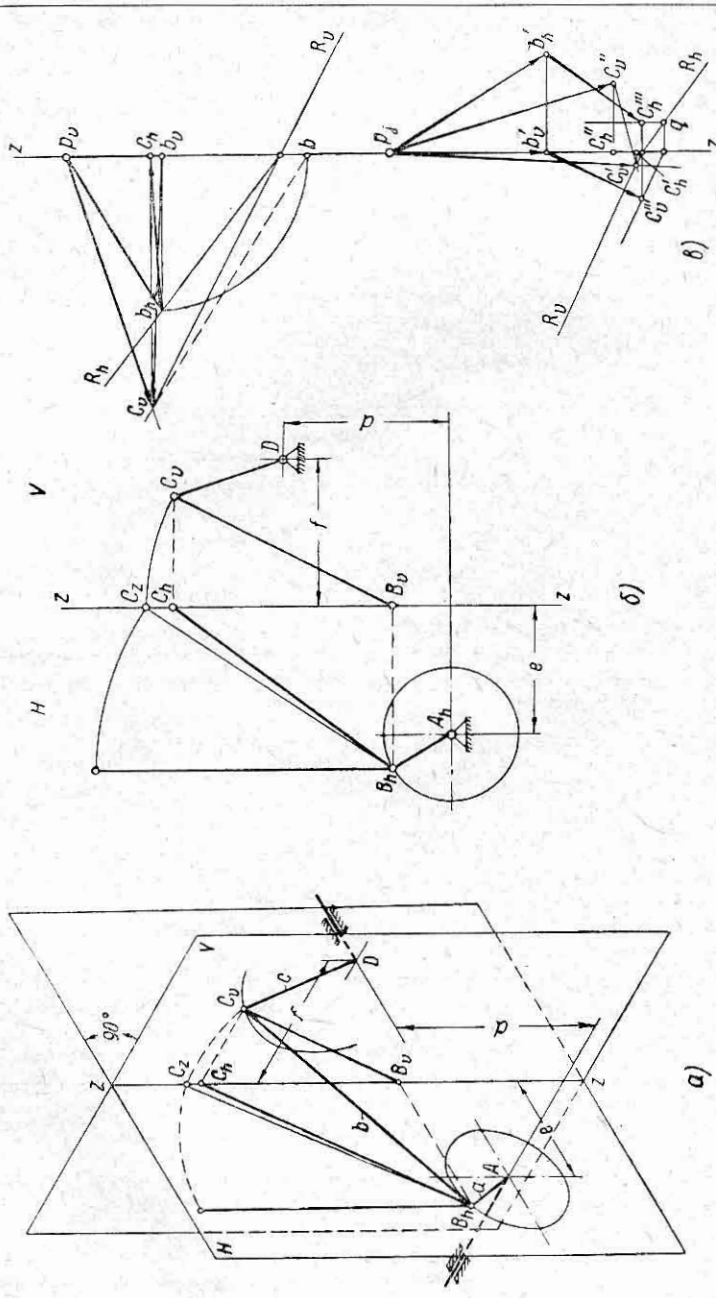
В дополнение к уравнению (е) в некоторых случаях необходимо использовать еще и уравнение, связывающее между собой угловые ускорения звеньев.

Дифференцированием уравнения (д), имея в виду, что каждый из векторов *a* отнесен к соответствующей системе координат, получим

$$\bar{\varepsilon}_{km}=(\bar{\varepsilon}_{1m})_m+(\bar{\varepsilon}_{21})_1+\bar{\varepsilon}^k_{21}+(\bar{\varepsilon}_{32})_2+\bar{\varepsilon}^k_{32}+\ldots \qquad (ж)$$

Здесь $(\bar{\varepsilon}_{1m})_m$, $(\bar{\varepsilon}_{21})_1$, $(\bar{\varepsilon}_{32})_2$ ··· — относительные угловые ускорения, имеющие ту же линию действия, что и соответствующие угловые скорости, совпадающие по направлению с осью относительного вращения;

ε^k_{21}, ε^k_{32}, ε^k_{43} и т. д. — добавочные угловые ускорения, появляющиеся вследствие поворота оси вращения рассматриваемой пары звеньев относительно оси, принятой за неподвижную.



Фиг. 1902.

Величина добавочных ускорений определяется из выражений

$$\varepsilon_{21}^{k} = \omega_{1m}\omega_{21}\sin\alpha_{1m},$$

$$\varepsilon_{32}^{k} = \omega_{21}\omega_{32}\sin\alpha_{21}.$$

Здесь α_{1m}, α_{21}... — углы между векторами соответствующих угловых скоростей.

Покажем на примерах простейших пространственных механизмов практические приемы определения скоростей и ускорений точек звеньев.

Пример 1. Для передачи движения между валами со скрещивающимися осями в сельскохозяйственных машинах, машинах легкой промышленности, метизных автоматах и др. часто используется пространственный четырехзвенный механизм, показанный на фиг. 1917.

Построение положений звеньев и векторных сумм для скоростей и ускорений будем производить в плоскостях проекций V и H.

Рассмотрим случай, когда скрещивание осей происходит под прямым углом (фиг. 1902, *а*).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ

Расстояние между B и C равно длине шатуна b. Для определения положения коромысла c, соответствующего заданному положению кривошипа a, разъединяем кормысло c и шатун b в шарнире C и совмещаем ось шатуна с плоскостью H вращения кривошипа. Совмещенный с плоскостью H шатун b вращаем сначала вокруг B до совпадения точки C с линией z—z, а затем — вокруг оси B_hB_v до совпадения точки C шатуна с траекторией конца коромысла. На фиг. 1902, *б* даны плоскости H и V, совмещенные с плоскостью чертежа, и показано построение одного положения коромысла.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТЕЙ ТОЧЕК ЗВЕНЬЕВ

Пространственная векторная сумма может быть спроектирована на плоскости проекций, поэтому определение $\overline{v}_C$ скорости точки C будем производить в тех же плоскостях H и V проекций.

Скорость точки C определяется векторным уравнением

$$\overline{v}_C = \overline{v}_B + \overline{v}_{CB},$$

причем $\overline{v}_B = l_{AB}\omega_1$ перпендикулярна l_{AB} и лежит в плоскости H;

$\overline{v}_{CB}$ лежит в плоскости, перпендикулярной BC;

$\overline{v}_C$ перпендикулярна l_{CD} и лежит в плоскости V.

Для удобства полюс p_v выбираем на оси z (фиг. 1902, *в*) и откладываем вектор $\overline{p_v b_h} = \dfrac{v_B}{k_v}$; k_v — масштаб плана скоростей. Через точку b_h необходимо провести плоскость R, перпендикулярную шатуну, и найти точку ее пересечения с линией, проведенной через p_v перпендикулярно DC. Следы R_h и R_v плоскости R, перпендикулярные соответствующим проекциям шатуна, пересекаются на оси z. Проводим через b_h след R_h до пересечения с осью z, а через найденную точку — след R_v до пересечения с направлением скорости точки C, проведенной через p_v.

Построенная точка c_v определяет конец вектора скорости коромысла. Отрезки b_vc_v и b_hc_h представляют собой проекции вектора скорости относительного движения. Поворачивая одну из проекций, например, b_hc_h до положения, параллельного оси, найдем натуральную величину вектора (показан на фиг. 1902, *в* пунктиром).

В случае, если оси кривошипа и коромысла скрещиваются не под прямым углом, одну из плоскостей проекций необходимо совместить с плоскостью вра-

щения коромысла. Траектория центра шарнира на кривошипе в таком случае изображается на плоскостях проекций в виде эллипсов.

При построении плана скоростей необходимо сначала определить проекции скорости центра шарнира кривошипа, пользуясь правилами начертательной геометрии, а затем производить построение плана скоростей так же, как и раньше.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСКОРЕНИЙ ТОЧЕК ЗВЕНЬЕВ

Ускорение точки C определяется равенством

$$\overline{j}_C=\overline{j}^n_C+\overline{j}^t_C$$

и

$$\overline{j}_C=\overline{j}_B+\overline{j}^n_{CB}+\overline{j}^t_{CB},$$

причем

$$j^n_C=\frac{k_v^2\overline{p_v c_v^2}}{l_{DC}},\quad j^n_{CB}=\frac{k_v^2\overline{bc_v^2}}{l_{BC}}\quad\text{и}\quad j_B=\frac{v_B^2}{l_{AB}}.$$

Нормальные ускорения направлены соответственно вдоль линий CD, BC и BA, а тангенциальное ускорение $\overline{j}^t_{CB}$ лежит в плоскости, перпендикулярной шатуну BC;

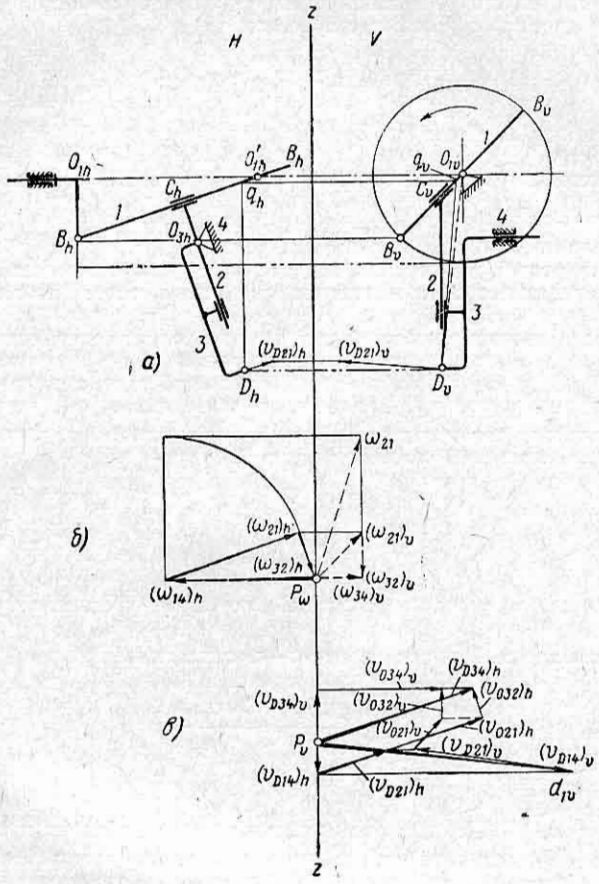
$\overline{j}^n_C$ и $\overline{j}^t_C$ лежат в плоскости V.

Из полюса p_j откладываем отрезки $p_j b'_h=\frac{v_B^2}{k_j l_{AB}}$ параллельно A_hB_h и $p_j c''_v=\frac{j^n_C}{k_j}$. При построении проекций вектора нормального ускорения $\overline{j}^n_{CB}$ нужно делать следующее.

Через точки b'_h и b'_v проводим линии, параллельные соответствующим проекциям шатуна, и откладываем на них известным способом проекции нормального ускорения $\overline{j}^n_{CB}$ на выбранные плоскости проекций. Через точку c''_v проводим вертикаль параллельно R_v до пересечения с плоскостью H, а через найденную точку q — след R_h перпендикулярно B_hC_h до пересечения с направлением тангенциального ускорения точки C. Последнее должно быть проведено через точку c''_v. Найденные проекции векторов ускорений позволяют получить величину искомых ускорений.

Пример 2. Определим скорости точек механизма петлителя с косым кривошипом по фиг. 1920.

Прежде всего для заданного положения кривошипа *1* (фиг. 1903, *а*) строим положения остальных звеньев. Точка B косой шейки кривошипа *1* описывает окружность, проектирующуюся на плоскость H в прямую, а на плоскость V — в виде круга. Задавшись положением кривошипа, т. е. положением точки B_v, находим положение точки B_h и, следовательно, проекцию косого кривошипа в плоскости H. Ось стержня звена *2* всегда параллельна плоскости H, поэтому прямой угол между осями косого кривошипа и осью стержня *2* проектируется на плоскость H не искаженным. Следовательно, проводя через O_{3h} линию перпендикулярно $B_hO'_{1h}$, найдем точку C_h, положение оси стержня *2* и проекцию D_h. Вторая проекция C_v точки C определится как точка пересечения линий B_vO_{1v} и перпендикуляра к z—z, проведенного через C_h. Точку D_v звена *3* теперь найти легко.



Фиг. 1903.

При построении плана скоростей используем три векторных уравнения

$$\bar{\omega}_{34}=\bar{\omega}_{14}+\bar{\omega}_{21}+\bar{\omega}_{32},$$

$$\bar{v}_D=\bar{v}_{D34}+\bar{v}_{O34}$$

и

$$\bar{v}_D=\bar{v}_{D14}+\bar{v}_{O21}+\bar{v}_{D21}+\bar{v}_{O32}+\bar{v}_{D32}.$$

Здесь $\bar{v}_{O21}$, $\bar{v}_{O32}$ и $\bar{v}_{O34}$ — векторы скоростей относительного скольжения звеньев *2* и *1*, *3* и *2* и, наконец, *3* и *4*, совпадающие по направлению с соответствующими осями цилиндрических пар;

$\bar{v}_{D14}$, $\bar{v}_{D21}$, $\bar{v}_{D32}$ и $\bar{v}_{D34}$ — векторы скоростей точки D при вращении звена *3*

вокруг соответствующих осей; каждая из указанных скоростей может быть вычислена при известных угловых скоростях:

$$v_{D14}=\omega_{14}l_{O_{1v}D_v};\quad v_{D21}=\omega_{21}l_{CD};$$

$$v_{D32}=\omega_{32}l_D \quad \text{и} \quad v_{D34}=\omega_{34}l_{O_{3h}D}.$$

Здесь l_D — расстояние между точкой D и осью стержня *2*, в данном случае равное нулю.

Решение приведенных выше векторных уравнений возможно после нахождения угловых скоростей, из которых задана ω_{14}, а для остальных известно направление, совпадающее с соответствующими осями относительного вращения звеньев.

Уравнение для угловых скоростей решается непосредственно, если через конец известного вектора ω_{14} провести плоскость, определяемую направлениями угловых скоростей ω_{21} и ω_{32}, и найти точку ее пересечения с направлением ω_{34}, проведенным через полюс p_ω. В данном случае вектор ω_{34} перпендикулярен плоскости H, поэтому его проекция на указанную плоскость обращается в точку.

Уравнения для проекций угловых скоростей будут

$$\bar{\omega}_{14}+(\bar{\omega}_{21})_h+(\bar{\omega}_{32})_h=0,$$

$$(\bar{\omega}_{21})_v+(\bar{\omega}_{32})_v=\bar{\omega}_{34}.$$

Построение плана угловых скоростей по этим уравнениям показано на фиг. 1903, *б*.

Выбрав произвольный полюс на оси z—z, откладываем

$$p_v d_{14}=\frac{(v_{D14})_v}{k_v}=\frac{\omega_{14}l_{O_{1v}D_v}}{k_v}$$

перпендикулярно $O_{1v}D_v$.

Затем (см. фиг. 1903, *в*) находим проекции линии действия и проекции вектора скорости $\bar{v}_{D21}$, величина которой предварительно вычисляется. Для этого через точку D_h проводим линию параллельно $z-z$ до пересечения с проекцией оси шарнира *1*—*2* на плоскость H и найденную точку q_h проектируем на плоскость V. Соединив полученную точку q_v с D_v и восстановив в D_v перпендикуляр к $D_v q_v$, получим проекцию линии действия вектора $\bar{v}_{D21}$ на плоскости V. В плоскости H проекция линии действия вектора $\bar{v}_{D21}$ перпендикулярна $O_{3h}D_h$.

Проведя через концы проекций $(\bar{v}_{D14})_h$ и $(\bar{v}_{D14})_v$ найденные направления, откладываем сначала соответствующие проекции v_{D21}, затем от полюса откладываем $(\bar{v}_{D34})_h=\bar{v}_{D34}$.

Векторный многоугольник в плоскости H замкнем, если проведем через конец $(\bar{v}_{D34})_h$ линию действия $(\bar{v}_{032})_h$ параллельно $O_{3h}D_h$, а через конец $(\bar{v}_{D21})_h$ — направление $(\bar{v}_{021})_h$ параллельно проекции оси косого кривошипа на плоскость H.

Проекции $(\bar{v}_{021})_h$ и $(\bar{v}_{032})_h$ определяют проекции $(\bar{v}_{021})_v$ и $(\bar{v}_{032})_v$, из которых первая параллельна оси косого кривошипа на плоскости V, а вторая—вертикальна.

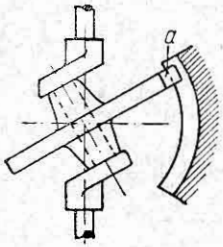
Соединив концы проекций $(\bar{v}_{D34})_v$ и $(\bar{v}_{032})_v$, найдем вектор скорости $\bar{v}_{034}$ скольжения стержня *3* в неподвижной направляющей *4*.

Таким образом найдены проекции скорости точки D на плоскости, касающейся цилиндра радиуса $O_{3h}D_h$ с осью O_{3h}, а именно, $(\overline{v}_{D14})_h = \overline{v}_{D14}$ и $\overline{v}_{034}$, расположенные взаимно-перпендикулярно.

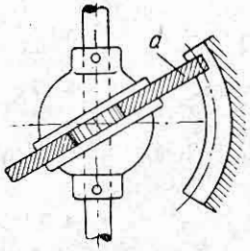
Приведенные простейшие примеры показывают, что анализ пространственных механизмов весьма сложен и требует хорошей подготовки.

В связи с этим на практике часто предпочитают пользоваться моделями или опытными образцами машин.

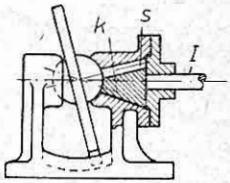
ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ МЕХАНИЗМЫ



Фиг. 1904.



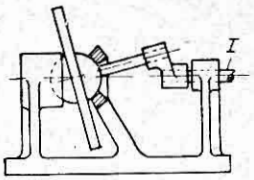
Фиг. 1905.



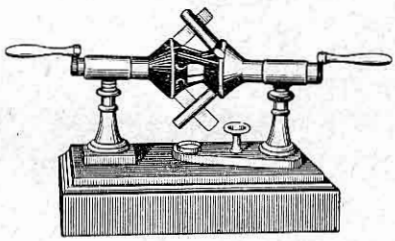
Фиг. 1906.

Фиг. 1904—1905. Качающаяся шайба на косом кривошипе. Точка a шайбы движется по направляющей. При вращении коленчатого вала с постоянной угловой скоростью ω шайба вращается вокруг оси, перпендикулярной плоскости чертежа, с переменной угловой скоростью.

Фиг. 1906. Качающаяся шайба с косым кривошипом. Стержень S соединен с ведущим конусом K, являющимся кривошипом.



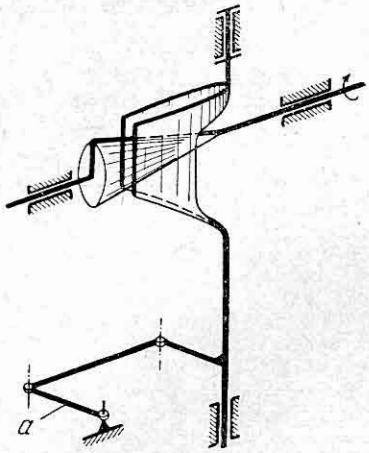
Фиг. 1907.



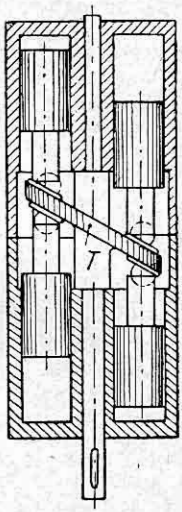
Фиг. 1908.

Фиг. 1907. Качающаяся шайба с косым кривошипом.

Фиг. 1908. Пространственный механизм для передачи вращения между валами с пересекающимися осями.



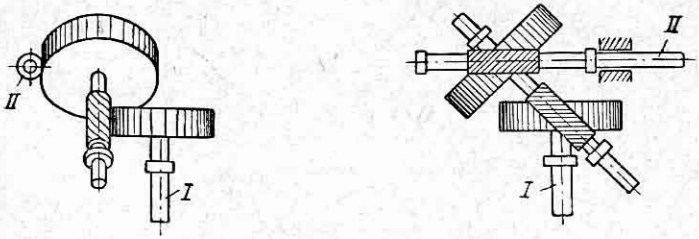
Фиг. 1909.



Фиг. 1910.

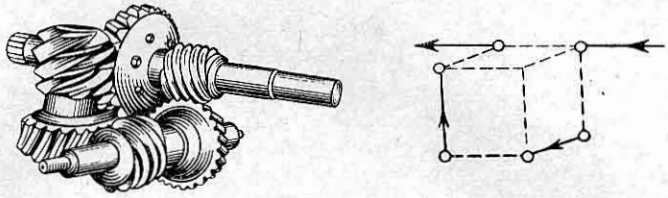
Фиг. 1909. Механизм челнока швейной машины. При вращении коленчатого вала звено с направляющими плоскостями вращается вокруг вертикальной оси и сообщает качательное движение коромыслу *a*.

Фиг. 1910. Передача движения в двигателе со встречными поршнями от поршней к валу через наклонную шайбу *T*. Движение поршней происходит по синусоидальному закону.



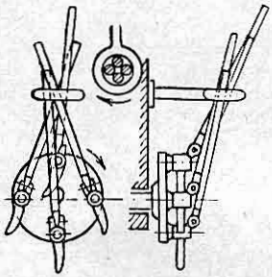
Фиг. 1911.

Фиг. 1911. Передача из цилиндрических зубчатых колес с большим шагом. Позволяет осуществлять большие передаточные числа; применяется в центрифугах, сепараторах и т. п. Ведущий и ведомый валы могут быть расположены перпендикулярно, параллельно друг другу и под углом друг относительно друга.

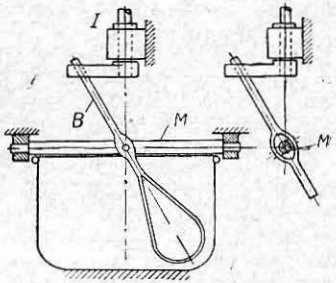


Фиг. 1912.

Фиг. 1912. Соосная червячная передача из трех червячных пар. Позволяет получать большие передаточные отношения. Если червяки и колеса одинаковы, то $i=\left(\frac{k}{z}\right)^3$.



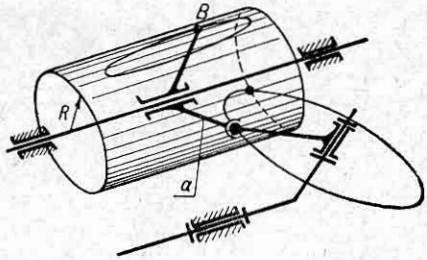
Фиг. 1913.



Фиг. 1914.

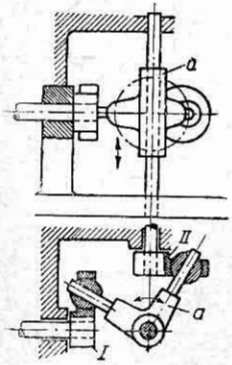
Фиг. 1913. Механизм картофелекопалки.

Фиг. 1914. Привод для мешалки. Верхний конец мешалки *B* проходит сквозь косое отверстие в кривошипе. Мешалка укрепляется на качающемся валу *M*.

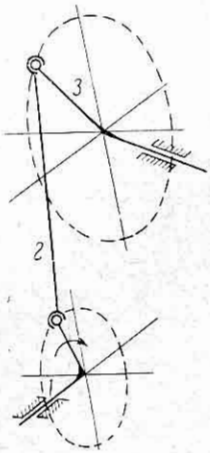


Фиг. 1915.

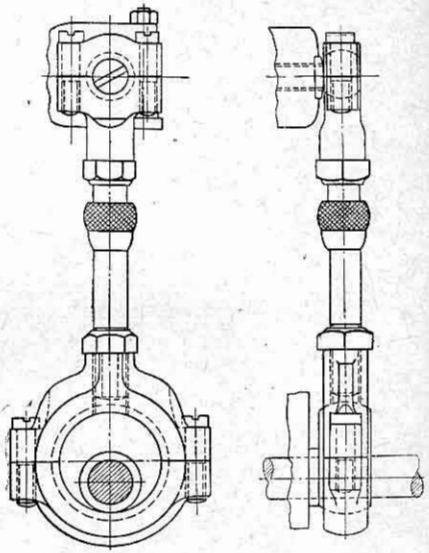
Фиг. 1915. Механизм петлителя швейной машины. Со звеном *a* связан петлитель, ведомая точка *B* которого описывает замкнутую траекторию на цилиндрической поверхности радиуса *R*.



Фиг. 1916.



Фиг. 1917.

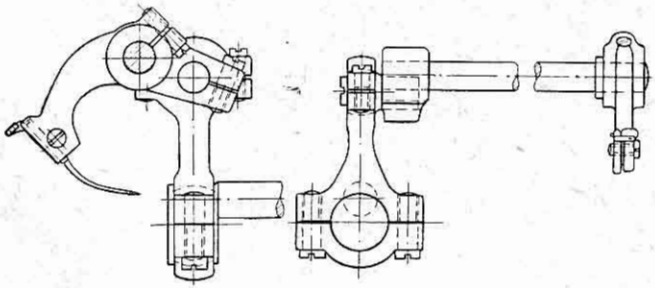


Фиг. 1918.

Фиг. 1916. Передача движения между валами, расположенными под углом, посредством кривошипа *II* и углового рычага *a*.

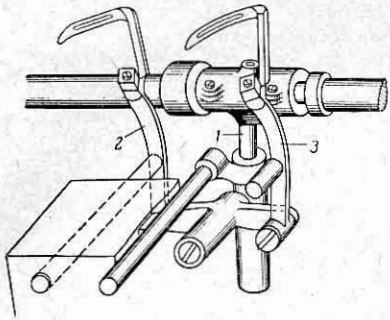
Фиг. 1917. Четырехзвенный пространственный механизм, служащий для передачи вращательного движения между валами со скрещивающимися осями. Допускает неточность монтажа. Плоскость вращения кривошипов *1* и *3* могут быть расположены под любым углом. *2* — шатун.

Фиг. 1918. Конструктивное выполнение механизма по фиг. 1917. Шатун с кривошипом и коромыслом соединяются при помощи шаровых шарниров. Свободное вращение вокруг оси, проходящей через центры шаров, при больших скоростях машины должно быть устранено введением кинематической пары четвертого класса (см. фиг. 152).

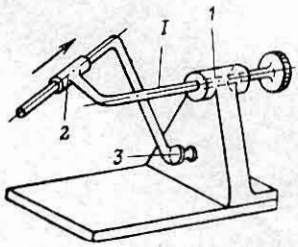


Фиг. 1919.

Фиг. 1919. Механизм игловодителя стегальной машины. Для сообщения движения игле использован механизм по фиг. 1918.



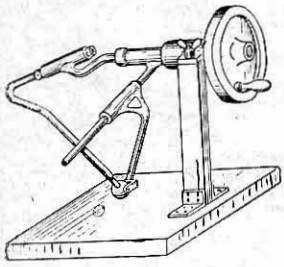
Фиг. 1920.



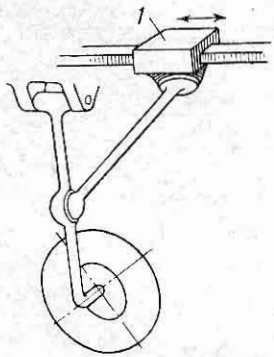
Фиг. 1921.

Фиг. 1920. Механизм петлителей двухигольной швейной машины двухниточного цепного стежка. Косой кривошип через промежуточное звено *1* сообщает движение петлителям *2* и *3*, соединенным со стойкой при помощи цилиндрической пары. Любая точка петлителей описывает траекторию на цилиндрической поверхности.

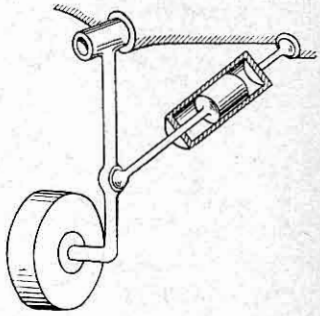
Фиг. 1921. Трехзвенный пространственный механизм с двумя цилиндрическими парами *1*, *2* и одним шаровым шарниром *3*. Кривошип *1*, кроме вращения, получает еще вынужденное перемещение вдоль оси.



Фиг. 1922.



Фиг. 1923.

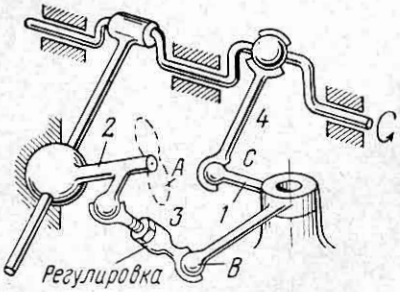


Фиг. 1924.

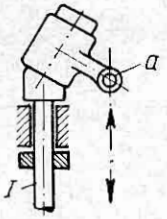
Фиг. 1922. Четырехзвенный пространственный механизм с двумя цилиндрическими и одним шаровым шарнирами и одной цилиндрической парой.

Фиг. 1923. Шасси самолета «Игль». Четырехзвенный пространственный механизм с одной поступательной, одной цилиндрической парами и двумя шаровыми шарнирами. Перемещением звена *1* шасси самолета убирается в плоскость крыла.

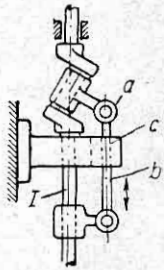
Фиг. 1924. Шасси самолета «Циклон». Четырехзвенный пространственный механизм с одной поступательной, одной цилиндрической парами и двумя шаровыми шарнирами. Поступательная пара, выполненная в виде цилиндра с поршнем, позволяет изменять расстояние между центрами шаровых шарниров.



Фиг. 1925.



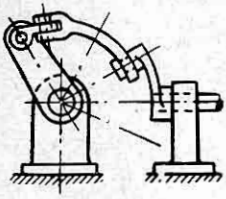
Фиг. 1926.



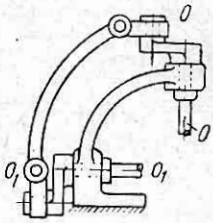
Фиг. 1927.

Фиг. 1925. Механизм швейной машины. Коленчатый вал сообщает движение коромыслу *1* посредством четырехзвенного механизма по фиг. 1917 и звену *2*— посредством пространственного кулисного механизма, т. е. задается и перемещение точки *A* и мгновенное положение оси вращения звена *2*. В результате сложения двух движений точку *A* можно заставить перемещаться по пространственной траектории по форме, близкой к заданной. (Вследствие этого механизм называют пространственным дифференциальным). В механизме имеются две лишние степени свободы, не отражающиеся на законе движения точки *A*. Они определяют возможность независимого вращения шатунов *3* и *4* вокруг осей, проходящих через центры шаровых шарниров *B* и *C* звена.

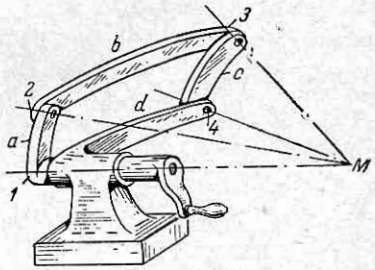
Фиг. 1926—1927. Косой кривошип. Для предупреждения поворота шатуна *b* необходима направляющая *c*. В точке *a* следует поставить шаровой шарнир. По структуре совпадает с механизмом по фиг. 1922. Применим для передачи возвратно-поступательного движения в направлении, параллельном оси вращения вала *1*.



Фиг. 1928.



Фиг. 1929.

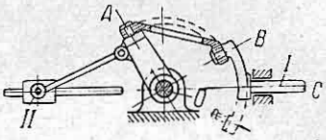


Фиг. 1930.

Фиг. 1928. Пространственный кривошипный механизм, преобразующий вращательное движение в колебательное.

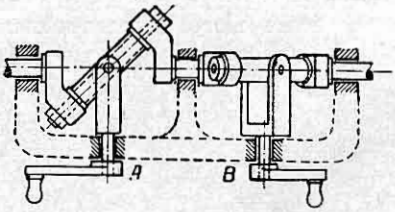
Фиг. 1929. Пространственный кривошипный механизм, преобразующий вращательное движение вокруг оси *OO* во вращательное движение вокруг оси O_1O_1.

Фиг. 1930. Сферический четырехзвенный шарнирный механизм. Оси всех цилиндрических шарниров *1, 2, 3* и *4* пересекаются в одной точке *M*, поэтому скольжение звеньев вдоль осей исключено. Каждая из точек звеньев *a, b, c* и *d* описывает траекторию на сфере. При увеличении радиуса сферы до бесконечности сферический механизм обращается в плоский шарнирный четырехзвенник.

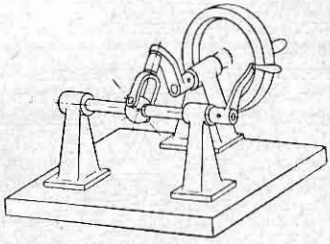


Фиг. 1931.

Фиг. 1931. Преобразование вращательного движения вала *I* в поступательно-возвратное ползушки *II* при помощи сферического механизма с присоединенной плоской диадой. Оси *AO*, *OB* и ось вала *I* должны пересекаться в одной точке. Этот механизм применен в самолете для открывания посадочных щитков крыла.



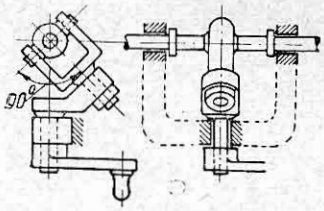
Фиг. 1932.



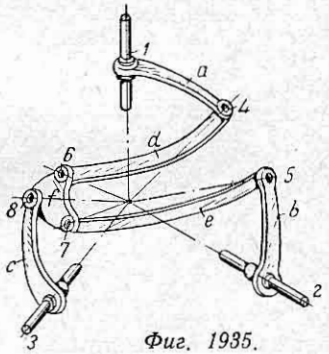
Фиг. 1933.

Фиг. 1932. Коленчатый вал с косыми кривошипами. Вал приводится во вращение попеременным качанием рукояток *A* и *B*. Механизм представляет собой последовательное соединение сферических механизмов.

Фиг. 1933. Модификация сферического механизма. Звено *c* механизма по фиг. 1930 заменено шаром.



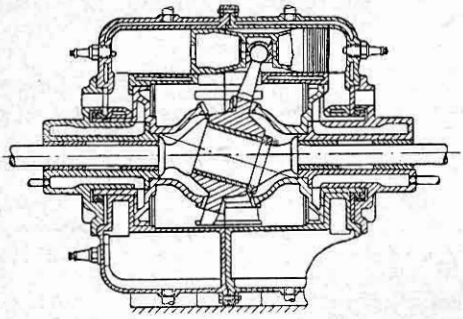
Фиг. 1934.



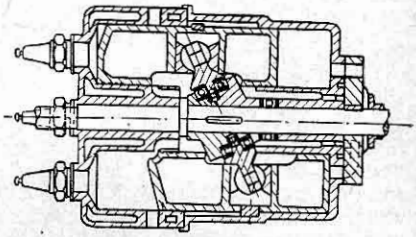
Фиг. 1935.

Фиг. 1934. Механизм по фиг. 1933 в ортогональных проекциях.

Фиг. 1935. Сферический механизм с трехповодковой группой *f*, *e*, *c*, *d*. Цифрами обозначены оси шарниров.



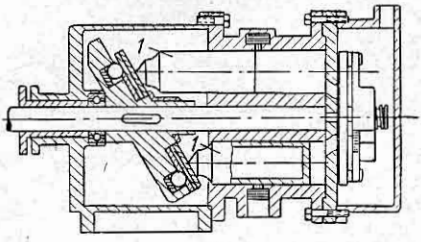
Фиг. 1936.



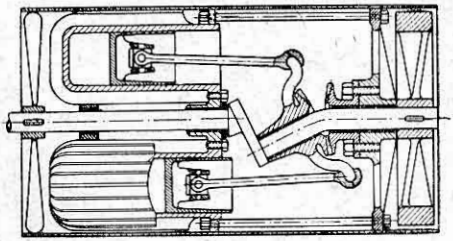
Фиг. 1937.

Фиг. 1936. Двигатель с косым кривошипом. В картере имеется направляющая прорезь, через которую проходит конец шатуна, соединяющегося с поршнем шаровым шарниром.

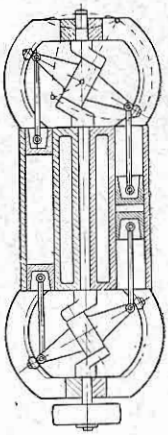
Фиг. 1937. Двигатель с косой шайбой. От механизма по фиг. 1936 отличается конструктивным оформлением.



Фиг. 1938.



Фиг. 1939.

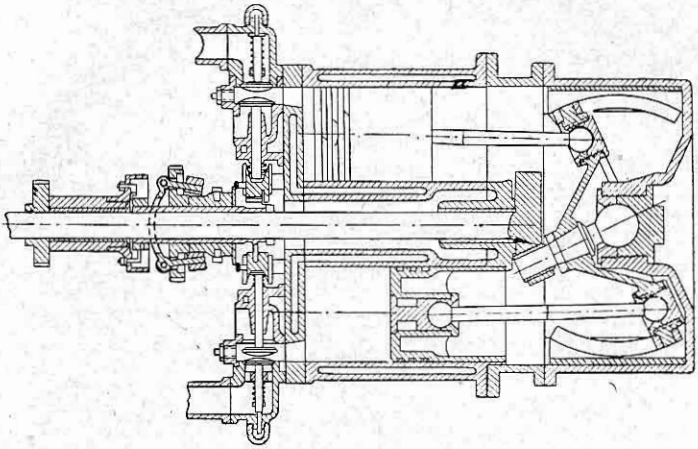


Фиг. 1940.

Фиг. 1938. Механизм двигателя с косой шайбой. Поршни перемещаются по синусоидальному закону.

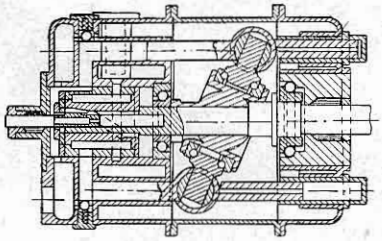
Фиг. 1939. Двигатель с косым кривошипом и направляющими коническими зубчатыми колесами.

Фиг. 1940. Передача движения от поршней к коленчатому валу посредством косых кривошипов и качающихся шайб в двигателе со встречными поршнями.



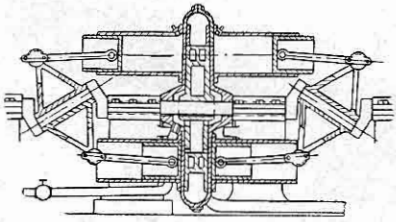
Фиг. 1941.

Фиг. 1941. Двигатель с косым кривошипом и кулисными направляющими.



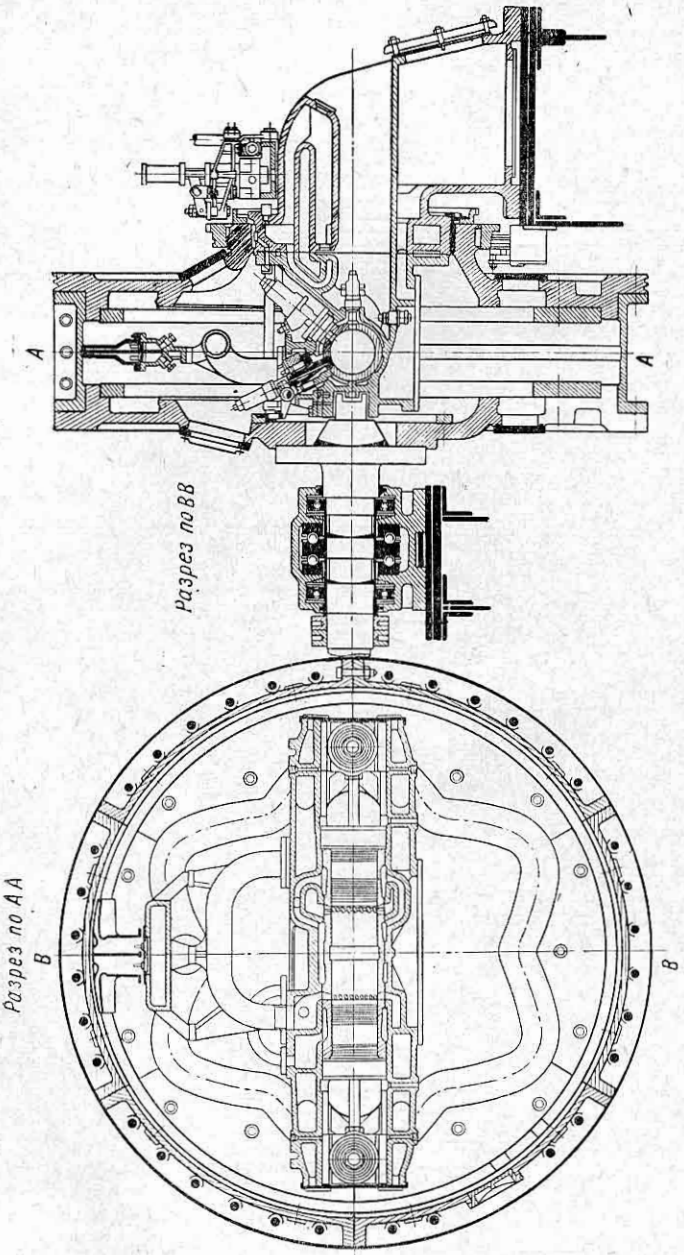
Фиг. 1942.

Фиг. 1942. Двигатель с косой шайбой. Роль направляющего паза по фиг. 1939 здесь выполняют направляющие поршни.



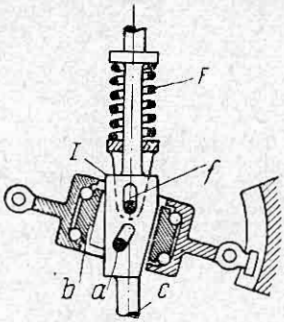
Фиг. 1943.

Фиг. 1943. Двигатель с косыми кривошипами. Шатун, связанный с косым кривошипом, удерживается от вращения шатунами, связанными с поршнями цилиндрическими шарнирами, что в силовом отношении весьма невыгодно.



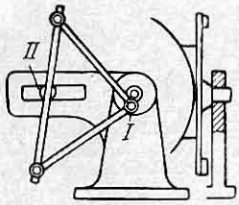
Фиг. 1944.

Фиг. 1944. Двигатель с оппозитными поршнями, действующими на профильно-пазовую шайбу.



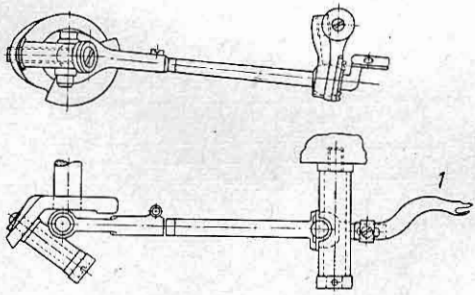
Фиг. 1945.

Фиг. 1945. Качающаяся шайба с автоматически регулирующимся наклоном и величиной амплитуды качания в зависимости от величины нагрузки. Шариковый подшипник *b* шайбы соединен с валом *c* двумя шпильками *a*, скользящими в прорезях *f* вала под действием пружины *F*.



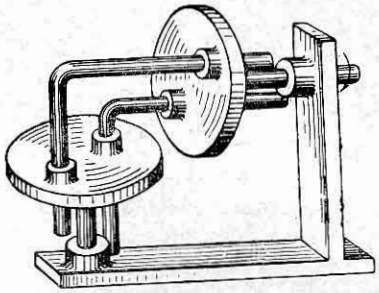
Фиг. 1946.

Фиг. 1946. Качающаяся шайба с приводом двумя тягами от кривошипа. Тяги могут быть присоединены сбоку шайбы, как указано справа.



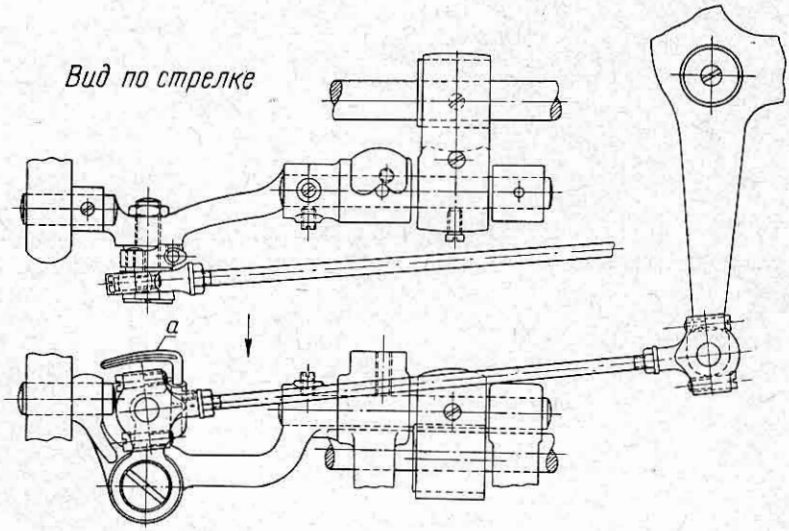
Фиг. 1947.

Фиг. 1947. Механизм петлителя стегальной машины. Ловящая вилка *1* на шатуне захватывает после прокола иглой нитку и переносит ее навстречу игле, которая проходит сквозь образовавшуюся петлю.



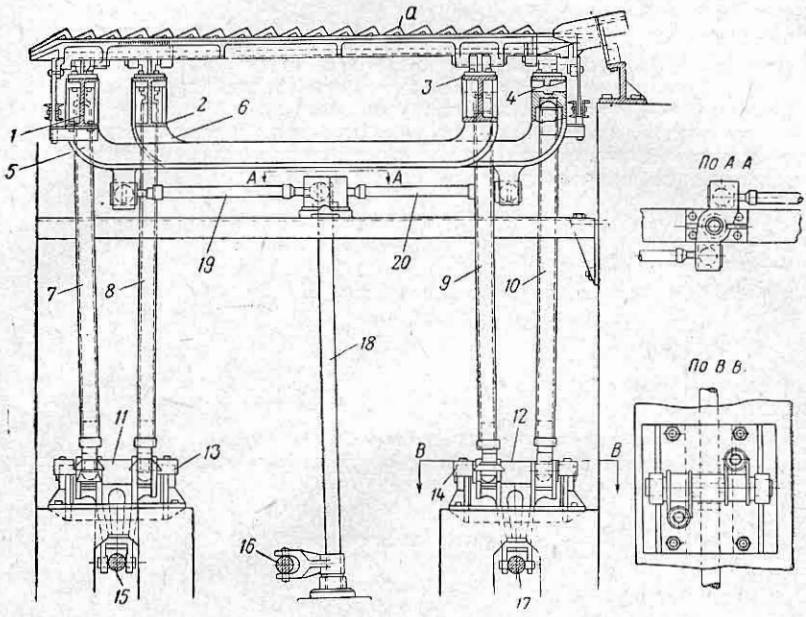
Фиг. 1948.

Фиг. 1948. Угольниковая передача. Механизм с пассивными связями. Валы с взаимно перпендикулярными осями вращаются с постоянным передаточным отношением.



Фиг. 1949.

Фиг. 1949. Механизм петлителя швейной машины с двухниточным цепным стежком. Продольное перемещение (качание) петлителя *a* осуществляется четырехшарнирным пространственным механизмом, а поперечное отклонение — плоским кулисным механизмом.



Фиг. 1950.

Фиг. 1950. Механизм холодильника для прокатанного металла. Остывающие полосы металла находятся на рейках *a* с зубчатой поверхностью. Рейки через одну прикреплены к балкам *1—3* и *2—4*. Балки попарно соединены траверсами *5* и *6*, установленными на стойках *7*, *8*, *9* и *10*. Т-образные рычаги *11* и *12*, шарнирно присоединенные к стойкам, могут поворачиваться относительно горизонтально расположенных осей *13* и *14*, при этом одна система реек поднимается с одновременным перемещением вперед, другая — опускается и одновременно перемещается в обратном направлении. В горизонтальном направлении каждая система реек получает движение от вертикального вала *18* посредством тяг *19* и *20*. Вал *18* и Т-образные рычаги *11* и *12* получают движение от одного общего вала через два кривошипа, расположенных под углом 90°, и шатуны *15*, *16* и *17*.

ВИНТОВЫЕ ПОВЕРХНОСТИ, ВИНТЫ И ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Винтовые механизмы необходимо отнести к пространственным, потому что каждая из точек звеньев описывает пространственную траекторию. Винтовые механизмы отличаются тем, что на каждое из их звеньев наложены общие ограничения, а именно: устранена возможность поступательного движения вдоль двух осей координат и вращения вокруг этих же осей, т. е. каждое из звеньев может совершать поступательное и вращательное движение вокруг одной и той же оси. В соответствии с этим согласно классификации акад. И. И. Артоболевского число звеньев и кинематических пар должно удовлетворять условию

$$W=2n-p,$$

где W — число степеней свободы;
n — число подвижных звеньев;
p — число винтовых кинематических пар.

Простейший винтовой механизм имеет два подвижных звена: $n=2$, $p=3$ при $W=1$. Усложнение механизма можно производить присоединением нулевой группы ($n=1$, $p=2$) к винтовому механизму.

Относительное движение звеньев винтовой пары представляет собой вращение (φ) звеньев вокруг оси пары и поступательное движение (s) вдоль оси пары, которые связаны между собой равенством

$$s=h\frac{\varphi}{2\pi},$$

где h — шаг винтовой пары.

Линейная скорость v и угловая скорость ω связаны равенством

$$v=h\frac{\omega}{2\pi}.$$

Относительные перемещения и относительные скорости звеньев винтового механизма, например, по фиг. 1976 связаны выражением

$$h_3\varphi_{23}=h_1\varphi_{13}+h_2\varphi_{21} \text{ и } \varphi_{23}=\varphi_{13}+\varphi_{21},$$

где h_1, h_2 и h_3 — шаги винтовых линий; φ_{23}, φ_{13} и φ_{21} — относительные углы поворота.

Кроме того,

$$h_3\omega_{23}=h_1\omega_{13}+h_2\omega_{21}$$

и

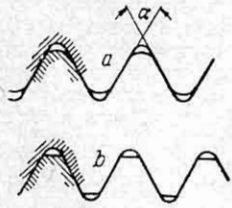
$$\omega_{23}=\omega_{13}+\omega_{21}.$$

Отсюда

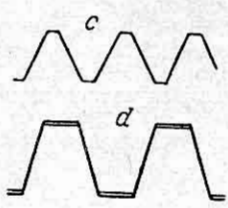
$$i_{12}=\frac{\omega_{13}}{\omega_{23}}=\frac{h_3-h_2}{h_1-h_2}=\frac{\varphi_{13}}{\varphi_{23}}.$$

Перемещение ведомого звена

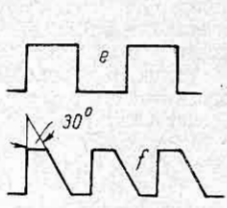
$$s_{23}=\frac{\varphi_{23}h_3}{2\pi}=\frac{\varphi_{13}i_{21}h_3}{2\pi}=\frac{h_1-h_2}{h_3-h_2}\frac{h_3\varphi_3}{2\pi}.$$



Фиг. 1951.



Фиг. 1952.

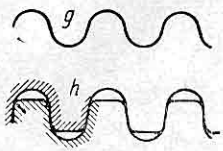


Фиг. 1953.

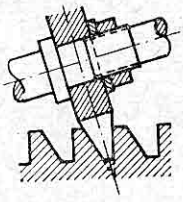
Фиг. 1951. *a* — дюймовая резьба Витворта. Профиль резьбы — равнобедренный треугольник с углом при вершине $\alpha=55°$; *b* — метрическая резьба; профиль — равносторонний треугольник $\alpha=60°$.

Фиг. 1952. *c* — профиль резьбы — треугольник со срезанной вершиной с углом при вершине 53°8′; *d* — трапецоидальная резьба; профиль — равнобокая трапеция с углом между боковыми сторонами 30°; высота резьбы равна половине шага.

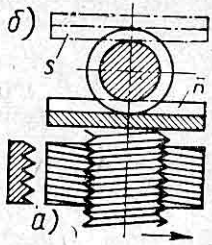
Фиг. 1953. *e* — прямоугольная резьба с квадратным сечением; *f* — упорная резьба.



Фиг. 1954.



Фиг. 1955.

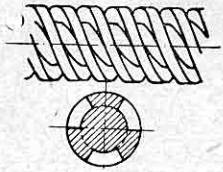


Фиг. 1956.

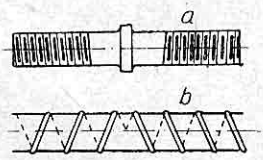
Фиг. 1954. g — круглая резьба; h — круглая резьба со срезанными вершинами.

Фиг. 1955. Фреза для упорной резьбы без подрезки. Ось фрезы наклонена к оси резьбы.

Фиг. 1956. Схема изготовления резьбы накатыванием. Если разрезать гайку вдоль оси и развернуть ее на плоскости, то резьба изобразится в виде наклонных прямых (эскиз *а*). Если катить винт по полученной развертке гайки в направлении, указанном стрелкой, то он будет двигаться без осевого перемещения. Это обстоятельство используется при изготовлении резьбы накатыванием. Между двумя плашками R и S (эскиз *б*), на поверхности которых имеется развертка резьбы, зажимают стержень, на котором нужно получить резьбу. Затем под сильным давлением перемещают одну плашку относительно другой.



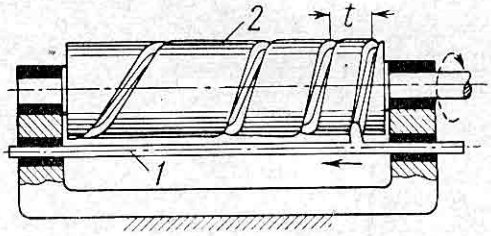
Фиг. 1957.



Фиг. 1958.

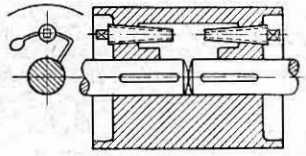
Фиг. 1957. Многозаходные винты. Выполняются с самыми разнообразными профилями резьб и с разным числом заходов. На фигуре показан трехзаходной винт (правый) с резьбой прямолинейного профиля.

Фиг. 1958. *а* — винт с правой резьбой на одной половине и с левой — на другой; *б* — винт, применяемый в текстильных машинах для натягивания ткани, в авиации — для регулирования тандера.

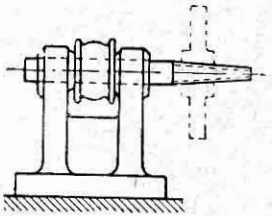


Фиг. 1959.

Фиг 1959. Цилиндрический винт с переменным шагом резьбы. Перемещение штанги *1* зависит от угла поворота винта *2* и шага резьбы t.



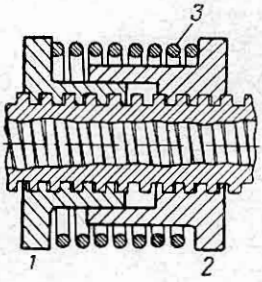
Фиг. 1960.



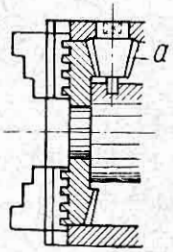
Фиг. 1961.

Фиг. 1960. Коническая резьба; применяется, например, для прижатия разрезной части муфты к валу.

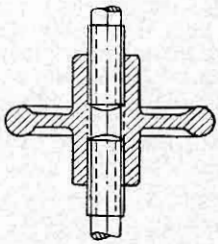
Фиг. 1961. Коническая резьба для крепления круга в шлифовальных и полировальных машинах.



Фиг. 1962.



Фиг. 1963.

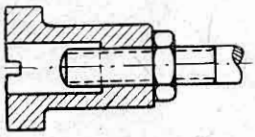


Фиг. 1964.

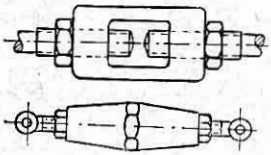
Фиг. 1962. Гайка, составленная из двух частей со спиральной пружиной. Между частями *1* и *2* гайки установлена спиральная пружина *3*, которая увеличивает трение между витками резьбы винта и гайки, компенсирует износ витков резьбы в осевом направлении (упраздняет люфт), более равномерно распределяет нагрузку между витками.

Фиг. 1963. Плоская резьба нарезана по спирали на торце в кулачковом патроне токарных станков; *a* — приводное зубчатое колесо.

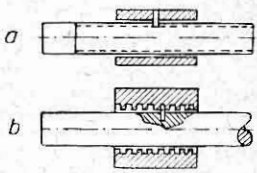
Фиг. 1964. Ручной маховичок для изменения длины стержней, работающих на растяжение или сжатие.



Фиг. 1965.



Фиг. 1966.

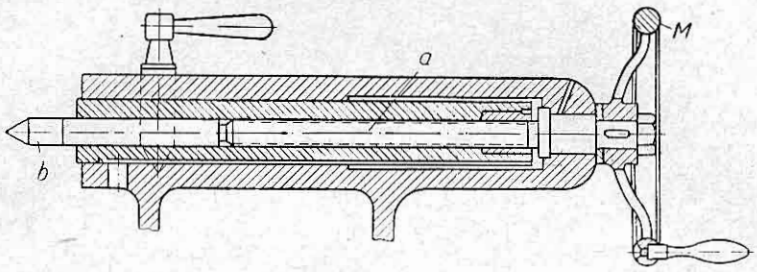


Фиг. 1967.

Фиг. 1965. Ниппель для регулирования длины. Применяется в спицах велосипедного колеса.

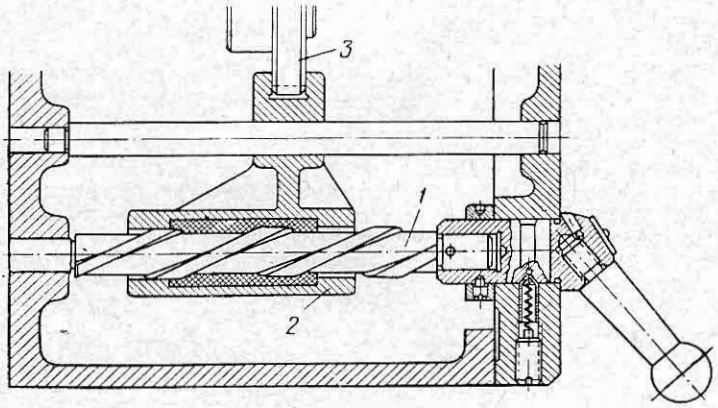
Фиг. 1966. Тандеры для регулирования длины тяг, тросов и т. п.

Фиг. 1967. Вспомогательные несиловые резьбы: *a* — гайка заменена втулкой со штифтом; *b* — винт заменен гладким валом со штифтом.



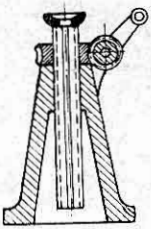
Фиг. 1968.

Фиг. 1968. Механизм в задней бабке токарного станка; при вращении маховичка M с винтом a сообщается движение центру b вдоль оси бабки.

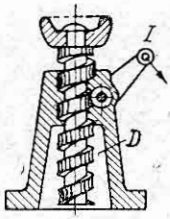


Фиг. 1969.

Фиг. 1969. Винтовой механизм переключения. Вращением винта 1 осуществляется одновременное перемещение гайки 2 и вращающейся детали 3.



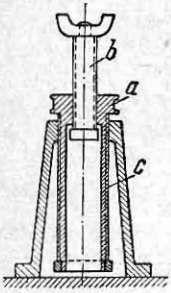
Фиг. 1970.



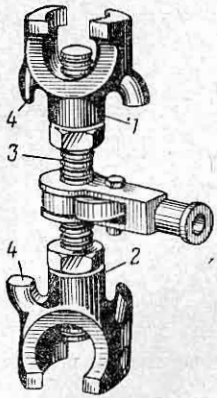
Фиг. 1971.

Фиг. 1970. Домкрат с винтом и червячной парой.

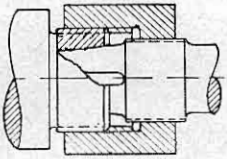
Фиг. 1971. Домкрат с червяком. Зубья червячного колеса нарезаны на нитках винтовой резьбы штанги D, поднимающей груз.



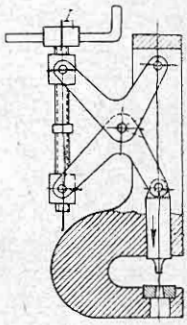
Фиг. 1972.



Фиг. 1973.



Фиг. 1974.



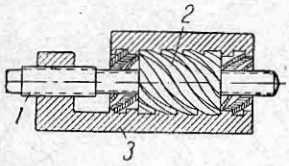
Фиг. 1975.

Фиг. 1972. Домкрат дифференциальный. При вращении гайки *a* штанга домкрата перемещается на величину, соответствующую разности шагов резьбы *b* и *c*, если оба винта с правой резьбой.

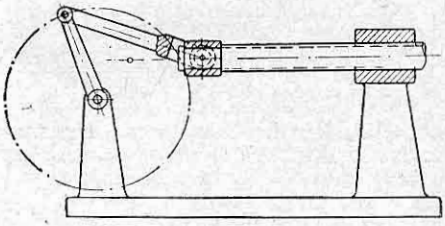
Фиг. 1973. Универсальный грузовой винт. Гайки *1* и *2*, установленные на винт *3* с правой и левой резьбой, образуют механизм для подъема или подтягивания груза. К приливам *4* привязывается канат при подтягивании груза.

Фиг. 1974. Дифференциальная резьба. Две резьбы одного направления, но с разным шагом. Применяется в случае необходимости точного регулирования положения, например, в микроскопах или миниметрах. Подача за один оборот равна разности шагов.

Фиг. 1975. Пресс с приводом от спаренных угловых рычагов и винта с правой и левой резьбой.



Фиг. 1976.



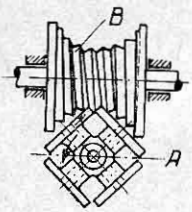
Фиг. 1977.

Фиг. 1976. Трехзвенный винтовой механизм. Передаточное отношение такого механизма определяется по формуле

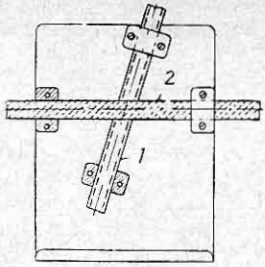
$$i_{12}=\frac{n_{13}}{n_{23}}=\frac{h_3-h_2}{h_1-h_2}.$$

Шаг левой резьбы принимается со знаком минус. *1* и *2* — винты; 3 — гайка.

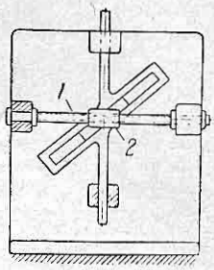
Фиг. 1977. Сочетание винтового и кривошипно-шатунного механизмов. Может применяться для преобразования кругового вращения с постоянной угловой скоростью во вращение реверсивное. Закон преобразованного движения определяется углом подъема винтовой линии и соотношением длины шатуна и длины кривошипа.



Фиг. 1978.



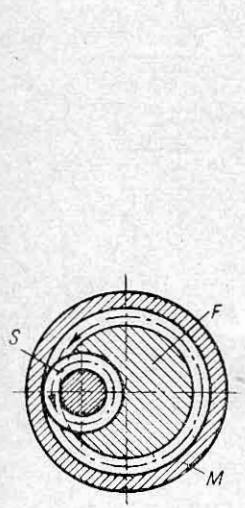
Фиг. 1979.



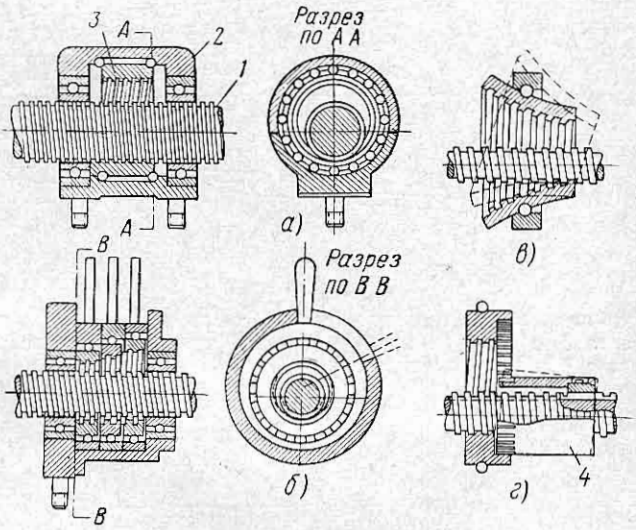
Фиг. 1980.

Фиг. 1978. Глобоидальная резьба. Ведомое тело *A* несет четыре вращающихся диска, которые попеременно соприкасаются с винтом *B*.

Фиг. 1979—1980. Винтовые механизмы для преобразования вращательного движения в поступательное: фиг. 1979 — посредством винта *1* и рейки *2*, фиг. 1980 — винта *1* и гайки *2*.



Фиг. 1981.



Фиг. 1982.

Фиг. 1981. Взаимное обкатывание двух тел с винтовыми резьбами разных диаметров. Одно из тел *S* является винтом, другое *M* — гайкой, т. е. имеет внутреннюю резьбу. Отношение чисел оборотов винта и гайки обратно пропорционально отношению средних диаметров. Тело *F*, заполняющее остающееся пространство в гайке *M*, неподвижно. Отношение диаметра резьб может быть равно целому числу (3 : 1; 2 : 1 и т. д.).

Фиг. 1982. Схемы механизмов для передачи вращательного движения от винта к гайке. Винт *1* с гайкой *3* установлен в корпусе *2* на шариковых

подшипниках (эскиз *а*). Диаметр резьбы гайки больше диаметра резьбы винта. Передаточное отношение определяется формулой

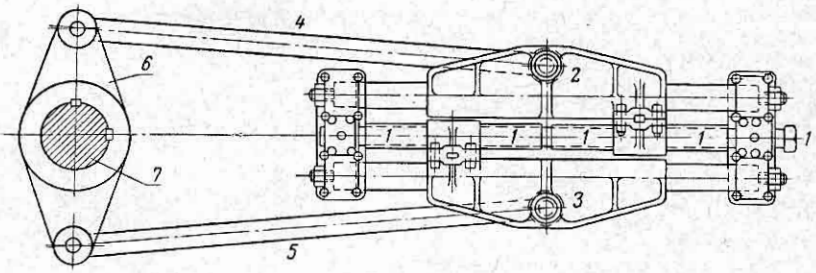
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1},$$

где n_1 — число оборотов винта;
n_2 — число оборотов гайки;
r_2 — средний радиус резьбы гайки;
r_1 — средний радиус резьбы винта.

На эскизе *б* показано соединение винта с тремя гайками различных диаметров. Каждая из гаек может быть включена или выключена из зацепления с винтом поворотом эксцентричных наружных колец подшипников на некоторый угол.

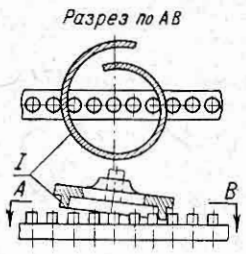
На эскизе *в* показана гайка с переменным диаметром резьбы. Изменение передаточного отношения достигается поворотом гайки с подшипником.

На эскизе *г* гайка соединена с зубчатым колесом внутреннего зацепления, которое сопряжено с зубчатым колесом *4*.



Фиг. 1983.

Фиг. 1983. Шарнирно-винтовой механизм рулевой машины. При вращении винта *1* с левой и правой нарезкой траверса *6* посредством ползунов *2* и *3* и тяг *4* и *5* поворачивает вал *7*.



Фиг. 1984.

Фиг. *1984.* Преобразование вращательного движения в поступательное.

МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ

Эти механизмы получили весьма широкое распространение при выполнении всякого рода вычислительных операций и геометрических построений. Применяются механизмы для суммирования (вычитания) величин, «вводимых» в механизм эпизодически или непрерывно, для умножения (деления), возведения в степень и извлечения корня, для отсчета показательных функций по заданному аргументу. Применяются также механизмы, дающие возможность построить тригонометрические функции по заданному аргументу и, наоборот, по заданной функции построить аргумент, разложить периодическую функцию в ряд Фурье и т. д. Простые механизмы могут войти в состав более сложных, комплексных механизмов, позволяющих производить сложные математические операции. Например, в машине для интегрирования дифференциальных уравнений применяются интеграторы, суммирующие, множительные механизмы и другие, связанные между собой определенным образом. В приборах управления артиллерийским огнем соединяются в сложную систему с несколькими степенями свободы механизмы, выполняющие простые математические операции в определенной последовательности, позволяющей установить «точку встречи» зенитного снаряда с движущимся вражеским самолетом.

Механическое вычисление текущих координат движущейся цели позволяет непрерывно и автоматически вводить ряд поправок на ветер, влажность и т. п., что оказалось бы невозможным сделать обычными способами вычисления при помощи линеек или таблиц.

К числу приборов, нашедших применение в практике, следует отнести следующие.

Транслятор ы, применяемые для переноса фигуры из одной части плоскости в другую. Механизм обычно составлен из двух параллелограммов и обладает двумя степенями свободы (см. фиг. 2008). Широко применяются в чертежных приборах.

Пантограф ы, служащие для пропорционального изменения фигуры (преобразование подобия) с поворотом или без поворота. Применяются в стекольной промышленности, граверном деле и др.

Механизмы для вычерчивания кривых: эллипсографы, параболографы, гиперболографы, коникографы (приборы для вычерчивания кривых конического сечения), эвольвентные циркули и пр.

Трансформаторы — для преобразования одной кривой в другую по какому-либо определенному закону. Механизм должен обладать двумя степенями свободы, с тем чтобы при вынужденном обводе кривой определенные точки звеньев описывали вполне определенные траектории.

Инверсоры — механизмы, воспроизводящие такое соответствие по точкам, когда соответственные точки лежат на одном луче, выходящем из постоянной точки, а произведение расстояний соответственных точек от центра постоянно.

Суммирующие механизмы, служащие для сложения скаляров или векторов. Суммирующие механизмы обладают числом степеней свободы, совпадающим с числом слагаемых линейно независимых параметров. Частичные перемещения ведомого звена пропорциональны вводимым величинам, т. е. механизмы должны обладать постоянным передаточным отношением при исключении всех, кроме одной, степеней свободы. Приведенные масштабы суммирующих механизмов устанавливаются в зависимости от назначения механизма. Действие суммирующих механизмов основано на формуле

$$x = a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3.$$

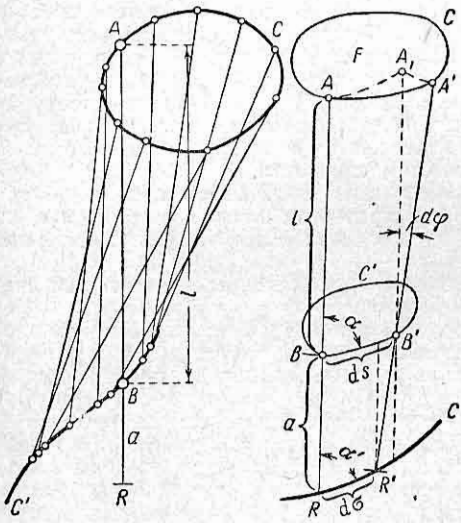
В суммирующих механизмах применяются зубчатые, рычажные, блочные и другие механизмы.

Множительные (мультипликаторы) и степенные механизмы, служащие для перемножения скаляров или возведения их в сте-

пень. В механизмах с постоянным масштабом используется подобие двух треугольников, из которых следует

$$\frac{x}{x_1}=\frac{x_2}{k} \text{ или } x=\frac{x_1x_2}{k},$$

где x_1, x_2, x_3 и k — стороны треугольника, одна из которых (k) неизменная, две (x_1 и x_2) изменяются независимо, а x_3 — изменяется вынужденно пропорционально произведению x_1x_2. При установлении связи в множительном механизме вида $x_1=x_2$ он может служить для возведения в степень.



Фиг. 1985.

Механизмы логарифмических и показательных функций получаются из фрикционных множительных механизмов. В результате введения связи устанавливается вполне определенное соотношение между перемещением ведомого и промежуточного звеньев.

Планиметры — приборы для измерения площадей. Планиметры в зависимости от ведущей кривой разделяют на полярные, у которых ведущая кривая — окружность, и линейные, у которых ведущая кривая — прямая линия. Измерение планиметром основано на том принципе, что если точка A отрезка l (фиг. 1985) перемещается по кривой, ограничивающей измеряемый контур, а точка B — по заданной ведущей кривой C', то при обводе точкой A замкнутой кривой отрезок AB покроет площадь, которую можно разбить на две,— дважды покрытую, следовательно, в сумме равную нулю, и площадь измеряемого контура. В точке R штанги AB имеется ролик с осью, параллельной отрезку AB. Угол поворота f ролика вокруг своей оси пропорционален перемещению точки R в направлении, перпендикулярном отрезку AB. Если отрезок из положения AB переместился в положение $A'B'$, то описанная отрезком площадь $dF=ldS\sin\alpha+\frac{l^2}{2}d\varphi$. Угол поворота ролика с перемещениями точек отрезка связан выражением

$$rdf=d\sigma\sin\alpha'=dS\sin\alpha-ad\varphi.$$

Поэтому

$$dF=lrdf+\left(al+\frac{l^2}{2}\right)d\varphi.$$

При обводе точки A по замкнутой кривой второе слагаемое в результате суммирования обращается в нуль и площадь контура

$$F=lr(f_1-f_0).$$

Если ведущая кривая лежит внутри измеряемого контура, то

$$F=lr(f_1-f_0)+\left(al+\frac{l^2}{2}\right)2\pi+F_{C'},$$

где $F_{C'}$ — площадь, ограниченная ведущей кривой.

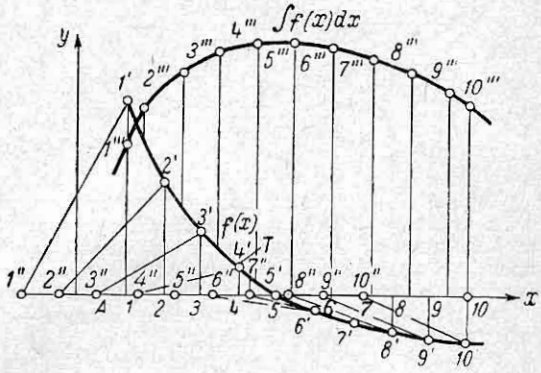
Механизмы тригонометрических функций, позволяющие получить перемещения точки механизма, пропорциональные $\sin\varphi$, $\cos\varphi$, $\operatorname{tg}\varphi$, $\operatorname{ctg}\varphi$ или какой-либо их комбинации.

Гармонические анализаторы, позволяющие определить коэффициенты ряда Фурье

$$A=\frac{1}{\pi}\int_{-\pi}^{+\pi} f(x)\cos nx\,dx,$$

$$B=\frac{1}{\pi}\int_{-\pi}^{+\pi} f(x)\sin nx\,dx.$$

Приборы имеют применение при исследовании периодических процессов.



Фиг. 1986.

Интеграфы — приборы, позволяющие вычертить интегральную кривую по заданной кривой. Действие прибора основано на одном из способов приближенного интегрирования. Если интегральная функция $F(x)$ получает приращение $\Delta F(x)$ (фиг. 1986), то

$$f(x)=\frac{dF(x)}{dx}=\operatorname{tg}\alpha\approx\frac{\Delta F(x)}{\Delta x},$$

т. е.

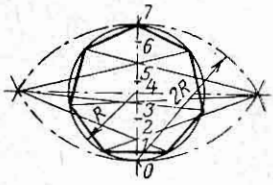
$$\Delta F(x)=f(x)\,\Delta x=\Delta x\operatorname{tg}\alpha.$$

$f(x)$ будет линией тангенса угла α, если линию котангенса принять равной единице.

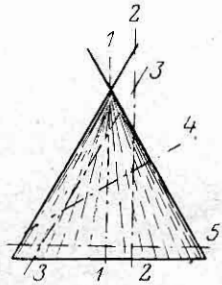
Для получения интегральной кривой необходимо от точек *1, 2, 3*... оси абсцисс кривой $f(x)$ отложить влево отрезок, равный единице, соединить конец его с концом соответствующей ординаты кривой $f(x)$ и тогда построенная линия будет параллельна касательной к кривой $F(x)$ в точке, соответствующей середине интервала Δx. Проведя через заданную точку *1'''* интегральной кривой линию, параллельную лучу *1''1'*, до пересечения в точке *2'''* с вертикалью, проведенной через середину *1—2*, а через полученную точку — прямую, параллельную лучу *2''2'*, до пересечения с вертикалью в точке *3'''* и т. д., получаем ряд точек интегральной кривой. В приборе должно быть механически воспроизведено построение касательных интегральной кривой, параллельных лучам *TA* при постоянной линии котангенса.

Механизмы, позволяющие интегрировать дифференциальные уравнения. В этот класс механизмов входит чрезвычайно большое количество механизмов, позволяющих при определенной настройке производить решение дифференциального уравнения или системы уравнений. Механизмы эти сложны и представляют собой редкость.

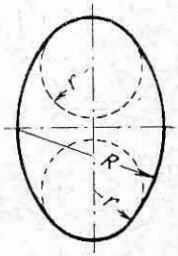
Многоугольники и кривые



Фиг. 1987.



Фиг. 1988.

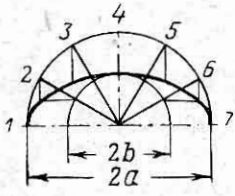


Фиг. 1989.

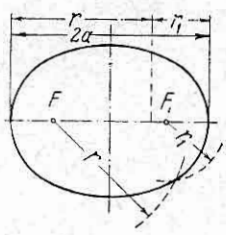
Фиг. 1987. Универсальный способ построения многоугольника с любым числом сторон в круге радиуса R. Для построения многоугольника, имеющего n сторон, диаметр круга делят на n частей и через точки делений (через одну) проводят прямые из полюсов, представляющих собой точки пересечений дуг радиуса $2R$, проведенных из конечных точек диаметра.

Фиг. 1988. Сечения кругового конуса. *1* — треугольник; *2* — гипербола; *3* — парабола; *4* — эллипс; *5* — круг.

Фиг. 1989. Овал. Часто применяется для приближенного построения эллипса. Для плавного приближенного вычерчивания эллипса прежде всего необходимо у вершин провести круги кривизны и обвести их циркулем в пределах совпадения с эллипсом. Если нужна большая точность, то промежуточные части в области, смежной с точками сопряжения дуг, соединить при помощи лекал.



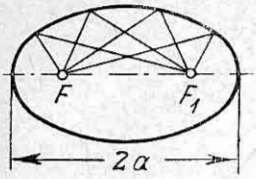
Фиг. 1990.



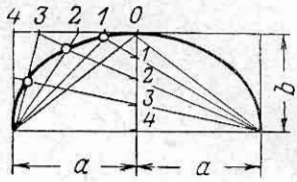
Фиг. 1991.

Фиг. 1990. Эллипс. Способ построения: даны большая ось $2a$ и малая $2b$. Из общего центра, лежащего в точке пересечения осей эллипса, проводят две окружности радиусами a и b и делят их на произвольное число частей (например, 12). Из точек делений окружности (радиуса b) проводят горизонтали параллельно большой оси a, из точек деления большой окружности (радиуса a) — вертикали до их взаимного пересечения. Точки пересечения и будут точками эллипса.

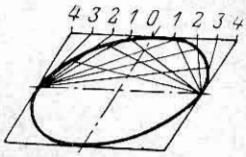
Фиг. 1991. Эллипс. Способ построения. Даны большая ось $2a$ и фокусы F и F_1. Построение основано на свойстве радиусов-векторов эллипса $r_1+r=2a=\text{const}$. На большой оси между фокусом и центром откладывают ряд делений, например, m. Из фокусов проводят дуги радиусами, равными расстоянию от концов оси до деления. В пересечении дуг получаются точки эллипса.



Фиг. 1992.



Фиг. 1993.

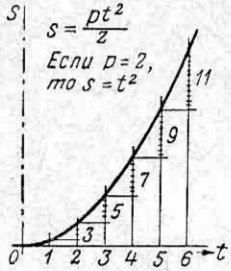


Фиг. 1994.

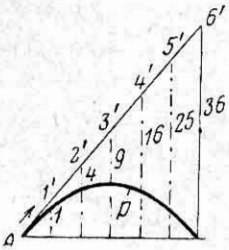
Фиг. 1992. Построение эллипса основано на свойстве эллипса $r_1+r=2a=\text{const}$. Карандаш скользит по нитке, концы которой укреплены в фокусах F и F_1 эллипса.

Фиг. 1993. Эллипс. Даны оси $2a$ и $2b$. Строят прямоугольник со сторонами, равными осям $2a$ и b. Полуось a делят на несколько равных частей; на столько же частей делят полуось b. Проведя лучи через одноименные точки, как указано на чертеже, в пересечении их получают точки эллипса.

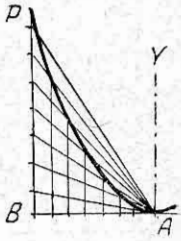
Фиг. 1994. Эллипс. Построение аналогично показанному на фиг. 1992. Если параллелограмм заменить квадратом, то получится круг.



Фиг. 1995.



Фиг. 1996.

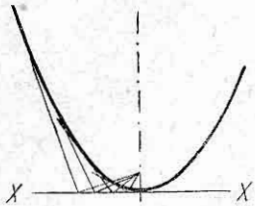


Фиг. 1997.

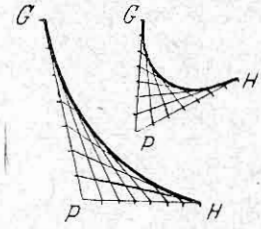
Фиг. 1995. Построение параболы по известному уравнению. Если ось абсцисс Ot разделена на равные части, то разность между ординатами представляет ряд нечетных чисел (на этом свойстве параболы основана конструкция вычислительных машин для извлечения корней).

Фиг. 1996. Парабола P как траектория тела, свободно брошенного под углом к горизонтали (без учета сопротивления воздуха). Расстояния от точек параболы до касательной в точке A являются квадратами чисел, отмеченных на касательной.

Фиг. 1997. Дана вершина A, ось AY и точка P параболы. Через вершину A проводят прямые: $AB \perp AY$ и $BP \parallel AY$. Делят PB и AB на одинаковое число равных частей и проводят лучи, проходящие через вершину A, и деления, отложенные на прямой PB. Проводя через деления, отложенные на AB, прямые, параллельные оси AY, в пересечениях их с лучами, проходящими через вершину и прямую PB, получают точки параболы.



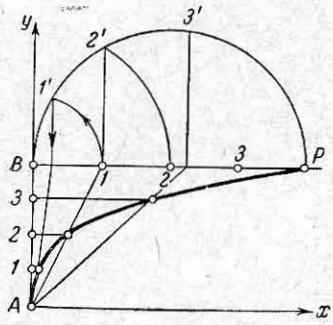
Фиг. 1998.



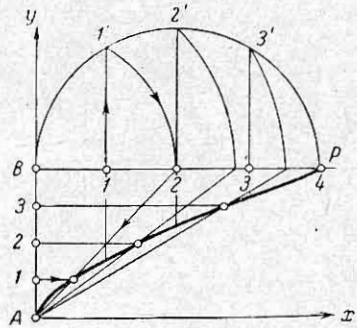
Фиг. 1999.

Фиг. 1998. Построение параболы по данным фокусу и вершине. Если перемещать прямой угол так, чтобы вершина его оставалась на прямой *XX*, а одна из сторон проходила через фокус, то другая сторона постоянно будет касаться параболы. Для построения проводят из фокуса лучи до пересечения их с прямой *XX* и из точек пересечения строят перпендикуляры. Парабола получается как огибающая построенных касательных.

Фиг. 1999. Построение параболы по двум касательным *PG* и *PH* и точкам *G* и *H* касания их к параболе. Касательные *PG* и *PH* делят на *n* равных частей и из точек *G* и *H* проводят лучи через точки деления касательных. Огибающая лучей есть парабола.



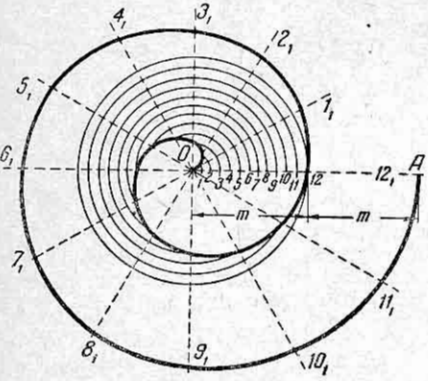
Фиг. 2000.



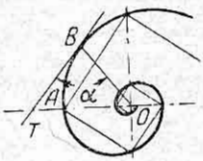
Фиг. 2001.

Фиг. 2000. Построение кубической параболы. Заданы вершина *A*, ось *Ax* и точка *P* искомой параболы. Делим *AB* и *BP* на одинаковое число равных частей, описываем на *BP* полуокружность и откладываем хорды *B1′=B1*, *B2′=B2* и т. д. Через концы *1′*, *2′* и т. д. хорд проводим перпендикуляры к *BP*, а через последние — лучи с полюсом в *A* до пересечения с горизонталями, проведенными через точки *1*, *2* и т. д. линии *AB*. Точки пересечения являются точками кубической параболы.

Фиг. 2001. Полукубическая парабола. Заданы вершина *A*, ось *Ax* и точка *P* искомой параболы. Аналогично предыдущему делим отрезки *AB* и *BP* на равное число частей и через точки *1*, *2* и т. д. деления отрезка *BP* восстанавливаем перпендикуляры к нему до пересечения с окружностью. Полученные хорды *B1′*, *B2′* откладываем на *BP* и через полученные точки проводим лучи с полюсом в *A* до пересечения их с горизонталями, проведенными через точки *1*, *2*, *3* и т. д. деления отрезка *AB*. Точки пересечения лежат на полукубической параболе.



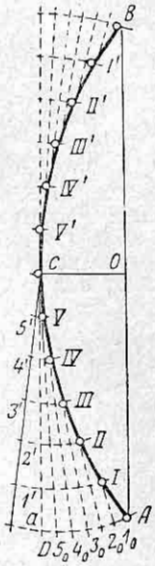
Фиг. 2002.



Фиг. 2003.



Фиг. 2004.



Фиг. 2005.

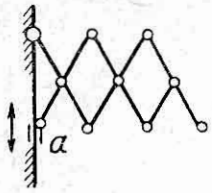
Фиг. 2002. Спираль Архимеда. Уравнение спирали в полярных координатах с полюсом в центре спирали $r=a\varphi$.

Построение. Проводят прямую OA, где O — центр спирали. Отложив на OA отрезок m, равный шагу спирали, делят его на произвольное число равных отрезков O—1, 1—2, 2—3, 3—4, 4—5... Проводят окружность из центра O радиусом m и делят ее на число частей, равное числу отрезков. Через точки деления окружности проводят лучи $O1_1$, $O2_1$ и т. д. Точки пересечения дуг окружности, проведенных через точки деления отрезка m и лучей, являются точками спирали.

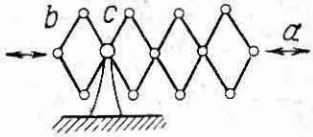
Фиг. 2003. Логарифмическая спираль. Уравнение $r=ae^{m\varphi}$; $r=OA$; $m>0$. Расстояние точки спирали от центра с увеличением угла увеличивается на постоянный множитель. Угол α между касательной T и радиусом-вектором постоянен для всех точек спирали.

Фиг. 2004. Синусоида как проекция винтовой линии на плоскость, параллельную оси винта.

Фиг. 2005. Построение дуги окружности большого радиуса по трем точкам (ACB). Через точку C проводят прямую CD, параллельную AB, и из точки C как из центра проводят дугу радиусом CA до пересечения ее с прямой CD в точке a. Дугу Aa делят на произвольное число равных частей A—1_0, 1_0—2_0, 2_0—3_0, 3_0—4_0 и т. д., прямую CD делят на столько же равных частей. Через точки 1_0, 2_0, 3_0... проводят лучи 1_0—C, 2_0—C, 3_0—C..., а через точки $1'$, $2'$, $3'$... проводят дуги до пересечения их с одноименными лучами в точках I, II, III..., принадлежащих искомой окружности. Повторив построение, получим точки искомой окружности I', II', III', IV'...



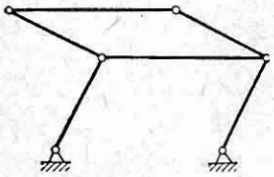
Фиг. 2006.



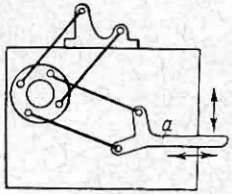
Фиг. 2007.

Фиг. 2006. Многократные ножницы с прямолинейной направляющей. Эта схема применяется, например, в держателях электроламп.

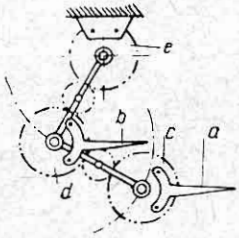
Фиг. 2007. Шарнирный многократный параллелограмм. Путь точки *a* во столько раз больше пути точки *b*, во сколько раз число параллелограммов между *c* и *a* больше числа параллелограммов между *c* и *b*.



Фиг. 2008.



Фиг. 2009.

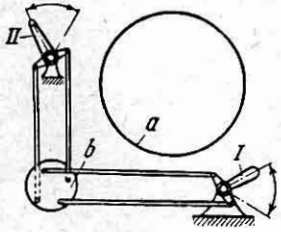


Фиг. 2010.

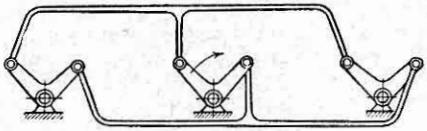
Фиг. 2008. Транслятор, служащий для поступательного перенесения отрезка в плоскости. Механизм состоит из двух параллелограммов, имеющих одно общее звено.

Фиг. 2009. Транслятор из двух параллелограммов. Линейка *a* перемещается параллельно самой себе. Схема применяется в чертежных приборах.

Фиг. 2010. Транслятор. Параллельная направляющая, осуществленная зубчатыми колесами. Линейки *b* и *a* движутся параллельно самим себе. Зубчатые колеса *e*, *d* и *c* должны иметь одинаковое число зубьев. Число зубьев промежуточных колес безразлично. Колесо *e* закреплено неподвижно.



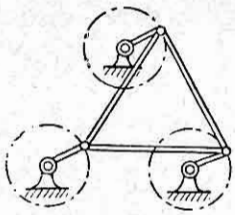
Фиг. 2011.



Фиг. 2012.

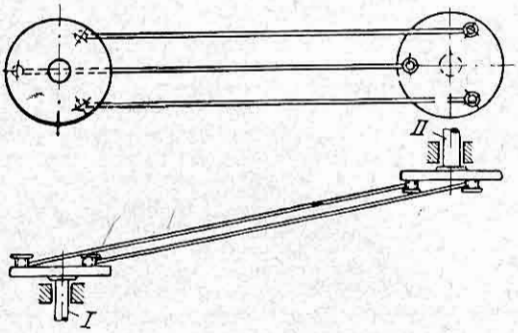
Фиг. 2011. Передача качательного движения с обходом детали *a*, препятствующей передаче движения по кратчайшему пути. Диск *b* вращается вокруг оси, не имея неподвижной опоры.

Фиг. 2012. Передача качательного движения синхронно и синфазно нескольким параллельным валам.

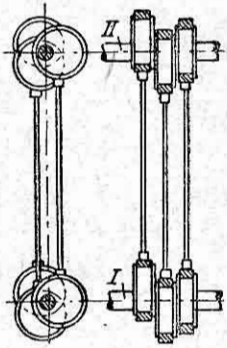


Фиг. 2013.

Фиг. 2013. Строенный кривошип, одновременно приводящий во вращение три вала, из которых один ведущий, а два ведомые. Механизм не имеет мертвого положения.



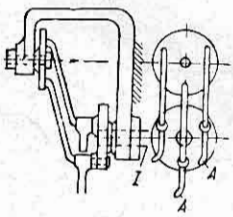
Фиг. 2014.



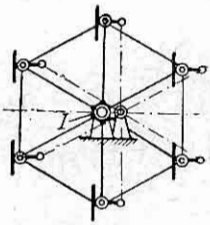
Фиг. 2015.

Фиг. 2014. Передача между двумя параллельными *I* и *II* осями. Механизм допускает ограниченный угол поворота. Для увеличения угла поворота необходимо переставлять спарники.

Фиг. 2015. Передача вращения между двумя параллельными *I* и *II* валами. Механизм не имеет мертвого положения.



Фиг. 2016.

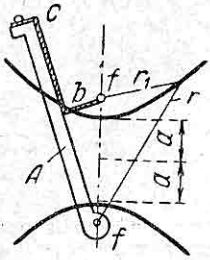


Фиг. 2017.

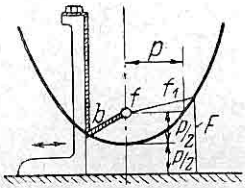
Фиг. 2016. Направляющий механизм с параллельными кривошипами для привода во вращение пальцев *A*.

Фиг. 2017. Направляющий механизм для лопаток гребного колеса. Ось вращения направляющих стержней эксцентрична относительно оси вращения колеса.

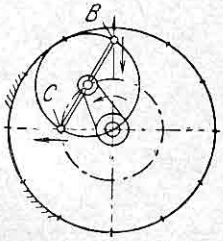
Приборы для вычерчивания кривых



Фиг. 2018.



Фиг. 2019.

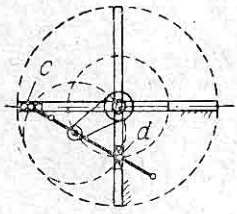


Фиг. 2020.

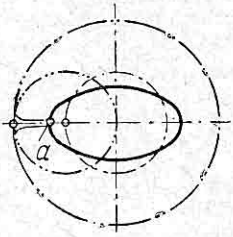
Фиг. 2018. Гиперболический циркуль. Дано положение фокусов и вершины. В одном из фокусов f устанавливают ось подвижной линейки A, в другом фокусе укрепляют нить, второй конец которой укрепляют на линейке в точке c. Натянув нить карандашом так, чтобы часть ее bc плотно прилегала к линейке, поворачивают линейку, сохраняя часть нити от фокуса f до острия карандаша натянутой. Построение основано на свойстве радиусов-векторов гиперболы $r - r_1 = 2a = \text{const}$.

Фиг. 2019. Параболический циркуль. Даны фокус f, вершина и директриса $\frac{P}{2}$. Один конец нити укрепляют в фокусе параболы, а другой закрепляют на угольнике, который может скользить вдоль директриссы. Поместив в точку b нитки карандаш и передвигая угольник вдоль директриссы, прочерчивают параболу. Это построение основано на свойстве параболы $F = f_1$.

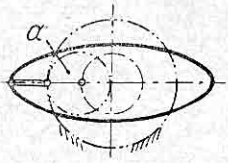
Фиг. 2020. Круги Кардана. Образующий круг имеет диаметр, равный радиусу основного круга. Гипоциклоида, которую описывает каждая точка образующей окружности, вырождается в диаметральную прямую. Поэтому точки C и B диаметра образующего круга движутся по двум взаимно перпендикулярным прямым.



Фиг. 2021.



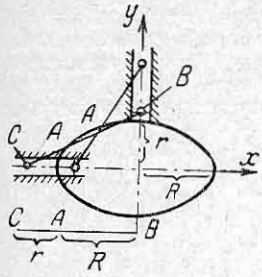
Фиг. 2022.



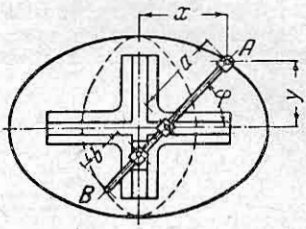
Фиг. 2023.

Фиг. 2021. Механизм Кардана. Точки c и d отрезка прямой скользят в прямолинейных направляющих. Неподвижной полоидой в этом случае будет основной круг Кардана, а подвижной полоидой — образующий круг.

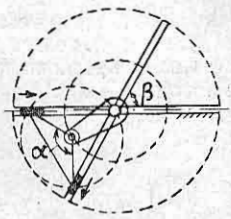
Фиг. 2022—2023. Точки a, лежащие внутри или вне колеса, описывают эллипсы, показанные на фигурах. На этом принципе основано устройство эллипсографов.



Фиг. 2024.



Фиг. 2025.



Фиг. 2026.

Фиг. 2024. Эллипс. Направляющие, по которым скользят концы B и C образующей прямой, взаимно перпендикулярны. Точка A, описывающая эллипс, делит отрезок BC внутренним или внешним (A вне отрезка BC) образом на отрезки r и R. Уравнение эллипса в обоих случаях

$$\frac{x^2}{R^2}+\frac{y^2}{r^2}=1.$$

Фиг. 2025. Эллиптический циркуль, для которого использован механизм Кардана. Точка A описывает эллипс с горизонтальной большой полуосью:

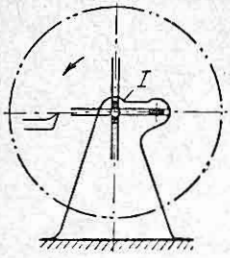
$$\frac{x^2}{(c+a)^2}+\frac{y^2}{a^2}=1,$$

а точка B описывает эллипс с вертикальной большой полуосью

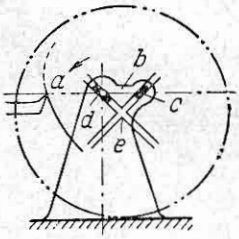
$$\frac{x^2}{b^2}+\frac{y^2}{(b+c)^2}=1.$$

Здесь c — расстояние между шарнирами на камнях.

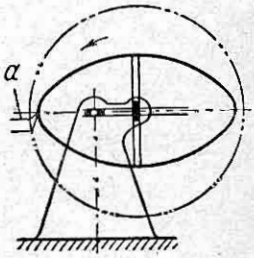
Фиг. 2026. Механизм Кардана. Не обязательно, чтобы направляющие для ползушек были перпендикулярны, как на фиг. 2021. Угол α между прямыми, соединяющими центр образующего круга с центрами пальцев ползунов, равен удвоенному углу β между направляющими: $\alpha=2\beta$.



Фиг. 2027.



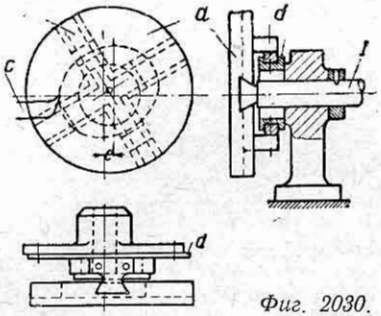
Фиг. 2028.



Фиг. 2029.

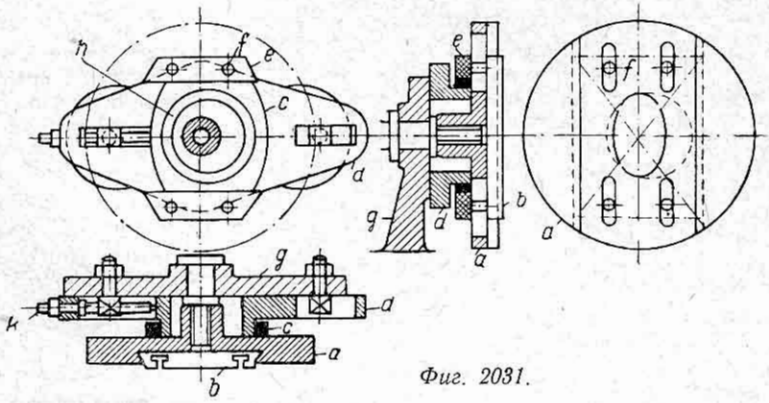
Фиг. 2027—2029. Из механизма Кардана по фиг. 2021 методом инверсии можно получить механизм станка для обточки по эллипсу. Точка a звена cd относительно неподвижного диска с направляющими описывает эллипс

(фиг. 2028). Если сделать неподвижным звено *cd*, а кривошипу *be* задать вращение, то неподвижная точка *a* (фиг. 2029) относительно вращающейся шайбы также опишет эллипс. В точке *a* помещают лезвие резца. Шайба, приводимая во вращение, делает за два оборота привода один оборот. В 1500 г. Леонардо да Винчи предложил станок для обтачивания по эллипсу, основанный на этом принципе.



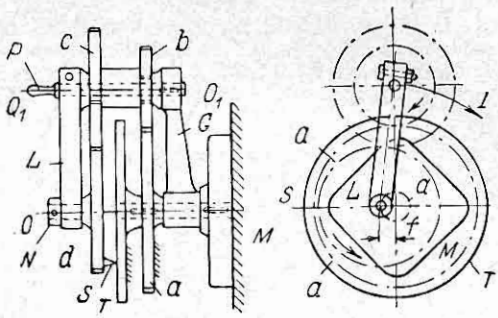
Фиг. 2030.

Фиг. 2030. Станок Леонардо да Винчи для обтачивания эллиптических тел. Планшайба или патрон *a*, к которому крепится обрабатываемая деталь, имеет два диаметрально расположенных перпендикулярных друг другу паза *b*. Одним пазом планшайба скользит по направляющей, укрепленной на валу *l* шпинделя станка, а в другом пазу находятся направляющие, соединенные с кольцом *d*, эксцентричным по отношению к оси вала *l*. Резец *c* укрепляется в суппорте станка, как обычно. Изменением величин эксцентриситета *e* изменяют отношение большой и малой осей эллипса обрабатываемой детали. Величина эксцентриситета определяется из уравнения эллипса для механизма по фиг. 2025. Шайба делает такое же число оборотов, как и шпиндель.



Фиг. 2031.

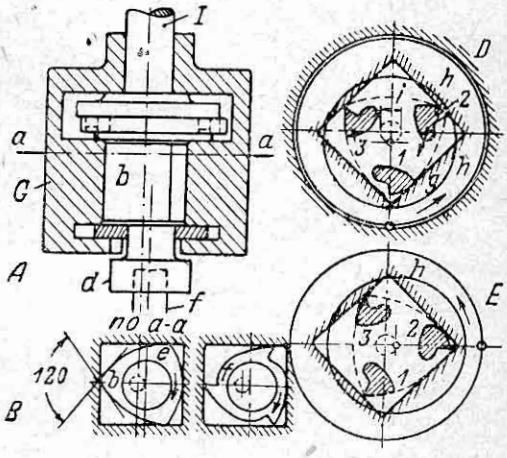
Фиг. 2031. Приспособление для обтачивания по эллипсу. На планшайбе *a*, вращаемой валом шпинделя, укреплен стол для обрабатываемой детали. Стол *b* имеет возможность скользить в пазу шайбы. К столу болтами *f* привернуты две планки *e*, охватывающие направляющую *c*, которая вращается на кольце *h* траверсы *d*. Траверса *d* укреплена на станине станка *g*. Перемещая винтом *k* траверсу, изменяют эксцентриситет кольца *h* относительно оси вала станка и отношение большой и малой осей эллипса обрабатываемой детали.



Фиг. 2032.

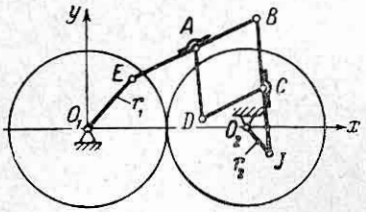
Фиг. 2032. Механизм для вычерчивания четырехугольников, треугольников, эллипсов и других фигур. В станине M укреплен вал N, на котором наглухо посажены зубчатое колесо a и стол T для чертежа. На валу свободно вращается рычаг G с закрепленным в нем валом O_1O_1, на котором свободно вращаются колеса b и c с общей ступицей. Центр колеса d поворотом рычага L смещен по отношению к центру колеса a на величину $f=\frac{L}{2}$. На колесе d укрепляется пишущее острие S; P — приводная рукоятка. Передаточное число для вычерчивания треугольника 3 : 4 и эллипса 1 : 2.

Фиг. 2033. Приспособление для обработки по квадрату. Конструктивное развитие схемы фиг. 1007. В станине G ведущий вал I при помощи эксцентричной муфты приводит во вращение трехгранное призматическое тело b, расположенное в четырехгранной полости станины. При движении призмы b центр ее описывает относительно оси полости круг i; ось призмы вращается в направлении, противоположном направлению обкатывания призмы по граням полости. В патроне d укреплен обрабатывающий инструмент f, который повторяет движения призмы b. Так как двухгранный угол призмы равен 120°, то при помощи этого приспособления нельзя получить четырехгранного отверстия с точными углами; углы всегда будут закруглены радиусом, равным приблизительно 0,15 стороны квадрата. Если при заданной величине i увеличить размеры инструмента f, то получится квадрат с выпуклыми сторонами, при уменьшении размеров инструмента — квадрат с вогнутыми сторонами. Для того чтобы получить вместо квадрата шестигранник, сверло f следует сделать пятигранным. Для обработки больших квадратных отверстий вместо сверла можно применять три резца *1, 2, 3* (эскиз D и E). Движение державки инструмента, соот-

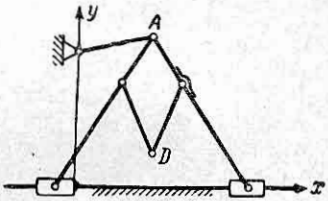


Фиг. 2033.

ветствующее движению по кругу e, получается вращением державки g (фиг. 2033, D и E) по эксцентричной окружности h. Для изменения величины получаемого в изделии квадрата следует изменить диаметр круга i, что может быть достигнуто применением эксцентрика с переменным эксцентриситетом.



Фиг. 2034.

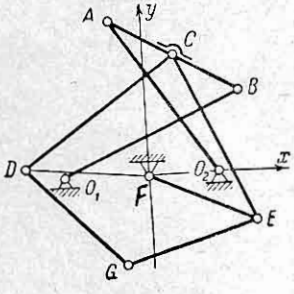


Фиг. 2035.

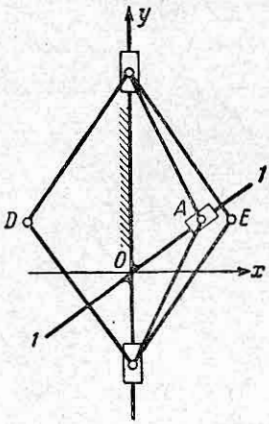
Фиг. 2034. Эллипсограф Гершгорина. Пантограф по фиг. 2040 для пропорционального изменения геометрических фигур присоединяется в точках E и J к вращающимся в противоположных направлениях зубчатым колесам. Углы EO_1O_2 и JO_2x равны. Точка D описывает эллипс.

$$\frac{(2x-l)^2}{(r_1+r_2)^2}+\frac{4y^2}{(r_1-r_2)^2}=1.$$

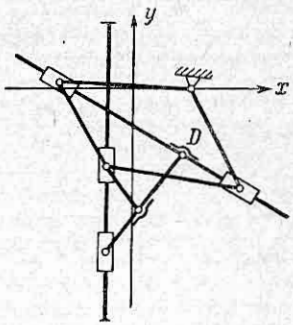
Фиг. 2035. Эллипсограф. При вращении точки A по окружности точка D описывает эллипс.



Фиг. 2036.



Фиг. 2037.



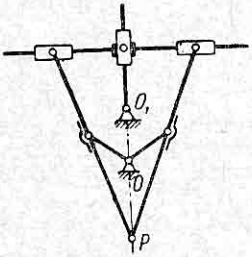
Фиг. 2038.

Фиг. 2036. Эллипсограф. Механизм представляет собой соединение антипараллелограмма O_1BAO_2 и инверсора $CDFEG$. Антипараллелограмм должен быть поставлен на меньшее звено. Точка G инверсора описывает эллипс. Механизм основан на свойствах инверсии конических сечений.

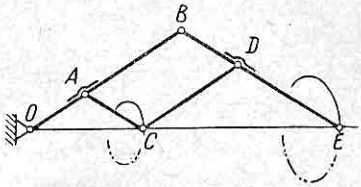
Фиг. 2037. Гиперболограф. Если ползушку A перемещать по направляющей 1—1, то точки D и E опишут обе ветви гиперболы.

Фиг. 2038. Параболограф. Точка D механизма описывает параболу.

Фиг. 2039. Коникограф Власова. Универсальный прибор, пригодный для черчения любого конического сечения. При движении механизма точка P опишет коническое сечение.

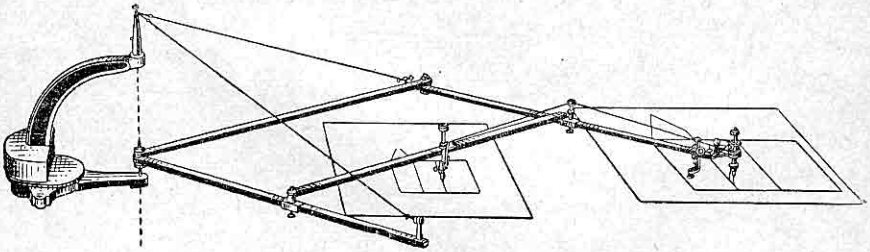


Фиг. 2039.



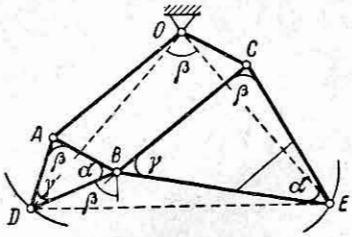
Фиг. 2040.

Фиг. 2040. Пантограф для подобного преобразования геометрических фигур и кривых. При неподвижной точке O отношение подобия $\frac{OC}{OE}=\frac{OA}{OB}=\text{const}$. При неподвижной точке C отношение подобия $\frac{CE}{CO}=\frac{AB}{AO}=\text{const}$, но фигуры будут повернуты (см. фиг. 2044). Пантограф чаще применяется для уменьшения фигур.



Фиг. 2041.

Фиг. 2041. Конструкция пантографа, схематически изображенного на фиг. 2040.



Фиг. 2042.

Фиг. 2042. Пантограф для подобного изменения фигуры с поворотом. $\Delta CBE \sim \Delta ADB$. Повернув треугольник DBE вокруг D на угол γ, сделаем стороны OA и BE параллельными, следовательно, $\angle DAO = \angle DBE = \angle OCE$. Треугольники

$$\triangle DAO \sim \triangle DBE \sim \triangle OCE,$$

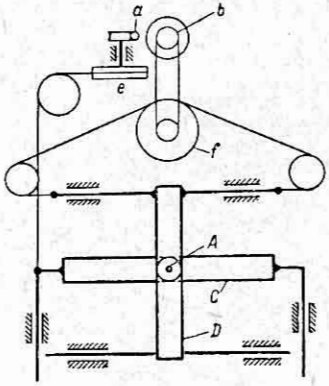
откуда

$$\frac{OD}{OE} = \frac{AD}{OC} = \frac{AD}{AB}; \quad \frac{DE}{OD} = \frac{DB}{AD},$$

т. е.

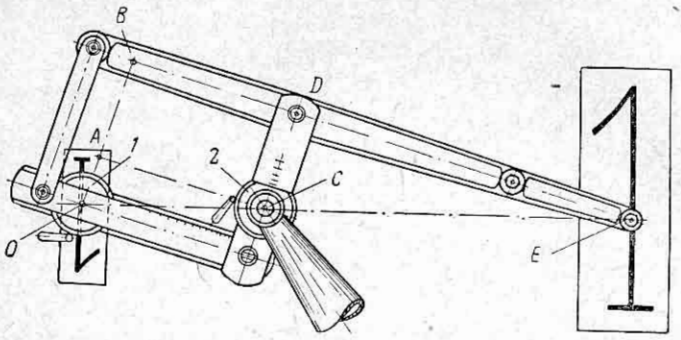
$$\triangle ODE \sim \triangle ABD$$

Отношение подобия $\frac{OE}{OD} = \frac{AB}{AD}$, а угол поворота фигуры β.



Фиг 2043.

Фиг. 2043. Блочный пантограф, в котором центр A ролика перемещается по заданной кривой, состоит из двух взаимно перпендикулярных направляющих C и D, сообщающих посредством нити вращение столику b и движение вдоль его оси стержню a с острием. При движении A по заданной кривой вертикально перемещающийся стержень a вычерчивает на цилиндре кривую, уменьшенную в $\frac{r_b}{r_f} = \frac{r_e}{r_a}$ раз. Применяется с многократно повторенной блочной системой для нанесения рисунка на изделия из стекла.

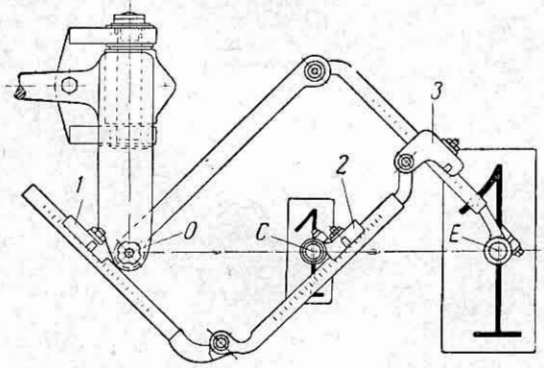


Фиг. 2044.

Фиг. 2044. Пантограф для подобного преобразования гравировального станка. В основе схемы пантограф фиг. 2040 с неподвижной точкой *C*. Передаточное отношение указывает величину отношения линейных размеров фигур, описываемых точками *O* и *E*. Обычно с точкой *E* связывается щуп, с точкой *O* — инструмент. Ось *C* неподвижна. Для станочных пантографов

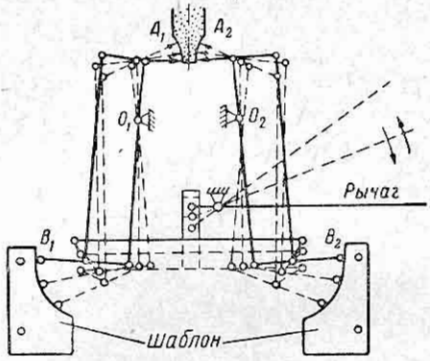
$$i=\frac{OC}{OE}.$$

Если неподвижная ось расположена между точками *A* и *E*, то изображение относительно шаблона получается перевернутым. Положение оси *C* и точки *E* устанавливается по заданному отношению подобия с помощью шкал и ползушек *1* и *2*.



Фиг. 2045.

Фиг. 2045. Пантограф. Щуп *E* и инструмент *C* расположены по одну сторону оси *O*. Механизм снабжен ползушками *1*, *2* и *3* для установки необходимого отношения подобия.

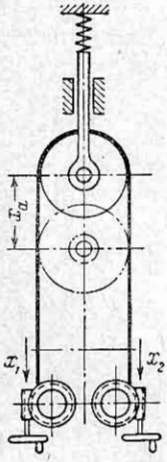


Фиг. 2046.

Фиг. 2046. Пантографное устройство для алмазной правки боковых сторон эвольвентного профиля круга зубошлифовального станка. A_1 и A_2 — заправляемые профили круга, B_1 и B_2 — копиры. Правка круга производится покачиванием рычага.

Суммирующие механизмы

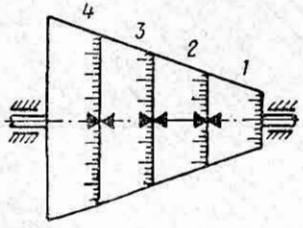
Фиг. 2047. Суммирующий блоковый механизм. Ввод суммируемых величин производится перемещением концов нити.



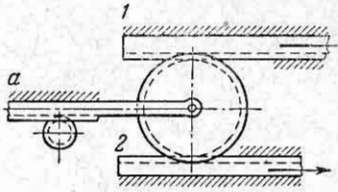
Фиг. 2047.

$$x_a = \frac{1}{2}(x_1 + x_2).$$

Фиг. 2048. Большое колесо *4* неподвижно. При вращении колеса *3* приводятся в движение колеса *2* и *1*, при вращении колеса *2* вращается колесо *1*, связанное с валом. Поворот колеса *1* отсчитывается по шкале, нанесенной на колесе *2*, поворот колеса *2* отсчитывается по шкале, нанесенной на колесе *3*, и т. д. Сумма слагаемых углов поворота всех колес отсчитывается по шкале колеса *4*.



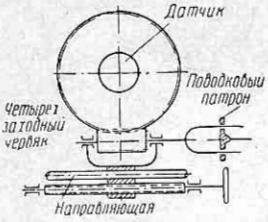
Фиг. 2048.



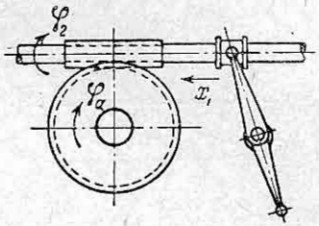
Фиг. 2049.

Фиг. 2049. Суммирующий механизм с двумя рейками. Перемещение средней рейки *a* равно полусумме перемещений реек *1* и *2*:

$$x_a = \frac{1}{2}(x_1 + x_2).$$



Фиг. 2050.



Фиг. 2051.

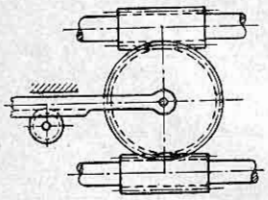
Фиг. 2050. Суммирующий червячный механизм. Поворот червячного колеса, несущего датчик, совершается вследствие основного перемещения — вращения червяка с помощью поводкового патрона и корректирующего осевого смещения червяка вместе с опорами с помощью винта и гайки.

Фиг. 2051. Суммирующий червячный механизм. Ввод слагаемых производится вращением и смещением червяка вдоль оси. Суммарный угол поворота червячного колеса

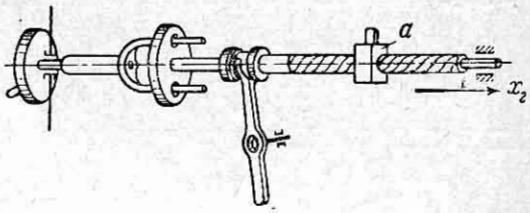
$$\varphi_a = \varphi_2 \frac{k}{z} + \frac{x_1}{r_a},$$

где k — число заходов червяка; r_a — радиус начальной окружности;
z — число зубьев колеса.

При использовании механизма как суммирующего необходима соответствующая градуировка шкал.



Фиг. 2052.



Фиг. 2053.

Фиг. 2052. Суммирующий механизм с двумя червяками, аналогичный механизму по фиг. 2049. Ввод слагаемых производится поворотом червяков.

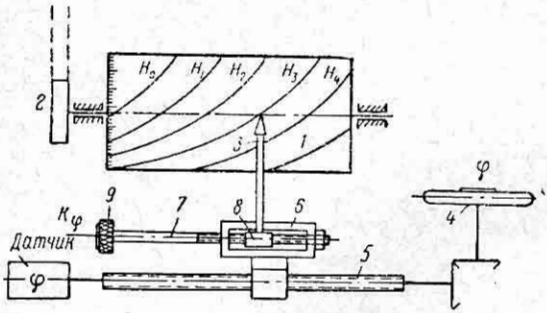
Фиг. 2053. Суммирующий винтовой механизм. Суммарное перемещение сообщается гайке a при вращении и поступательном перемещении винта

$$x_a = x_1 + x_2.$$

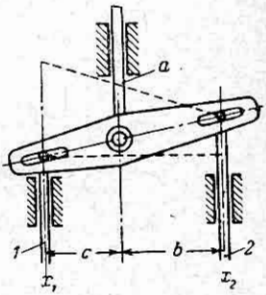
Из формулы

$$x_1 = \frac{\varphi_1^{\circ} t}{360^{\circ}}$$

должна быть установлена градуировка шкалы вводимой величины, с тем, чтобы механизм был суммирующим (t — шаг винта).



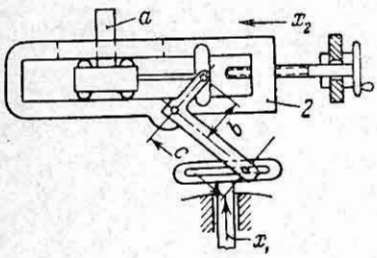
Фиг. 2054.



Фиг. 2055.

Фиг. 2054. Суммирующий винтовой механизм для ввода корректуры в угол φ возвышения орудия. Если установить должным образом барабанчик *1* с помощью шкива *2* и совместить индекс *3* с упрежденной высотой H_1, то расстояние индекса вдоль образующей барабанчика от начального положения пропорционально искомому углу возвышения φ. Ввод корректуры и прибавление ее к основному значению искомого угла, полученному по графику, производится поворотом маховика *4* через пару конических колес и винт *5*. Датчик *6*, *7*, *8*, *3* передает на орудие величину угла возвышения φ. При недолете снаряда индекс *3* кнопкой *9* передвигается влево в сторону меньшей высоты, с которой индекс совмещен. После этого винту маховичком *4* сообщается дополнительный поворот для установки индекса вновь на заданную высоту упреждения. При этом новая (увеличенная) величина угла φ возвышения будет передана орудиям.

Фиг. 2055. Суммирующий рычажный механизм. Вводимые слагаемые величины пропорциональны перемещениям рычагов *1* и *2*:



Фиг. 2056.

$$\frac{x_1 - x_a}{x_2 - x_a} = -\frac{c}{b}$$

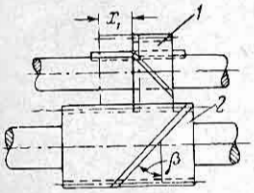
$$\text{или } x_a = x_1 \frac{b}{c+b} + x_2 \frac{c}{c+b}.$$

Если $c=b$, то механизм может быть суммирующим, при этом суммарное перемещение $x_a = \frac{1}{2}(x_1 + x_2)$. При $c \neq b$ масштабы для вводимых величин должны быть обратно пропорциональны соответствующим плечам.

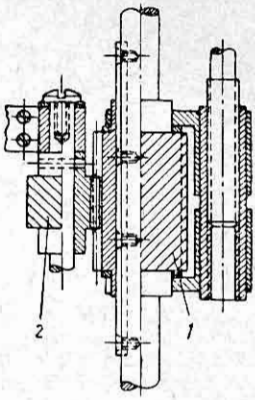
Фиг. 2056. Суммирующий механизм с коленчатым рычагом. Ввод слагаемых производится поворотом рукоятки, смещающей винтом каретку *a*, и перемещением кулисы *2*. Суммарное перемещение каретки *a*:

$$x_a = x_1 \frac{b}{c} + x_2.$$

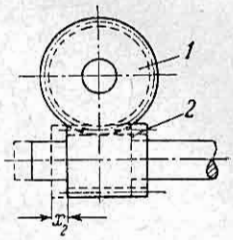
Механизм может быть суммирующим при $c=b$ или разных масштабах для вводимых величин. Если $k_2=1$, то и $k_1 \frac{b}{c}=1$, т. е. $k_1 : k_2 = c : b$.



Фиг. 2057.



Фиг. 2058.



Фиг. 2059.

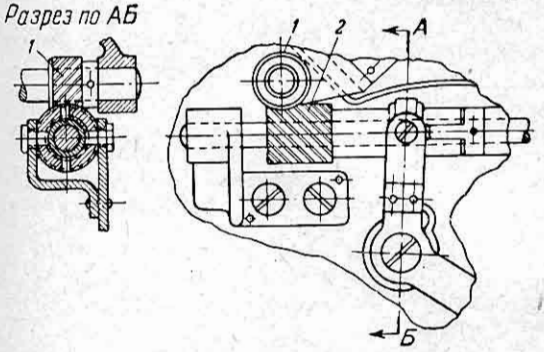
Фиг. 2057. Суммирующий механизм, составленный из зубчатых колес с косым зубом. Ввод слагаемых производится вращением и поступательным перемещением колеса *1*. Угол поворота колеса *2*

$$\varphi_2=\varphi_1\frac{z_1}{z_2}+x_1\frac{\operatorname{tg}\beta}{R_2}.$$

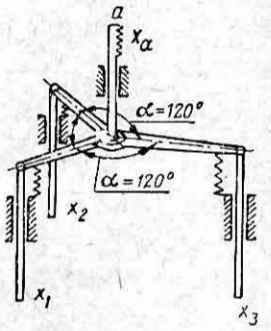
Фиг. 2058. Конструктивный чертеж суммирующего механизма по фиг. 2057.

Фиг. 2059. Суммирующий механизм, составленный из винтовых зубчатых колес. Угол поворота колеса *1* зависит от угла поворота колеса *2* и смещения его на величину x_2 вдоль оси.

$$\varphi_1=\varphi_2 i_{12}+\frac{x_2}{\pi D_2}.$$



Фиг. 2060.

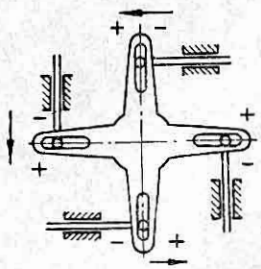


Фиг. 2061.

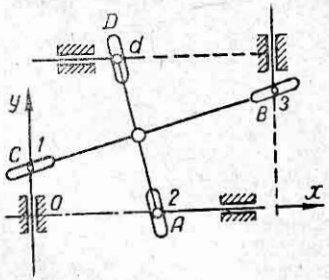
Фиг. 2060. Суммирующий механизм, составленный из винтовых колес, схема которого показана на фиг. 2059. Применяется в кинопроекторе для дополнительного поворота обтюратора при наводке на кадр.

Фиг. 2061. Суммирующий механизм с тремя вводами. Перемещение x_a ведомого стержня *a*:

$$x_a=\frac{1}{3}(x_1+x_2+x_3).$$



Фиг. 2062.



Фиг. 2063.

Фиг. 2062—2063. Суммирующий механизм с тремя вводами. Три слагаемые величины могут быть заданы в виде перемещений трех стержней. Уравнение прямой AD (фиг. 2063)

$$\frac{y-y_d}{y_2-y_d}=\frac{x-x_d}{x_2-x_d}.$$

Уравнение прямой CB (фиг. 2063)

$$\frac{y-y_1}{y_3-y_1}=\frac{x-x_1}{x_3-x_1};$$

условие перпендикулярности прямых AD и CB

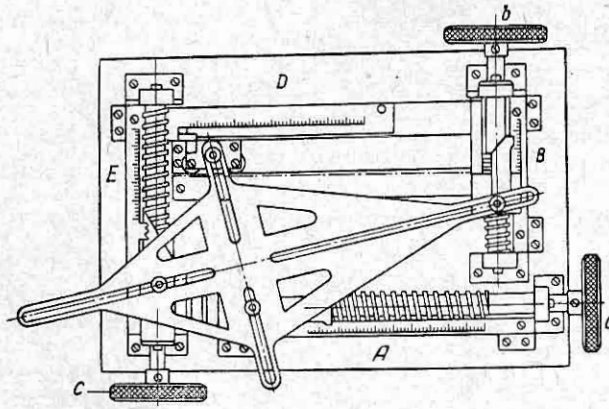
$$\frac{y_3-y_1}{x_3-x_1}\,\frac{y_2-y_d}{x_2-x_d}=-1.$$

Отсюда при $x_1=y_2=0$

$$x_d=a_1y_1+x_2-a_3y_3.$$

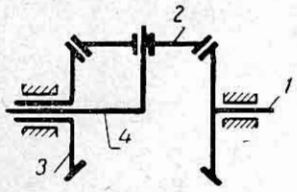
Градуированием шкал *1*, *2* и *3* можно получить сумму

$$d=b_1+b_2+b_3.$$

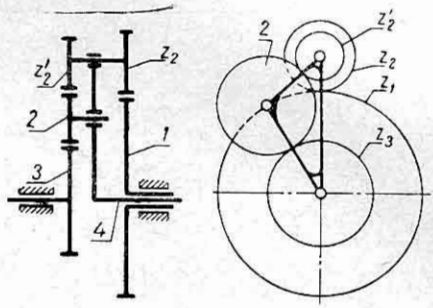


Фиг. 2064.

Фиг. 2064. Суммирующий механизм с тремя вводами, схема которого приведена на фиг. 2062. Слагаемые вводятся вращением рукояток *a*, *b* и *c*, связанных с винтами, которые сообщают движение гайкам. Перемещение последних отсчитывается при помощи градуированных шкал *A*, *B* и *E*. Сумма отсчитывается по шкале *D*.



Фиг. 2065.



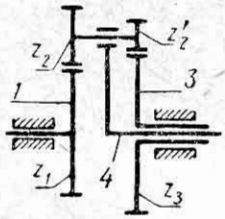
Фиг. 2066.

Фиг. 2065. Суммирующий механизм с коническими колесами. Угол поворота поводка *4*

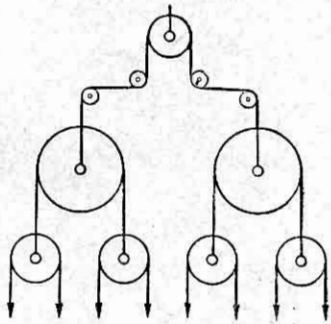
$$\varphi_4=\frac{\varphi_1+\varphi_3}{2}.$$

Слагаемые пропорциональны углам поворота колес *1* и *3*.

Фиг. 2066. Суммирующий механизм с цилиндрическими колесами. Угол поворота поводка *4* $\varphi_4=\frac{\varphi_1+\varphi_3}{2}$ в том случае, если $z_1=z_3$ и $z_2=z_2'$.



Фиг. 2067.



Фиг. 2068.

Фиг. 2067. Суммирующий механизм с цилиндрическими колесами. Такого типа механизм может быть построен по любой из схем фиг. 707—713. Ввод слагаемых можно производить вращением двух любых звеньев из числа *1, 3* и *4*. Суммирующий механизм требует тарировки шкал по формулам

$$n_1=i_{13}n_3+n_4(1-i_{13});$$

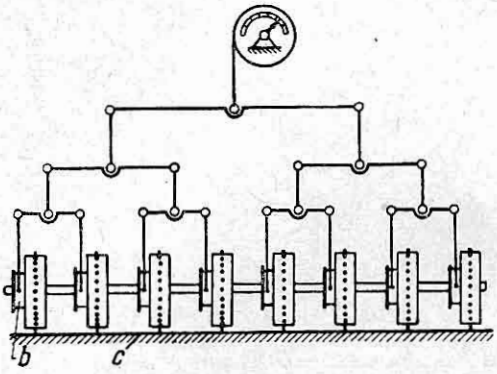
$$n_3=\frac{1}{i_{13}}n_1+\frac{1-i_{13}}{i_{13}}n_4;\quad n_4=\frac{n_1}{1-i_{13}}+\frac{i_{13}}{i_{13}-1}n_3.$$

Звено *4*—водило.

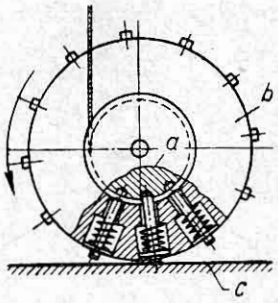
Фиг. 2068. Суммирующий блочный механизм с любым количеством вводов. Число n вводимых слагаемых определяется по формуле

$$n=2^k,$$

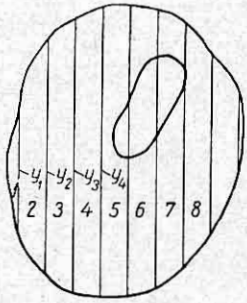
где k — число последовательно включенных суммирующих механизмов. $k=\frac{\lg n}{\lg 2}$, т. е. n не может быть любым числом, а должно изменяться в геометрической прогрессии.



Фиг. 2069.



Фиг. 2070.

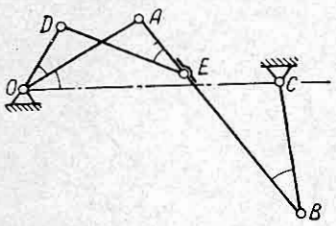


Фиг. 2071.

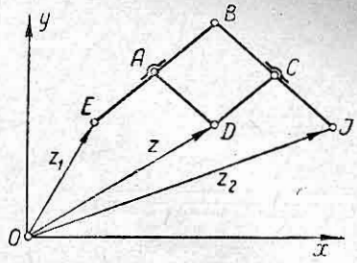
Фиг. 2069—2071. Механизм для измерения площади. Если измеряемая площадь разделена на полосы шириной Δx (фиг. 2071), то площадь

$$F=\Delta x \sum_{1}^{k} y_l.$$

В механизме для измерения площадей с одинаковым интервалом установлен ряд колес *b*, имеющих радиально расположенные стержни, при утоплении которых колесо *b* соединяется с диском *a* (фиг. 2069—2070). При измерении площади кожи (или шаблона), уложенной на подвижном столе *c*, диск *a* все время соединен с колесом *b*, пока под колесом находится шаблон. Поэтому угол поворота диска *a* пропорционален длине полосы, прошедшей под колесом. С каждым из дисков *a* связан блочек, на который наматывается нить, закрепленная другим концом на рычаге суммирующего механизма. Поворот указателя пропорционален сумме углов поворота блочков, т. е. сумме длин полос. Шкала может быть тарирована по указанной выше формуле (фиг. 2071).



Фиг. 2072.



Фиг. 2073.

Фиг. 2072. Мультипликатор. Механизм состоит из двух подобных антипараллелограммов $OABC$ и $ODEA$, в которых меньшее звено первого равно большему звену второго. Механизм служит для построения кратных углов $\angle DOC = 2\angle AOC$. Число подобных антипараллелограммов соответствует числу слагаемых одинаковых углов.

Фиг. 2073. Механизм для сложения векторов. Если точки E и J пантографа с отношением подобия 2 соединить с концами изменяющихся векторов z_1 и z_2, то конец результирующего вектора соответствует точке D, при этом

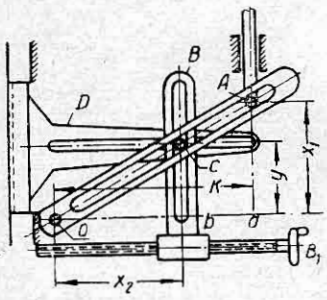
$$\bar{z} = \frac{1}{2}(\bar{z}_1 + \bar{z}_2).$$

Множительные механизмы

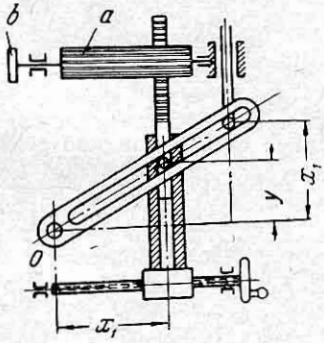
Фиг. 2074. Множительный механизм с постоянным масштабом. Каретка D множительного механизма получает перемещение y при смещении направляющей B на величину x_2 и ролика A на величину x_1. Из подобия треугольников ocb и oAa

$$y = \frac{1}{k} x_1 x_2,$$

т. е. перемещение y пропорционально произведению x_1 и x_2.

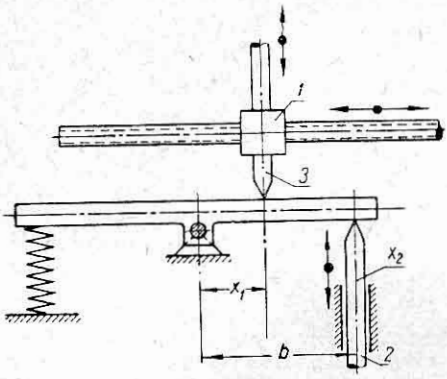


Фиг. 2074.

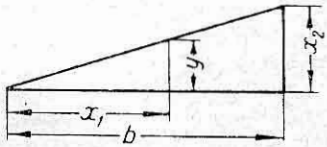


Фиг. 2075.

Фиг. 2075. Множительный механизм с постоянным масштабом, отличающийся от механизма, показанного на фиг. 2074, передачей перемещения y, пропорционального произведению перемещений x_1 и x_2 на широкое зубчатое колесо a, и отсчетом по круглой шкале b.



Фиг. 2076.

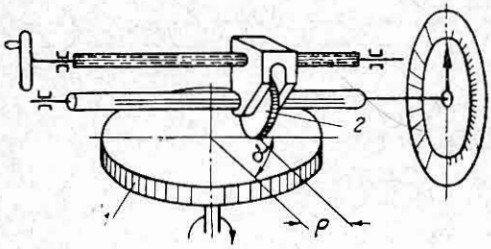


Фиг. 2077.

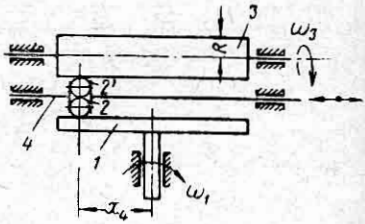
Фиг. 2076—2077. Множительный рычажный механизм. Вводимые множители пропорциональны перемещениям гайки *1* и стержня *2*. Из подобия треугольников (фиг. 2077)

$$y=\frac{x_1x_2}{b},$$

т. е. перемещение стержня *3* в вертикальном отверстии тела гайки *1* пропорционально произведению x_1 и x_2. Последовательность ввода сомножителей безразлична.



Фиг. 2078.



Фиг. 2079.

Фиг. 2078. Множительный фрикционный механизм. Вводимые сомножители пропорциональны перемещению ρ середины ролика от центра диска и углу α поворота диска *1*. Угол μ поворота ролика *2*

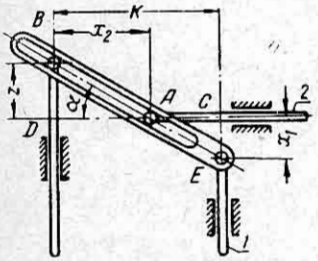
$$\mu=\frac{\rho\alpha}{r}$$ (*r* — радиус ролика),

т. е. μ пропорционально произведению ρ и α. Последовательность ввода сомножителей определенная. В первую очередь изменяется ρ, а затем α.

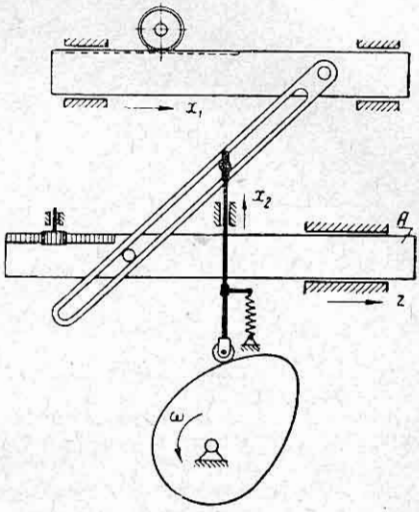
Фиг. 2079. Множительный фрикционный механизм. Множители подводятся к звену *4* в виде расстояния x_4 от каретки *2—2'* до оси вращения звена *1* и к звену *1* в виде угловой скорости ω_1. Произведение пропорционально ω_3, равной

$$\omega_3=\frac{\omega_1x_4}{R}.$$

Перемножение может производиться непрерывно.



Фиг. 2080.



Фиг. 2081.

Фиг. 2080. Множительный механизм зетового типа. Ввод сомножителей производится при перемещении стержней *1* и *2*. Из подобия треугольников *DBA* и *EAC*

$$z=\frac{x_1x_2}{k-x_2}.$$

Положив

$$u=\frac{x_2}{k-x_2},$$

получим $z=x_1u$. Механизм должен иметь для u неравномерную шкалу. Применяется в случае получения произведения сложной функции и простого сомножителя и обладает бо́льшей точностью по сравнению с другими типами механизмов.

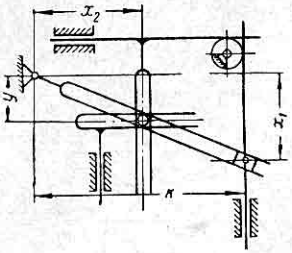
Фиг. 2081. Множительный комбинированный механизм, состоящий из механизма зетового типа по фиг. 2080 и кулачка. Механизм применяется в случаях, когда один из сомножителей u — сложная функция от v: $u=f(v)$. Из предыдущего (фиг. 2080)

$$x_2=k\frac{u}{1+u}=k\frac{f(v)}{1+f(v)}.$$

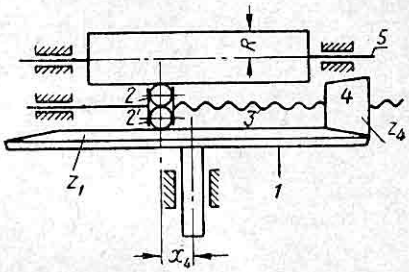
По этой формуле рассчитывается профиль кулачка. Перемещение ползушки A равно

$$z=\frac{x_1x_2}{k-x_2}=x_1f(v).$$

Задаются x_1 и v, для которых шкалы равномерные.



Фиг. 2082.



Фиг. 2083.

Фиг. 2082. Механизм для возведения в квадрат. Если в механизме по фиг. 2080 связать между собой стержни *1* и *2*, т. е. принять $x_1=x_2$, то $y=\frac{x^2}{k}$. Механизм может быть использован для извлечения квадратного корня, если задавать y, а отсчитывать

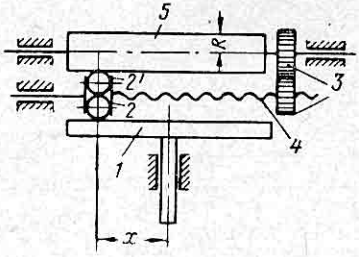
$$x=\sqrt{ky}.$$

Фиг. 2083. Фрикционный механизм для возведения во вторую степень. Устанавливая связь между углом поворота колеса *1* и перемещением x_4 промежуточных роликов *2* и *2'* каретки при помощи зубчатой передачи *1—4* и винта *3*, получим угол поворота барабана *5*, пропорциональный φ_1^2:

$$x_4=\varphi_1\frac{z_1}{z_4}t=\varphi_1 k; \qquad d\varphi_5=(x_4+dx)\frac{d\varphi_1}{R}\approx\frac{x_4 d\varphi_1}{R};$$

$$\varphi_5=\frac{\varphi_1^2}{2}\frac{z_1}{z_4}\frac{t}{R}=k\varphi_1^2,$$

где t — шаг винта, z_1 и z_4 — числа зубьев колес *1* и *4*.



Фиг. 2084.

Фиг. 2084. Механизм логарифмических и показательных функций. Перемещение промежуточных роликов *2* и *2'* каретки с помощью винта *4* и зубчатой передачи *3* пропорционально углу поворота барабана *5*. Если задавать угол поворота барабана, то

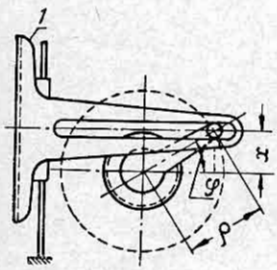
$$\varphi_1-\varphi_{10}=\frac{1}{c}\ln\frac{c(\varphi_5-\varphi_{50})+c'}{c'},$$

где c и c' — постоянные, зависящие от параметров прибора.

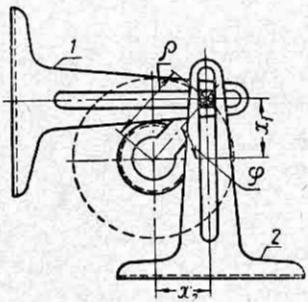
Если задавать угол поворота диска *1*, то угол поворота барабана *5* — показательная функция аргумента φ_1.

Механизмы тригонометрических функций

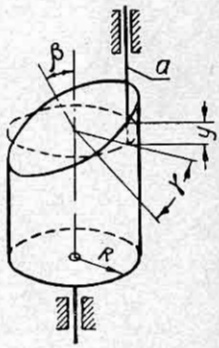
Фиг. 2085. Синусный механизм. Перемещение x ползушки *1* пропорционально $\sin\varphi$: $x=\rho\sin\varphi$.



Фиг. 2085.



Фиг. 2086.



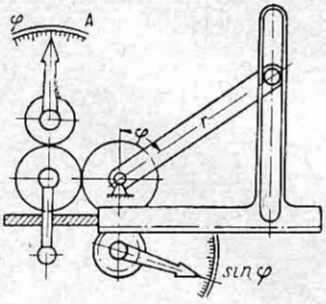
Фиг. 2087.

Фиг. 2086. Косинусный механизм. Перемещение x_2 ползушки *2* пропорционально $\cos\varphi$: $x_2=\rho\cos\varphi$, а перемещение ползушки *1* пропорционально $x_1=\rho\sin\varphi$. Механизмы применяются в построителях приборов управления артиллерийским огнем.

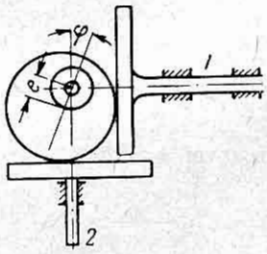
Фиг. 2087. Синусный механизм. Аргумент задается углом γ поворота барабана с косым срезом. Перемещение у стержня a пропорционально $\sin\gamma$:

$$y=R\operatorname{tg}\beta\sin\gamma,$$

где $R\operatorname{tg}\beta$ — коэффициент пропорциональности.



Фиг. 2088.

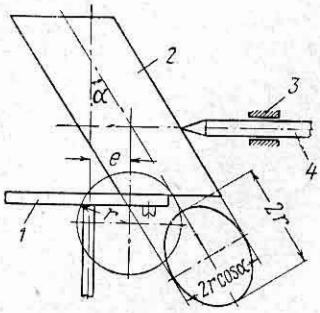


Фиг. 2089.

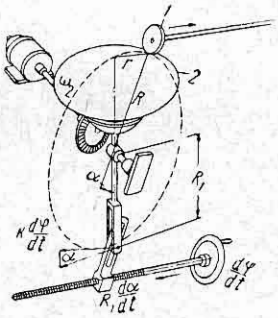
Фиг. 2088. Синусный механизм. Механизм аналогичен изображенному на фиг. 2085. Отсчет угла φ поворота кривошипа производится по шкале A. Нижняя шкала служит для отсчета $\sin\varphi$.

Фиг. 2089. Механизм для получения функции синуса и косинуса. Плоские толкатели *1* и *2* перемещаются по двум взаимно перпендикулярным направлениям. Перемещение в направлении толкателя *1* будет пропорционально $e\sin x$, в направлении толкателя *2* — $e\cos x$. Переменная x задается углом поворота φ эксцентрика.

Фиг. 2090. Синусный механизм. На диске *1,* вращающемся вокруг неподвижной оси, укреплен эллиптический цилиндр *2,* имеющий в сечениях, перпендикулярных оси вращения, окружность. Перемещая вверх каретку *3,* несущую толкатель *4,* можно изменять амплитуду *e* синусоиды, которой описывается закон перемещения толкателя *4.* Схема представляет собой развитие схемы фиг. 2089.



Фиг. 2090.



Фиг. 2091.

Фиг. 2091. Использование синусного механизма для получения интегральной функции.

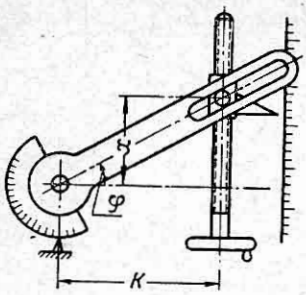
Ролик *1* ведомого вала приводится грибовидным фрикционом от двигателя с постоянным числом оборотов. Переменный радиус r малого круга сферы равен $R\sin\alpha$, следовательно угловая скорость ведомого вала пропорциональна $\sin\alpha$: $\omega_1=\omega_2 R\sin\alpha$. Сообщая перемещение оси грибовидного ролика при помощи синусного механизма (показанного в нижней части фигуры), ползушка которого перемещается со скоростью $k\dfrac{d\varphi}{dt}$, где k — постоянная и $\dfrac{d\varphi}{dt}$ — вводимая скорость, получим угловую скорость ролика *1,* пропорциональную интегральной функции φ от вводимого параметра. Из фигуры:

$$R_1\frac{d\alpha}{dt}\cos\alpha=k\frac{d\varphi}{dt} \quad \text{или} \quad R_1(\sin\alpha-\sin\alpha_0)=k(\varphi-\varphi_0).$$

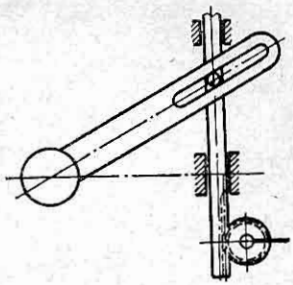
Найдя отсюда $\sin\alpha$, получим для ω_1

$$\omega_1=\frac{kR\omega_2}{R_1}\varphi+\left(\sin\alpha_0-\frac{k\varphi_0}{R_1}\right)\omega_2 R. \qquad (а)$$

Из выражения (а) видно, что ω_1 линейная функция φ. В частном случае выражение в скобках может быть сделано равным нулю, тогда φ пропорционально ω_1.



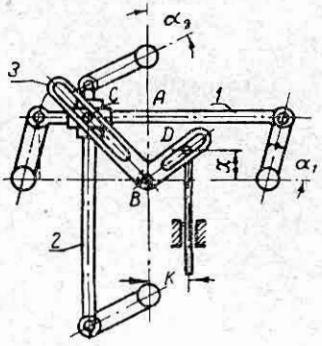
Фиг. 2092.



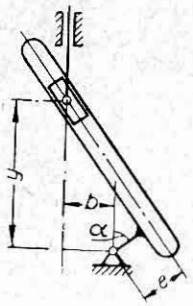
Фиг. 2093.

Фиг. 2092. Тангенсный механизм для механического построения тангенса по заданному углу или угла по заданному тангенсу $\operatorname{tg}\varphi=\frac{x}{k}$.

Фиг. 2093. Тангенсный механизм для механического отсчета тангенса угла на круглой шкале.



Фиг. 2094.



Фиг. 2095.

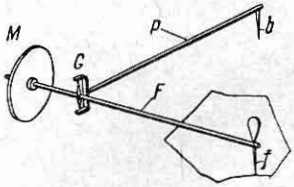
Фиг. 2094. Комплексный механизм, позволяющий воспроизвести или решить зависимости $\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}$ или $\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}$. В этом механизме шатуны *1* и *2* шарнирных параллелограммов связаны подвижной крестовидной ползушкой, имеющей палец *C*, который входит в паз коленчатого рычага *3*. Из подобия треугольников *CBA* и *BAD* имеем

$$\frac{x}{k}=\frac{CA}{AB}=\frac{r\sin\alpha_1}{r\sin\alpha_2};\qquad x=k\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}.$$

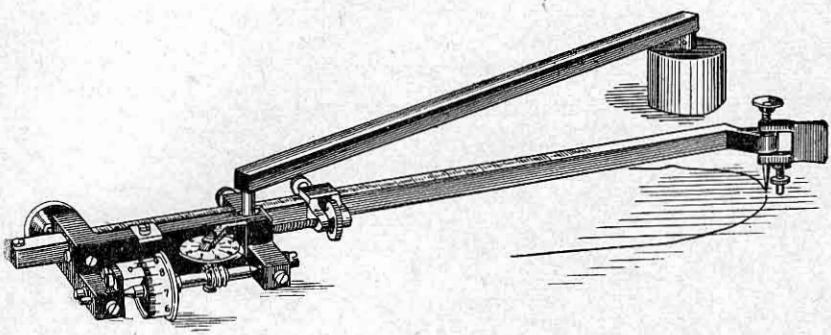
В механизме возможны ошибки из-за зазоров в кинематических парах и пределы искомого отношения $\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}$ ограничены.

Фиг. 2095. Комплексный механизм, воспроизводящий функцию $y=\frac{e}{\cos\alpha}+b\operatorname{tg}\alpha$. При $b=0$ в механизме перемещение y пропорционально секансу. При $e=0$ механизм обращается в тангенсный по фиг. 2093.

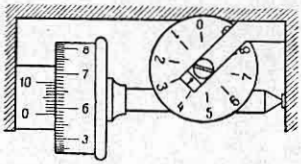
Планиметры, интеграторы, гармонические анализаторы



Фиг. 2096.



Фиг. 2097.



Фиг. 2098.

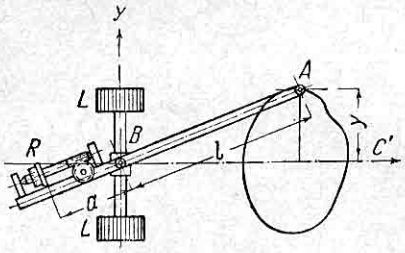
Фиг. 2096—2098. Планиметр — прибор для измерения площадей. Острие b рычага P неподвижно; острием f обводится контур измеряемой площади. Отсчет площади производится на счетном колесе M. Масштаб отсчета площади изменяется с увеличением или уменьшением плеча F. На фиг. 2097 показан общий вид прибора, а на фиг. 2098 — счетный механизм с нониусом. При расположении измеряемой площади вне круга радиуса bG измеряемая площадь

$$F=lr(\beta_1-\beta_0),$$

где l — длина плеча $F=\overline{fG}$, r — радиус ролика, β_0 и β_1 — начальный и конечный углы поворота ролика, отсчитываемые по нониусу.

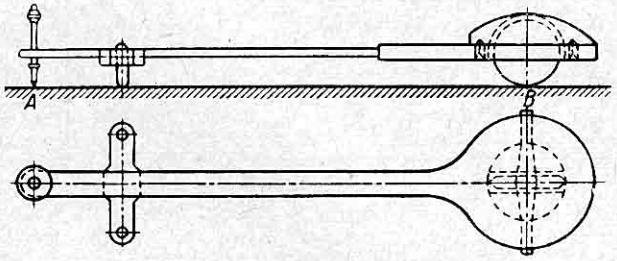
Масштаб инструмента изменяется при варьировании величины l. Если измеряемая площадь охватывает площадь круга радиуса рычага P, то

$$F=lr(\beta_1-\beta_0)+\left(al+\frac{l^2}{2}\right)2\pi+\pi(bP)^2.$$

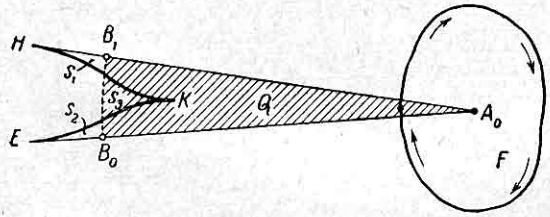


Фиг. 2099.

Фиг. 2099. Линейный планиметр. В качестве ведущей прямой применена прямая линия BC', по которой перемещается точка B. Рама каретки катится на колесах LL по параллельным направляющим, т. е. совершает поступательное движение. Измеряемая площадь $F=lr(\beta_1-\beta_0)$. Здесь r — радиус ролика, β_0 и β_1 — начальный и конечный углы поворота измерительного ролика R.



Фиг. 2100.



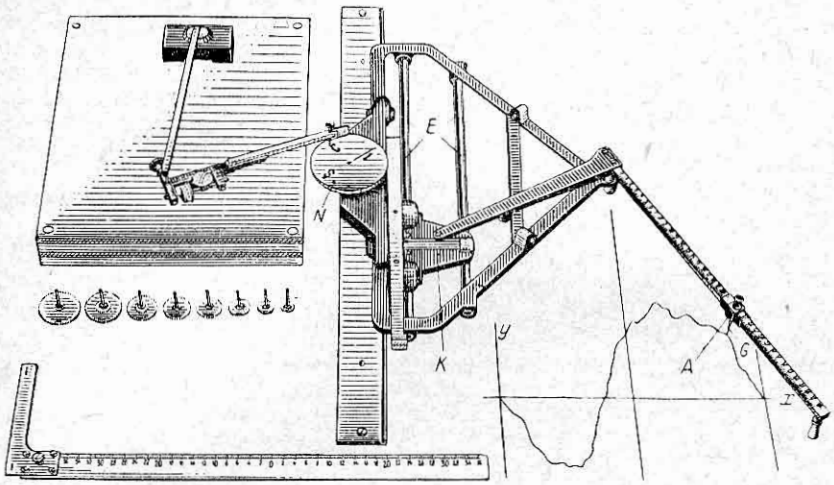
Фиг. 2101.

Фиг. 2100—2101. Планиметр «Топорик». Для измерения площади периметр ее обводится штифтом A. Точка B при этом, благодаря наличию колесика с острым ребром, направленным через точку A, опишет кривую преследования HKE (фиг. 2101). Площадь Q, описанная линией AB, равна

$$Q=F-(S_1+S_2-S_3)=\smile l_{B_0B_1}l_{AB}.$$

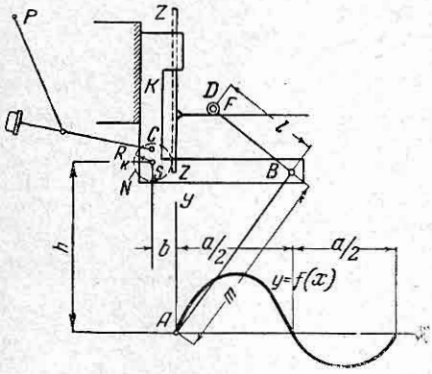
Положение дуги B_0B_1 выбирается такое, чтобы $S_1+S_2-S_3=0$; точка A_0 при этом должна находиться близ центра тяжести площади Q, тогда

$$Q=F=\smile l_{B_0B_1}l_{AB}.$$



Фиг. 2102.

Фиг. 2102 — 2103. Гармонический анализатор Мадера. В анализаторе применен механизм для перемножения разлагаемой в тригонометрический ряд периодической функции $f(x)$ и $\sin k\frac{2\pi}{a}x$ или $\cos k\frac{2\pi}{a}x$. Искомые произведения необходимы для определения коэффициента при sin и cos, через которые выражается разлагаемая в ряд периодическая кривая. $\int f(x)\sin k\frac{2\pi}{a}x$ измеряется при помощи планиметра.



Фиг. 2103.

Прибор состоит из каретки K, перемещающейся в параллельных направляющих E, углового рычага ABD и зубчатой рейки Z—Z, приводимой в движение угловым рычагом. Острие планиметра устанавливается в точке C или S сменного колеса N, зацепляющегося с рейкой. Разлагаемая в ряд Фурье кривая $f(x)$ обводится острием G в пределах периода так, что острие после обвода кривой возвращается по оси x в начальное положение; при этом острие планиметра, установленное в точке C или S, списывает замкнутую кривую. Счетное колесо планиметра отметит площади

$$F_c=\frac{2\pi rk}{a}\int_0^a f(x)\cos\left(\frac{k2\pi}{a}x\right)dx=\pi rkA_k$$

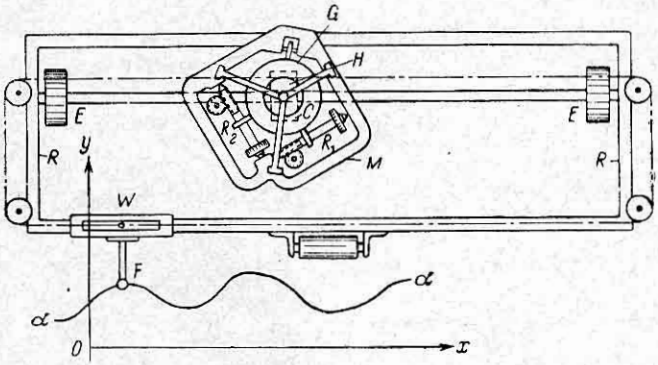
и

$$F_s=\frac{2\pi rk}{a}\int_0^a f(x)\sin\left(\frac{k2\pi}{a}x\right)dx=\pi r\,kB_k.$$

$\frac{2\pi k}{a}=\frac{l}{mR_k}$; R_k — радиус сменного зубчатого колеса для определения k-й гармоники, m — переменное плечо. Для гармоники k-го порядка

$$R_k=\frac{l}{2\pi k};$$

A_k и B_k — коэффициенты ряда Фурье.



Фиг. 2104.

Фиг. 2104. Гармонический анализатор, предназначенный для определения коэффициентов ряда Фурье. Кривая α—α обводится штифтом F в пределах периода. Движок W перемещается относительно рамки R—R в направлении оси x и вместе с рамкой в направлении оси y. Перемещение движка W относительно рамки посредством серебряных канатиков и шайбы H передается оси интегратора M, поворачивая его на угол $\gamma=nx$.

При движении рамки R—R вращающаяся ось катков EE передает движение посредством шайбы C и стеклянного шара G измерительным колесам R_1 и R_2. Углы поворота колес R_1 и R_2, оси которых взаимно перпендикулярны, пропорциональны $\sin xdx$ и $\cos xdx$.

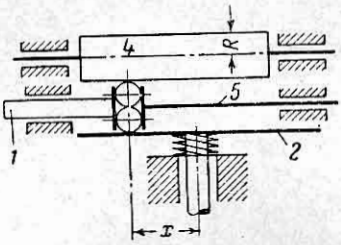
Показания измерительных колес R_1 и R_2 будут соответствовать

$$a_1=\frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi}\sin(nx)\,dx$$

и

$$a_2=\frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi}\cos(nx)\,dx$$

Прибор делается обычно с несколькими интеграторами для определения нескольких гармоник различного порядка.



Фиг. 2105.

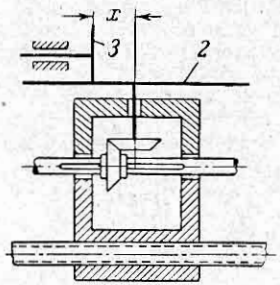
Фиг. 2105. Интегратор. Если между диском *2*, роликами звеньев *1*, *5* и барабаном *4* скольжение отсутствует, то

$$\omega_4=\frac{1}{R}x\omega_2$$

или после интегрирования $\varphi_4-\varphi_{04}=\frac{1}{R}\int\limits_{\varphi_{02}}^{\varphi_2}x\,d\varphi_2$. Если $x=f(\varphi_2)$, то угол φ поворота ведомого барабана *4*:

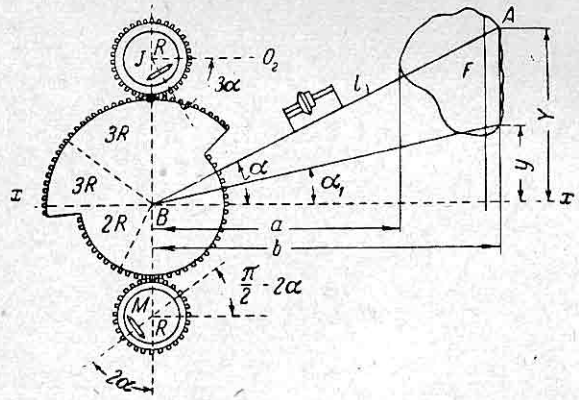
$$\varphi=\varphi_4-\varphi_{04}=\frac{1}{R}\int\limits_{\varphi_{02}}^{\varphi_2}f(\varphi_2)\,d\varphi_2.$$

Применение двух последовательно соединенных интеграторов позволяет вычислить интеграл произведения.



Фиг. 2106.

Фиг. 2106. Интегратор измененной конструкции. Здесь ролик *3* вращается вокруг неподвижной оси, а диск *2*, кроме вращения вокруг своей оси, получает перемещение вместе с коробкой.



Фиг. 2107.

Фиг. 2107. Интегратор для определения статических моментов и моментов инерции фигур относительно оси x—x. В основу положен линейный планиметр фиг. 2099. Статический момент площади F относительно оси x

$$M=\int_a^b \frac{Y+y}{2}(Y-y)\,dx=\frac{1}{2}\int_a^b (Y^2-y^2)\,dx.$$

Но $Y=l\sin\alpha$ и $y=l\sin\alpha_1$. После подстановки значений Y и y в формулу для M получаем

$$M=\frac{1}{4}l^2\int_a^b(1-\cos 2\alpha)dx+\frac{1}{4}l^2\int_a^b(1-\cos 2\alpha_1)\,dx=$$

$$=\frac{1}{4}l^2\int_a^b\sin\left(\frac{\pi}{2}-2\alpha\right)dx+\frac{1}{4}l^2\int_a^b\sin\left(\frac{\pi}{2}-2\alpha_1\right)dx.$$

Момент инерции фигуры F относительно оси x

$$J=\frac{1}{3}\int_a^b(Y^3-y^3)\,dx$$

при $Y=l\sin\alpha$ и $y=l\sin\alpha_1$ выражается равенством

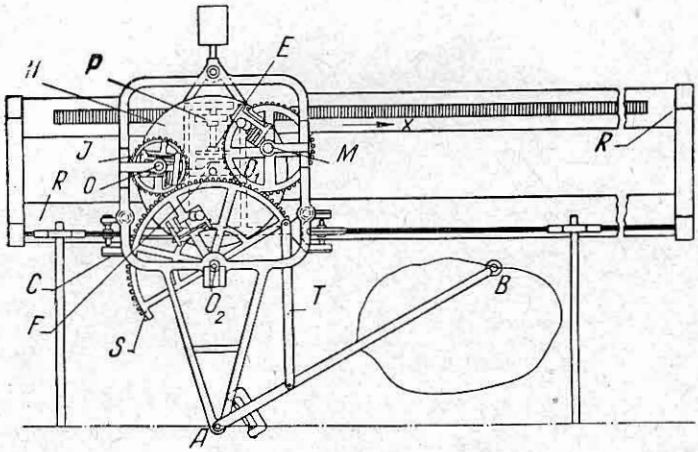
$$J=\frac{l^2}{4}F-\frac{l^3}{12}\left[\int_a^b\sin 3\alpha\,dx+\int_a^b\sin 3\alpha_1\,dx\right].$$

Интегратор имеет два колеса радиуса R, зацепляющиеся с зубчатыми секторами радиусов $2R$ и $3R$. Если стержень AB составляет угол α с осью x, то ось колеса M составляет угол 2α, следовательно, поворот колеса M при обводе острием A по контуру фигуры пропорционален

$$\int_a^b \sin\left(\frac{\pi}{2} - 2\alpha\right) dx,$$

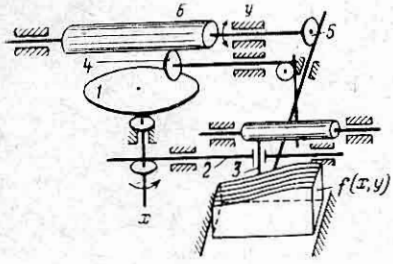
а на счетном колесе M

$$\int_a^b \sin 3\alpha \, dx.$$



Фиг. 2108.

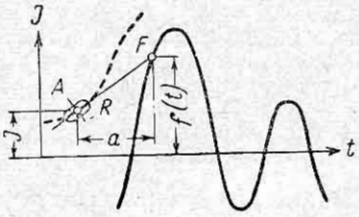
Фиг. 2108. Интегратор для определения статических моментов и моментов инерции фигур. Принцип действия тот же, что и в интеграторе по фиг. 2107. По раме R—R перемещается рамка C. При перемещении рамки C колесо P, катящееся по рейке, через конические колеса E и F сообщает поворот диску H, пропорциональный перемещению x. С диском H сцеплены счетные колеса S, M и J, оси которых укреплены на колесах с центрами в O_2, O_1 и O. Радиусы колес относятся как 3 : 2 : 1. Наибольшее из колес S соединено тягой T с рычагом AB, образуя при этом параллелограмм. При обводе штифтом B контура кривой показания счетных колес будут пропорциональны площади, статическому моменту и моменту инерции площади.



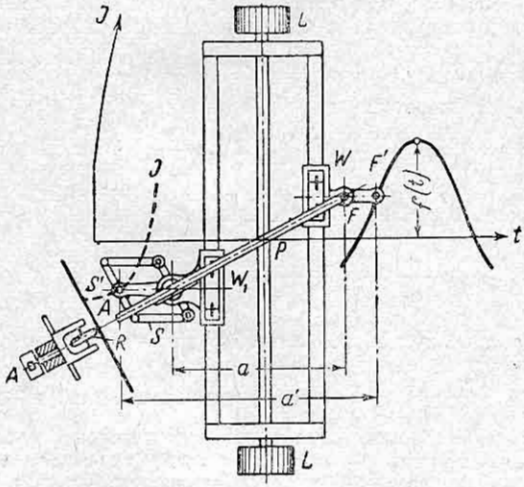
Фиг. 2109.

Фиг. 2109. Механизм для интегрирования дифференциальных уравнений первого порядка. К диску *1* подводят независимое переменное x. Рейке *3*, острие которой скользит по поверхности $f(x, y)$, сообщается движение через рейку *2* от диска *1*, вследствие чего через систему реек сообщается движение ролику *4*.

Перемещение поверхности $f(x, y)$ производится при помощи рейки *5*, связанной с отсчетным барабаном *6*. Значение интеграла уравнения $\frac{dy}{dx} = f(x, y)$ отсчитывается в виде угла поворота барабана *6* при помощи счетчика оборотов или каким-либо другим способом.

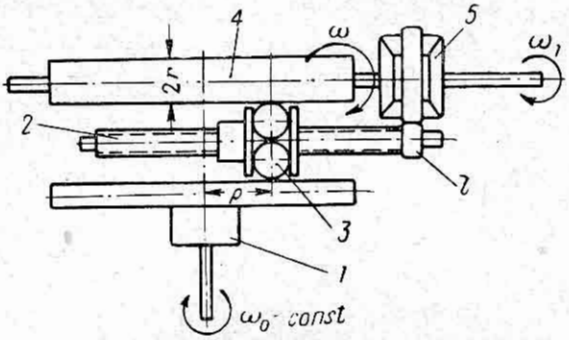


Фиг. 2110.



Фиг. 2111.

Фиг. 2110—2111. Прибор для интегрирования линейного дифференциального уравнения вида $a\frac{dJ}{dt} + J = f(t)$ по методу Паскаля. Ролик R с острым краем связан с подвижным острием так, что его плоскость всегда проходит через точку F (фиг. 2110) при постоянном a. Точка A описывает в этом случае кривую, для которой $\frac{f(t) - J}{a} = \frac{dJ}{dt}$. Чтобы сопоставить точки полученной кривой со значениями t, кривую необходимо сдвинуть на точку A. Прибор (фиг. 2111) состоит из рамы LL, катящейся по направляющим кареток W и W_1, кулисы P и параллелограмма с роликом R. Кривая $f(t)$ описывается подвижным пером F', кривая J описывается пером S'.



Фиг. 2112.

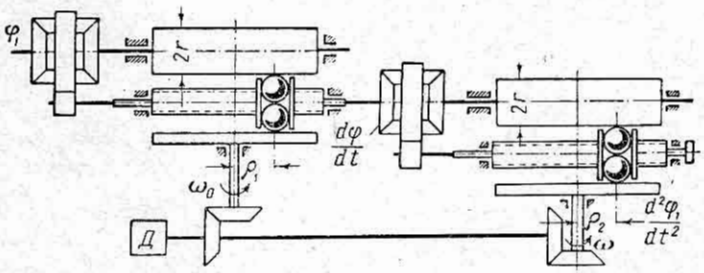
Фиг. 2112. Фрикционный механизм для получения первой производной функции. Вводимая функция φ_1, а ее первая производная $\frac{d\varphi_1}{dt}=\omega_1$; ω_0 — постоянная угловая скорость диска *1*. Движение барабану *4* передается через ролик *3*, смещающийся вдоль оси винта при вращении зубчатых колес, имеющих передаточное отношение i и связанных с поводком дифференциала *5*. Если $\omega \neq \omega_1$, то поводок вращается с угловой скоростью $\frac{1}{2}(\omega-\omega_1)$, а ролик *3* перемещается вдоль оси винта *2* со скоростью

$$\frac{d\rho}{dt}=\frac{i}{2}(\omega-\omega_1)\frac{h}{2\pi}.$$

Угловая скорость барабана $\omega=\frac{\omega_0\rho}{r}$. Отсюда

$$\rho=\frac{r}{\omega_0}\left(\omega_1+\frac{4\pi}{hi}\frac{d\rho}{dt}\right)=k_1\omega_1+k_2\frac{d\rho}{dt}.$$

По значению ρ о величине производной $\frac{d\varphi_1}{dt}=\omega_1$ можно судить при малом коэффициенте при $\frac{d\rho}{dt}$. Если $\omega_1=\text{const}$, то через некоторый промежуток времени второе слагаемое обращается в нуль; центральные колеса дифференциала при этом вращаются противоположно. Вместо дифференциала можно установить следящий механизм, приводящий в действие сервомотор для вращения винта.



Фиг. 2113.

Фиг. 2113. Механизм для получения второй производной. Сдваивая дифференцирующий механизм по фиг. 2112, можно построить механизм для воспроиз-

ведения перемещения φ_2, пропорционального второй производной вводимой функции.

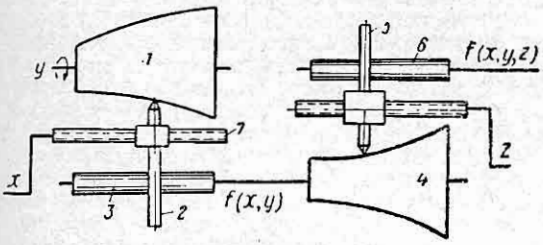
Вследствие того, что $\frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{\omega_0 \rho_1}{r}$, получаем $\frac{d^2\varphi_1}{dt^2} = \frac{\omega_0}{r}\frac{d\rho_1}{d\varphi}$.

Таким образом угловая скорость винта для перемещения каретки роликов первого механизма пропорциональна $\frac{d\rho_1}{dt}$: $\omega_2 = \frac{2\pi}{h}\frac{d\rho_1}{dt} = \frac{2\pi r}{\omega_0 h}\frac{d^2\varphi_1}{dt^2}$ и равна угловой скорости на вводе второго дифференцирующего механизма.

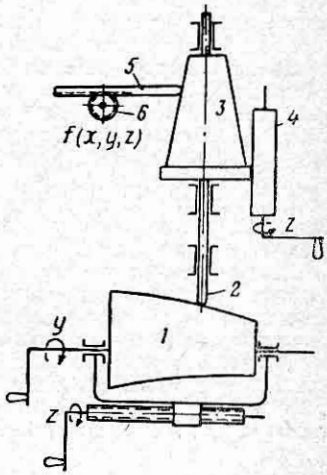
Следящие механизмы (см. фиг. 2991) сообщают перемещения каждой из кареток роликов фрикционов сразу же, как только угловые перемещения звеньев ввода становятся не равными угловым перемещениям барабанов.

Если, например, вводится параболическая функция, то винт первого дифференцирующего механизма вращается с постоянной скоростью, а винт второго механизма — неподвижен.

При использовании дифференциалов, как на фиг. 2112, неизбежны погрешности при вводимой функции, изменяющейся со временем неравномерно или периодически.



Фиг. 2114.



Фиг. 2115.

Фиг. 2114. Механизм для выработки функции трех переменных.

Поверхность коноида *1* отображает собой функцию двух переменных x и y: $x_1 = kx$ — перемещения толкателя *2* в направлении оси винта *7*, пропорционального вводимой на винте переменной x; y — пропорциональной углу поворота коноида. При помощи рейки на толкателе и колеса *3* $f(x, y)$ преобразуется в угол поворота второго коноида *4*, поверхность которого отображает $f(x, y, z)$. Отсчет искомой функции производится по перемещению толкателя *5* или по углу поворота колеса *6* при заданных x, y и z.

Фиг. 2115. Механизм для выработки функции трех переменных. Вариант схемы по фиг. 2114. Щуп *2* коноида *1*, воспроизводящий функцию двух переменных, осуществляет продольное перемещение свободно сидящего на щупе коноида *3*. Третья переменная z задается вращением коноида от фрикционного валика *4*. Функция трех переменных снимается щупом-рейкой *5* и передается колесу *6*.

МЕХАНИЗМЫ ПРИБОРОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

Для проведения исследований и контроля работы машин и сооружений имеется особый класс механизмов, позволяющих измерять различные механические величины, закон изменения которых характеризует работу машины. Такими механическими величинами являются силы, моменты и давления (газа или жидкости), скорости линейные и угловые, ускорения линейные и угловые, перемещения отдельных звеньев абсолютные или относительные и деформации звеньев, перемещения, возникающие во время упругих колебаний звеньев или систем звеньев, и др.

Вполне естественно, что тип и устройство прибора зависят от того, постоянную или переменную величину необходимо измерять и каков диапазон изменения измеряемой величины.

В приборах для измерения сил используются условия равновесия рычажной системы, в которых уравновешивание измеряемой силы производится грузом. Кроме того, применяются приборы, в которых измеряется сила, вызывающая деформацию калиброванного звена измерительного прибора, по величине которой судят о величине измеряемой силы *(динамометры, мессдозы)*.

В рычажных механизмах — весах — уравновешивание производится или при постоянном плече, но переменном грузе (гири), или при постоянном грузе, но переменном плече (маятниковые весы). Применяются также комбинированные механизмы, в которых возможно изменение величины груза и плеча. В приборах для измерения сил с упругим измерительным звеном должен быть использован какой-либо способ для отсчета деформаций, зависящих от величины измеряемой силы. Для этого применяются рычажные механизмы, перемещение ведомого звена которых зависит от деформации калиброванного звена и, следовательно, от измеряемой силы. Кроме того, в настоящее время широко используются различные физические способы для измерения деформации упругого звена. К ним относятся методы, основанные на изменении емкости, сопротивления, на фотоэлектрическом эффекте, изменении магнитной индукции, пьезоэффекте и др.

Для измерения изменяющихся нагрузок чаще всего используют указанные физические способы измерения, дающие возможность регистрировать закон изменения силы. При выборе типа прибора необходимо иметь в виду, что регистрирующий прибор должен в точности следовать за измеряемой силой или моментом. Это условие будет соблюдено при периодически изменяющейся силе или моменте в том случае, если частота измеряемой величины по крайней мере в 10 раз меньше собственной частоты прибора. Если измеряется импульсивно действующая сила, то время нарастания или снижения действующей силы должно быть больше периода собственных колебаний прибора. Если это условие не соблюдено, то прибор покажет больше того, что он должен показать, вследствие появления так называемого баллистического эффекта.

Перемещение q ведомого звена с переменной силой $Q(t)$ связано равенством

$$q=\frac{Q(t)}{c}-\frac{1}{c}\int_0^t Q'(\tau)\cos k(t-\tau)\,dt,$$

где c — жесткость упругого звена, $k=2\pi T$ — цикловая частота регистрирующего механизма прибора.

Прибор будет показывать совершенно точно, если интеграл будет равен нулю.

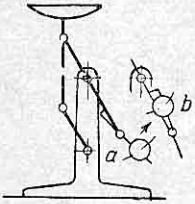
В основу приборов для измерения скоростей положен принцип измерения какой-либо величины, зависящей от скорости: центробежной силы, силы трения в жидкости, наведенной электродвижущей силы и пр.

Для измерения средней скорости применяются оптические способы, основанные на стробоскопическом эффекте, или часовые механизмы, позволяющие измерять перемещение звена в определенный промежуток времени.

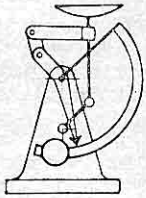
В приборах для измерения ускорения *(акселерометры)* используется принцип измерения силы инерции $P_i = -mj_s$, пропорциональной ускорению, или автоматического получения производной от скорости. В первом случае для отсчетов могут быть использованы те же методы, что и при измерении сил, а во втором — электрические методы измерения. Требования, предъявляемые к измерителям ускорений в отношении частотности, такие же, как и для динамометров.

Для измерения перемещений звеньев применяются суммирующие счетные механизмы хронографы, а для малых перемещений — *тензометры и тензографы.*

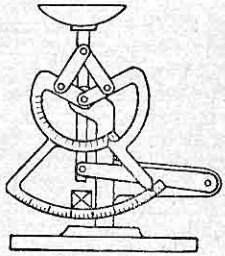
Для измерения колебаний применяются *вибрографы, торсиографы и частотомеры.* В вибрографах корпус прибора соединяется с исследуемым объектом и с инертной массой при помощи пружины. Период собственных колебаний по сравнению с измеряемым должен быть значительно больше. При колебаниях корпуса инертная масса стремится по инерции оставаться неподвижной. Относительные перемещения массы и корпуса регистрируются указывающим или пишущим прибором.



Фиг. 2116.



Фиг. 2117.

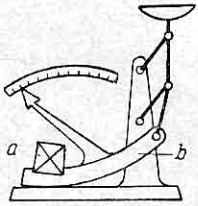


Фиг. 2118.

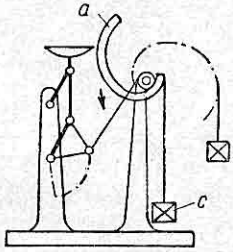
Фиг. 2116. Чашечные весы с изменяемым положением контргруза.
a — положение для взвешивания большого груза; *b* — положение для взвешивания малого груза.

Фиг. 2117. Маятниковые весы.

Фиг. 2118. Маятниковые весы с двумя шкалами. Нижняя шкала более точная.



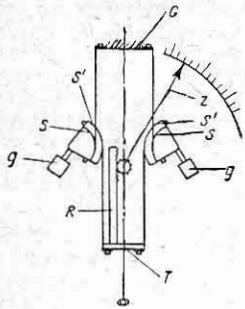
Фиг. 2119.



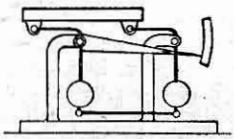
Фиг. 2120.

Фиг. 2119. Рычажные весы с переменным плечом груза *a*. Груз укреплен на кривом рычаге *b*, катящемся по плоскости. При качании рычага *b* в связи с изменением положения точки опоры изменяется соотношение его плеч соответственно величине взвешиваемого груза.

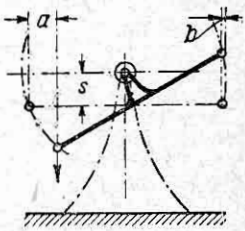
Фиг. 2120. Весы с грузом на спиральном плече. Направляющий механизм весов посредством тяги, намотанной на ролик, соединен со спиралью *a*, к которой подвешена гиря *c*. По мере увеличения груза ось спирали поворачивается и тяга, на которой подвешен груз, наматывается на спираль. Плечо груза при этом увеличивается.



Фиг. 2121.



Фиг. 2122.

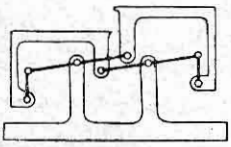


Фиг. 2123.

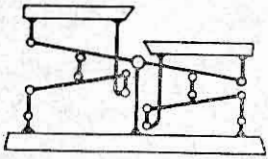
Фиг. 2121. Маятниковые весы. К станине весов G на стальных лентах прикреплены секторы s с гирями g. За одно целое с секторами s выполнены секторы s', очерченные по дугам окружности радиуса, отличного от радиуса секторов s. Секторы s стальными лентами соединены с траверсой T, соединяющейся с чашкой весов. К траверсе T прикреплена зубчатая рейка R, вращающая колесо, соединенное со стрелкой z. При взвешивании траверса T передает усилие на секторы ss', которые поворачиваются до тех пор, пока момент гирь g не уравновесит взвешиваемый груз.

Фиг. 2122. Маятниковые весы с двумя грузами. Изменением положения грузов можно регулировать чувствительность весов.

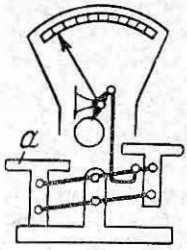
Фиг. 2123. Влияние расположения точек опор рычага весов. Для правильного взвешивания необходимо, чтобы все три опоры весового рычага были расположены на одной прямой. На фигуре показан рычаг, у которого средняя опора расположена выше крайних (на величину s). Из фигуры видно, что при отклонении рычага плечи правой и левой чашек становятся неодинаковыми (левое плечо уменьшается на величину a, правое — на величину b), что приводит к ошибкам. Центр тяжести должен находиться на оси вращения средней опоры так, чтобы рычаг находился в безразличном равновесии. Однако при этом взвешивание становится затруднительным. Поэтому обычно центр тяжести рычага смещают на очень малую величину таким образом, чтобы момент устойчивости был незначительным.



Фиг. 2124.



Фиг. 2125.

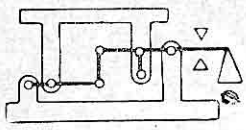


Фиг. 2126.

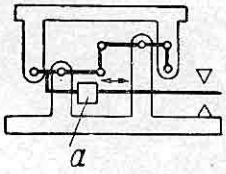
Фиг. 2124. Двухчашечные весы. Опоры рычагов нагружены только вертикальными силами.

Фиг. 2125. Многорычажные двухчашечные весы.

Фиг. 2126. Циферблатные маятниковые весы. Для взвешивания больших грузов на чашку a ставят гири, соответствующие целому числу килограммов.



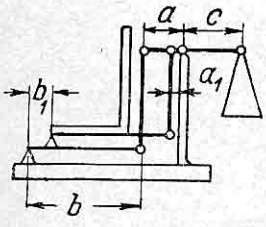
Фиг. 2127.



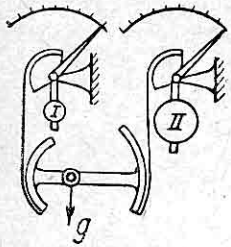
Фиг. 2128.

Фиг. 2127. Чашечные весы с уравновешиванием гирями.

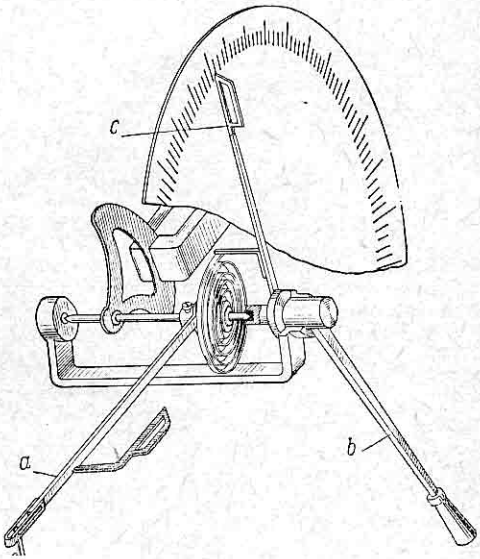
Фиг. 2128. Чашечные весы с передвижной гирей *a*. Часто на рычаге устанавливают две передвижные гири: одну для грубого уравновешивания и другую (небольшого размера) — для точного.



Фиг. 2129.



Фиг. 2130.

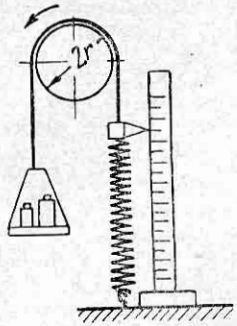


Фиг. 2131.

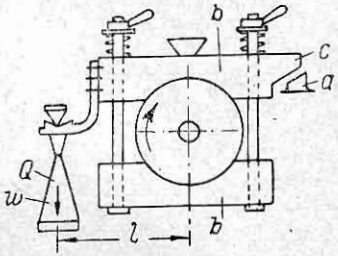
Фиг 2129. Десятичные весы с платформой. При $\frac{a_1}{a}=\frac{b_1}{b}$ отношение плеч $\frac{c}{a_1}=10$. У сотенных весов $\frac{c}{a_1}=100$. Показания весов на зависят от положения груза на платформе.

Фиг. 2130. Спаренные весы. При взвешивании больших грузов грузовую платформу прикрепляют к рычагу *g*, соединенному с двумя маятниковыми весами *I* и *II*. Иногда плечи рычага *g* присоединяют ко вторым рычагам, которые в свою очередь присоединяют к весам. Вместо маятниковых могут быть применены весы другого типа.

Фиг. 2131. Торсионные весы для точного взвешивания. Взвешиваемый предмет подвешивают на рычаге *a*. Поворотом рычага *b*, связанного спиральной пружиной с рычагом *a*, последний устанавливают в нулевое положение и отсчитывают при помощи стрелки *c* вес предмета по шкале. Весы снабжены магнитным демпфером.



Фиг. 2132.



Фиг. 2133.

Фиг. 2132. Тормозной динамометр с пружинными весами. Разность между натяжением пружины, отсчитываемая по шкале, и весом гирь равна окружному усилию P в *кг*, по которому подсчитывается эффективная мощность

$$N=\frac{Prn}{716{,}2}\ л.\ с.,$$

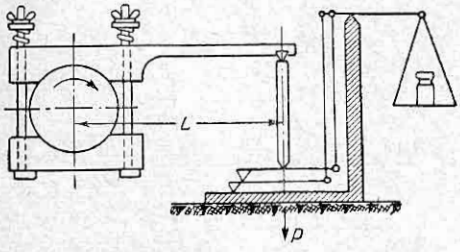
где r — радиус шкива, n — число оборотов шкива в минуту.

Фиг. 2133. Тормозной динамометр (тормоз Прони) для определения мощности. На верхней колодке b двухколодочного тормоза укреплен рычаг с подвешенной на нем чашкой весов w. Накладывая гири на чашку w, достигают того, что упор c слегка отходит от стойки a. Зная вес гирь Q[*кг*] и плечо l[*м*], определяют крутящий момент на валу, равный моменту груза

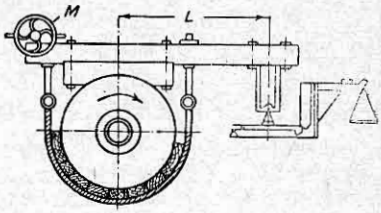
$$M=Ql\ [кгм].$$

Мощность

$$N=\frac{Mn}{716{,}2}\ л.\ с.$$



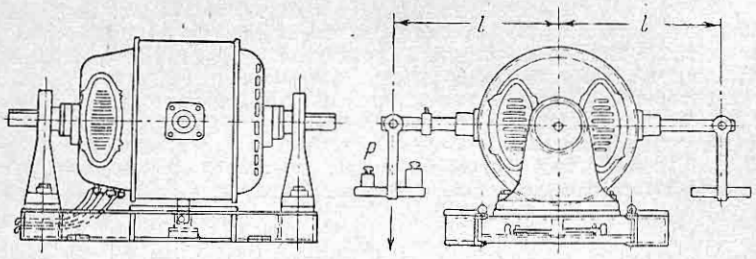
Фиг. 2134.



Фиг. 2135.

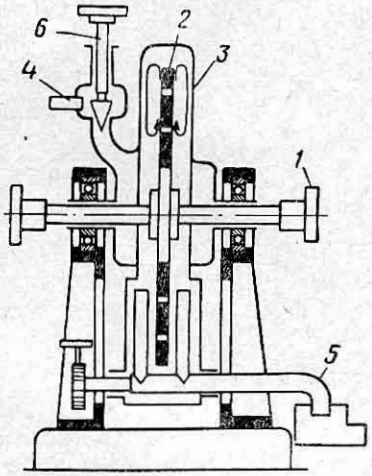
Фиг. 2134. Тормоз Прони с десятичными весами. Принцип определения мощности на валу двигателя аналогичен рассмотренному для тормоза по фиг. 2133.

Фиг. 2135. Тормозной динамометр с ленточным тормозом. Затяжка ленты на барабане производится маховиком M. Определение мощности аналогично тормозу по фиг. 2133.



Фиг. 2136.

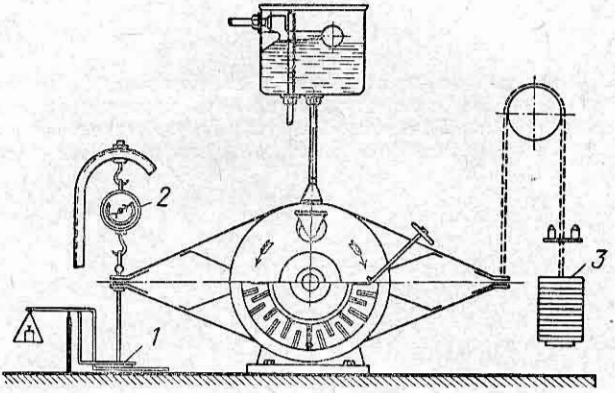
Фиг. 2136. Балансирная динамомашина со статором, качающимся на подшипниках. При измерении мощности определяется момент статора, приближенно равный моменту ротора. Уравновешивая статор, например, весом гирь P на чашке весов с плечом l, можно определить крутящий момент и мощность двигателя.



Фиг. 2137.

Фиг. 2137. Гидравлический дисковый тормоз для определения мощности быстроходных двигателей. Вал тормоза с закрепленными на нем одним или несколькими дисками *2* соединяется эластичной муфтой *1* с валом испытуемого двигателя. Корпус *3* установлен на шарикоподшипниках. Поступающая в корпус по трубе *4* вода отбрасывается центробежной силой к периферии и выходит через трубку *5*. Количество поступающей воды регулируется краном *6*. Вследствие трения воды о диски при вращении вала тормоза корпус *3* стремится повернуться вместе с дисками *2*. Для определения тормозного момента, по которому определяют мощность двигателя, к корпусу прикрепляют чашку весов с установленными на ней уравновешивающими гирями.

Фиг. 2138. Гидравлический тормоз. На вал тормоза насажен барабан, на поверхности которого по окружности укреплены квадратные пальцы; между ними помещены такие же пальцы корпуса. При вращении ротора образуется вихревое движение воды около пальцев, создающее момент сопротивления, передающийся на корпус тормоза. Для испытания мощных двигателей тормоз делают с несколькими рядами пальцев. Уравновешивая корпус одним из способов, указанных на фигуре (десятичными весами *1*, пружинным динамометром *2*, набором гирь *3* или маятниковым грузом со шкалой), определяют величину крутящего момента, по которому подсчитывают мощность двигателя.



Фиг. 2138.

Мощность трения в тормозе

$$N_э = \frac{\pi^4}{75 \cdot 30^3 \cdot 5} \frac{\mu \gamma n^3}{g} i (R_2^5 - R_1^5) \text{ л. с.},$$

где $\frac{\gamma}{g}$ — плотность воды;

μ — коэффициент трения воды о диск;

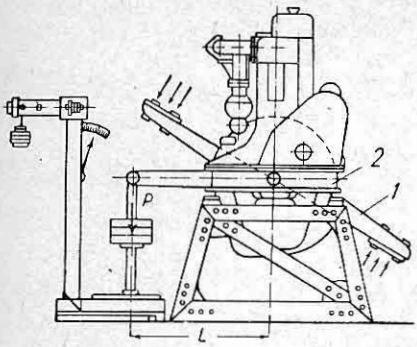
i — число дисков;

R_1 и R_2 — внутренний и внешний радиусы дисков.

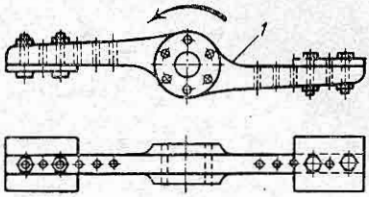
Количество воды, проходящей через тормоз в час,

$$G = \frac{632 N_э}{t_2 - t_1}$$

где $t_2 - t_1$ — разность температур входящей и выходящей из тормоза воды.

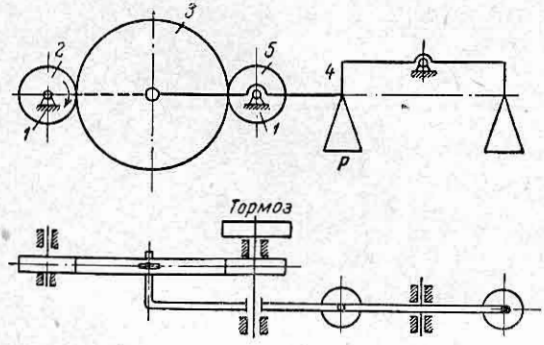


Фиг. 2139.



Фиг. 2140.

Фиг. 2139—2140. Воздушный тормоз. Роль сопротивляющейся среды выполняет воздух. На вал испытуемого двигателя насажена мулинетка *1* (деревянная балка, имеющая ступицу и металлические лопасти по концам; фиг. 2140). Двигатель устанавливают на качающейся раме *2* со стойкой, опирающейся на платформу весов. При работе двигателя момент сопротивления воздуха передается на весы в виде силы *P*, действующей на плечо *L*. Момент сопротивления можно изменять перестановкой лопаток на мулинетке *1*.



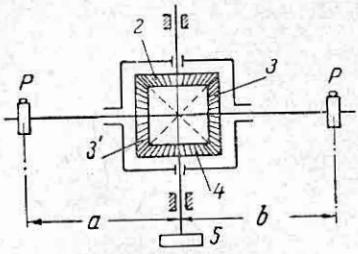
Фиг. 2141.

Фиг. 2141. Дифференциальный динамометр с цилиндрическими колесами. Зубчатое колесо *3* входит в зацепление с зубчатыми колесами *2* и *5*, вращающимися вокруг неподвижных осей *1*. Рычаг *4* уравновешивается реакцией со стороны чашки весов. Колесо *2* приводится во вращение от испытуемого двигателя. К валу колеса *5* прикладывается тормозной момент. По весу гирь *P*, уравновешивающих рычаг **4**, определяется крутящий момент и мощность испытуемого двигателя

$$M_{Д}=\frac{Pcr_2}{2(r_5+r_3)}\frac{1}{\eta};$$

$$N=\frac{M_{Д}n}{716{,}2}\ л.\ с.$$

Здесь r_2, r_3 и r_5 — радиусы колес в *м*; η — к. п. д. динамометра;
c — плечо силы P.

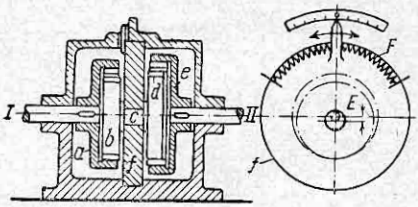


Фиг. 2142.

Фиг. 2142. Дифференциальный динамометр с коническими колесами. Колесо *2* приводится во вращение от испытуемого двигателя. Водило, несущее на себе сателлиты *3* и *3'*, имеет рычаги с передвижными одинаковыми грузами *P*, при помощи которых водило удерживается в положении равновесия при торможении колеса *4* тормозом *5*.

$$M_Д = \frac{P(a-b)}{1+\eta},$$

где P — вес каждого груза;
a и b — плечи грузов P;
η — к. п. д. динамометра.



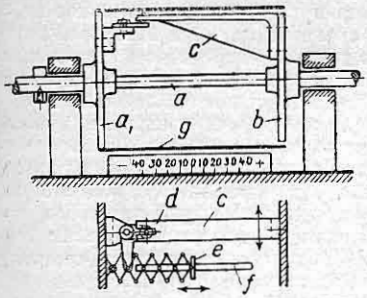
Фиг. 2143.

Фиг. 2143. Тормозной дифференциальный динамометр. Зубчатое колесо внутреннего зацепления a сидит на ведущем валу *I*, колесо e — на ведомом *II*. Вращение водила f, несущего на себе (на оси c) сателлит с колесами b и d, ограничено пружинами F. При нагружении ведомого вала стрелка водила на неподвижной шкале указывает крутящий момент привода.

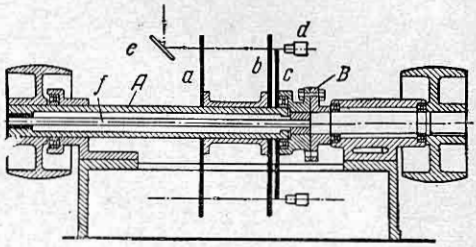
Момент на ведущем валу

$$M_Q = \frac{M_F}{1 - i_{ae}\eta_{13}}; \qquad i_{ae} = \frac{be}{ad},$$

где a, b, e и d — числа зубьев на зубчатых колесах. Чувствительность динамометра уменьшается с приближением i_{ae} к единице. Передаточное число зубчатой передачи, равное $\frac{be}{ad}$, выбирается близким к единице, для того чтобы момент, вращающий диск, был невелик, так как иначе пружины получатся слишком большими.



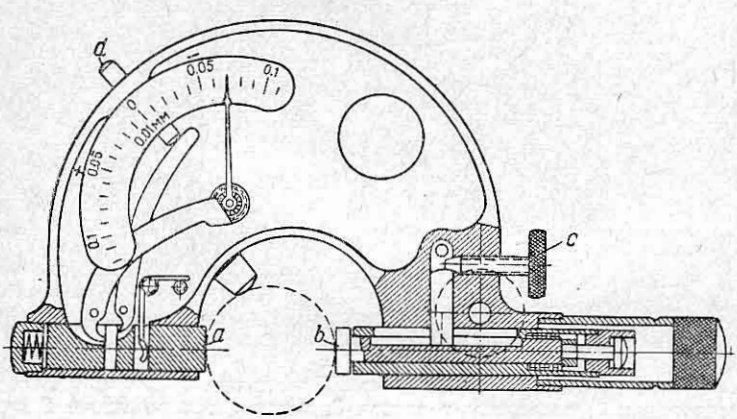
Фиг. 2144.



Фиг. 2145.

Фиг. 2144. Торсионный динамометр. При закручивании стержня *a* диск *b* поворачивается относительно диска a_1 на угол, пропорциональный передаваемому моменту. Кронштейн *c* при этом поворачивает рычаг *d*, который приводит систему рычагов, связанную с указателем *e*, передвигающимся вдоль прорези *f*. Положение указателя *e* отмечается на шкале, укрепленной около барабана *g*.

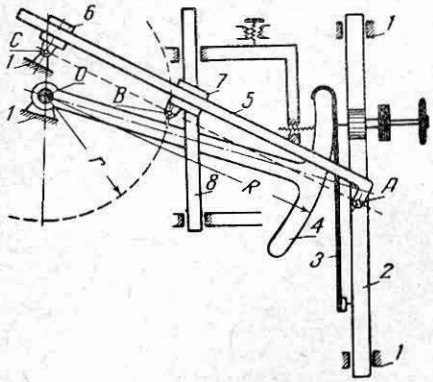
Фиг. 2145. Торсионный динамометр. Прибор включает в себя три диска, из которых два (*a* и *b*) укреплены на втулке, жестко сидящей на ведущем валу *A*, а третий *c* — на ведомом валу *B*. На диске *c* имеется прозрачная шкала, освещенная лампочкой *d*, и на дисках *a* и *b* — радиальные щели; кроме того, на диске *b* имеется дуговая прорезь. Луч света от лампочки, пройдя шкалу и щели и отразившись от зеркала *e*, попадает в глаз. При скручивании калиброванного внутреннего стержня *f* диски *a* и *b* смещаются по отношению к шкале и глаз отмечает угол закручивания, пропорциональный моменту сил упругости вала



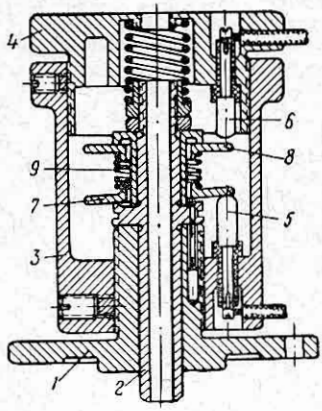
Фиг. 2146.

Фиг. 2146. Пассаметр — индикаторный прибор для проверки диаметров круглых деталей. Торец *a* прибора соединен системой рычажков с указательной стрелкой. Торец *b* переставляют на требуемый размер микрометрическим винтом при освобожденном установочном винте *c*. Кнопка *d* служит для отвода торца *a* перед накладыванием прибора на измеряемую деталь.

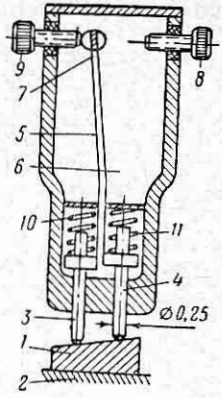
Фиг. 2147. Эвольвентомер — прибор для проверки профиля эвольвентных зубчатых колес. В неподвижных направляющих *1* скользит линейка *2*, приводимая в движение посредством зубчатого колеса и рейки. Движение линейки при помощи стальной ленты *3* передается сектору *4*, имеющему неподвижную ось вращения *O*; вместе с сектором вращается и испытуемое колесо. Для придания линейке *8* со щупом движения, уменьшенного по сравнению с движением линейки *2* в отношении радиуса колеса и сектора, на этой линейке *8* имеется шарнир, соединяющий ее со стержнем *5*, который другим концом перемещается в подвижных направляющих *6*, имеющих ось вращения *C* на линии *OC*, параллельной линейкам *2* и *8*. Прямая *ABC* при любом положении параллельна направляющим *6*—*7*. Перемещение линейки *8* меньше перемещения линейки *2* в отношении *BC*; *AC*; чтобы это перемещение соответствовало основной окружности испытуемого колеса, необходимо, чтобы точка *B* двигалась по касательной к основной окружности.



Фиг. 2147.



Фиг. 2148.



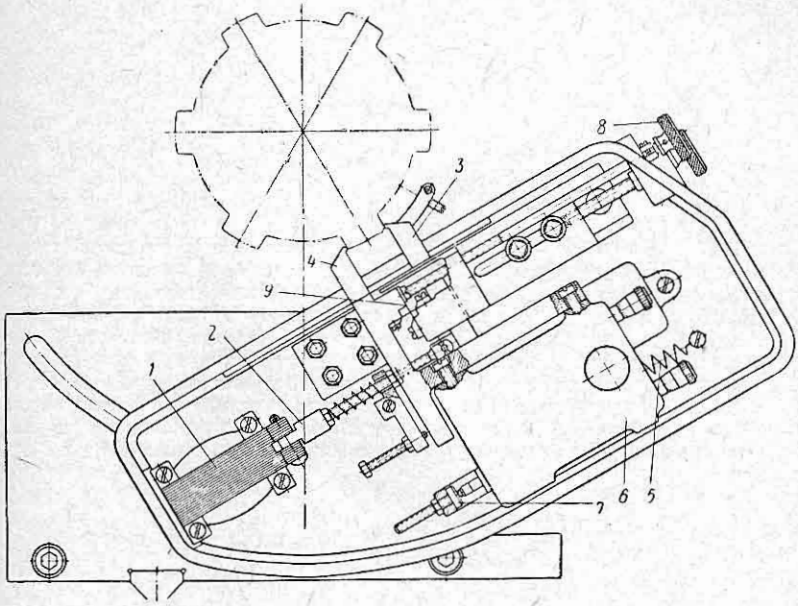
Фиг. 2149.

Фиг. 2148. Безрычажный измеритель. При движении измерительного штока *2* в основании *1*, ввернутом в стакан *3*, качающиеся на штоке *2* тарелки *7* и *8*, разжимаемые пружиной *9*, наталкиваются на изолированные от корпуса контактные пальцы *5* и *6*. При контроле годного изделия тарелки с пальцами контакта не образуют. Если контролируется изделие с завышенным размером, тарелка *8* соприкасается с пальцем *6*, замыкая цепь сигнальной лампы «брак +». Если контролируемое изделие имеет заниженный размер, тарелка *7* соприкасается с пальцем *5*, замыкая цепь сигнальной лампы «брак —».

Измеритель настраивается вращением стакана *3* и крышки *4*.

Фиг. 2149. Прибор для контроля параллельности плоскостей.

На поверхность контролируемого изделия *1*, помещенного на измерительной базе *2*, опускаются два измерительных штифта *3* и *4*, к которым жестко прикреплены две плоские пружины *5* и *6*. Свободные концы пружин скреплены вместе и оснащены сферическими контактами *7*, которые могут соприкасаться с микрометрическими винтами *8* и *9*. Измерительное усилие создается пружинами *10* и *11*. Если контролируемые плоскости параллельны, то пружины *5* остаются в среднем положении. При непараллельности плоскостей изделия штифты *3* и *4*, поднимаясь на различную высоту, отклонят пружины *5* и *6*, замыкая один из контактов.



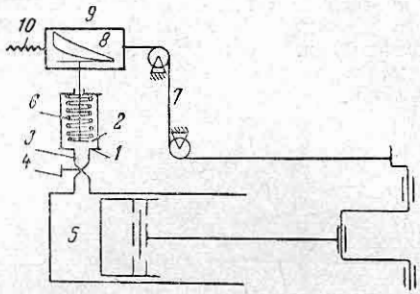
Фиг. 2150.

Фиг. 2150. Прибор для автоматического контроля ширины шпонки на шлицешлифовальном станке.

После окончания одного полного оборота шлифуемого валика связанный с диском делительной головки концевой выключатель через промежуточное реле обесточивает электромагнит *1*, вследствие чего освобождается тяга *2*, удерживающая измерительные рычаги *3* и *4*.

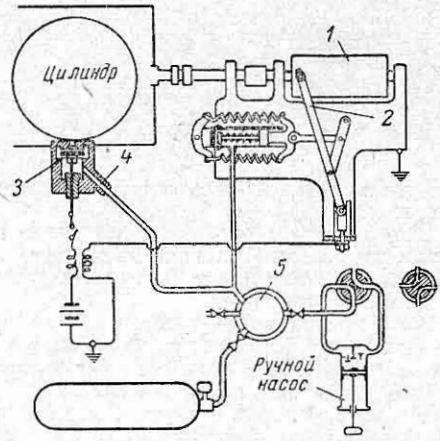
Рычаг *3* под действием пружины *5* и рычаг *4* под действием силы тяжести привернутого к нему электроконтактного датчика *6* поворачиваются на плоских пружинах *9*, и своими измерительными наконечниками приходят в контакт с изделием. Измерительный наконечник датчика *6* опирается на связанный с рычагом *3* измерительный штифт *7*. После этого рычаг реверса стола включает ток на датчик *6*, который остается включенным в течение половины хода стола, после чего рычагом реверса выключается и процесс деления валика начинается. Кулачок, управляющий фиксатором делительного диска, опрокидывает ртутный контакт, замыкая реле и цепь электромагнита, под действием которого рычаги *3—4* разводятся, позволяя валику свободно повернуться. Затем магнит обесточивается и после полного оборота валика цикл повторяется.

Внутренний диаметр валика контролируется измерительным наконечником, закрепленным в рычаге *3*; при этом рычаг *4* отводится установочным винтом *8*. Прибор настраивается или на контроль ширины шпонки или на контроль $d_{вн}$.



Фиг. 2151.

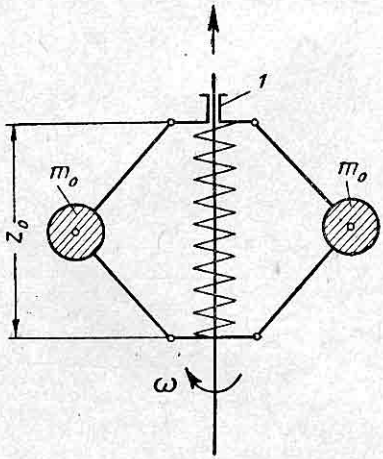
Фиг. 2151. Индикатор — прибор для получения диаграмм давления в цилиндрах поршневых двигателей. Полость цилиндра *1* индикатора со свободно перемещающимся поршнем *2* сообщается при помощи штуцера *3* и крана *4* с цилиндром *5* двигателя. При открытом кране *4* давление в цилиндре *5* и индикаторе будет одинаковым. При изменении давления поршень *2* индикатора будет перемещаться, сжимая пружину *6*. Деформация пружины при этом пропорциональна силе давления газов на поршень *2* индикатора. При перемещении поршня индикатора связанный с ним пишущий прибор *8* будет вычерчивать индикаторную диаграмму на листе меловой бумаги, укрепленном на подвижной рамке *9*, имеющей привод от пружины *10*, и блоков с канатиком *7* от вала двигателя.



Фиг. 2152.

Фиг. 2152. Электрический индикатор. Прибор используется при испытании быстроходных двигателей. В головку цилиндра двигателя ввертывается нако-

нечник, имеющий водяную рубашку, в которой циркулирует вода. Внутренняя полость наконечника разделена на две части клапаном *3*; левая часть соединяется с цилиндром двигателя, а правая — через штуцер *4* — с резервуаром *5*. При снятии индикаторной диаграммы в резервуаре *5* постепенно повышают давление. Клапан индикатора в момент выравнивания давления размыкает (или замыкает) цепь первичной обмотки, в которую он включен. Индуктирующийся при этом ток высокого напряжения во вторичной обмотке даст искровой разряд между барабаном *1*, имеющим на себе черную бумагу, и рычагом *2*, который включен в цепь вторичной обмотки. Искровая пробоина на бумаге фиксирует соответствующую точку индикаторной диаграммы. Рычаг *2* имеет перемещение в отношении барабана *1*, сообщаемое ему посредством рычагов поршнем, движущимся под действием давления воздуха, поступающего из резервуара *5*.

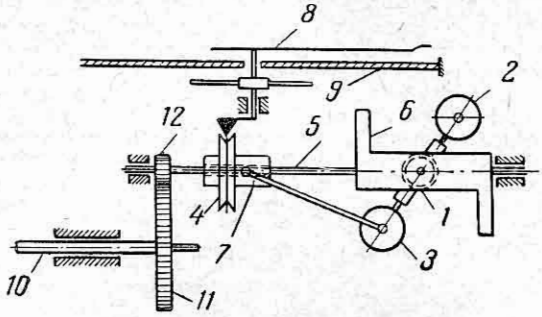


Фиг. 2153.

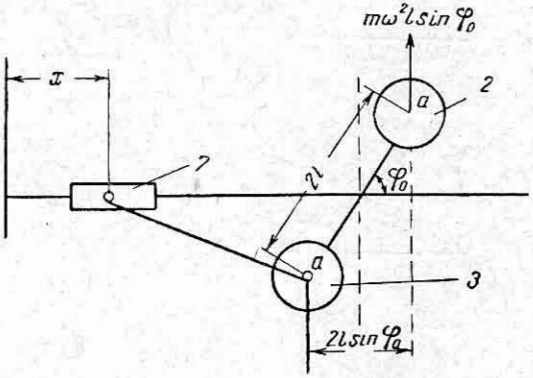
Фиг. 2153. Центробежный конический тахометр. Под действием центробежных сил инерции шаров, зависящих от угловой скорости вала, происходит осевое перемещение муфты *1*. Указатель, связанный с муфтой, отмечает на шкале угловую скорость, соответствующую данному положению шаров:

$$\omega^2=\frac{4c\,(z-z_0)}{nm_0z\left(1+\dfrac{2e}{\sqrt{4l^2-z^2}}\right)},$$

где m_0 — масса шара;
n — число шаров;
c — жесткость пружины;
z_0 — начальное положение муфты;
e — эксцентриситет шарнира рычага l.



Фиг. 2154.



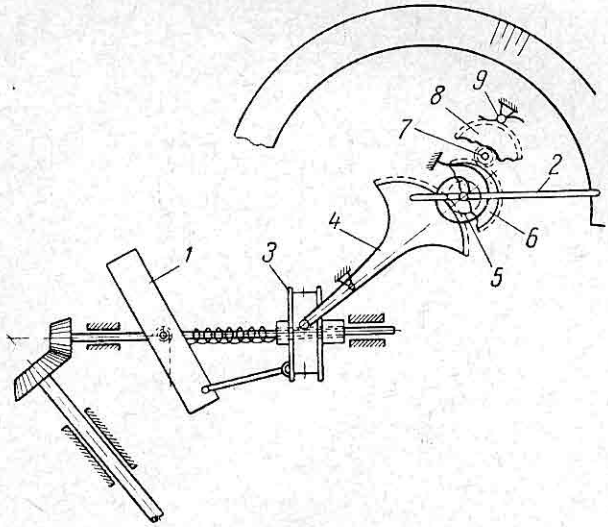
Фиг. 2155.

Фиг. 2154—2155. Центробежный тахометр, применяемый в авиации. Инерционная масса *6* на валу *5* возвратной спиральной пружиной *1* соединена с подвижными инерционными массами *2* и *3*. При повороте масс *2* и *3*, вызванном центробежными силами инерции, муфта *7* смещается вместе с колесом *4* вдоль оси валика *5*. Колесо *4* сообщает при этом движение стрелке *8*, которая указывает на циферблате *9* мгновенную угловую скорость. Движение валику *5* сообщается от валика *10* через пару колес *11* и *12*.

Зависимость угловой скорости от параметров прибора (фиг. 2155):

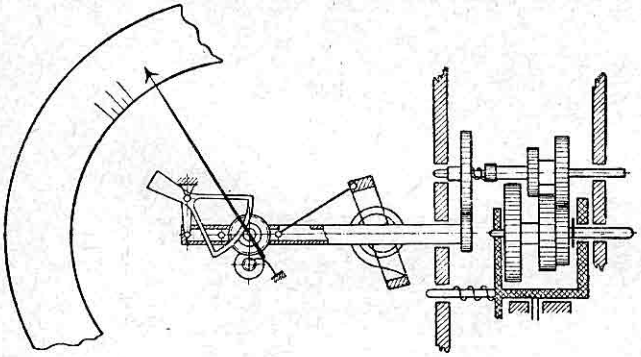
$$\omega = \sqrt{\frac{c(\varphi - \varphi_0)}{ml^2 \sin 2\varphi}},$$

φ_0 — угол наклона оси *aa* при $\omega = 0$;
m — масса грузов *3* и *2*;
c — жесткость пружины *1*.



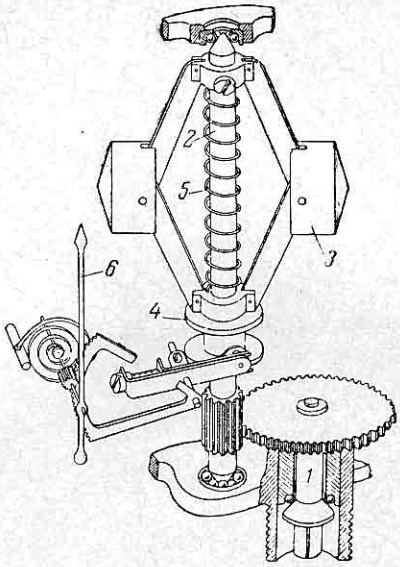
Фиг. 2156.

Фиг. 2156. Центробежный тахометр. В отличие от тахометра по фиг. 2154 инерционная масса *1* имеет форму кольца. В передаче от ползуна *3* к стрелке *2* имеется зубчатый сектор *4*, поворачивающий зубчатое колесо *5*, соединенное со стрелкой; стрелка снабжена воздушным демпфером — крыльчаткой, приводимой в быстрое вращение от оси стрелки через две пары зубчатых колес *6, 7* и *8, 9*.



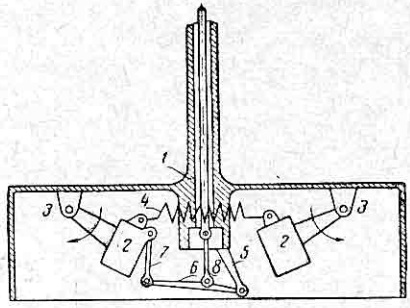
Фиг. 2157.

Фиг. 2157. Ручной тахометр. Инерционная масса, как и в тахометре по фиг. 2156, имеет форму кольца. Между валом тахометра и испытуемым валом помещена коробка скоростей, позволяющая делать измерения на трех ступенях скорости: 1) от 100 до 400 об/мин; 2) от 300 до 1200 об/мин; 3) от 1000 до 4000 об/мин. Соответственно этому на циферблате имеются три шкалы.



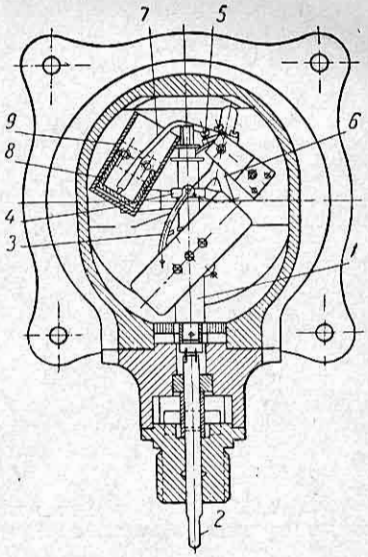
Фиг. 2158.

Фиг. 2158. Тахометр «Пионер». При измерении ведущий валик *1* соединяется с испытуемым объектом. Вращение передается вертикальному валу *2*, а через него грузам *3*. При удалении грузов от оси вращения при увеличении угловой скорости муфта *4*, преодолевая сопротивление возвратной пружины *5*, поднимается и перемещает указатель *6*. Вся система занимает положение, соответствующее угловой скорости испытуемого объекта.



Фиг. 2159.

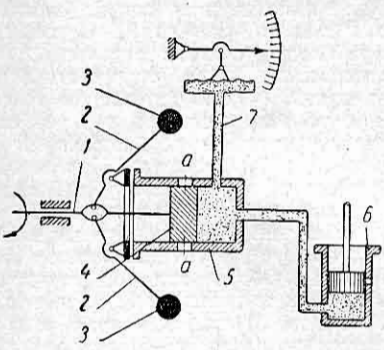
Фиг. 2159. Тахограф Гейгера. Инерционные массы *2*, качающиеся на осях *3* и соединенные пружиной *4*, заключены в корпус *1*, вращающийся от испытуемого вала. Инерционные массы расходятся до такого положения, при котором их центробежные силы инерции уравновешиваются силой упругости растягиваемой пружины. Величина расхождения грузов при помощи рычагов *5*, *6*, *7*, *8* передается на перо пишущего механизма (см. фиг. 2199).



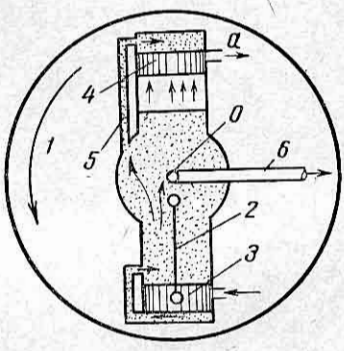
Фиг. 2160.

Фиг. 2160. Центробежный тахометр АТ-1. Вращение вала двигателя передается через ведущий вал *2* тахометра вертикальному валу *1*. Кольцевая масса поворачивается, стремясь стать нормально к оси вращения, и посредством рычага *3* заставляет муфту *4* перемещаться вдоль вала. Поводок *5*, связанный с муфтой, заставляет поворачиваться зубчатый сектор *6*, который соединен со стрелкой. Для успокоения колебания стрелки служит воздушный демпфер, состоящий из рычага *7*, связанного с сектором *6*, поршня *8* и цилиндра *9*.

Фиг. 2161. Дистанционный центробежный тахометр. Связь между датчиком и приемником осуществляется посредством сжатого воздуха. С валом *1*, имеющим на конце поршень *4*, работающий в цилиндре *5*, шарнирно соединены рычаги *2*, снабженные грузами *3*. Цилиндр *5* заполнен сжатым воздухом, нагнетаемым насосом *6*. Алюминиевая трубка *7* соединяет датчик с приемником, выполненным в виде манометра с градуировкой на число оборотов. Центробежная сила инерции грузов перемещает поршень *4*, перекрывающий отверстия *аа*, через которые воздух выходит наружу. Равновесие наступит при равенстве приведенной к поршню силы инерции грузов и силы давления сжатого воздуха.

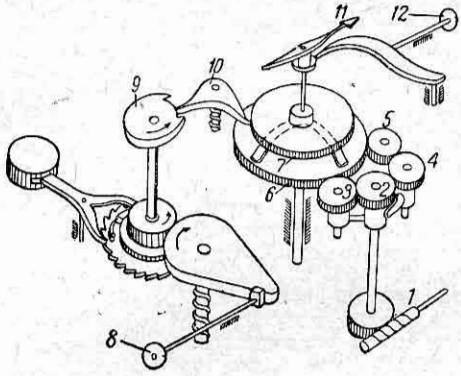


Фиг. 2161.



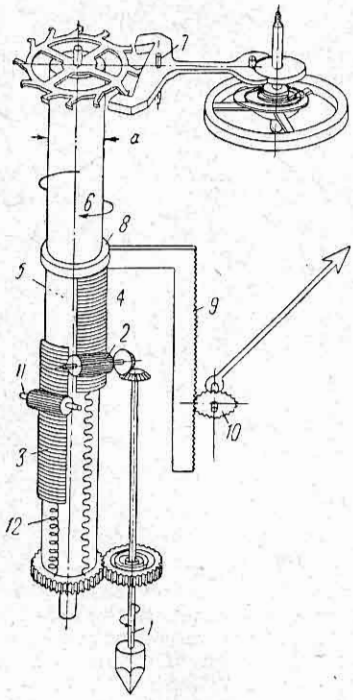
Фиг. 2162.

Фиг. 2162. Дистанционный тахометр Аскания. Прибор выполнен в виде вращающегося вокруг оси *O* картера *1*, снабженного двумя цилиндрами. В одном цилиндре помещен поршень *3* насоса, шарнирно закрепленный на шатуне *2*, в другом цилиндре, снабженном отверстием *a*, расположен поршень *4* датчика. Воздух, нагнетаемый насосом, при вращении картера от испытуемого двигателя поступает по трубке *5* в цилиндр датчика. Давление воздуха уравновешивает центробежную силу поршня *4*. В центре картера расположено выходное отверстие, через которое воздух по трубке *6* поступает в приемник.



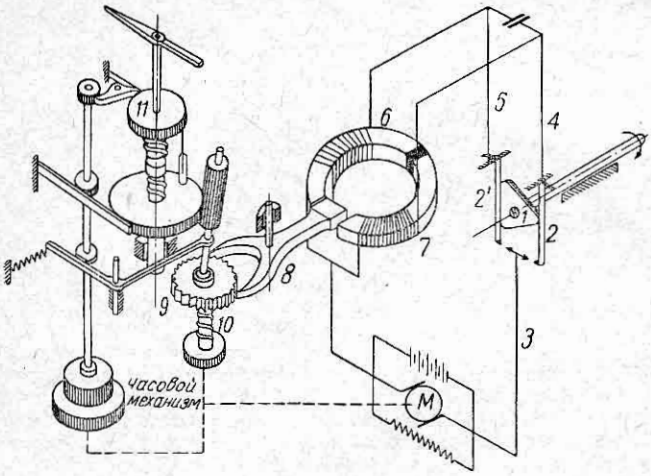
Фиг. 2163.

Фиг. 2163. Тахоскоп 1-го часового завода. Вал *1*, приводимый в движение от испытуемого объекта, передает вращение через автоматический реверс (через зубчатые колеса *2* и *3* или *2*, *4* и *5*) колесу *6*, фрикционно связанному со свободно вращающимся колесом *7*. Движением колеса *7* управляет часовой механизм посредством кулачковой шайбы *9* с собачкой *10*. При освобождении кнопки *8* часовой механизм вращает шайбу *9*, которая, нажимая на собачку *10*, освобождает колесо *7*. С колесом *7* фрикционно связана стрелка *11*, поворачивающаяся на определенный угол за время (6 сек.) вращения колеса *7*. Для установки стрелки на нуль служит рычаг, управляемый кнопкой *12*.



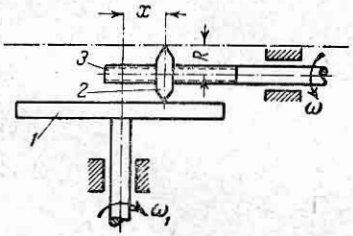
Фиг. 2164.

Фиг. 2164. Тахометр. Приводной вал *1* вращает через систему зубчатых колес колесо *2*, которое перемещает одну из трех реек *3*, *4*, *5*, расположенных на валу *6* (рейка *5* расположена позади вала *6*). Оборот вала *6*, регулируемый анкерным механизмом *7*, осуществляется в течение 3 сек., благодаря чему каждая рейка находится в зацеплении с колесом *2* в течение 1 сек. и ее перемещение пропорционально угловой скорости испытуемого вала. Перемещение рейки посредством звеньев *8*, *9*, *10* передается стрелке прибора. Каждая рейка при выходе из зацепления с колесом *2* удерживается в течение последующей секунды звеном *11*, затем освобождается и пружиной *12* возвращается в исходное положение. Звено *8* подхватывается следующей рейкой.



Фиг. 2165.

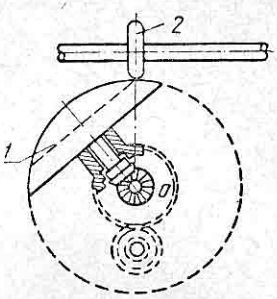
Фиг. 2165. Дистанционный часовой тахометр. Прибор состоит из датчика импульсного типа и приемника. Кулачковая шайба *1* датчика, сидящая на приводном валу, при вращении включает пружинящие контакты *2* и *2'*. Импульсы тока посылаются попеременно по проводам *3, 4* и *3, 5* в обмотки электромагнитов *6* и *7*, заставляя якорь с анкерной скобой *8* колебаться с частотой, пропорциональной скорости вращения испытуемого вала. При каждом качании скобы *8* колесо *9* поворачивается на один зуб пружиной *10*, постоянно заводимой от двигателя *M*. От колеса *9* движение передается колесу *11*, связанному со стрелкой прибора. Колесо *10* освобождается или тормозится часовым механизмом, пружина которого постоянно заводится двигателем (на фигуре не показан).



Фиг. 2166.

Фиг. 2166. Фрикционный тахометр (см. фиг. 1377). Диск *1* вращается часовым механизмом с постоянной скоростью. При вращении винта *3* от испытуемого объекта ролик *2*, являющийся гайкой, устанавливается от оси диска *1* на расстоянии *x*, соответствующем равенству окружных скоростей точек касания ролика и диска:

$$x=\frac{R}{\omega_1}\omega.$$

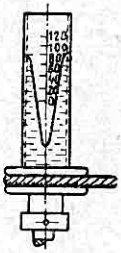


Фиг. 2167.

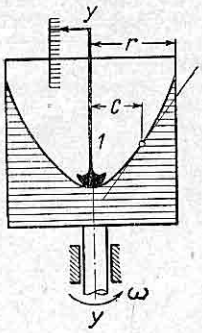
Фиг. 2167. Тахометр с грибовидным фрикционом. От тахометра по фиг. 2166 отличается грибообразной формой диска *1*, который может вращаться вместе со своей осью около оси *O*. При установившемся положении ролика *2* угол поворота грибка α, зависящий от угловой скорости испытуемого объекта, определяется из равенства

$$\sin\alpha=\frac{R}{R_1\omega_1}\omega=c\omega,$$

где R — радиус ролика;
R_1 — переменный радиус грибка, сопряженный с R.



Фиг. 2168.



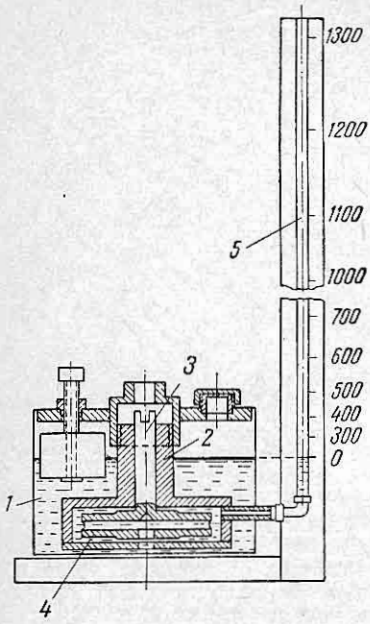
Фиг. 2169.

Фиг. 2168. Гидравлический тахометр. Верхний край уровня жидкости в цилиндре повышается с увеличением числа оборотов.

Фиг. 2169. Поплавковый гидравлический тахометр. При вращении сосуда вокруг вертикальной оси *YY* поплавок *1* опускается,

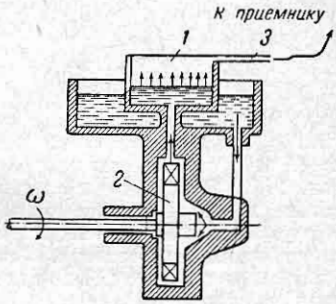
$$S=h-\frac{\omega^2r^2}{4g}=h-c\omega^2.$$

Параметр S характеризует угловую скорость вала.



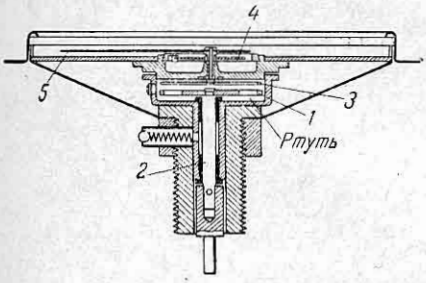
Фиг. 2170.

Фиг. 2170. Гидравлический насосный тахометр Карнаухова. В сосуде *1*, наполненном жидкостью, помещен корпус *2* центробежного насоса. Приводной вал *3* вращает диск *4*, имеющий сообщающиеся радиальные сверления. Под действием давления нагнетания столб воды в трубке *5* поднимается на высоту, соответствующую угловой скорости вала *3*.

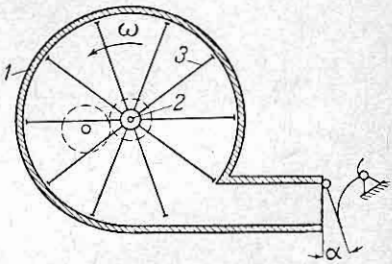


Фиг. 2171.

Фиг. 2171. Гидравлический дистанционный тахометр. Крыльчатка *2* нагнетает жидкость в цилиндр *1* и оказывает давление на воздух, который по трубке *3* поступает к манометру со шкалой, градуированной на число оборотов.



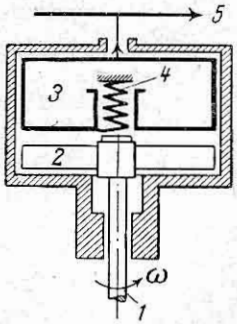
Фиг. 2172.



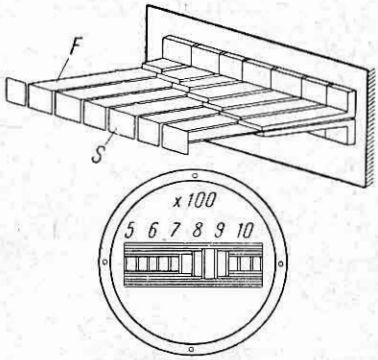
Фиг. 2173.

Фиг. 2172. Гидравлический вязкостный тахометр. Диск *1* с отверстиями, сидящий на ведущем валу *2*, расположен внутри герметически закрытого сосуда, заполненного ртутью. При вращении диска *1* ртуть увлекает легкий диск *3*, удерживаемый от вращения волоском *4*. Угол поворота диска *3* со стрелкой *5* соответствует скорости вращения испытуемого объекта.

Фиг. 2173. Воздушный тахометр. Внутри корпуса *1* от реверсивного вала *2* вращается крыльчатка *3*, нагнетая воздух в рукав, прикрытый пружинящей заслонкой. Угол α отклонения заслонки зависит от угловой скорости вращения вала *2*.



Фиг. 2174.

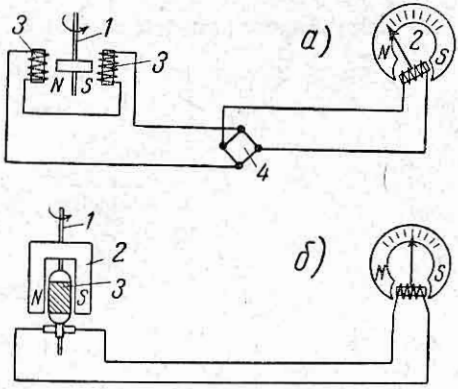


Фиг. 2175.

Фиг. 2174. Воздушный вязкостный тахометр. Крыльчатка *2*, вращающаяся от вала *1*, создает воздушный поток, который, преодолевая сопротивление пружины *4*, поворачивает цилиндр *3* и с ним указатель скорости *5*.

Фиг. 2175. Вибрационный тахометр. Состоит из ряда консольных пружин *F* одинакового поперечного сечения, но разной длины. На концах пружин укреплены грузики *S*. Около каждой пружины *F* имеется электромагнит, питаемый током от датчика-генератора. Генератор вращается от машины, число оборотов которой измеряется. Ток генератора подается в электромагниты, якорями которых являются пружины *F*. Под действием тока пружины начинают колебаться с различными амплитудами. Наибольшая амплитуда будет у пружины, собственная частота колебаний которой соответствует частоте тока.

Аналогично устроен частотомер.



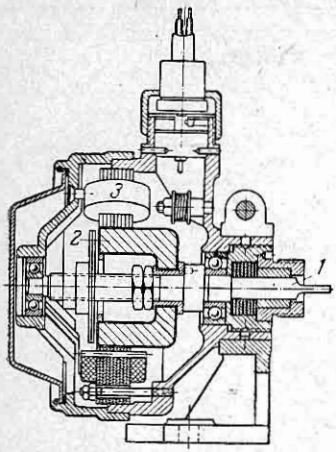
Фиг. 2176.

Фиг. 2176. Электрический тахометр постоянного тока. На схеме *а* вращающийся от приводного вала *1* постоянный магнит *N—S* индуктирует в обмотках *3* ток, который поступает в магнитоэлектрический измерительный прибор *2* со шкалой, градуированной на число оборотов.

На схеме *б* вращается индуктор, магнит *N—S* неподвижен.

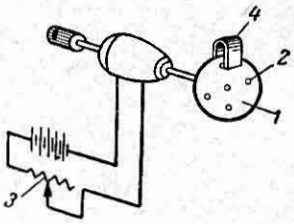
Индуктируемая э. д. с.: $E=C\Phi n$.

Здесь n — число оборотов индуктора, Φ — величина магнитного потока.



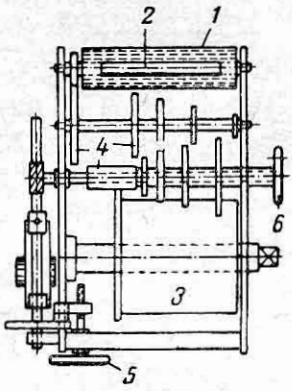
Фиг. 2177.

Фиг. 2177. Электротахометр переменного тока. На валу *1* посажен магнит *2* с шестью полюсами. На статоре укреплены обмотки *3*. Во время вращения вала, связанного с испытуемым объектом, создается переменное магнитное поле, наводящее в обмотке *3* э. д. с., пропорциональную угловой скорости вала.



Фиг. 2178.

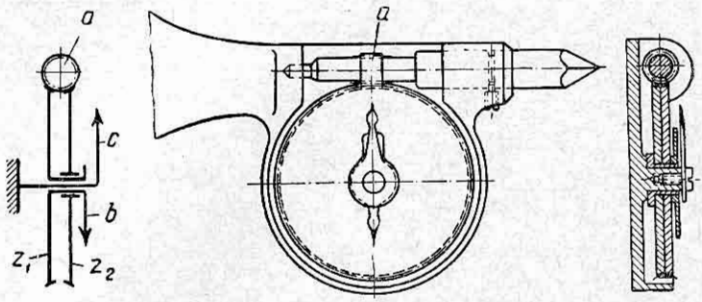
Фиг. 2178. Стробоскопический тахометр. Двигатель постоянного тока снабжен диском *1* с отверстиями *2*. Число оборотов двигателя регулируется реостатом *3* и доводится до совпадения с числом оборотов объекта действием магнита *4*, в поле которого вращается диск *1*. Число оборотов диска фиксируется магнитным тахометром.



Фиг. 2179.

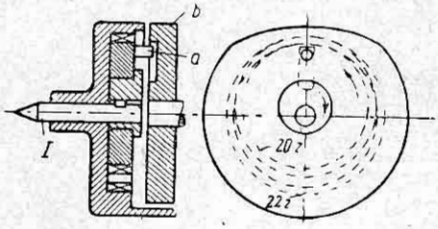
Фиг. 2179. Стробоскопический счетчик оборотов (ротоскоп). Барабан *1* со щелью *2* вращается с числом оборотов, равным половине числа оборотов наблюдаемой детали механизма. Барабан приводится во вращение часовой пружиной *3* и коробкой скоростей *4*. Переключение зубчатых колес производится рукояткой *6*. Точная регулировка числа оборотов барабана *1* производится маховичком *5*, соединенным с тормозом центробежного регулятора. Если число оборотов барабана точно на половину меньше определяемого числа оборотов детали механизма, то наблюдаемая через щель *2* деталь механизма кажется неподвижной. Часто вместо барабана применяют плоский диск с одним или

несколькими отверстиями. При одном отверстии число оборотов диска должно быть равным числу оборотов детали наблюдаемого механизма, при двух отверстиях — половине, при трех — одной трети и т. д.

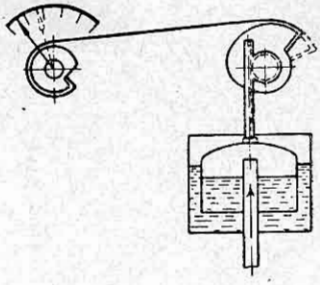


Фиг. 2180.

Фиг. 2180. Счетчик числа оборотов. Червяк *a* приводит одновременно два червячных колеса: z_1, имеющее 100 зубьев, и z_2, имеющее 99 зубьев. На ободе колеса z_1 имеется шкала со 100 делениями по окружности, а на втулке колеса z_2 — стрелка. К корпусу счетчика прикреплен указатель, показывающий по шкале колеса z_1 число оборотов от 0 до 100. Сотни оборотов прочитываются по положению указателя *b* по той же шкале колеса z_1, так как после каждых 100 оборотов колеса z_1 указатель *c* перемещается по шкале на одно деление, соответствующее 100 оборотам. Указатель *b* совершает полный оборот по шкале за 10 000 оборотов червяка *a*.



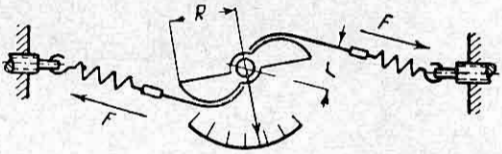
Фиг. 2181.



Фиг. 2182.

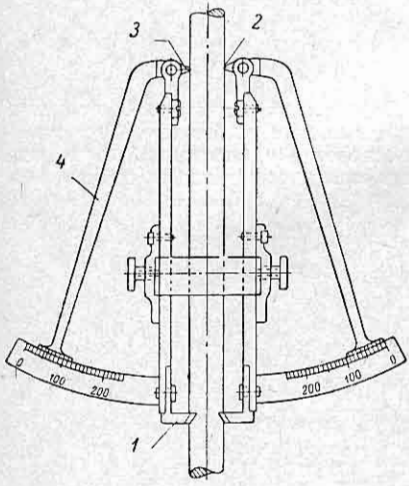
Фиг. 2181. Передача счетчика числа оборотов. За один оборот ведущей оси *I* первое цифровое колесо счетчика или колесо единиц *b* должно повернуться на $^1/_{10}$ оборота. Для этой цели служит передача с 22 зубьями на внешнем и 20 зубьями на внутреннем зубчатом колесе. Передача к колесу *b* осуществляется пальцем *a*. Ведущее и ведомое колеса вращаются в противоположные стороны.

Фиг. 2182. Прибор для измерения скорости газа. Пользуясь зависимостью между давлением газа и скоростью при истечении через отверстие $v = \sqrt{p}$, измеряют давление. Перемещение поплавка для получения отсчетов по равномерной шкале передается стрелке прибора гибкой нитью с помощью криволинейного диска.

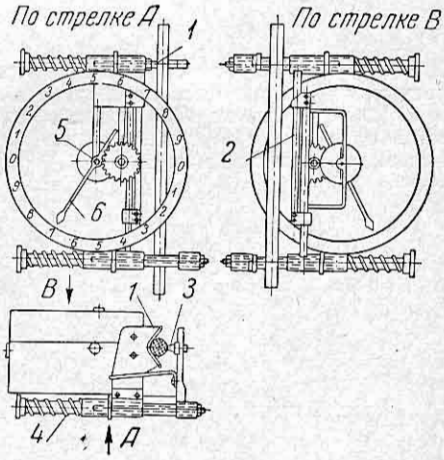


Фиг. 2183.

Фиг. 2183. Схема передаточного механизма, применяемая в электрических измерительных приборах для получения заданной характеристики шкалы. Крутящий момент $M=2Fr$ от двух пружин изменяется по закону, зависящему от формы кривой, изменяя которую можно получить заданную характеристику шкалы.



Фиг. 2184.

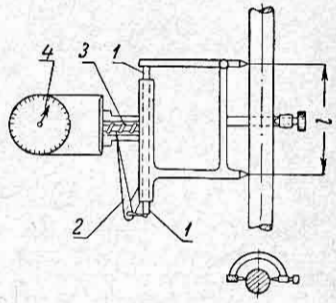


Фиг. 2185.

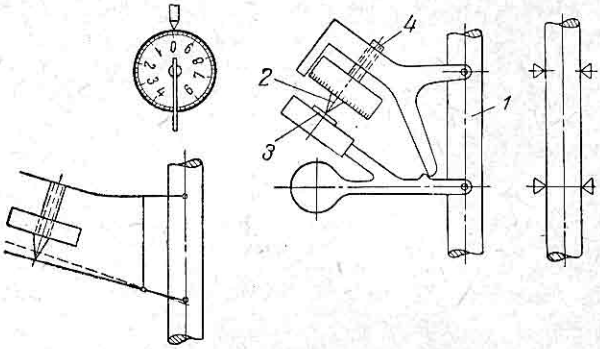
Фиг. 2184. Механический тензометр для определения деформаций или удлинений. С испытуемым образцом прибор соприкасается внизу ножками *1* и вверху призмами *2* и *3*, к которым прикреплены стрелки *4* с нониусом. При деформации образца стрелки отклоняются на угол, пропорциональный деформации.

Фиг. 2185. Механический тензометр. Испытуемый образец помещается между ножами *1* и призмами *3* и прижимается пружинами *4*. Деформация образца вызывает перемещение передвижной зубчатой рейки *2*, которая вращает колесо *5* с сидящей на нем стрелкой *6* шкалы прибора.

Фиг. 2186. Механический тензометр. Изменение базы *l*, вызванное деформацией образца, перемещает стержень *1*. Это перемещение посредством рычага *2* и винта *3* передается стрелке *4*.

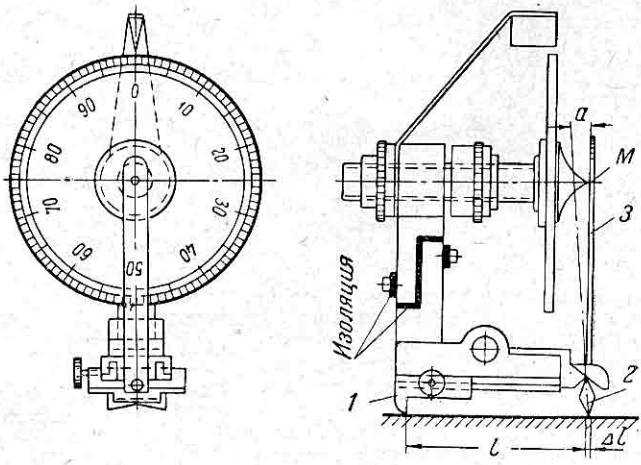


Фиг. 2186.



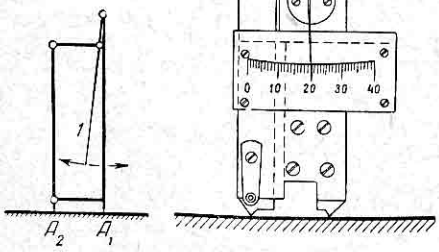
Фиг. 2187.

Фиг. 2187. Механический тензометр. Деформация испытуемой детали *1* определяется по разности двух отсчетов: при нагрузке и без нее. При испытании конус *2* винтом *4* приводят в соприкосновение с пластинкой *3*, предварительно приведенной в колебание. Момент соприкосновения конуса с пластинкой определяют на слух.

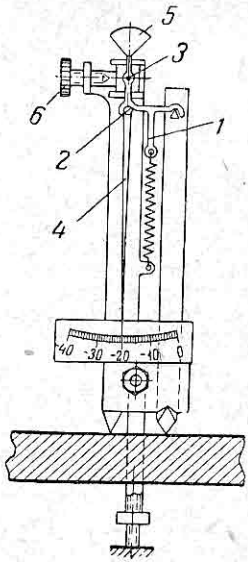


Фиг. 2188.

Фиг. 2188. Механический тензометр Листова. Прибор устанавливается на образец ножом *1* и подвижной призмой *2*. При изменении базы на Δl грань призмы отклоняется; точка *M* стойки *3* отойдет на величину *a*. Момент соприкосновения острия лимба со стойкой *3* отмечается по зажиганию электрической лампочки.



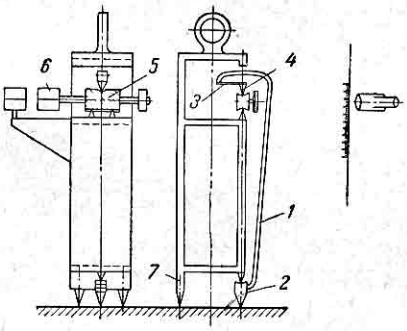
Фиг. 2189.



Фиг. 2190.

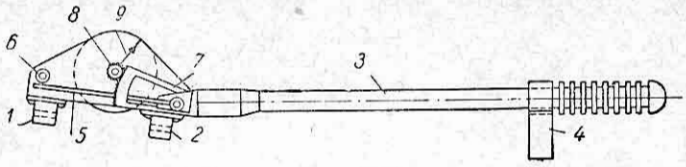
Фиг. 2189. Механический тензометр. Изменение базы A_1A_2 при деформации передается посредством шарнирного четырехзвенника стрелке *1*, движущейся по зеркальной шкале.

Фиг. 2190. Механический тензометр, представляющий собой развитие усовершенствования предыдущей конструкции. Коромысло *1* опирается на палец *2*, вращающийся вокруг оси *3* вместе со стрелкой *4*, снабженной противовесом *5*. Стрелку можно установить на любое деление шкалы при помощи скобы, перемещающейся в направляющих от винта *6*.



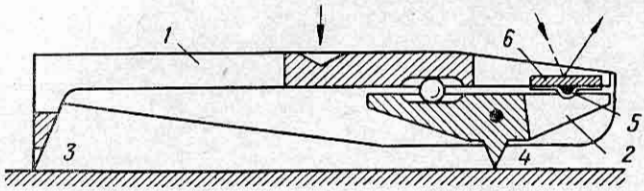
Фиг. 2191.

Фиг. 2191. Тензометр зеркальный. Рычаг *1* с призмой *2* другим концом соединен с плоской пружиной *3*. Пружина снабжена острием *4*, которое входит в гнездо призмы *5*, несущей зеркало *6*. Изменение расстояния между остриями *7* и призмой *2* вызывает поворот зеркала *6*. Отсчет деформации на неподвижной шкале производится через трубку.



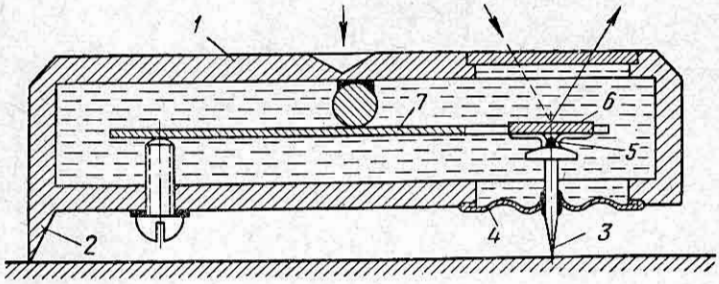
Фиг. 2192.

Фиг. 2192. Тензометр для измерения натяжения тросов, применяемый в самолетостроении. Прибор определяет не удлинение участка троса, где установлен прибор, а силу, необходимую для отклонения троса от его прямолинейного направления на некоторую величину, зависящую от напряжения троса. Прибор укрепляется на тросе захватами *1* и *2*. Рычаг *3*, имеющий на конце пружину *5*, упирающуюся в ролик *6*, прижимается рукой к испытуемому тросу опорой *4*. При этом сектор *7* вращает зубчатое колесо *8* и стрелку *9*.



Фиг. 2193.

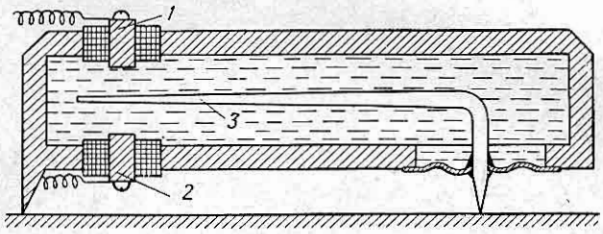
Фиг. 2193. Оптико-механический разъемный тензометр. Прибор состоит из отдельных частей *1* и *2*, снабженных остриями *3* и *4*. При деформации образца части *1* и *2* смещаются в разных направлениях и вращают валик *5*, на котором укреплено зеркало *6*. Лучи света лампы (не показанной на чертеже) отражаются от зеркала *6* и, попадая на пленку барабана, фиксируются.



Фиг. 2194.

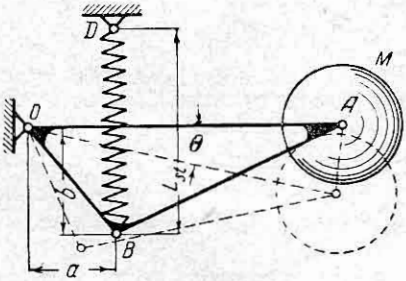
Фиг. 2194. Тензометр с масляным демпфированием, предотвращающим влияние собственных колебаний прибора на запись деформации.

На корпусе *1*, наполненном маслом, имеется опора *2*. На подвижное острие *3*, проходящее сквозь отверстие в корпусе, закрытое тонкой мембраной *4*, опирается ролик *5* с зеркалом *6*. Ролик прижимается к острию *3* регулируемой пружиной *7*.



Фиг. 2195.

Фиг. 2195. Тензометр с электролитом. Электролит между электродами *1* и *2* разделен язычком *3*, перемещение которого, вызванное деформацией образца, изменяет сопротивление электролита. Это изменение можно регистрировать осциллографом при помощи мостиковой схемы.



Фиг. 2196.

Фиг. 2196. Вертикальный сейсмограф Голицына, применяемый для записи колебаний земной коры. Рамка *OAB*, на которой укреплена масса *M*, может вращаться вокруг горизонтальной оси *O*. Положение равновесия, в котором стержень *OA* горизонтален, создается пружиной *DB*. Прибор обладает большим периодом собственных колебаний (10÷15 сек.). Частота собственных колебаний

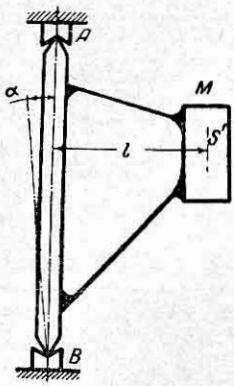
$$k=\sqrt{\frac{ca^2-F_0b\left(1-\frac{b}{L_{st}}\right)}{J}}.$$

Максимальный период собственных колебаний будет при $b=\frac{L_{st}}{2}$,

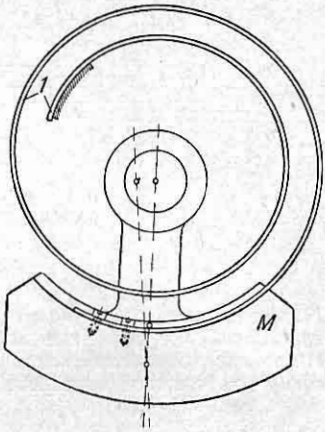
$$T=2\pi\sqrt{\frac{J}{ca^2-\frac{F_0b}{2}}},$$

$$F_0=c\lambda,$$

где c — жесткость пружины;
λ — деформация пружины;
J — момент инерции системы относительно оси O.



Фиг. 2197.



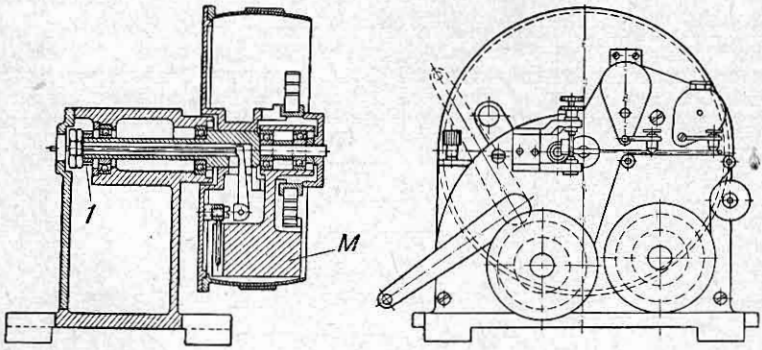
Фиг. 2198.

Фиг. 2197. Горизонтальный сейсмограф. Ось AB вращения прибора составляет весьма малый угол α с вертикалью. Период собственных колебаний

$$T=2\pi\sqrt{\frac{J}{Mgl\sin\alpha}}=2\pi\sqrt{\frac{L}{g\sin\alpha}},$$

где $L=\frac{J}{Ml}$ — приведенная длина физического маятника.

Так как $\sin\alpha$ очень мал, то период получается значительным (при $\alpha=2°15'$ и $L=1$ $T=10$ сек.).

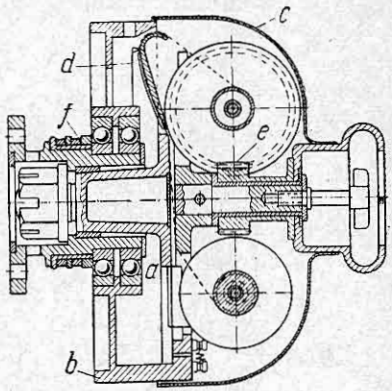


Фиг. 2199.

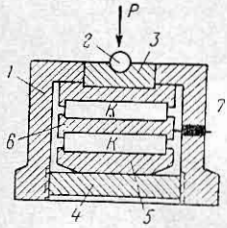
Фиг. 2198—2199. Виброграф, применяемый при исследовании колебаний. Центр тяжести массы M, удерживаемой в положении равновесия спиральной пружиной *1*, может располагаться на горизонтальной, вертикальной или наклонной линии, проходящей через ось колебаний. При возникновении колебаний исследуемого объекта между массой M и объектом возникает относительное движение, которое передается при помощи системы рычагов пи-

шущему прибору (фиг. 2199 справа). Заменяя маятник маховиком, получим торсиограф, предназначенный для записи крутильных колебаний валов.

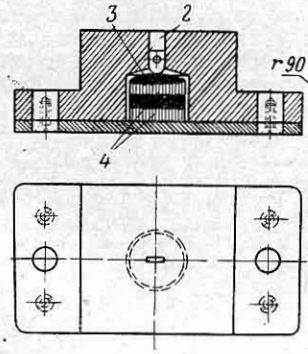
Фиг. 2200. Торсиограф. Применяется при исследовании крутильных колебаний высокой частоты ($n>5000$ колебаний в минуту). Прибор состоит из трех основных частей: *1*) поперечины *a*, соединяемой с испытуемым валом, на которой смонтированы пишущее и приводное устройства; 2) сидящего на подшипнике маховика *b*, который соединен с поперечиной двумя винтовыми пружинами; на маховике укреплено алмазное перо *d*; 3) защитного кожуха *c*, поддерживающего червяк *e* привода ленты, на которой осуществляется запись торсиограммы. Время и обороты отмечаются вспомогательными перьями, укрепленными на якорьках электромагнитов, смонтированных на поперечине. Ток в обмотки подводится через контактные кольца *f*.

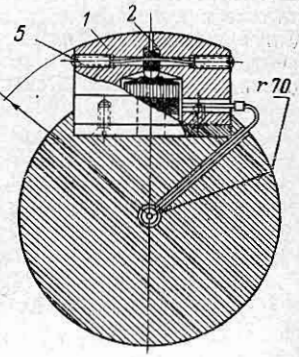


Фиг. 2200.



Фиг. 2201.

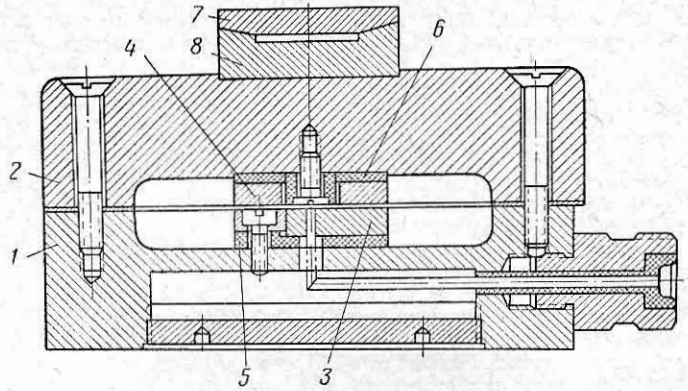




Фиг. 2202.

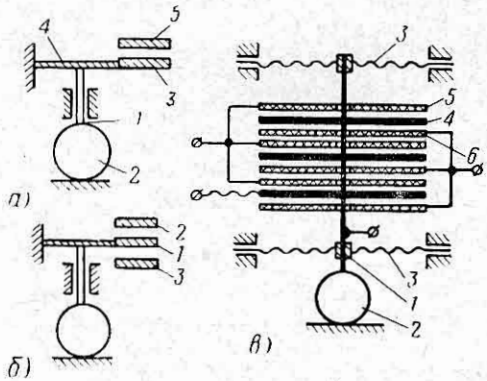
Фиг. 2201. Пьезоэлектрический датчик, используемый для измерительных суппортов. В чугунном корпусе *1* помещены две кварцевые пластины *K*, упирающиеся с одной стороны в стальную втулку *3* с шариком *2*, а с другой — в стальной сегмент *5*, подпираемый пробкой *4*. Между кварцевыми пластинами помещен электрод *6*, вывод от которого проходит через янтарную втулку *7* и подается на сетку усилительной лампы. Величина напряжения пропорциональна измеряемому давлению.

Фиг. 2202. Пьезоэлектрическая мессдоза для измерения удельного давления металла по дуге захвата при прокатке. На экспериментальном прокатном стане вместо верхнего валка устанавливается вращающийся сегмент *1* с мессдозой. Давление металла при опытной прокатке передается посредством штифта *2*, установленного заподлицо с поверхностью сегмента *1*, через пластину *3* на кристаллы кварца *4*. Положение штифта *2* корректируется винтами *5*. Выводной проводник проходит через трубку из высококачественного изоляционного материала к центру мессдозы и далее через отверстие в ней к усилителю.



Фиг. 2203.

Фиг. 2203. Емкостный датчик для измерения больших давлений. К корпусу *1* и мембране *2* датчика привернуты пластины *3* и *4* конденсатора, изолированные от корпуса эбонитовыми пластинами *5* и *6*. Нагрузка, прикладываемая через нагрузочные пяты *8* и *7*, вызывает упругую деформацию корпуса датчика и изменение воздушного зазора между пластинами *3* и *4*, в результате чего происходит изменение емкости конденсатора. Включенный в мостиковую схему датчик нарушает равновесие мостика. О величине давления судят по величине силы тока в измерительной диагонали мостика.



Фиг. 2204.

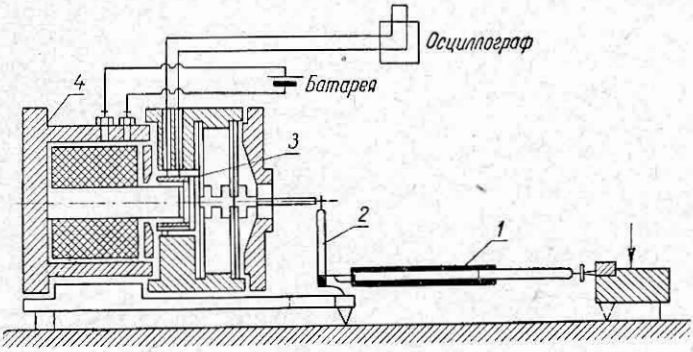
Фиг. 2204. Схемы датчиков емкостных микрометров.

а — схема простого датчика. Измерительный шток *1*, опирающийся на контролируемое изделие *2*, перемещает укрепленную на гибкой пружине *4* пластину *3* конденсатора относительно неподвижной пластины *5*.

б — схема дифференциального датчика, в котором емкость конденсаторов *1—2* и *1—3* изменяется с разными знаками. Пластины *2* и *3* неподвижны.

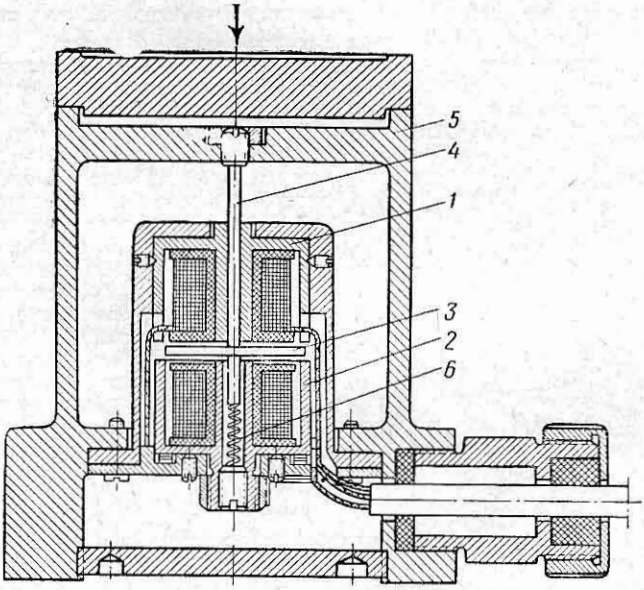
в — схема многопластинчатого дифференциального датчика. Измерительный шток *1*, поддерживаемый снизу и сверху гибкими пластинами *3*, несет систему подвижных пластин *4*, расположенных между двумя системами неподвижных

пластин *5* и *6*. При измерениях датчики включаются в резонансный мостик, питаемый от генератора звуковой частоты. Датчики включаются в мостиковую схему.



Фиг. 2205.

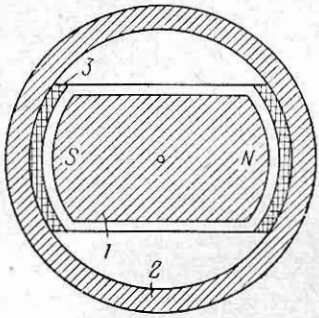
Фиг. 2205. Тензометр электромагнитный. Деформации участка испытуемой детали посредством штанги *1* и рычага *2* вызывают перемещение катушки *3* в поле магнита *4*, питаемого батареей; при этом в катушке *3* индуктируется ток, пропорциональный ее скорости. Таким образом осциллограф фиксирует изменение деформации со временем.



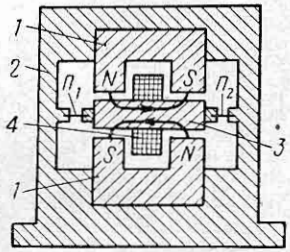
Фиг. 2206.

Фиг. 2206. Дифференциальный индукционный датчик для измерения больших усилий. Между сердечниками *1* и *2* из мягкой стали расположен якорь *3*, ножка *4* которого упирается в дно корпуса *5* датчика. Корпус датчика под на-

грузкой деформируется, перемещая якорь. После снятия нагрузки якорь возвращается в исходное положение пружиной *6*. Датчик включается в мостиковую схему переменного тока.



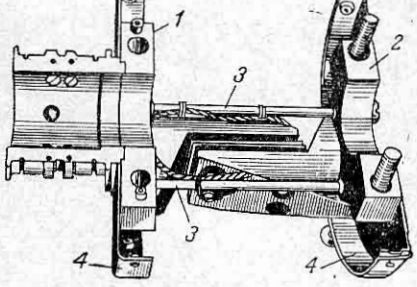
Фиг. 2207.



Фиг. 2208.

Фиг. 2207. Схема датчика для измерения крутильных колебаний. Сильный магнит *1* смонтирован на шарикоподшипниках и связан с ферромагнитным корпусом *2* пружиной. Катушка *3* механически связана с корпусом приемника. Если корпус *2* вместе с катушкой *3* находится в состоянии крутильных колебаний, то магнит *1* вследствие большой инерционности остается неподвижным, возбуждая в катушке э. д. с., пропорциональную производной от угла поворота.

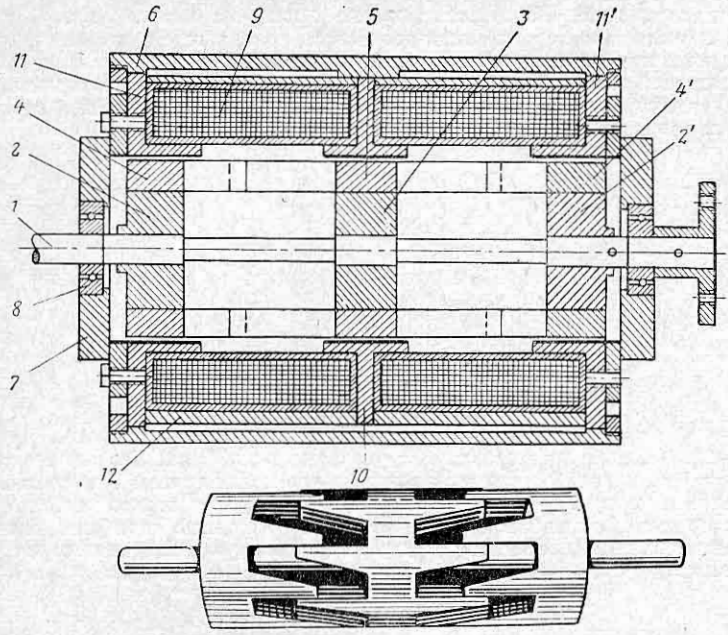
Фиг. 2208. Индукционный датчик для измерения ускорений. В поле двух жестко связанных с корпусом *2* сильных магнитов *1—1,* повернутых друг к другу разноименными полюсами, помещен ферромагнитный сердечник *3* с катушкой *4*. Сердечник связан с корпусом жесткими пружинами $П_1$ и $П_2$. Если датчик колеблется в направлении, перпендикулярном основанию, с частотой значительно меньшей собственной частоты колебаний сердечника, то сердечник будет перемещаться пропорционально ускорению основания датчика и той детали, на которой он укреплен.



Фиг. 2209.

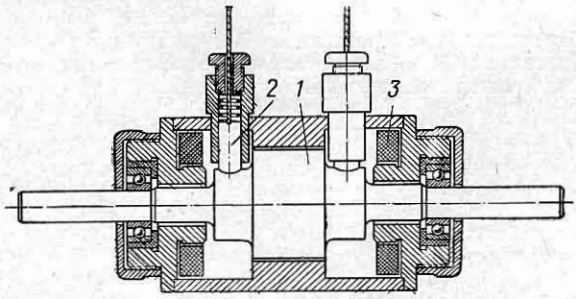
Фиг. 2209. Торсионный динамометр Кожевникова с конденсатором, применяемый при динамических испытаниях машин. Прибор состоит из двух разъемных хомутов *1* и *2,* половинки которых попарно соединены стержнями *3*. В кронштейнах *4* хомутов на изолирующих втулках заделаны дуралюминовые пластинки. В собранном виде прибор представляет собой две пары пластинок, связанных при помощи хомутов с двумя сечениями вала. Пластинки играют роль конденсатора с изменяющейся емкостью при скручивании вала. Напряжение к пластинкам подводится от генератора через контактные кольца.

Прибор включает в себя мостиковую схему для измерения емкости и параллельно включаемый конденсатор для настройки на нуль. К выходным клеммам измерительной схемы подключен или миллиамперметр или шлейф осциллографа для записи закона изменения емкости, определяющего закон изменения момента сил упругости вала.



Фиг. 2210.

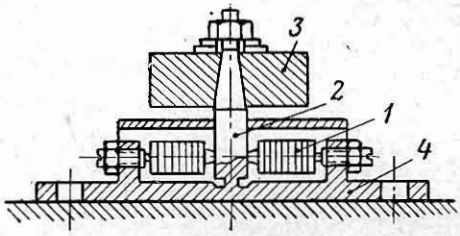
Фиг. 2210. Датчик для измерения крутящего момента без контактного устройства системы ЛПИ. Испытуемый вал соединяется с валом *1* (на фигуре сверху), на котором насажены три медных кольца *2—2'—3*, несущие кольца ротора *4—4'—5*, снабженные зубьями (на фигуре снизу). Опоры *8* вала крепятся в боковых крышках *7* корпуса *6*. Магнитный поток катушек *9*, надетых на щеки *10—11—11'* статора, замыкается через стаканы *12*. При скручивании вала измеряемым моментом зазоры между зубьями с одной стороны кольца *5* уменьшаются, с другой — увеличиваются, изменяя с различными знаками длину воздушных зазоров, образованных зубьями, а следовательно, и индуктивность обеих катушек. При угле закручивания, равном $^1/_2°$, индуктивность каждой катушки может составлять до 30% начальной. Датчик включается в мостиковую схему, индикатор — в измерительную диагональ мостика.



Фиг. 2211.

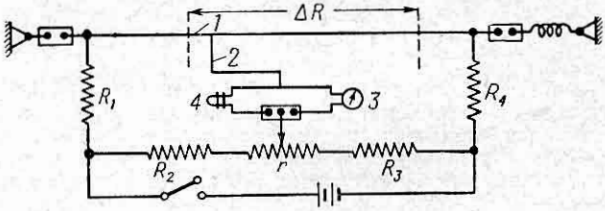
Фиг. 2211. Датчик для измерения угловых скоростей (униполярная машина). Железный ротор *1*, смонтированный изолированно от корпуса, вращается в силь-

ном магнитном поле. Напряжение, прямо пропорциональное угловой скорости ротора, снимается с хорошо отполированных поверхностей ротора приработавшимися медно-графитовыми щетками *2*. Обмотки возбуждения *3* питаются от аккумуляторной батареи. Уступая в чувствительности коллекторным генераторам, униполярная машина отличается значительно меньшими габаритами, отсутствием пульсаций тока, не требует фильтров и т. д.



Фиг. 2212.

Фиг. 2212. Схема акселерометра с угольными шайбами. Угольные столбики *1* сжимаются стержнем *2* с закрепленным на его конце грузом *3* и составляющим одно целое с корпусом *4*. При перемещении корпуса в горизонтальном направлении стержень *2*, изгибаясь, воздействует на угольные столбики, включенные в сбалансированный мостик, изменяя их сопротивление. При измерениях быстро изменяющихся ускорений следует считаться с частотой колебаний прибора.



Фиг. 2213.

Фиг. 2213. Схема измерения линейных перемещений. Датчиком служит проволочное сопротивление — реохорд *1*, по которому скользит связанный с поступательно движущейся деталью ползунок *2*, нарушающий равновесие мостика постоянного тока. Разбалансировка мостика регистрируется с помощью стрелочного прибора *3* или шлейфа *4*.

R_1, R_2, R_3, R_4 — сопротивления плеч мостика;

r — балансировочный реостат.

Наибольшая чувствительность достигается при равенстве плеч мостика. Сила тока в измерительной диагонали мостика

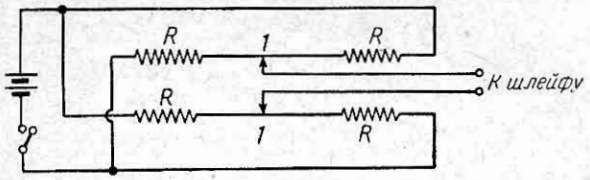
$$I_д = I\frac{\Delta R}{2(R_д + R) - \dfrac{(\Delta R)^2}{2R}},$$

$$R = R_1 = R_2 = R_3 = R_4.$$

I — сила питающего тока;

$R_д$ — сопротивление измерительной диагонали.

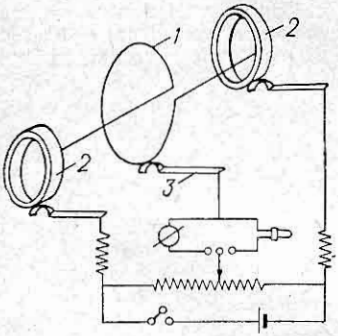
При $\dfrac{R}{\Delta R} \geqslant 10$ погрешность измерения вследствие нелинейности не превышает 1%.



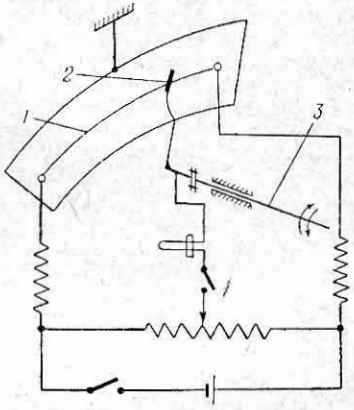
Фиг. 2214.

Фиг. 2214. Схема измерения линейных перемещений датчиком с двумя реохордами. Контакт *1—1* одновременно скользит по двум реохордам. Чувствительность мостика по сравнению со схемой фиг. 2213 удваивается и балансировочный реостат отсутствует. Нелинейность схемы исключается. При $I=\text{const}$ $I_д$ линейно зависит от ΔR. Сопротивления плеч могут приниматься меньшими, и питающий ток I будет достаточным при меньшем значении напряжения батареи

$$I_д=I\frac{\Delta R}{R_д+R}.$$



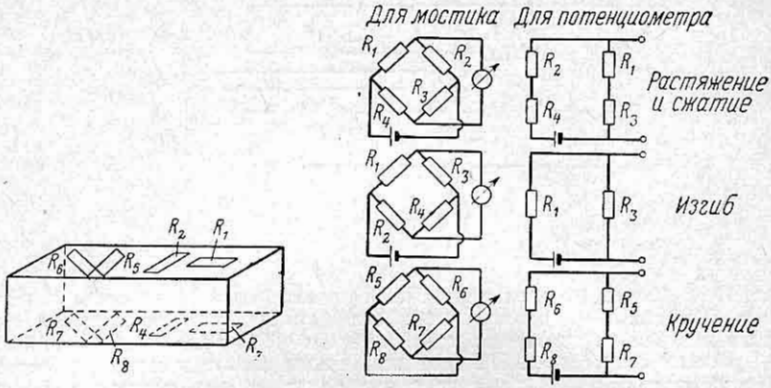
Фиг. 2215.



Фиг. 2216.

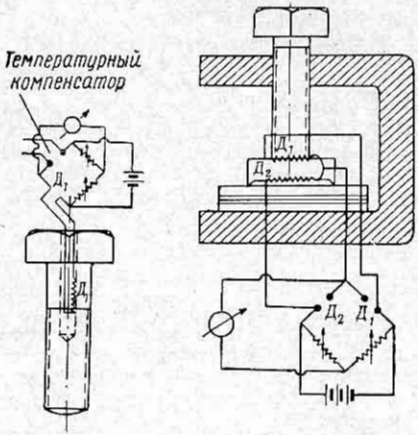
Фиг. 2215. Схема прибора для замера угловых перемещений с помощью реохорда. По поверхности измерительного вала укладывается изолированная от вала проволока *1* реохорда, концы которой подаются на контактные кольца *2*. Неподвижный контакт *3*, скользящий по реохорду при вращении вала, вызывает разбалансировку мостика.

Фиг. 2216. По неподвижно укрепленному реохорду *1* скользит ползунок *2*, жестко связанный с испытуемым валом *3*, вращающимся в пределах некоторого угла. Перемещение ползунка вызывает разбалансировку мостика и ток в измерительной диагонали, пропорциональный угловому перемещению вала.



Фиг. 2217.

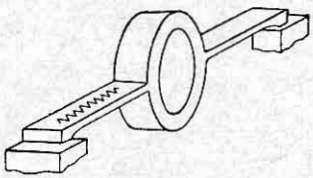
Фиг. 2217. Схема расположения проволочных датчиков на испытуемой детали и подключение их для измерения различных деформаций. При измерении деформаций растяжения и сжатия датчик R_1, наклеиваемый на испытуемую деталь, и датчик-компенсатор R_2, наклеиваемый рядом на недеформируемый металл, включаются в соседние плечи мостика. При измерении деформации изгиба датчики R_1 и R_3 включаются в соседние плечи и наклеиваются на противоположные стороны испытуемой детали (R_2 и R_4 — температурные компенсаторы). Равные продольные деформации при этом исключаются, а чувствительность мостика удваивается. При измерении касательных напряжений закручиваемого вала исключение изгибных деформаций достигается наклейкой датчиков таким образом, чтобы их оси составляли с осью испытуемого вала 45°. Датчики включаются в противоположные плечи мостика; при этом изгибные деформации исключаются, а касательные — суммируются.



Фиг. 2218.

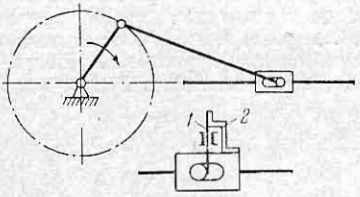
Фиг. 2218. Схема измерительного болта. В теле болта (на фигуре слева) просверливается отверстие диаметром не менее 6 *мм*, внутри которого наклеивается датчик. Выводные контакты укрепляются на головке болта, а отверстие

заливается варом. Тарирование болта производится или на разрывной машине или после установки болта уже в конструкции. Определение силы, действующей на болт, можно производить с помощью двухопорной балочки (на фигуре справа) с двумя датчиками.



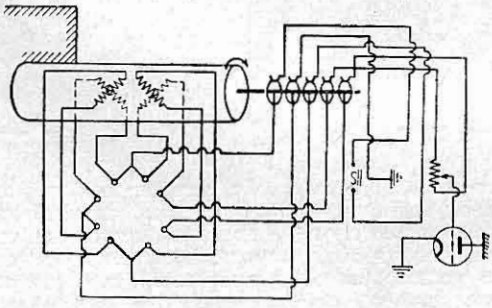
Фиг. 2219.

Фиг. 2219. Измерение силы, действующей на подшипник, с помощью проволочных датчиков. Подшипник укрепляется в средней части двухопорной балки. Датчики наклеиваются на элемент конструкции, подверженный изгибу.



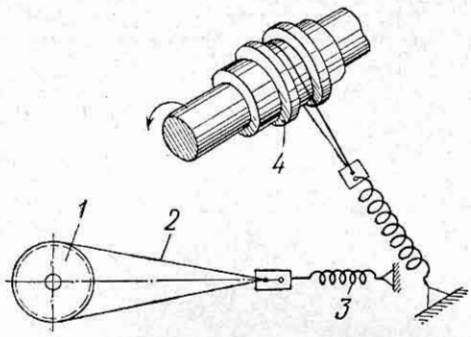
Фиг. 2220.

Фиг. 2220. Схема устройства для определения момента выбирания зазора в паре шатун—ползун. Стержень *1* с наклеенными датчиками одним своим концом укреплен посредством стойки *2* на ползуне, другим концом опирается на палец, жестко связанный с шатуном. При выбирании зазора балка прогибается, позволяя осциллографировать кривую изменения зазора.



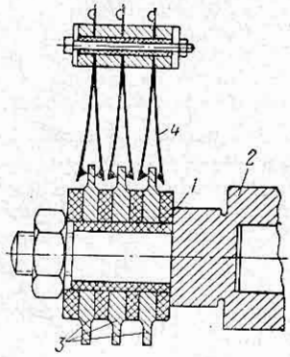
Фиг. 2221.

Фиг. 2221. Схема включения датчиков для измерения крутящего момента. Четыре датчика, составляющие измерительный мостик, наклеены на измерительный вал, нагруженный крутящим моментом, попарно на диаметрально противоположных сторонах. Для уменьшения влияния переходного сопротивления скользящего контакта целесообразно предусмотреть пять токосъемных устройств для подключения к усилителю балансировочных сопротивлений.

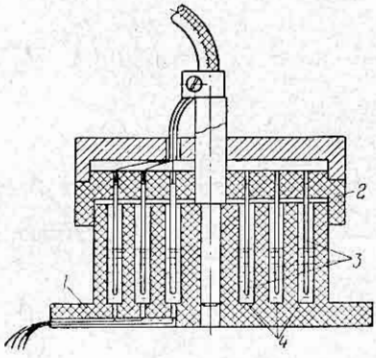


Фиг. 2222.

Фиг. 2222. Токосъемное устройство с охватывающей проволокой. При измерении крутящего момента на вращающемся валу *1* устанавливается изолированное от вала токосъемное латунное кольцо *4*, охватываемое медной отожженной проволочкой *2*, которая натягивается пружиной *3*. Применение целесообразно при окружной скорости кольца, не превышающей 1 *м/сек*.



Фиг. 2223.

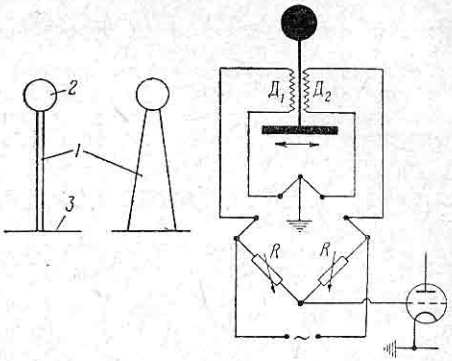


Фиг. 2224.

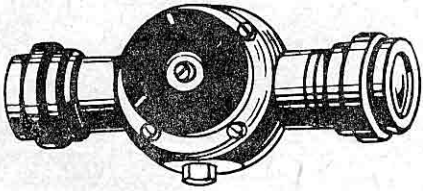
Фиг. 2223. Токосъемное устройство с серебряными дисками. На эбонитовой втулке *1*, посаженной на испытуемый вал *2*, нагруженный крутящим моментом, монтируются изолированные друг от друга полированные серебряные диски *3*. Контакт осуществляется парой пружинящих пластин *4* с серебряными напайками. Применение целесообразно при окружной скорости точки контакта, достигающей 3 *м/сек*.

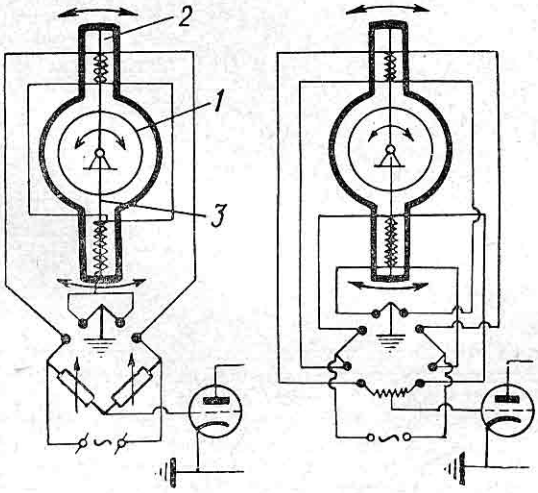
Фиг. 2224. Ртутное токосъемное устройство. В неподвижной части *1* устройства, изготовленного из изоляционного материала, предусмотрены заполненные ртутью кольцевые выточки, на дне которых уложены контактные пластины *4*. Подвижная часть *2*, вращающаяся вокруг вертикальной оси и соединяемая с испытуемым валом гибкой связью, несет металлические стержни *3*, обеспечивающие через ртуть контакт между подвижной и неподвижной частями. Недостатком устройства является непостоянство передаваемого через упругую связь момента и разбрызгивание ртути при большой угловой скорости вала.

Фиг. 2225. Схема датчика для измерения ускорений. Латунная консольная балка *1* с наклеенными датчиками несет на своем свободном конце инерционную массу *2* (эскиз слева). При неравномерном перемещении основания *3* масса *2* изогнет консольную балку пропорционально ускорению основания *3*. Датчик инерционный и возможность использования его для замера линейных ускорений зависит главным образом от отношения частоты колебаний измеряемого ускорения к собственной частоте колебаний датчика. Если это отношение $\geqslant 10$, искажения практически отсутствуют. На фигуре справа показана схема включения датчика.



Фиг. 2225.





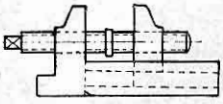
Фиг. 2226.

Фиг. 2226. Датчик для измерения угловых ускорений. Небольшой диск *1*, свободно вращающийся в центре датчика на агатовых подшипниках, связан с двумя стержнями *2* и *3*, которые свободными концами шарнирно соединяются с корпусом датчика. При неравномерном вращении датчика стержни изгиба-

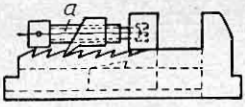
ются, причем стрелка изгиба пропорциональна $\frac{d\omega}{dt}$. Для устранения влияния собственного веса на показания прибора при переходе датчика из вертикального положения в горизонтальное нужно расположить датчики на балках так, чтобы при одинаковом изгибе стержней сопротивления датчиков изменялись на одну и ту же величину, но с разными знаками.

ЗАМКИ, ЗАЖИМЫ, ЗАХВАТЫ, КЛЕЩИ, ПАТРОНЫ

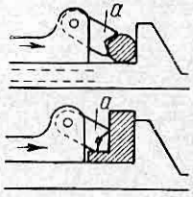
Фиг. 2227. Тиски с винтом, имеющим правую и левую нарезки. Сближение губок тисков за один оборот винта равно сумме шагов обеих нарезок.



Фиг. 2227.



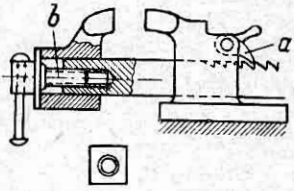
Фиг. 2228.



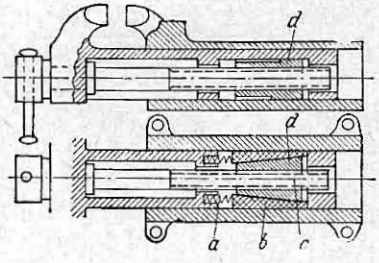
Фиг. 2229.

Фиг. 2228. Тиски с зубчатой рейкой для быстрого предварительного сближения губок. Окончательное зажимание в губках тисков производится винтом *a*.

Фиг. 2229. Тиски с накидной призмой *a*, удерживающие цилиндрические детали или детали сложной конфигурации.



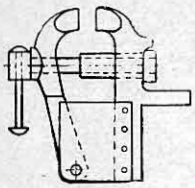
Фиг. 2230.



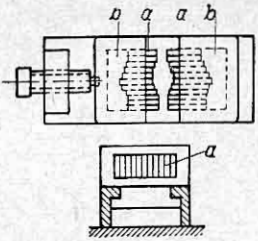
Фиг. 2231.

Фиг. 2230. Тиски для быстрого зажимания обрабатываемой детали. Сбросив собачку, устанавливают предварительно переднюю губку; затем, накинув собачку *a*, окончательно зажимают деталь винтом *b*.

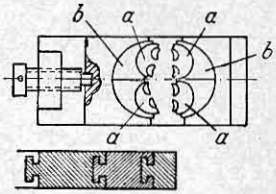
Фиг. 2231. Тиски для быстрого зажимания деталей. В выемке направляющей передней передвижной губки имеются два клина *b*, которые пружинами *a* отжимаются к задней стенке. Угол клиньев меньше угла трения. На винте имеется третий клин *d*, входящий в клинья *b*. При зажимании в тиски предмета винтом *c* отводят клин *d* назад, освобождая его таким образом от клиньев *b*. Затем, придвинув рукой подвижные губки так, чтобы предмет оказался захваченным губками тисков, начинают вращать винт *c* в другую сторону. При этом клин *d* входит в клинья *b*, зажимается ими и превращается в жесткую неподвижную гайку. При дальнейшем вращении винта *c* губки тисков сближаются и зажимают предмет.



Фиг. 2232.



Фиг. 2233.

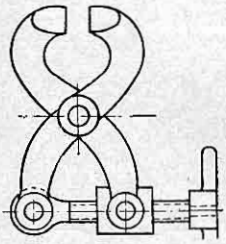


Фиг. 2234.

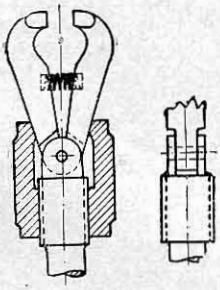
Фиг. 2232. Стуловые кузнечные тиски с рычажной губкой. Зажим детали производится по линии.

Фиг. 2233. Тиски для зажимания фасонных деталей; *a* — передвижные пластинки губки; *b* — полости со стальными шариками.

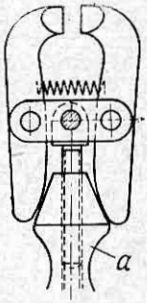
Фиг. 2234. Тиски для зажимания фасонных деталей. Сегменты *a* и *b* самоустанавливаются в зависимости от профиля детали.



Фиг. 2235.



Фиг. 2236.

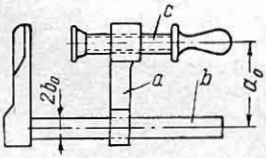


Фиг. 2237.

Фиг. 2235. Клещи с винтом.

Фиг. 2236. Клещи с гайкой.

Фиг. 2237. Винтовые клещи (ювелирные). Втулка *a* при вращении продвигается по оси винта и сближает губки.



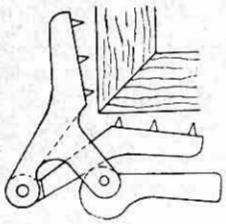
Фиг. 2238.

Фиг. 2238. Струбцинка с передвижным плечом *a*. Плечо *a* при завинчивании винта *c* перекашивается и фиксируется на планке *b*. Часто на планке *b* для увеличения трения делают насечку.

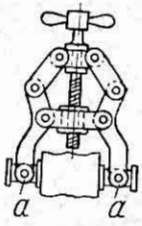
Плечо *a* следует определять из условия

$$\mu = \operatorname{tg}\rho > \frac{b_0}{a_0},$$

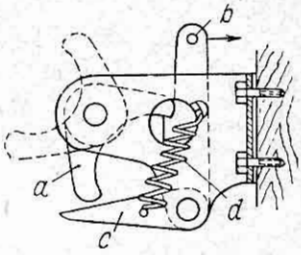
$2b_0$ — ширина планки *b*.



Фиг. 2239.



Фиг. 2240.

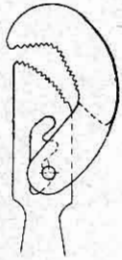


Фиг. 2241.

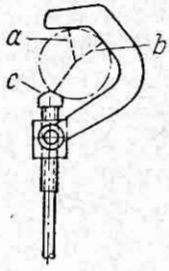
Фиг. 2239. Угловая струбцинка с эксцентриковым зажимом для зажимания досок, соединяемых под углом.

Фиг. 2240. Рычажно-винтовые клещи с перекидными губками (для затяжки деталей *a* снаружи или изнутри).

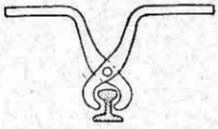
Фиг. 2241. Саморасцепляющийся крюк для запуска планера. Буксирующий трос при полете по горизонтали тянет за один конец крюка *a*, другой конец крюка защелкнут рычагом *b*. К крюку *a* пружиной *d* прижат язычок *c*, предохраняющий трос от спадания с крюка. Для отцепки планера летчик оттягивает рычаг *b* и освобождает крюк. Если летчик почему-либо своевременно не отцепит планер, то буксирующий трос при подъеме переходит с крюка *a* на язычок *c* и, преодолев натяжение пружины *d*, автоматически отцепляется.



Фиг. 2242.



Фиг. 2243.

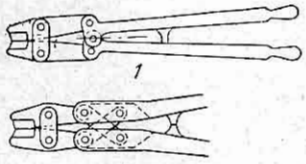


Фиг. 2244.

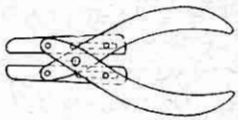
Фиг. 2242. Клещи для труб малого и большого диаметра с переменной осью качания рычага

Фиг. 2243. Клещи для труб («газовые клещи»). Для увеличения трения на поверхностях *a*, *b* и *c* делают насечку.

Фиг. 2244. Клещи для переноски тяжестей.



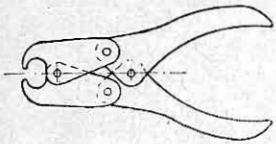
Фиг. 2245.



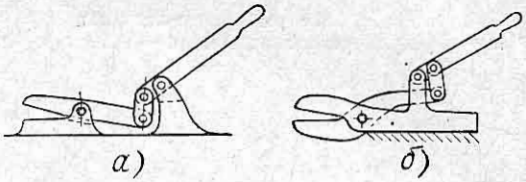
Фиг. 2246.

Фиг. 2245. Ножницы-кусачки для металла: *1* — с угловыми рычагами; *2* — с антипараллелограммом.

Фиг. 2246. Плоскогубцы с параллельным движением губок.

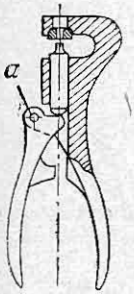


Фиг. 2247.

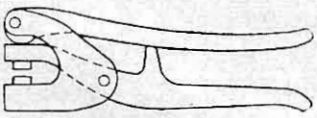


Фиг. 2248.

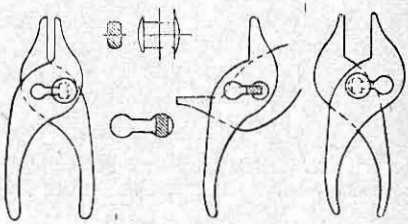
Фиг. 2247. Кусачки с шарнирно-рычажной передачей.
Фиг. 2248. Рычажные ножницы для резки металлических листов. Варианты *а* и *б*.



Фиг. 2249.

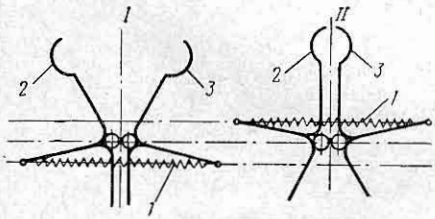


Фиг. 2250.

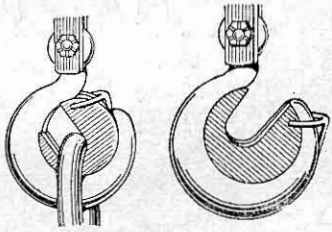


Фиг. 2251.

Фиг. 2249. Дыропробиватель с угловым рычагом: *а* — ось качания рычага.
Фиг. 2250. Щипцы для пломб с эксцентриковым рычагом.
Фиг. 2251. Плоскогубцы с переменной точкой опоры рычагов (для изменения расстояния между губками). Для перестановки губок надо раздвинуть плоскогубцы настолько, чтобы ось прошла через прямоугольный паз.



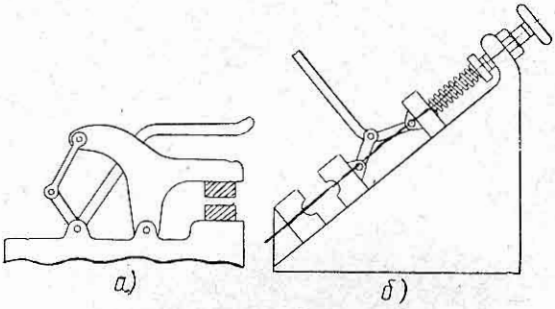
Фиг. 2252.



Фиг. 2253.

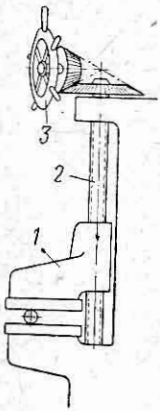
Фиг. 2252. Лапки механизма молотков обтяжной обувной машины. Лапки *2* и *3* в раскрытом положении *I* и в закрытом положении *II* фиксируются (удерживаются) пружиной *1*, ось которой в первом случае расположена по одну сторону, а во втором — по другую сторону шарнира лапок.
Фиг. 2253. Крюк с предохранительной скобой, расположенной внутри зева крюка.

Фиг. 2254. Ручные рычажные зажимы.
а — нерегулируемый зажим; *б* — зажим с компенсирующей пружиной.

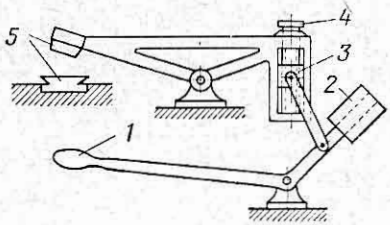


Фиг. 2254.

Фиг. 2255. Штурвально-винтовой зажим. Перемещение губки *1* осуществляется вращением винта *2* посредством штурвала *3*.

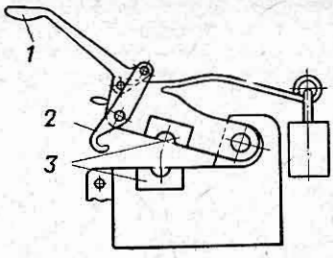


Фиг. 2255.



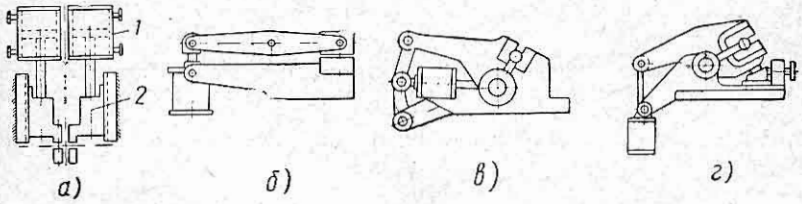
Фиг. 2256.

Фиг. 2256. Ручной рычажный зажим. Пространство между электродами *5* регулируется перемещением ползуна *3* посредством винта *4*. *1* — рукоятка; *2* — противовес.



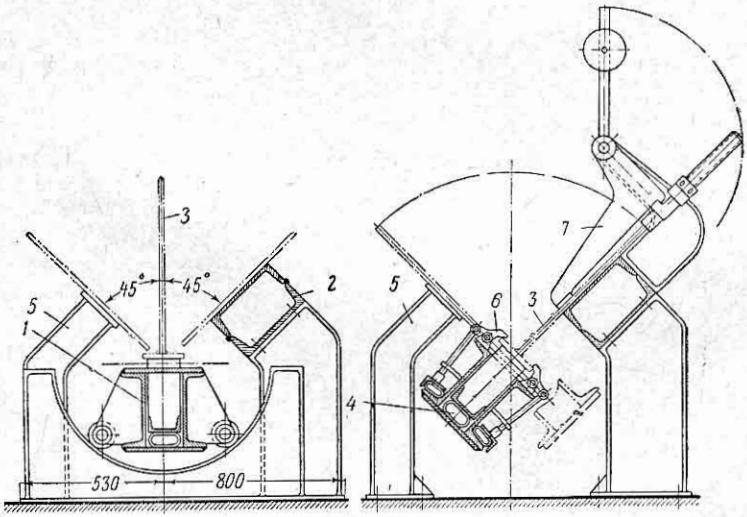
Фиг. 2257.

Фиг. 2257. Ручной рычажный зажим с накидным крючком 2. 1 — рукоятка; 3 — зажимные губки.



Фиг. 2258.

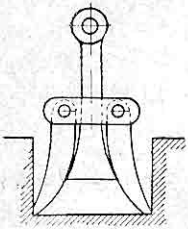
Фиг. 2258. Зажимные устройства для стыковых машин.
а — пневматический зажим прямого действия с вертикальным перемещением. 1 — цилиндр, 2 — электрододержатель; б, в и г — пневмо-рычажные зажимы.



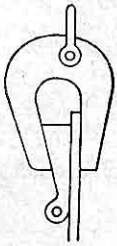
Фиг. 2259.

Фиг. 2259. Кантователь-башмак для поворота тавровой балки на 90° в процессе автоматической сварки. Тавр устанавливается полкой на поворотной бал-

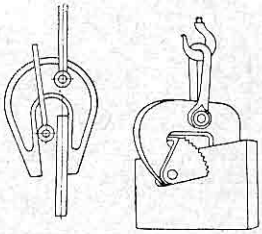
ке *1* и прикрепляется зажимами *6*. Вертикальная стенка тавра *3* устанавливается на неподвижных балках *2* и *5* и прижимается накидными упорами *7*. Плотное прилегание между полкой и стенкой балки достигается подачей сжатого воздуха в камеру *4*. На фигуре дано сечение башмака в различных плоскостях.



Фиг. 2260.

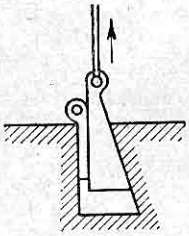


Фиг. 2261.

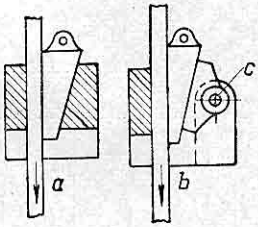


Фиг. 2262.

Фиг. 2260. Захват для деталей, имеющих в теле углубления или отверстия.
Фиг. 2261. Клиновой захват для листового материала. Угол наклона клина меньше угла трения.
Фиг. 2262. Захваты для листового материала. Захват осуществляется в одной точке.

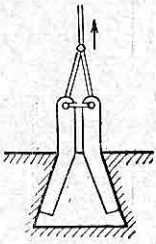


Фиг. 2263.

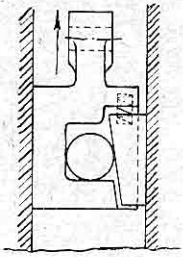


Фиг. 2264.

Фиг. 2263. Клиновой захват для болванок, отливок и т. п.
Фиг. 2264. Клиновые зажимы: *a* — зажимной клин не вращается, *b* — зажимной клин может вращаться относительно оси *c*, что способствует более плавному и надежному зажиму при движении штанги вниз.

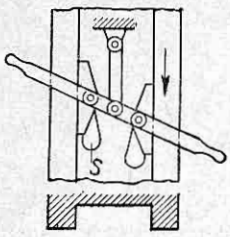


Фиг. 2265.

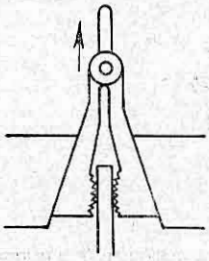


Фиг. 2266.

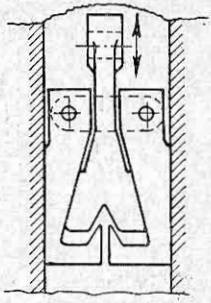
Фиг. 2265. Клиновой захват для деталей, имеющих пазы.
Фиг. 2266. Клиновой захват для труб.



Фиг. 2267.



Фиг. 2268.

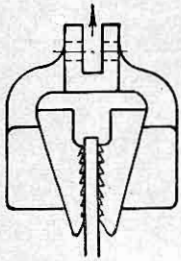


Фиг. 2269.

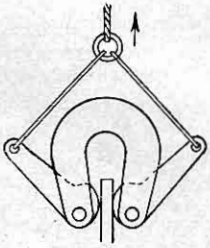
Фиг. 2267. Двойной клиновой зажим. Ход тормозных клиньев ограничивается упорами *S*.

Фиг. 2268. Двойной клиновой захват для зажима материала в волочильных и протяжных станах.

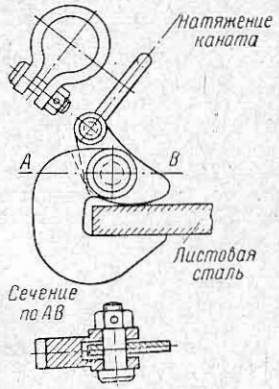
Фиг. 2269. Двойной клиновой захват для деталей с отверстиями (трубы, отливки и др.).



Фиг. 2270.



Фиг. 2271.

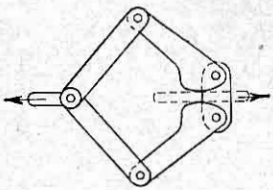


Фиг. 2272.

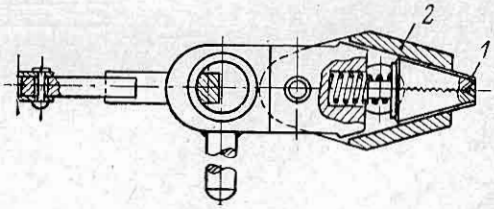
Фиг. 2270. Двойной клиновой захват для зажима материала в тяжелых волочильных и протяжных станах.

Фиг. 2271. Рычажный захват типа эксцентрикового для листового материала.

Фиг. 2272. Захват для листового материала. Захват осуществляется в нескольких точках.



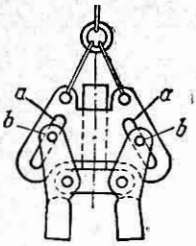
Фиг. 2273.



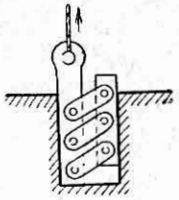
Фиг. 2274.

Фиг. 2273. Рычажный захват типа эксцентрикового для проволоки.

Фиг. 2274. Клещи для протяжки проволоки через фильер. Проволока зажимается губками *1* в патроне *2*.



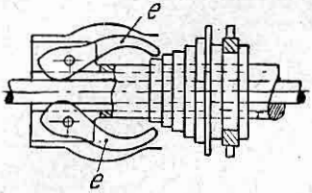
Фиг. 2275.



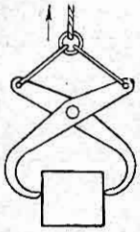
Фиг. 2276.

Фиг. 2275. Захват, в котором пальцы *b* заклиниваются в косых пазах *a* под тяжестью переносимого груза.

Фиг. 2276. Захват с распорками.



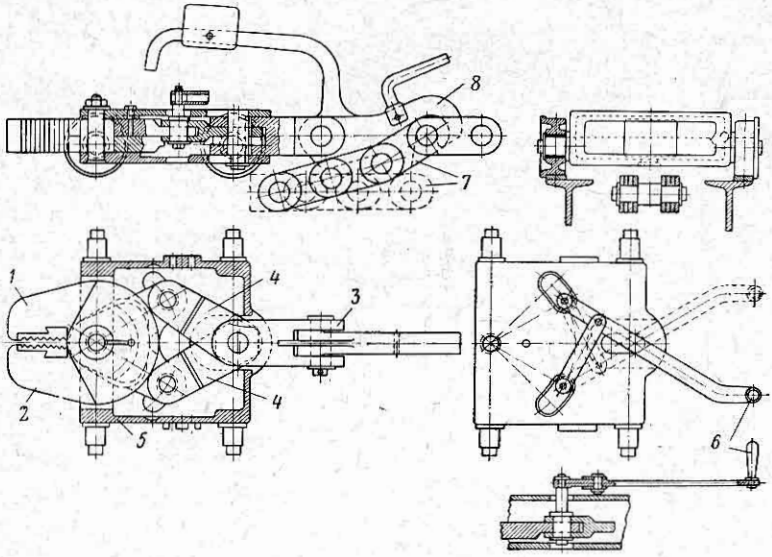
Фиг. 2277.



Фиг. 2278.

Фиг. 2277. Многоступенчатый зажим. *e* — рычаги зажима. Размер ступени зависит от диаметра штанги, которая раздвигает рычаги *e*.

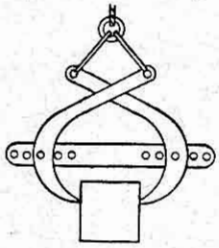
Фиг. 2278. Клещевой захват для грузов в виде ножниц.



Фиг. 2279.

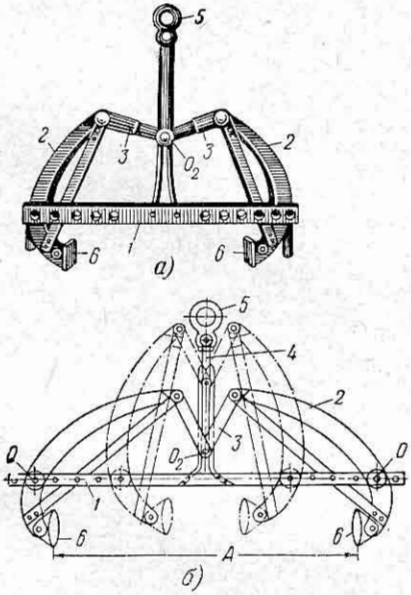
Фиг. 2279. Ось захватных щек *1—2* клещей, соединенных с тягой *3* серьгами *4*, установлена на тележке *5*. В момент захвата трубы щеки *1—2* сбли-

жаются от руки рычажным механизмом с рукояткой *6* (на фигуре справа). В дальнейшем клещи затягиваются от усилий, создаваемых при протяжке трубы. Перемещение тележки *5* осуществляется замкнутой цепью *7*, приводимой в движение звездочкой через накидной крюк *8*. В исходное положение тележка возвращается грузом, который прикреплен к канату, соединяющему его с тележкой.



Фиг. 2280.

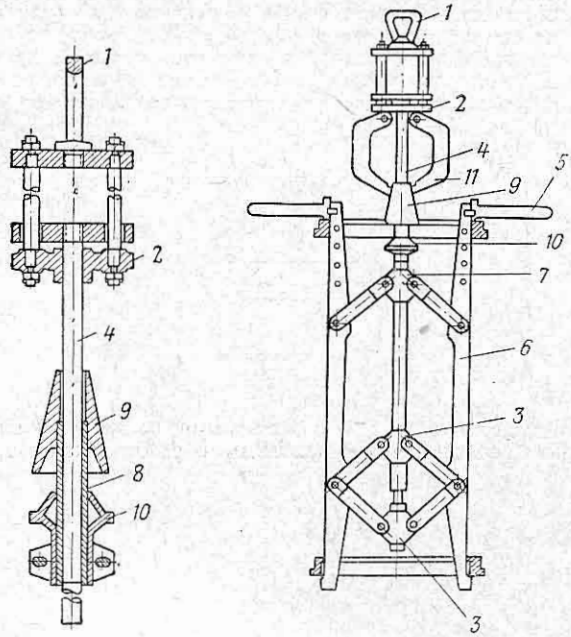
Фиг. 2280. Клещевой захват с переставными осями качания плеч для захвата грузов различных размеров (главным образом ящиков).



Фиг. 2281.

Фиг. 2281. Клещи для захвата груза призматической формы. К Т-образной раме *1* шарнирно прикреплены в точках *O* двуплечие рычаги *2* с тягами *3*. Ось O_2, свободно перемещающаяся по вертикальному пазу рамы, прикреплена к стержню *4* с кольцом *5*. Во время захвата ось O_2 поднимается вверх, груз захватывается губками *6* и удерживается силами трения. Расстояние между осями *O* изменяется в соответствии с размерами поднимаемого груза.

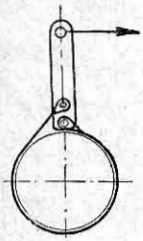
На фигуре *а* — показана конструкция клещей; на фигуре *б* — схема с положениями рычагов для грузов двух размеров.



Фиг. 2282.

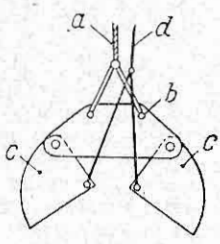
Фиг. 2282. Захват для подъема стопки вагонных бандажей.

Управление механизмом захвата для подъема нагретых бандажей должно быть дистанционным. При опускании стопки бандажей, после того как стопка коснется пола цеха, траверса *2* с изогнутыми рычагами *11* будет продолжать двигаться вниз до тех пор, пока рычаги *11* не охватят конус *9*. При подъеме крюка *1* конус *9* увлекает трубу *8* и при помощи стержневых шарнирных параллелограммов *3* и *7* сближает планки *6*, освобождая стопку бандажей. Механизм готов для захвата новой стопки бандажей. При опускании крюка рычаги *5* упираются в верхний бандаж и под действием собственного веса захвата планки *6* разводятся. В результате дальнейшего движения крюка вниз рычаги *11* охватывают малый конус *10*. После этого начинается подъем крюка. После зажима захватом стопки бандажей концы рычагов *11* вследствие наличия конусности соскальзывают с конусов *10* и *9* и действием стержня *4* поднимается траверса *2*, а вместе с ней и все захватное приспособление вместе с бандажами.



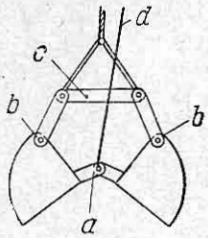
Фиг. 2283.

Фиг. 2283. Фрикционный захват для гладких деталей цилиндрической формы.

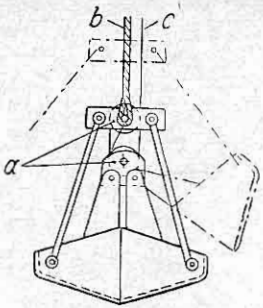


Фиг. 2284.

Фиг. 2284. Ковш экскаватора (грейфер). На эскизе ковш показан в раскрытом положении. Опущенный на землю на тросе *a* в раскрытом положении ковш силой собственного веса врезается в грунт. При подъеме ковша тросом *d* половинки ковша *c*, прикрепленные к траверсе *b*, смыкаются и ковш забирает грунт. Самозахватывание грунта ковшом возможно только при работе на легких грунтах.



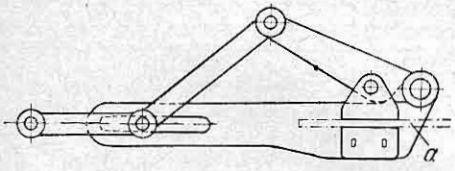
Фиг. 2285.



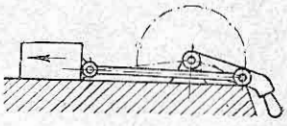
Фиг. 2286.

Фиг. 2285. Экскаваторный ковш из двух половинок, соединенных шарниром. Иногда применяется обращенная схема: половинки ковша крепятся к траверсе *c* в точке *b*, а трос *d* — в точке *a*.

Фиг. 2286. Экскаваторный ковш с блочной передачей в смыкающем механизме; *b* — тяговый трос. Смыкание производится тросом *c* при помощи полиспаста *a*.



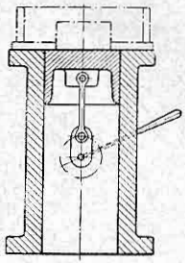
Фиг. 2287.



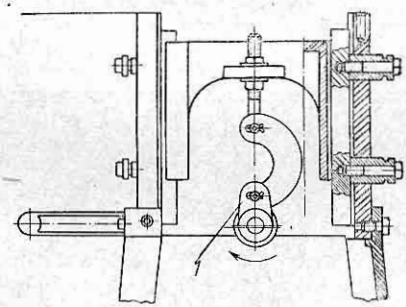
Фиг. 2288.

Фиг. 2287. Зажим для телеграфных проводов, закладываемых в прорезь *a*.

Фиг. 2288. Рычажный замок для удержания груза на наклонной плоскости. Ось качания рычага расположена выше силы, сдвигающей груз с наклонной плоскости.



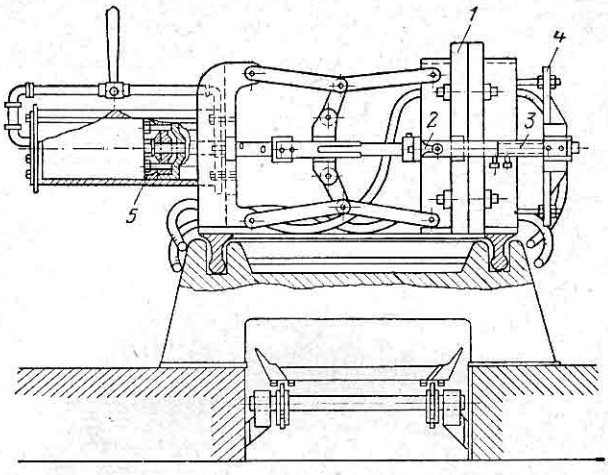
Фиг. 2289.



Фиг. 2290.

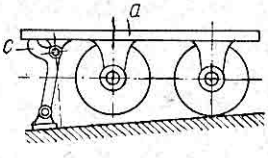
Фиг. 2289. Прижимной механизм ручной формовочной машины.

Фиг. 2290. Кривошипно-шатунный зажим формовочной машины с опускающимися моделями. Кривошип *1* может поворачиваться на 180°.

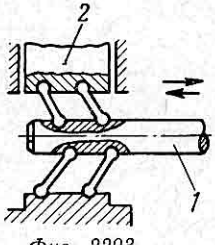


Фиг. 2291.

Фиг. 2291. Пневматический кокильный станок для отливки крупных деталей. Конструкция МВТУ. Подвижная половинка кокиля *1* посредством болтов *2* тянет за собой планку *3*, к которой прикреплен щиток *4* с толкателями. Толкатели заходят в неподвижную часть кокиля и выталкивают отливку. Механизм приводится в движение поршнем *5*.



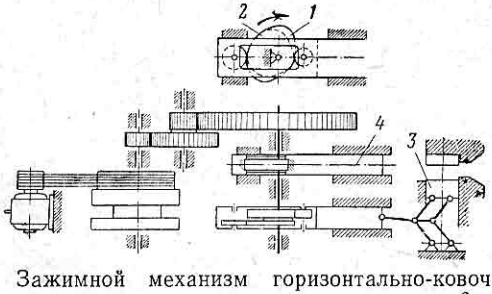
Фиг. 2292.



Фиг. 2293.

Фиг. 2292. Платформа *a* с грузом опирается на стойку *c*, расположенную так, что сила тяжести платформы запирает стойку в наклонном положении.

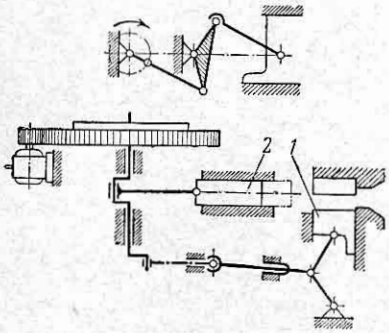
Фиг. 2293. Механизм с жестким замыканием. Применяется в холодно-высадочных прессах-автоматах для зажатия материала. При горизонтальном перемещении штанги *1* ползун *2* поднимается вверх и зажимает материал.



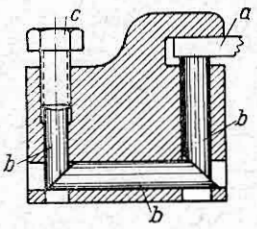
Фиг. 2294.

Фиг. 2294. Зажимной механизм горизонтально-ковочной машины. Обрабатываемая заготовка зажимается зажимным ползуном *3*, который получает дви-

жение (перпендикулярное движению центрального ползуна *4*) от кулачкового механизма с кулачками *1* и *2* (эскиз сверху). Применение механизма по фиг. 2293.



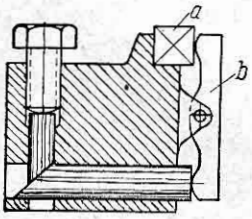
Фиг. 2295.



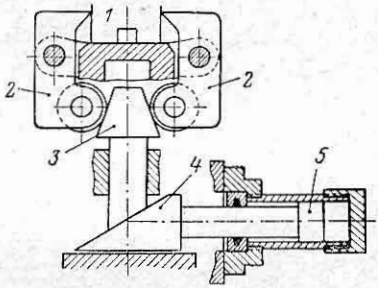
Фиг. 2296.

Фиг. 2295. Зажимной механизм горизонтально-ковочной машины. Зажимной ползун *1* получает возвратно-поступательное движение в направлении, перпендикулярном центральному ползуну *2*, от пространственного стержневого механизма.

Фиг. 2296. Зажимное устройство с применением взаимно перпендикулярных пальцев *b* с косыми срезами; *a* — зажимаемая деталь, *c* — зажимной винт.



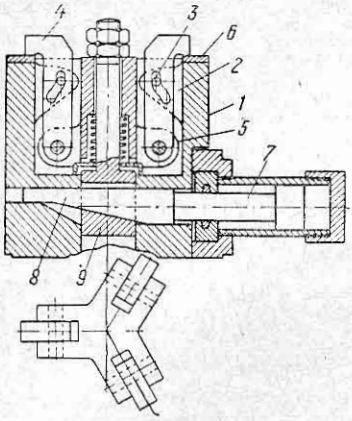
Фиг. 2297.



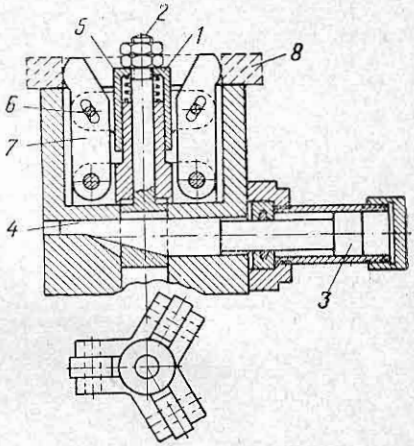
Фиг. 2298.

Фиг. 2297. Зажимное устройство, в котором один из торцевых клиньев заменен рычагом *b*; *a* — зажимаемая деталь.

Фиг. 2298. Гидравлический зажимной механизм с наружными прихватами. Деталь *1* фиксируется прихватами *2* вследствие перемещения клиньев *3* и *4* под действием поршня *5*.



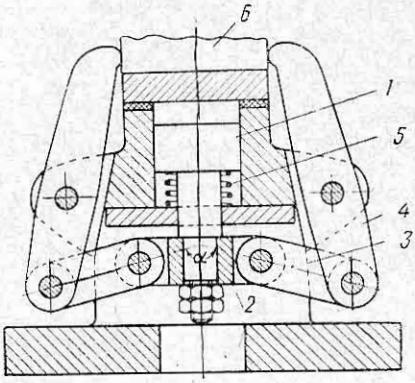
Фиг. 2299.



Фиг. 2300.

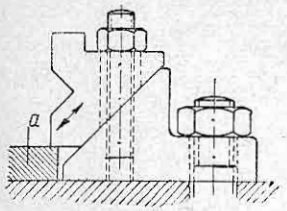
Фиг. 2299. Гидравлический зажимной механизм с внутренними прихватами. Внутри корпуса *1* имеются три двусторонних прилива *2* с неподвижными пальцами *3*. Прихваты *4*, шарнирно соединенные с траверсой *5* и направляемые пальцами *3*, прижимают кольцо — обрабатываемую деталь *6*. Механизм приводится в действие поршнем *7*, который через клин *8* передает движение штанге *9*.

Фиг. 2300. Гидравлический зажимной механизм с внутренними прихватами. Траверса *1* со штангой *2* перемещается вниз посредством поршня *3* с клином *4*, вверх — пружиной *5*. Неподвижные пальцы *6* траверсы *1* разводят прихваты *7*, прижимая их к обрабатываемой детали *8*.

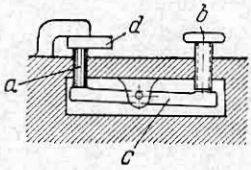


Фиг. 2301.

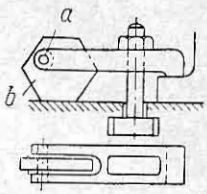
Фиг. 2301. Гидравлический зажимной механизм с наружными прихватами. Поршень *1* перемещается вниз под давлением масла, а вверх — силой упругости пружины *5*. Деталь *6* фиксируется прихватами *4*, которые соединены с поршнем *1* серьгами *3* посредством траверсы *2*.



Фиг. 2302.

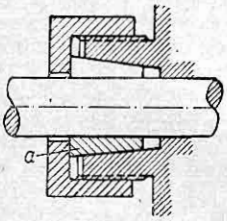


Фиг. 2303а.

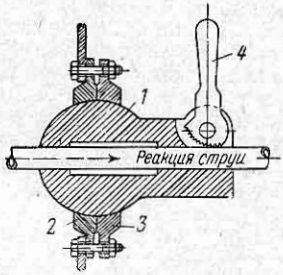


Фиг. 2303б.

Фиг. 2302. Клиновое приспособление для зажимания детали *a*.
Фиг. 2303а. Затяжка детали *d* винтом *b*, рычагом *c* и стержнем *a*.
Фиг. 2303б. Механизм затяжки, в котором при фиксации детали высота опоры регулируется поворотом шестигранника *b* относительно оси *a*.

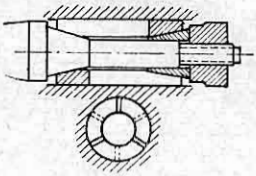


Фиг. 2304.

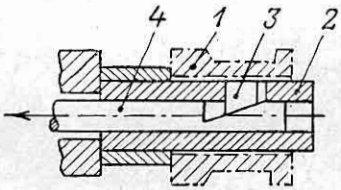


Фиг. 2305.

Фиг. 2304. Затяжка разрезным конусом *a*.
Фиг. 2305. Зажим для корпуса брандспойта. Шаровая поверхность корпуса *1* брандспойта устанавливается между двух шайб *2* и *3*. Брандспойт устанавливается в заданном положении при помощи рукоятки *4*.

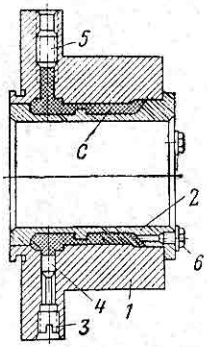


Фиг. 2306.



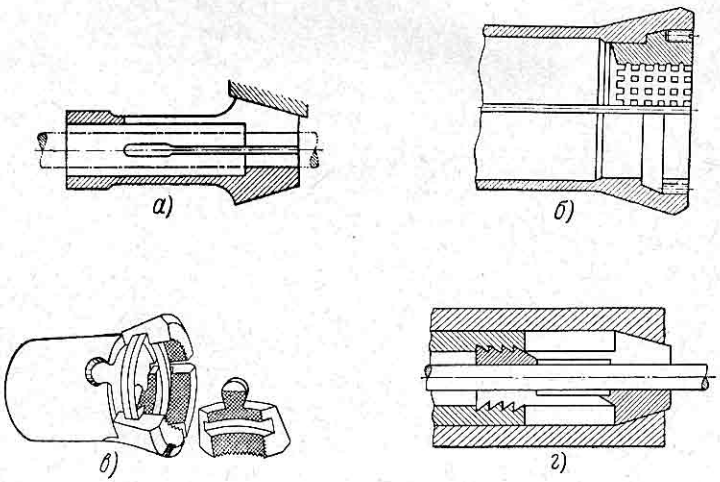
Фиг. 2307.

Фиг. 2306. Затяжка при помощи разрезной двойной конусной муфты, подтягиваемой гайкой.
Фиг. 2307. Оправка для колец. Кольцо *1* закрепляется на оправке *2* клином *3*, который перемещается в радиальном направлении при перемещении штанги *4* вдоль оси вала.



Фиг. 2308.

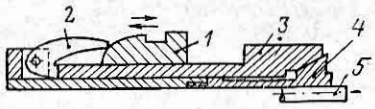
Фиг. 2308. Патрон с гидропластом. Пространство между корпусом *1* и зажимной втулкой *2* заполняется гидропластом *C*. Винты *6* герметически закрывают отверстия, через которые выходит воздух при заполнении свободного пространства упругой массой. Обрабатываемая деталь устанавливается в отверстие втулки *2*, винтом *3* перемещают плунжер *4*, сжимая упругую массу. Тонкая стенка втулки *2* деформируется и деталь надежно закрепляется. Винтом *5* регулируется предельное давление упругой массы.



Фиг. 2309.

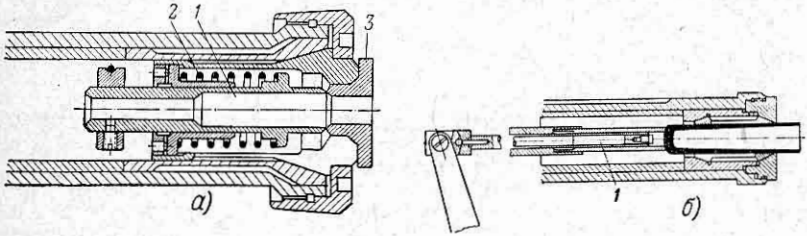
Фиг. 2309. Типы зажимных цанг.

а — цанга обычной, чаще всего применяющейся конструкции; *б* — цанга со сменными губками; *в* — цанга с плавающими губками; *г* — цанга с зажимом в двух местах.



Фиг. 2310.

Фиг. 2310. Жесткий зажим прутка цанговым механизмом. Перемещая зажимную муфту *1* влево, собачка *2*, упираясь своим коротким концом в торец полого вала *3*, зажимает цангой *4* пруток *5*.

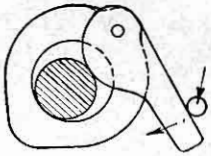


Фиг. 2311.

Фиг. 2311. Выталкиватели внутри цангового патрона.

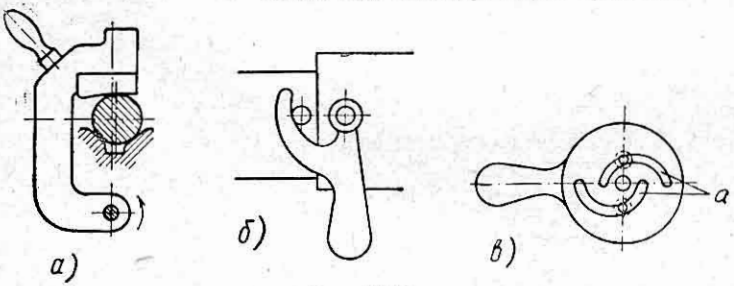
а — выталкиватель *1* сжимает пружину *2* при подаче заготовки *3* в цангу. После обработки детали цанга раскрывается и деталь выталкивается усилием сжатой пружины;

б — выталкиватель *1* изготовлен в виде круглого стержня, который в момент выталкивания детали приводится в движение от кулачкового механизма.



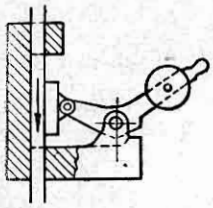
Фиг. 2312.

Фиг. 2312. Эксцентриковый зажим для цилиндрических предметов.

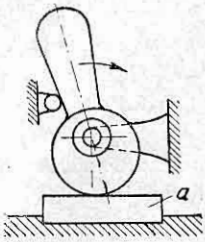


Фиг. 2313.

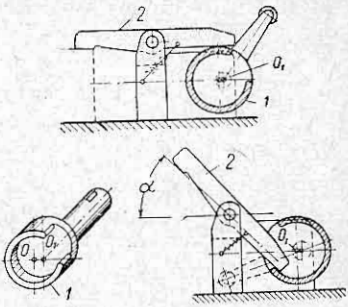
Фиг. 2313. *а* — зажим для круглых деталей; *б* — зажим в виде спирального клина; *в* — двойной спиральный самотормозящийся клин. Прорези *а* очерчены по спирали Архимеда. Применяется в механизме включения маточной гайки в токарных станках.



Фиг. 2314.



Фиг. 2315.

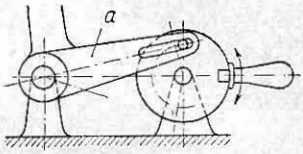


Фиг. 2316.

Фиг. 2314. Клиновой зажим с противовесом.

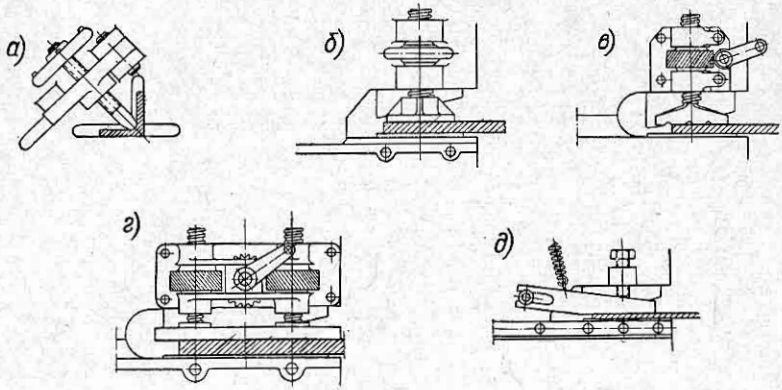
Фиг. 2315. Эксцентриковый замок для прижимания плиты *а*. Эксцентрик может быть заменен рычагом.

Фиг. 2316. Зажим с полым эксцентриком. Полый эксцентрик *1* имеет продольный паз, позволяющий прихвату *2* отклоняться на большой угол α. При зажиме детали кулачок вращается относительно оси, проходящей через O_1.



Фиг. 2317.

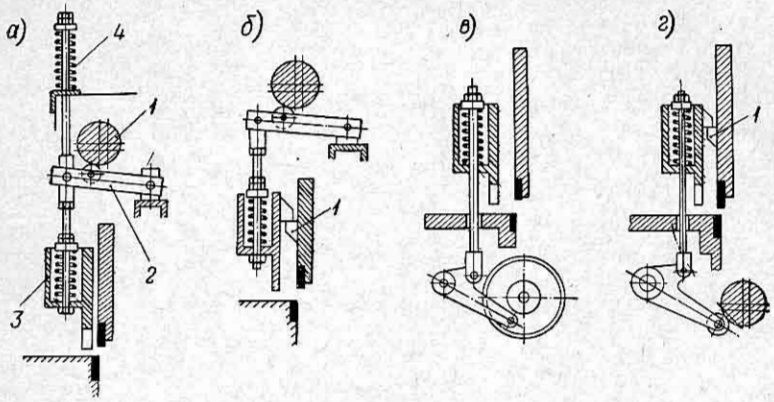
Фиг. 2317. Эксцентриковый замок, удерживающий рычаг *а* в требуемом положении.



Фиг. 2318.

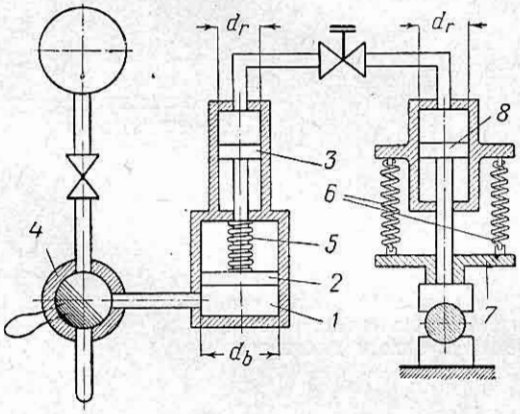
Фиг. 2318. Прижимы для ножниц.

а — винтовой прижим для уголкового железа; *б* — винтовой прижим для листового железа; *в* — червячно-винтовой прижим для листового железа; *г* — прижим со сдвоенной червячно-винтовой передачей; *д* — прижим листа при помощи винта и клина.



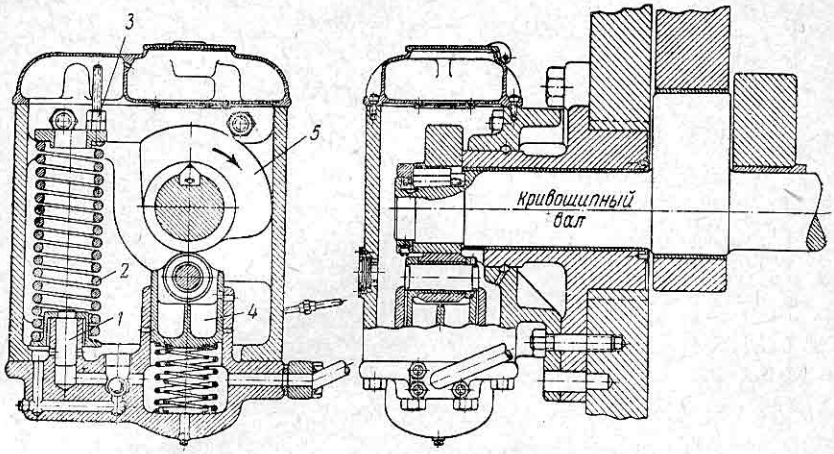
Фиг. 2319.

Фиг. 2319. Схемы прижимов для ножниц.
а — прижим для ножниц с верхним приводом. Кулачок *1*, вращаясь, нажимает на рычаг *2* и опускает прижим *3*. Сжатая при этом пружина *4* при холостом ходе ножа поднимает прижим вверх; *б* — прижим для ножниц с верхним приводом. Подъем прижима осуществляется приливом *1* ножевой балки; *в* — прижим для ножниц с нижним приводом. Подъем и опускание прижима осуществляются кулачковым механизмом; *г* — прижим для ножниц с нижним приводом. Подъем прижима осуществляется приливом *1* на ножевой балке.



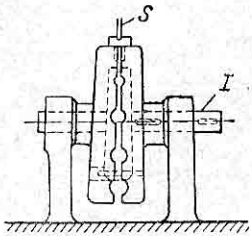
Фиг. 2320.

Фиг. 2320. Пневмо-гидравлический зажим. В полость *1* сдвоенного цилиндра подается сжатый воздух, который перемещает поршень *2* вместе с поршнем *3*. Полость цилиндра с поршнем *3* наполнена маслом и сообщается с цилиндром электрододержателя *7*. При повороте пробки крана *4* на угол 90° воздух из полости цилиндра *1* выходит в атмосферу, а поршни *2* и *8* устанавливаются в исходное положение пружинами *5* и *6*.

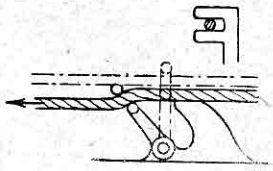


Фиг. 2321.

Фиг. 2321. Насос гидравлического прижима. Давление в сети механизма прижима создается перемещением поршня *4* вниз посредством кулачка *5*, движение которого связано с движением ножевой балки. При избытке давления в сети срабатывает предохранительный клапан с поршнем *1*, сжимая пружину *2*. Гайками *3* регулируется сила упругости пружины.



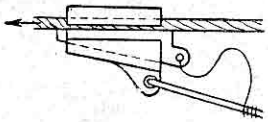
Фиг. 2322.



Фиг. 2323.

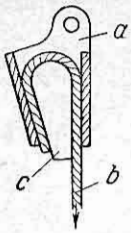
Фиг. 2322. Вращающееся приспособление для зажима небольших цилиндрических деталей. При вращении дисков шурупы подаются к круглой пиле *S*, прорезающей шлиц, и затем сбрасываются.

Фиг. 2323. Рычажный зажим для троса.

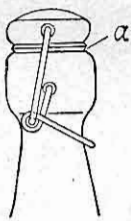


Фиг. 2324.

Фиг. 2324. Клиновой зажим для троса.



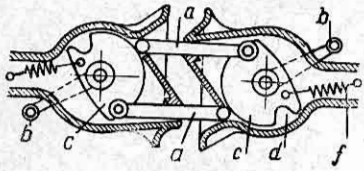
Фиг. 2325.



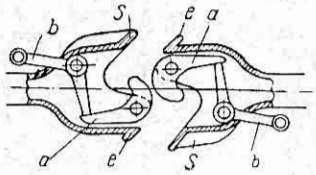
Фиг. 2326.

Фиг. 2325. Зажим конца троса в клиновидном ушке. В стальную втулку *a*, через которую проходит канат *b*, вставлена коническая оправка *c*, зажимающая канат.

Фиг. 2326. Замок бутылочной герметической пробки. *a* — упругая прокладка.



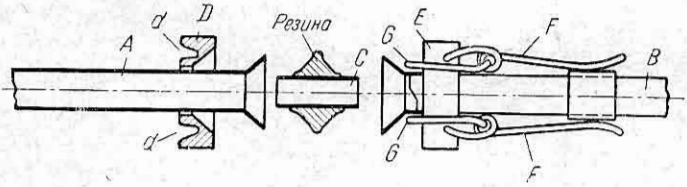
Фиг. 2327.



Фиг. 2328.

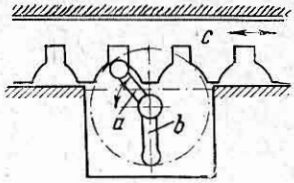
Фиг. 2327. Механизм автоматической сцепки вагонов. При сближении вагонов (сжиманием состава) стержни *a* поворачивают диски *c* и входят своими головками в вырезы *d*. Пружина *f* препятствует произвольному поворачиванию дисков *c* и нарушению сцепки. Для расцепления вагонов диски *c* поворачиваются рукояткой *b*.

Фиг. 2328. Механизм автоматической сцепки вагонов. При сближении вагонов крюки *a* (прижимаемые к рычагам *b* пружиной, не показанной на фигуре) заходят один за другой и защелкиваются. Кулачки *e* в момент сцепки скользят по наклонным поверхностям *S*. Пройдя поверхности *S*, кулачки заходят внутрь корпусов сцепных приборов и предохраняют тяговые крюки *a* от расцепления. Расцепление производится поворотом рычагов *b*.



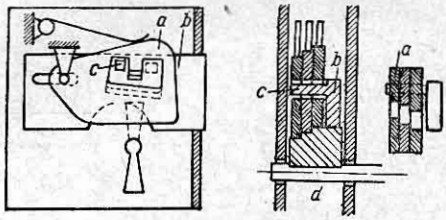
Фиг. 2329.

Фиг. 2329. Соединение трубок. На соединяемые трубки *A* и *B* надеваются шайбы *D* и *E*; концы трубок развальцовываются. Между трубками прокладывается патрубок *C* с резиновым кольцом. Петли *G* замка заводятся в углубления *d* шайбы *D*. Рычаги *F* замыкают соединение.



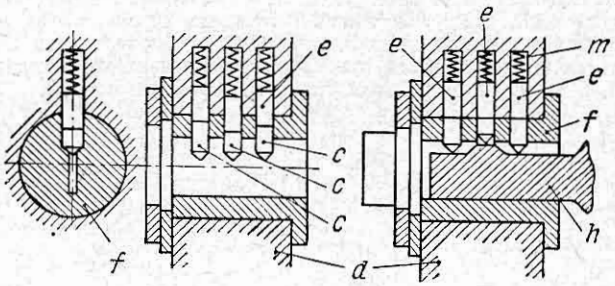
Фиг. 2330.

Фиг. 2330. Ригельный замок. Ригель *c* выдвигается несколькими поворотами ключа *a*, бородки которого последовательно входят в вырезы на ригеле; *b* — отверстие для ключа.



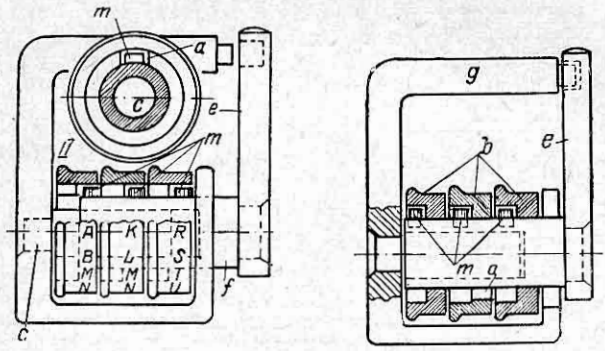
Фиг. 2331.

Фиг. 2331. Замок с тремя цугелями. Ригель *b* имеет штифт *c*, который заходит в вырезы в цугелях *a*. Профили цугелей делаются разными; соответственно им профилируется бородка ключа. При повороте ключа *d* все цугели поднимаются одновременно так, что штифт *c* при движении ригеля свободно перемещается в прорези цугелей.



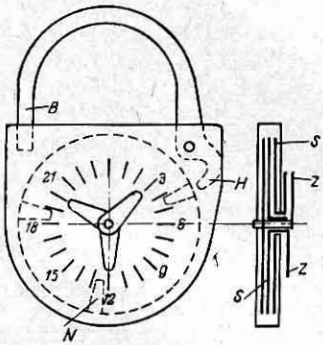
Фиг. 2332.

Фиг. 2332. «Американский» замок. Цилиндрический ригель *f*, вращающийся в корпусе *d*, снабжен несколькими радиальными каналами, совпадающими с каналами корпуса при определенном положении ригеля, в который вставлены стержни *c* различной длины и стержни *e* одинаковой длины, поджимаемые пружинами *m*. Повернуть ригель и связанный с ним ключ *h* можно лишь тогда, когда бородка ключа установит стержни, как показано на правой схеме.

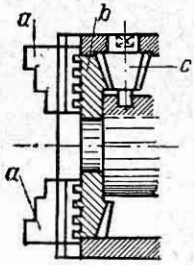


Фиг. 2333.

Фиг. 2333. Висячий замок «с секретом». К дужке *g* замка приклепан стержень *c*, на котором надеты свободно вращающиеся кольца *b* с внутренней расточкой и прорезями *a* и буквами или цифрами на наружной поверхности. Полый стержень *f*, приклепанный к пластине *e*, снабжен выступами *m*, входящими в прорези *a*. Поворотом кольца *b* в разные стороны замок запирается и может быть открыт только в том случае, если, зная «секрет», установить кольцо так, чтобы все выступы *m* оказались против прорезей *a*.



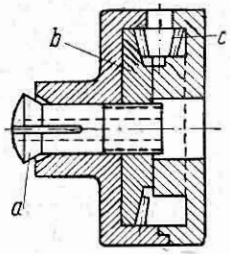
Фиг. 2334.



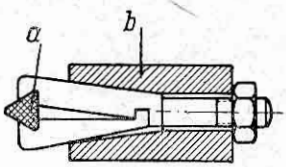
Фиг. 2335.

Фиг. 2334. Висячий замок «с секретом». В корпусе замка имеются шайбы *S*, вращающиеся на общей оси. К каждой шайбе прикреплена стрелка *Z*; на наружной поверхности корпуса нанесены деления с цифрами (или буквами). В каждой из шайб *S* имеются радиальные вырезы *N*, в которые может заходить хвост *H* дужки *B* замка. Для отпирания замка необходимо установить стрелки *Z* на такие деления, чтобы вырезы всех шайб *S* одновременно заняли положение, при котором хвост *H* может заходить в вырезы.

Фиг. 2335. Механизм передвижения кулачков патрона токарного станка. Кулачки *a*, перемещающиеся в радиальных пазах, входят своими зубьями в нарезку на диске *b*, выполненную по архимедовой спирали. Вращая ключом коническое зубчатое колесо *c*, поворачивают диск *b* и сближают (или раздвигают) кулачки. Недостатком механизма является быстрый износ спиральной нарезки вследствие плохого контакта между кулачком и спиральным пазом.



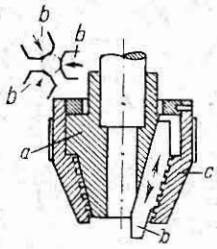
Фиг. 2336.



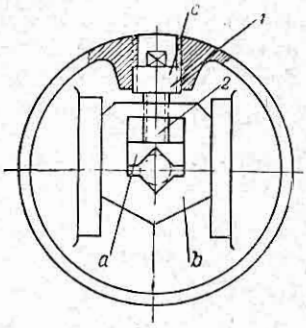
Фиг. 2337.

Фиг. 2336. Патрон токарного станка для зажимания цанг. Цанга *a* представляет собой полый цилиндр, на одном конце которого имеется коническая головка с прорезями, а на другом — резьба. С помощью зубчатых колес *b* и *c* ввертывают цангу в патрон, зажимая заложенную в цангу обрабатываемую деталь.

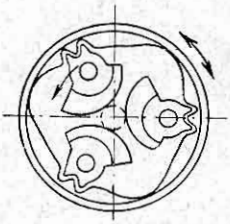
Фиг. 2337. Зажим токарного резца *a* клиновой втулкой *b* и натяжным винтом.



Фиг. 2338.



Фиг. 2339.



Фиг. 2340.

Фиг. 2338. Патрон для сверл. В теле *a* патрона имеются прорези, в которые закладываются щечки *b*, зажимающие сверло. Щечки имеют коническую нарезку. Такая же нарезка имеется на внутренней стороне чашки *c*. Вращая чашку *c*, сближают или удаляют щечки от центра патрона.

Фиг. 2339. Патрон для цилиндрических тел. Обрабатываемая деталь зажимается в плашках *a* и *b*. Винт *c* одновременно приближает или удаляет плашки *a* и *b*, так как шаг правой нарезки *2* вдвое больше шага левой нарезки *1*.

Фиг. 2340. Трехкулачковый фрикционный быстродействующий зажимной патрон для сверл.

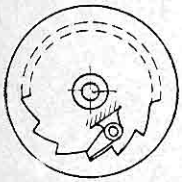
СТОПОРЫ И ФИКСАТОРЫ

При выполнении различных операций в машинах может встретиться необходимость фиксировать отдельные звенья или механизмы в определенном положении, с тем чтобы в свое время их можно было освободить и привести в движение. Стопоры и фиксаторы, применяемые для этой цели, устраняют возможность перемещения деталей под действием сил тяжести или других сил, как это имеет место, например, в грузоподъемных механизмах, или самопроизвольного перемещения вследствие сотрясений, которыми неизбежно сопровождается работа машины.

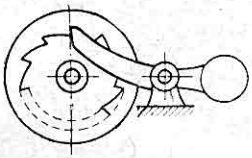
Блок зубчатых колес в коробке скоростей должен быть зафиксирован при всех позициях, т. е. во включенном и в выключенном положениях. Отсутствие фиксации положения блока во включенном состоянии может привести к самопроизвольному выключению его или частичному смещению, когда зубья будут работать не по всей длине. Ни то ни другое явление не допускается, следовательно, положение блока должно быть зафиксировано.

В качестве фиксаторов применяются храповые колеса с собачками различного вида, западающие шарики и пальцы, клинья, фрикционные приспособления и др. Фиксаторы могут быть двусторонне и односторонне действующими; фиксация, кроме того, может быть жесткой и ограниченной. В последнем случае действие фиксатора прекращается по достижении силы, приводящей в движение фиксируемую систему, определенного значения.

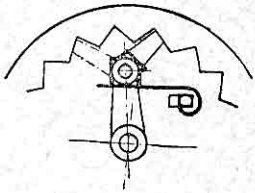
В работе машин, имеющих сложные механизмы управления, весьма существенное значение имеет фиксация относительного расположения органов управления (блокировка), позволяющая приводить в движение звенья лишь в определенной последовательности, исключающей возможность поломки от неправильного включения.



Фиг. 2341.



Фиг. 2342.

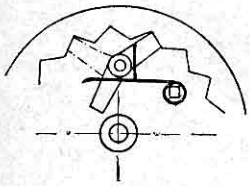


Фиг. 2343.

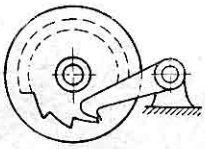
Фиг. 2341. Внутренняя собачка, западающая под действием собственного веса.

Фиг. 2342. Внутренняя собачка с внешней опорой и контргрузом.

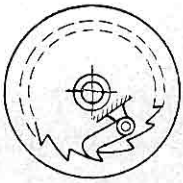
Фиг. 2343. Внутренняя перекидная пружинная собачка.



Фиг. 2344.



Фиг. 2345.

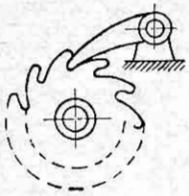


Фиг. 2346.

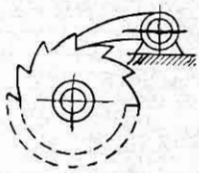
Фиг. 2344. Внутренняя перекидная собачка.

Фиг. 2345. Обратная внутренняя собачка с внешней опорой, западающая под действием собственного веса.

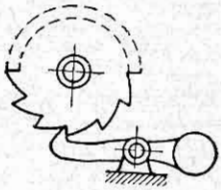
Фиг. 2346. Обратная внутренняя собачка, западающая под действием собственного веса.



Фиг. 2347.



Фиг. 2348.

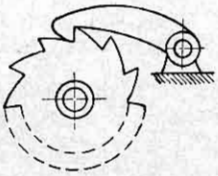


Фиг. 2349.

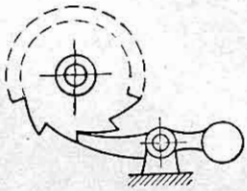
Фиг. 2347. Подрезка зуба храпового колеса для предохранения собачки от выпадения из зуба при толчках. Изготовление такого храпового колеса представляет известную сложность.

Фиг. 2348. Падающая собачка.

Фиг. 2349. Обратная собачка с контргрузом.



Фиг. 2350.



Фиг. 2351.



Фиг. 2352.

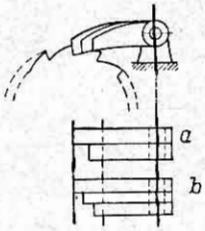
Фиг. 2350. Обратная собачка.

Фиг. 2351. Двуплечая собачка с контргрузом.

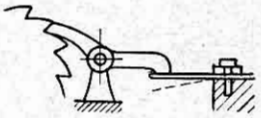
Фиг. 2352. Дифференциальная собачка для фиксирования подачи при повороте храпового колеса на угол, соответствующий половине шага.



Фиг. 2353.



Фиг. 2354.

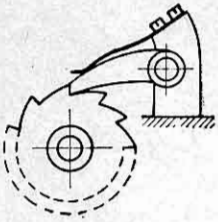


Фиг. 2355.

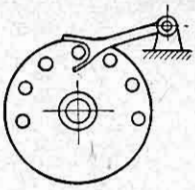
Фиг. 2353. Дифференциальная собачка, состоящая из трех собачек; подача на $^1/_3$ шага зуба.

Фиг. 2354. Дифференциальная собачка с собачками на общей оси: *a* — сдвоенная собачка, *b* — строенная.

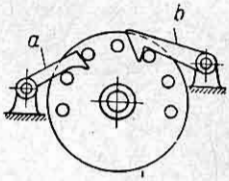
Фиг. 2355. Двуплечая собачка с плоской пружиной.



Фиг. 2356.



Фиг. 2357.

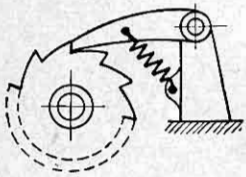


Фиг. 2358.

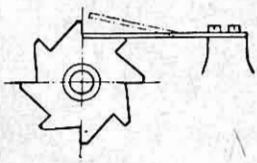
Фиг. 2356. Собачка с плоской пружиной.

Фиг. 2357. Вильчатая собачка для храпового колеса с цевками, равномерно расположенными на торце колеса.

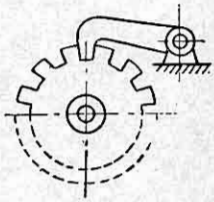
Фиг. 2358. Собачки для храпового колеса с цевками. *a* — прямая собачка; *b* — обратная собачка.



Фиг. 2359.



Фиг. 2360.

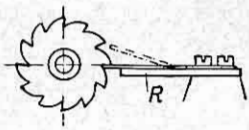


Фиг. 2361.

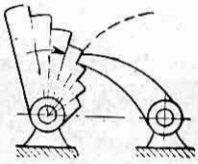
Фиг. 2359. Собачка, фиксирующая храповое колесо с помощью цилиндрической пружины.

Фиг. 2360. Тангенциальная собачка. Роль собачки выполняет плоская пружина.

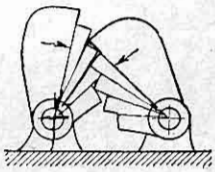
Фиг. 2361. Стопор с собачкой трапецевидного профиля.



Фиг. 2362.



Фиг. 2363.

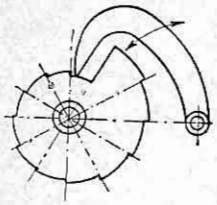


Фиг. 2364.

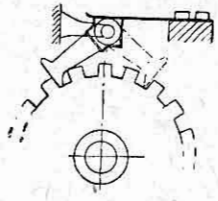
Фиг. 2362. Радиальная пружинная собачка с поддерживающей пластинкой *R* для увеличения жесткости пружины.

Фиг. 2363. Ступенчатый храповой сектор с собачкой.

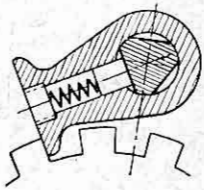
Фиг. 2364. Спаренные храповые секторы, из которых один служит храповиком, а другой — собачкой.



Фиг. 2365.



Фиг. 2366.

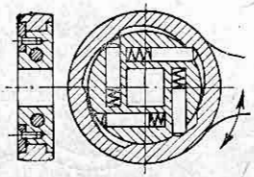


Фиг. 2367.

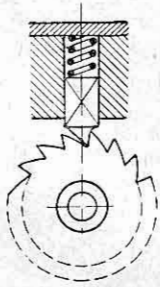
Фиг. 2365. Спиральное храповое колесо с собачкой.

Фиг. 2366. Перекидная пружинная собачка, фиксируемая в двух положениях с помощью плоской пружины.

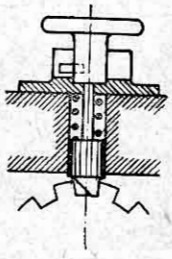
Фиг. 2367. Перекидная собачка с внутренней пружиной и стопором, фиксирующим собачку в трех положениях. Впадина зуба храпового колеса — трапецевидного профиля.



Фиг. 2368.



Фиг. 2369.

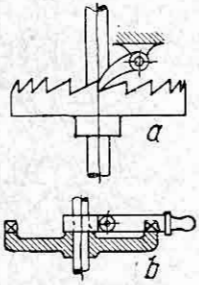


Фиг. 2370.

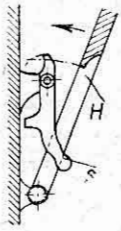
Фиг. 2368. Цилиндрические собачки ключа-трещотки, заклинивающие диск относительно наружного кольца при движении рукоятки по часовой стрелке.

Фиг. 2369. Радиальная призматическая собачка со спиральной пружиной.

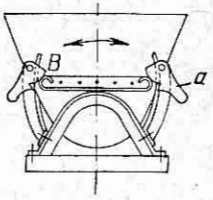
Фиг. 2370. Поворачивающаяся радиальная собачка с пружиной. Профиль впадины храпового колеса — трапецевидный.



Фиг. 2371.



Фиг. 2372.

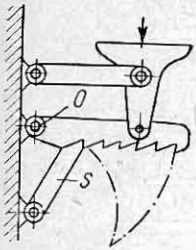


Фиг. 2373.

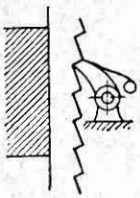
Фиг. 2371. Торцевое храповое колесо: *a* — с падающей собачкой; *b* — с закладным упором.

Фиг. 2372. Маятниковая собачка *S* для стопорения рычага *H*, в котором предусмотрено гнездо для западания собачки.

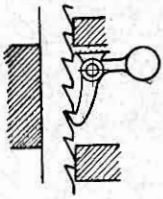
Фиг. 2373. Маятниковая собачка *a*, используемая для удержания в горизонтальном положении опрокидывающейся вагонетки *B*.



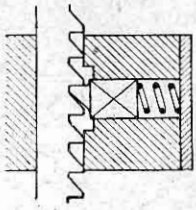
Фиг. 2374.



Фиг. 2375.

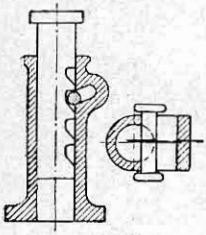


Фиг. 2376.

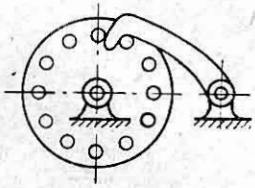


Фиг. 2377.

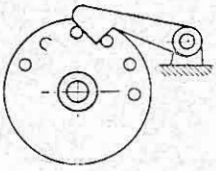
Фиг. 2374. Храповая собачка *S* для фиксации рейки, вращающейся вокруг оси *O*.
Фиг. 2375. Реечная собачка с пружиной.
Фиг. 2376. Реечная обратная собачка с контргрузом.
Фиг. 2377. Реечная призматическая собачка с пружиной.



Фиг. 2378.

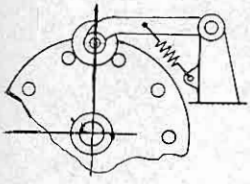


Фиг. 2379.

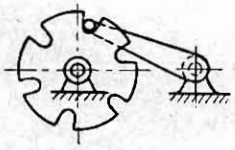


Фиг. 2380.

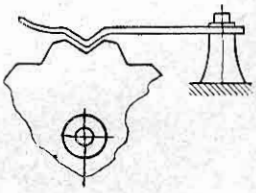
Фиг. 2378. Круглая реечная собачка-валик.
Фиг. 2379. Стопор для колеса с цевками.
Фиг. 2380. Фиксатор для колеса с цевками.



Фиг. 2381.

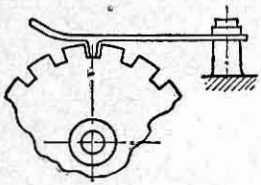


Фиг. 2382.

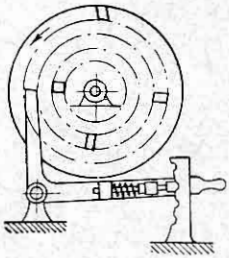


Фиг. 2383.

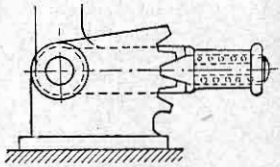
Фиг. 2381. Фиксатор с роликом и пружиной для колеса с цевками.
Фиг. 2382. Стопор с торцевым пальцем, диаметр которого соответствует ширине впадин колеса.
Фиг. 2383. Пружинный фиксатор с плоской пружиной, изогнутой по профилю впадины колеса.



Фиг. 2384.



Фиг. 2385.

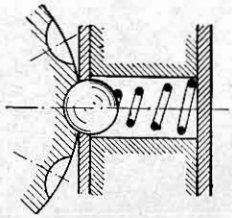


Фиг. 2386.

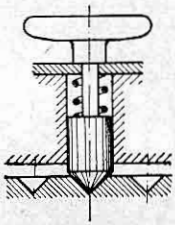
Фиг. 2384. Пружинный стопор.

Фиг. 2385. Переставной упор для поворачивающегося диска, устанавливающегося в четырех положениях.

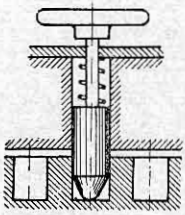
Фиг. 2386. Рычажный стопор с пружиной.



Фиг. 2387.



Фиг. 2388.

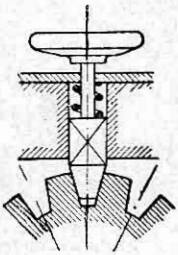


Фиг. 2389.

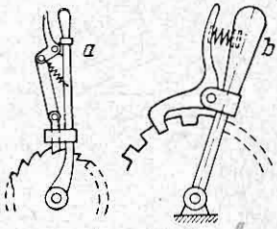
Фиг. 2387. Шариковый фиксатор с пружиной. Изготовление диска со сферическими впадинами затруднительно. Целесообразно делать полуцилиндрические канавки.

Фиг. 2388. Конический фиксатор для рейки.

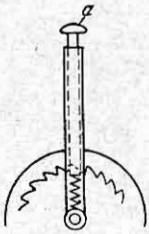
Фиг. 2389. Цилиндрический стопор для рейки.



Фиг. 2390.



Фиг. 2391.

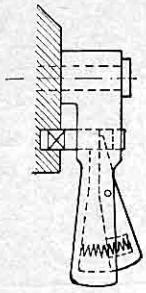


Фиг. 2392.

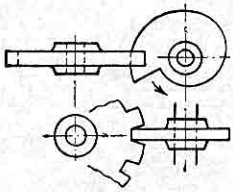
Фиг. 2390. Клиновой радиальный стопор с пружиной.

Фиг. 2391. Фиксаторы рукоятки: *a* — с остроугольными зубьями; *b* — с прямоугольными зубьями.

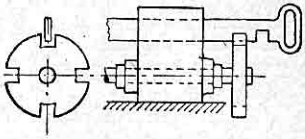
Фиг. 2392. Фиксатор рукоятки для колеса с внутренним храповым зубчатым венцом. На стержне *a* имеется фиксирующая собачка.



Фиг. 2393.

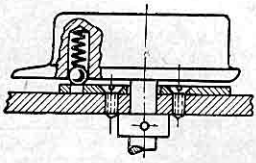


Фиг. 2394.

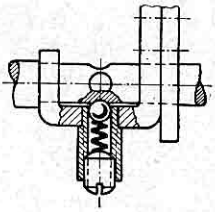


Фиг. 2395.

Фиг. 2393. Фиксатор рукоятки с квадратом на цилиндрическом стержне.
Фиг. 2394. Спиральный засов.
Фиг 2395. Осевой засов с направляющей тягой.

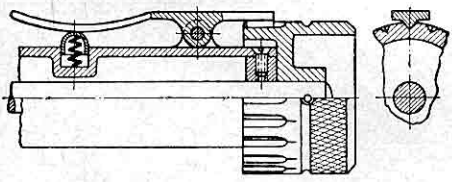


Фиг. 2396.

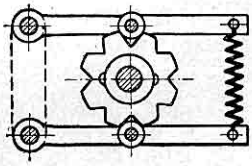


Фиг. 2397.

Фиг. 2396. Шариковый стопор с пружиной.
Фиг. 2397. Шариковый стопор с пружиной, допускающий регулировку нажатия.

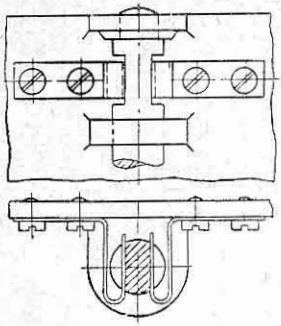


Фиг. 2398.

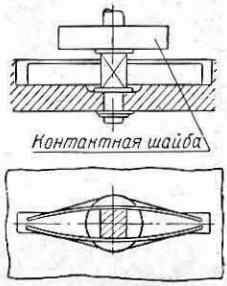


Фиг. 2399.

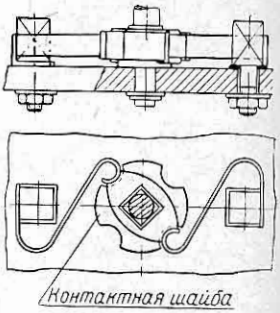
Фиг. 2398. Запор с шарнирной защелкой, применяемый для установки окуляра микроскопа.
Фиг. 2399. Гребенчатый фиксатор с двумя защелками. Ось колеса разгружена от давления, производимого защелкой.



Фиг. 2400.

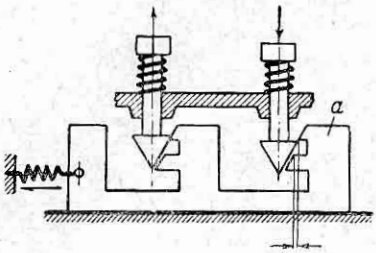


Фиг. 2401.

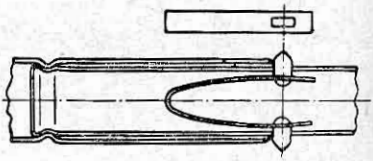


Фиг. 2402.

Фиг. 2400—2402. Двусторонние пружинные фиксаторы радиального действия, применяемые в электроаппаратуре.



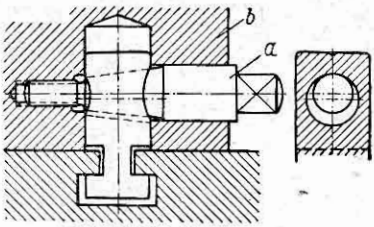
Фиг. 2403.



Фиг. 2404.

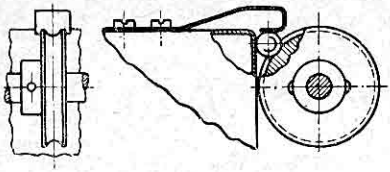
Фиг. 2403. Механизм для стопорения и блокировки кнопок. Запирающим органом служит рейка *a*, движущаяся поступательно. При включении одной из кнопок запорная рейка переместится вправо, затем под действием пружин отскочит назад, удерживая штифт кнопки. При нажатии второй кнопки первая освободится, так как рейка сдвинется.

Фиг. 2404. Пружинный запор, применяемый в складном штативе, состоящем из металлических трубок. При нажатых пуговках штатив складывается.



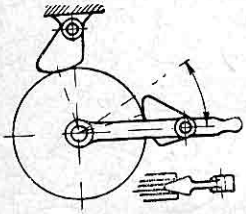
Фиг. 2405.

Фиг. 2405. Фрикционный стопор. Палец, входящий в Т-образный паз стола, имеет коническое отверстие, ось которого смещена относительно оси стопора *a*; поворотом стопора *a* плита *b* притягивается к столу.

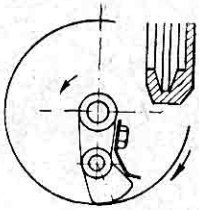


Фиг. 2406.

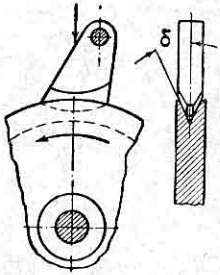
Фиг. 2406. Шариковый фрикционный стопор, в котором шарик прижимается плоской пружиной к диску с желобком.



Фиг. 2407.



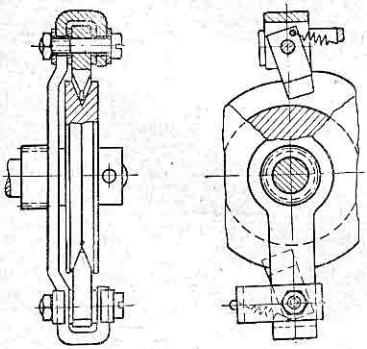
Фиг. 2408.



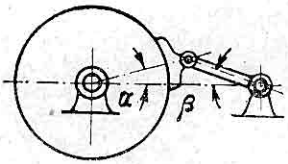
Фиг. 2409.

Фиг. 2407—2408. Фрикционные собачки внешнего (фиг. 2407) и внутреннего (фиг. 2408) трения, допускающие останов колеса в любом положении.

Фиг. 2409. Собачка соприкасается с диском клиновидными поверхностями. Если угол клина 2δ, то трение по сравнению с плоской фрикционной собачкой возрастает в отношении $\frac{1}{\sin\delta}$.



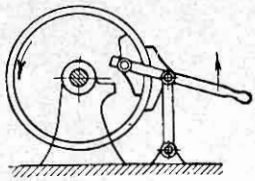
Фиг. 2410.



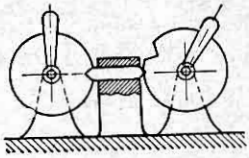
Фиг. 2411.

Фиг. 2410. Двусторонний фрикционный останов с клиновой поверхностью у колеса. Наличие двух кулачков разгружает ось ролика.

Фиг. 2411. Зажим с колодкой; угол α должен быть меньше угла β трения. В противном случае колодка не будет тормозить и колесо начнет проскальзывать.



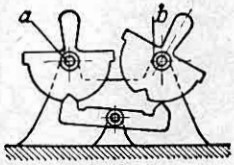
Фиг. 2412.



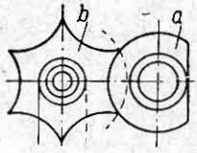
Фиг. 2413.

Фиг. 2412. Двусторонний фрикционный зажим, действующий на внешнюю и внутреннюю поверхности обода колеса одновременно с помощью одной рукоятки.

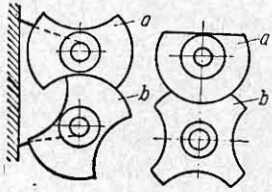
Фиг. 2413. Стержневой стопор для попеременного стопорения одного из двух дисков. Применяется при значительном расстоянии между осями колес, а также в качестве блокировочного устройства в зубчатых коробках скоростей.



Фиг. 2414.



Фиг. 2415.

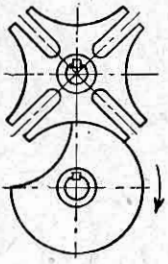


Фиг. 2416.

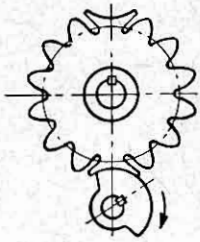
Фиг. 2414. Рычажный стопор для попеременного стопорения двух секторов *a* и *b*. Пригоден при небольшом расстоянии между осями секторов. Применяется в качестве блокировочного устройства.

Фиг. 2415. Дисковый запор *a* для звездочки *b*. Радиус запирающего диска при неизменном межцентровом расстоянии зависит от числа зубьев звездочки.

Фиг. 2416. Взаимостопорящие детали. На левом эскизе каждая из деталей *a* и *b* может быть как рабочим органом, так и затвором. На правом эскизе *a* — затвор, *b* — рабочий орган. Применяется в качестве блокировочного устройства.



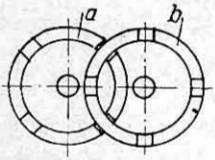
Фиг. 2417.



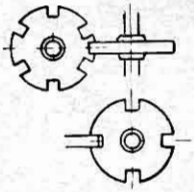
Фиг. 2418.

Фиг. 2417. Механизм фиксации мальтийского креста посредством запорной дуги.

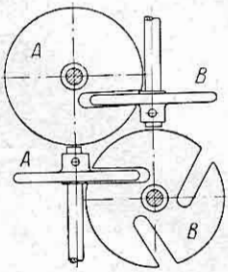
Фиг. 2418. Механизм фиксации колеса цевочного механизма при помощи запорной дуги.



Фиг. 2419.



Фиг. 2420.

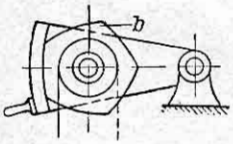


Фиг. 2421.

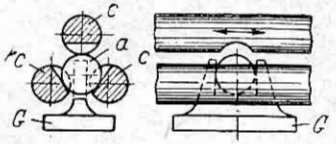
Фиг. 2419. Взаимостопорящие колеса. Цилиндры *a* и *b* имеют по образующей вырезы, в которые заходит другой цилиндр. Каждый из цилиндров может быть как рабочим органом, так и затвором. Применяются в качестве блокировочного устройства.

Фиг. 2420. Взаимостопорящие колеса с взаимно перпендикулярными осями. Ширина пазов соответствует ширине колес.

Фиг. 2421. Дисковый стопор. Два диска могут вращаться только проходя прорезы сопряженного диска. Диск *A* может быть повернут только при трех фиксированных положениях диска *B*.



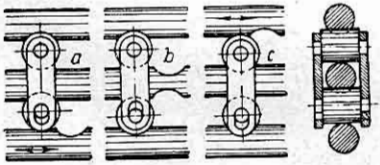
Фиг. 2422.



Фиг. 2423.

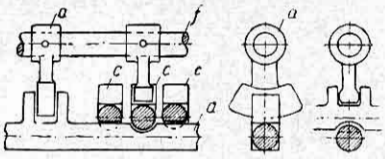
Фиг. 2422. Рычажный запор для звездочки. Звездочка *b* имеет грани, представляющие собой участки цилиндрической поверхности.

Фиг. 2423. Шариковый запор для трех штанг, оси которых расположены по окружности. Запирающий шарик *a* свободно лежит в выемке станины *G*. Запираемые штанги *c* имеют вырезы под шарик. Шарик освобождает какую-либо одну из трех штанг в тот момент, когда он попадает одновременно в вырезы двух других.



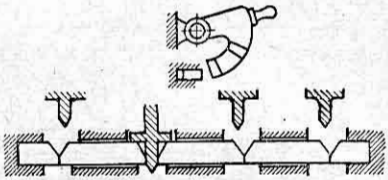
Фиг. 2424.

Фиг. 2424. Роликовый запор для трех штанг, расположенных в одной плоскости. Обойма роликов укрепляется в станине (на фигуре не показана) и снабжена проушиной, допускающей перемещение нижнего ролика. В положении *a* свободна нижняя штанга, в положении *b* — средняя, в положении *c* — верхняя.

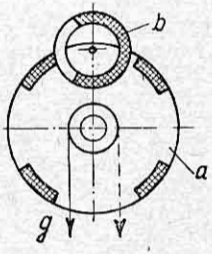


Фиг. 2425.

Фиг. 2425. Запор для штанг. Запирающая штанга *d*, снабженная вырезами, перемещается с помощью тяги *f* и рычага *a* и освобождает одну из штанг *c*, против которой расположится вырез запирающей штанги; остальные штанги в это время заперты.



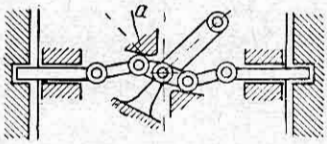
Фиг. 2426.



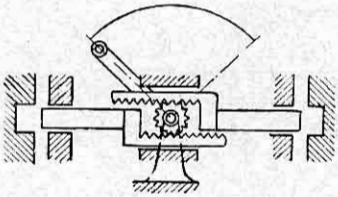
Фиг. 2427.

Фиг. 2426. Клиновые запоры для качающихся рычагов. В рабочее положение может быть переведен лишь один из качающихся рычагов. Применяются в качестве блокировочного устройства.

Фиг. 2427. Цилиндрический затвор: *a* — рабочий орган; *b* — затвор.



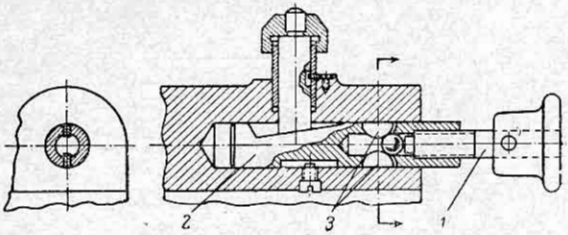
Фиг. 2428.



Фиг. 2429.

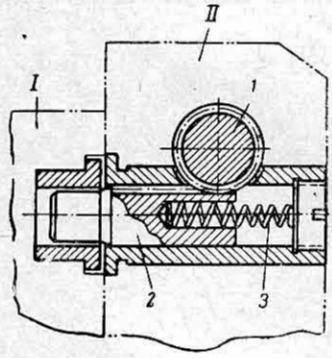
Фиг. 2428. Двойной засов с рычажно-шарнирным приводом с ограничивающим упором *a*.

Фиг. 2429. Двойной засов с реечно-шестеренным приводом. Поворотом рукоятки запираются одновременно обе детали.

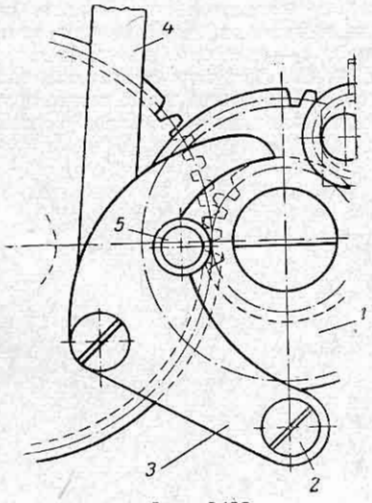


Фиг. 2430.

Фиг. 2430. Фиксатор с замком. Передвижением стержня *1* плунжер *2* устанавливается в надлежащее положение, в котором фиксируется поворотом винта. Винт шариком разжимает шпонки *3*.



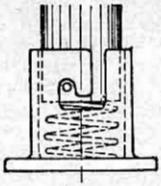
Фиг. 2431.



Фиг. 2432.

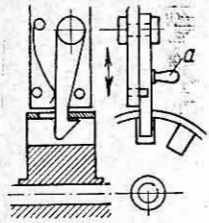
Фиг. 2431. Фиксатор реечного типа. Поворотом зубчатого колеса *1* палец *2* фиксирует положение детали *II* относительно детали *I* и с помощью пружины *3* удерживается в заданном положении.

Фиг. 2432. При вращении колеса *1* по часовой стрелке палец *5* продвигает серпообразный стопор *3*, вращающийся вокруг оси *2*. Стопор западает с помощью тяги *4*, находящейся под действием пружины.

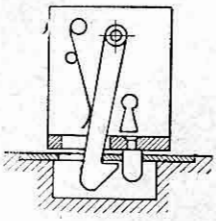


Фиг. 2433.

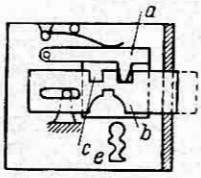
Фиг. 2433. Байонетный замок. Применяется в стрелковом оружии и электролампах.



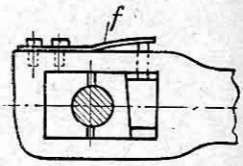
Фиг. 2434.



Фиг. 2435.



Фиг. 2436а.



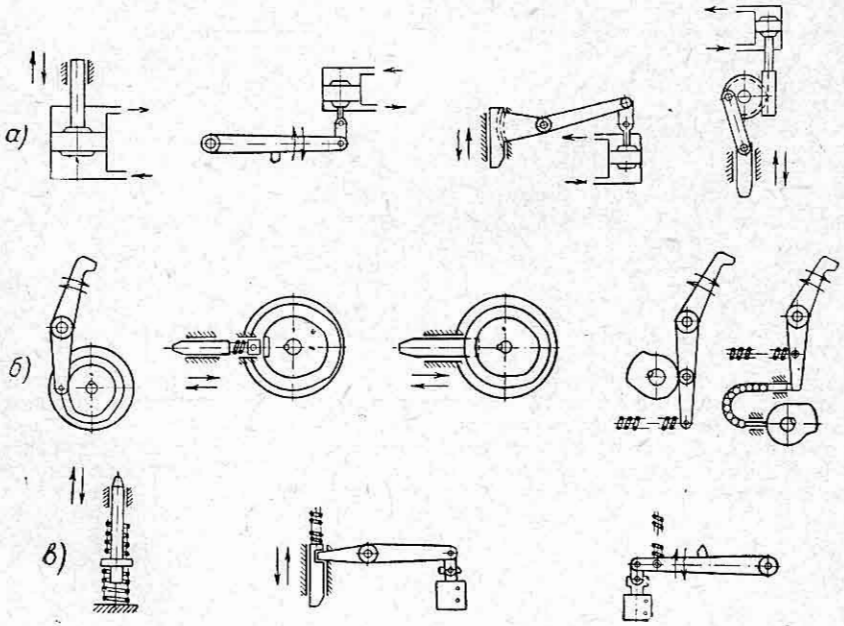
Фиг. 2436б.

Фиг. 2434. Защелка, открываемая поворотом рукоятки *а*.

Фиг. 2435. Защелка, открываемая ключом.

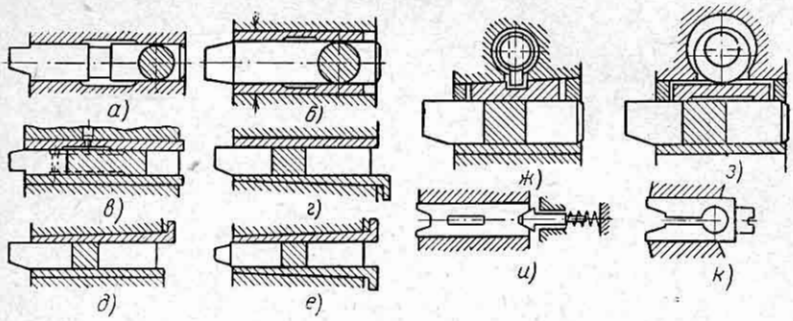
Фиг. 2436а. Простой (одноцугельный) замок. При повороте ключа защелка (цугель) *а* приподнимается и ключ передвигает ригель *b*, после чего выступ защелки *а* западает в выемку *с* ригеля. Защелка *а* прижимается к ригелю пружиной; *е* — отверстие для ключа.

Фиг. 2436б. Автоматическая установка самотормозящегося клина посредством пружины *f*. При ослаблении зажима клин вдвигается пружиной. Обратное самопроизвольное движение клина невозможно, так как угол клина меньше угла трения.



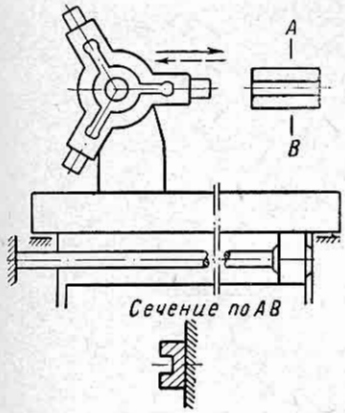
Фиг. 2437.

Фиг. 2437. Схема механизма ввода и вывода фиксаторов.
а — гидро- или пневмоцилиндром; *б* — кулачком; *в* — соленоидом с пружиной.



Фиг. 2438.

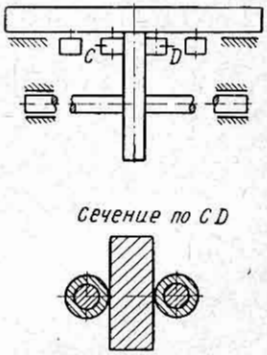
Фиг. 2438. Направляющие фиксаторов.
а — цилиндрический фиксатор с направлением в корпусе; *б* — то же с направлением во втулке; *в* — призматический фиксатор без регулирования зазора; *г* и *д* — то же с регулированием зазора клином; *е* — то же с регулированием зазора двумя клиньями; *ж* и *з* — призматические фиксаторы с затяжкой; *и* — призматический заклинивающийся фиксатор; *к* — цилиндрический заклинивающийся фиксатор.



Фиг. 2439.

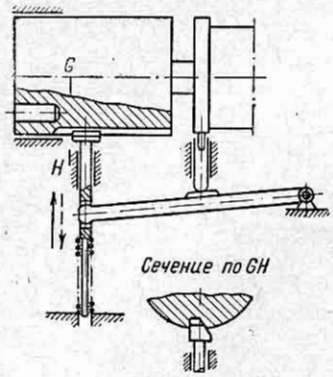


Фиг. 2440.

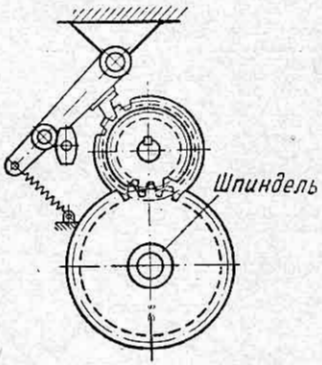


Фиг. 2441.

Фиг. 2439. Поступательно движущийся фиксатор. В момент фиксации фиксатор входит в паз стойки, неподвижно закрепленной на станине.
Фиг. 2440. Механизм с непрерывно вращающимся коническим роликовым фиксатором для фиксации многопозиционных легконагруженных столов. Вращающийся диск *1* с коническими боковыми поверхностями входит в соприкосновение с парой конических роликов, свободно вращающихся на осях, закрепленных в столе *2*. Износ фиксатора компенсируется смещением оси фиксатора. Точность фиксации вследствие износа роликов невелика.
Фиг. 2441. Механизм фиксатора по схеме фиг. 2440. Фиксатор и фиксирующие ролики цилиндрической формы.



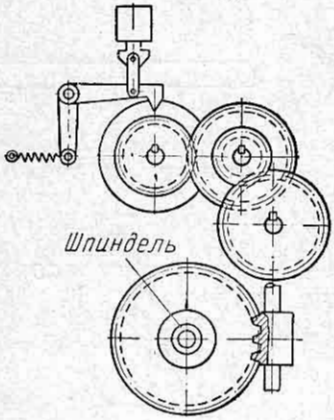
Фиг. 2442.



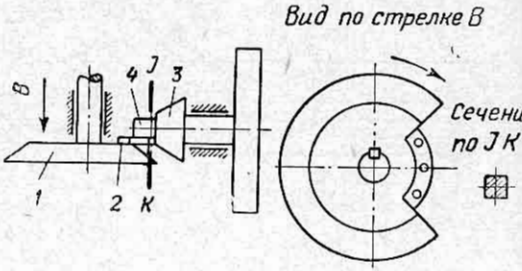
Фиг. 2443.

Фиг. 2442. Фиксатор с односторонней клиновой поверхностью. Ввод фиксатора — пружиной, вывод — кулачком. Применяется для фиксации револьверной головки. Во время подачи головки фиксатор не выключается.

Фиг. 2443. Качающийся фиксатор. Делительный диск закреплен на промежуточном валу. Точность фиксации несколько увеличивается за счет передаточного отношения и уменьшается благодаря зазору между зубьями, износу эвольвентных фиксирующих поверхностей и невозможности компенсации износа.



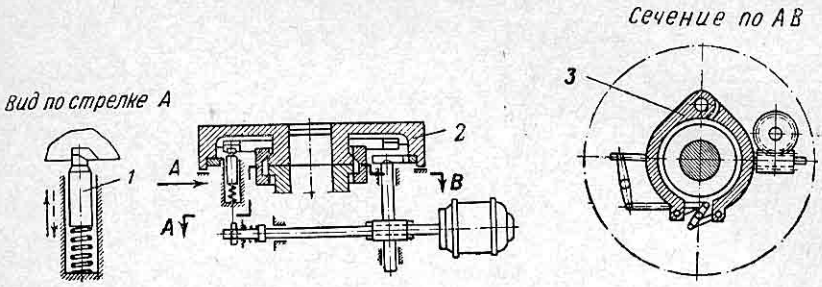
Фиг. 2444.



Фиг. 2445.

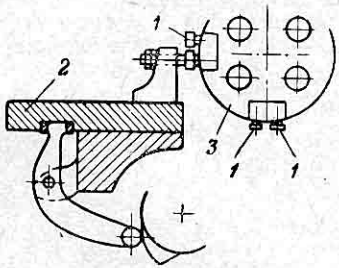
Фиг. 2444. Фиксация червячного колеса червяком. Фиксация производится по схеме фиг. 2443; вывод фиксатора — соленоидом, компенсация износов и зазора — установкой двух червяков, смещением половин разрезанного червячного колеса, смещением оси червяка с неравномерным шагом и т. д. Применяется в зуборезных полуавтоматах.

Фиг. 2445. Вращающийся фиксатор, применяемый в полиграфических автоматах. К торцу ведущего конического колеса *1* привертывается фиксирующий сегмент *2*, соприкасающийся со стороной квадратного хвостовика *4*, укрепленного на ведомом колесе *3*. Колесо *1* может перемещаться в осевом направлении.



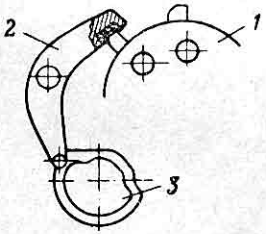
Фиг. 2446.

Фиг. 2446. Механизм фиксации столов агрегатных станков. Фиксатор *1* вводится пружиной и прижимается к фиксирующей поверхности в результате реверсирования электродвигателя механизма поворота. После фиксации стол *2* зажимается хомутом *3*.



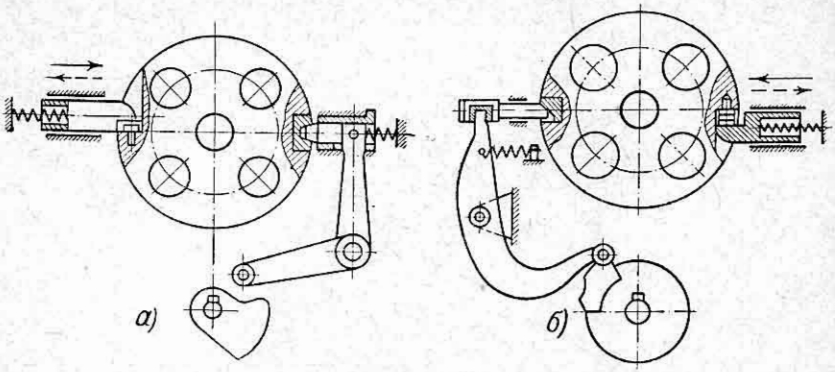
Фиг. 2447.

Фиг. 2447. Фиксация суппорта автомата. Точность по диаметру обрабатываемой детали обеспечивается упорами *1*, из которых каждый имеет самостоятельную регулировку. Суппорт *2*, на котором укреплен режущий инструмент, перемещается до упора. Каждому размеру соответствует свой упор. Диск *3*, на котором установлены упоры, поворачивается.



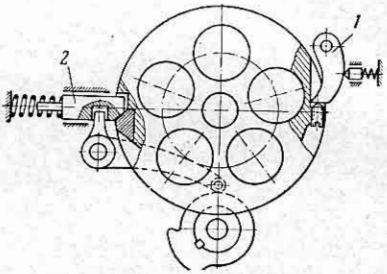
Фиг. 2448.

Фиг. 2448. Механизм фиксации поворотных устройств. Фиксация детали *1* в различных положениях осуществляется вводом и выводом фиксатора *2* посредством кулачка *3*.



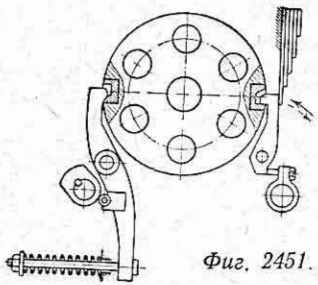
Фиг. 2449.

Фиг. 2449. Фиксация шпиндельных блоков двумя перемещающимися упорами. Заскакивание упора и фиксатора осуществляется с помощью пружин, вывод фиксатора — кулачком. Фиксирующие поверхности фиксатора для схемы *а* — конические, для схемы *б* — плоские в виде одностороннего клина.

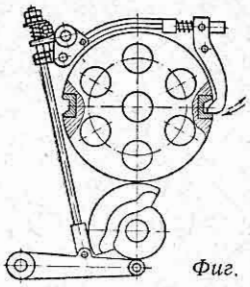


Фиг. 2450.

Фиг. 2450. Механизм фиксации револьверной головки. Упорная собачка *1* заскакивает в паз головки под действием пружины. Ввод фиксатора *2* — пружиной, вывод — кулачком. После фиксации головка зажимается.



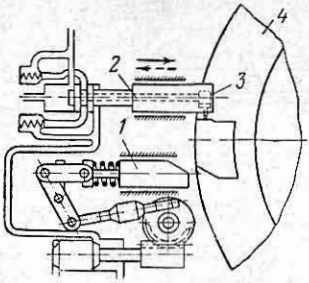
Фиг. 2451.



Фиг. 2452.

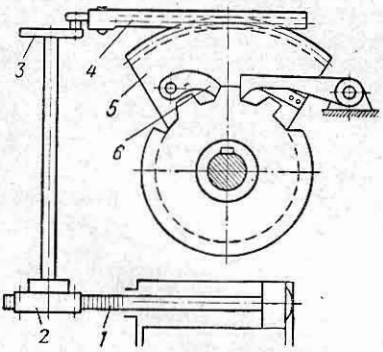
Фиг. 2451. Механизм фиксации шпиндельных блоков. Упор вводится пластинчатой пружиной, выводится — скошенной стороной сухаря, предусмотренного в блоке. Фиксатор вводится пружиной и выводится кулачком.

Фиг. 2452. Механизм фиксации. Вывод упора осуществляется посредством кулачка и рычажной системы.

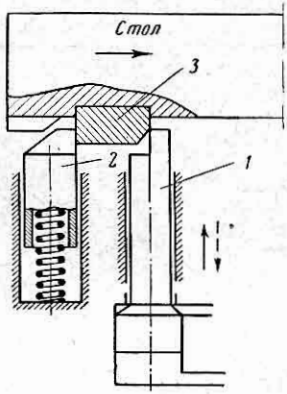


Фиг. 2453.

Фиг. 2453. Гидрофицированный ввод и вывод фиксаторов. Фиксатор *1* вводится с помощью поршня гидравлического цилиндра, реечного кривошипно-рычажного механизма и пружины-компенсатора. Упор *2* соединен с поршнем другого гидравлического цилиндра. Вмонтированный в упор *2* поршенек *3* тормозит движение стола *4* в конце поворота, смягчая удар при фиксировании.



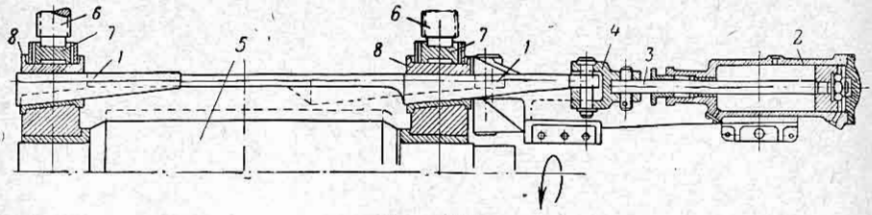
Фиг. 2454.



Фиг. 2455.

Фиг. 2454. Механизм фиксации шпинделей зубошлифовальных полуавтоматов. В конце поворота делительного шпинделя рейка-шток *1* гидравлического цилиндра посредством зубчатого колеса *2*, кривошипно-шатунного механизма *3—4* и зубчатого сектора *5*, несущего собачку *6*, прижимает делительный диск шпинделя к качающейся собачке. Вывод упора осуществляется при обратном движении сектора *5* с помощью кулачка, закрепленного на секторе.

Фиг. 2455. Механизм фиксации платформы транспортера автоматической линии. Упор *1* управляется гидравлическим цилиндром, фиксатор *2* вводится пружиной, выводится — действием закрепленной под платформой планки *3*.



Фиг. 2456.

Фиг. 2456. Клин для быстрой установки верхнего валка автоматического трубопрокатного стана. Двойной клин *1* приводится в движение от пневматического цилиндра *2*, смонтированного на специальном кронштейне. Шток *3* цилиндра соединяется с клином *1* крейцкопфом *4*. При подаче поршня влево клин выходит из клиновых коробок, позволяя снять верхний валок *5*. Движением поршня вправо клин заставляет валок занять рабочее положение. *6* — нажимные винты; *7* — предохранительные стаканы; *8* — вкладыши.

РЕВЕРСИВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Приемный орган привода любой машины обычно получает от двигателя непрерывное вращательное движение, которое зачастую должно изменяться по направлению и скорости с помощью реверсивных механизмов, сообщающих ведомому звену прямой и обратный ход с различным соотношением скоростей.

На максимальную производительность машины существенное влияние оказывает время реверсирования, определяющее продолжительность холостых непроизводительных ходов машины. Время реверсирования можно уменьшить, если величина динамических напряжений при этом не превышает расчетных допустимых.

В процессе реверсирования встречаются два вида сопротивлений: силы инерции приводимых в движение масс и сопротивление трения в механизме привода.

При реверсировании торможение механизма привода может производиться моментом M_1, представляющим некоторую функцию времени $f(t)$.

В частности, для электромагнитной муфты (фиг. 2507) изменение момента трения с момента подключения обмотки муфты к сети определяется уравнением

$$M_1 = M_T (1 - e^{-kt}),$$

где M_T — наибольшее значение момента трения;

k — постоянная, зависящая от параметров муфты ($k = 2{,}5 \div 3{,}5$).

Торможение механизма рабочего движения осуществляется не только за счет момента M_1, но и за счет момента M_2 сил трения в механизме.

Угловая скорость реверсируемого вала ω может быть найдена интегрированием уравнения движения

$$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon = -\frac{M_1 + M_2}{\theta}$$

и тогда, например, для торможения с помощью электромагнитной муфты

$$\omega = \omega_1 - \frac{M_2 t_1}{\theta} - \frac{M_T}{\theta}\left(t_1 - \frac{1}{k} + \frac{e^{-kt}}{k}\right),$$

где M_T — наибольшее значение момента трения;

$\theta = \theta_1 + \theta_2$ — приведенный к реверсируемому валу момент инерции всех движущихся масс;

θ_1 и θ_2 — приведенные массы на концы реверсируемого вала.

Так как конец торможения соответствует моменту, когда $\omega=0$, то время t_1 торможения может быть найдено из уравнения

$$\omega_1=\frac{M_2 t_1}{\theta}+\frac{M_т}{\theta}\left(t_1-\frac{1}{k}+\frac{e^{-kt_1}}{k}\right).$$

Время торможения следует определять графически или при $k=\infty$:

$$t_1=\frac{\omega_1\theta}{M_т+M_2}.$$

Для разгона уравнение движения будет

$$\frac{d\omega}{dt}=\varepsilon=\frac{M_1-M_2}{\theta},$$

интегрируя которое, найдем время разгона t_2 из уравнения

$$\omega=\frac{M_т-M_2}{\theta}t+\frac{M_т}{k\theta}(e^{-k(t_1+t)}-e^{-kt}).$$

Если положить ω равной угловой скорости ω_2 реверсируемого вала при установившемся движении, полагая $k=\infty$, то

$$t_2=\frac{\omega_2\theta}{M_т-M_2}.$$

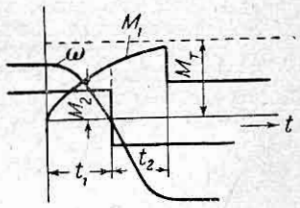
Общее время реверсирования найдется как сумма t_1 и t_2:

$$t=t_1+t_2.$$

На фиг. 2457 схематически показано изменение моментов сил и угловой скорости реверсируемого вала в процессе реверсирования.

Величина затрачиваемой на реверсирование энергии зависит от начальной и конечной скоростей ведомого вала и от механизма, осуществляющего реверс.

Кинетическая энергия реверсируемых масс и работа $A_м$, затраченная двигателем, полностью поглощаются в процессе торможения трением в механизме рабочего движения и работой трения в тормозном устройстве.



Фиг. 2457.

Работа $A_м$, затрачиваемая двигателем за время торможения в процессе реверсирования, полагая момент трения муфты постоянным во все время реверсирования,

$$A_м=\int_0^{t_1} M_1\omega_2\,dt=\omega_2 M_т t_1.$$

Работа сил трения в механизме рабочего движения, затраченная за время торможения

$$A_1=\int_0^{t_1} M_2\omega\,dt=M_2\varphi_1,$$

φ_1 — угол поворота вала за время торможения.

Если начальная кинетическая энергия реверсируемых частей машины

$$E_1=\frac{\omega_1^2\theta}{2},$$

то работа A_2 сил трения в тормозном устройстве определится из формулы

$$A_2=A_м+E_1-A_1=\frac{\theta}{2}\omega_1(2\omega_2+\omega_1)\frac{M_т}{M_т+M_2}.$$

Работа сил трения в реверсивном устройстве при боксовании во время разгона

$$A_2'=A_м'-E_2-A_1=\frac{\omega_2^2\theta}{2}\frac{M_т}{M_т-M_2}.$$

Полагая $M_2=0$, получим

$$A_2=\frac{\omega_1\theta}{2}(2\omega_2+\omega_1);$$

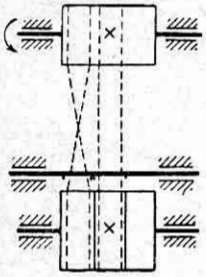
$$A_2'=\frac{\omega_2^2\theta}{2}.$$

Полная потеря энергии при реверсировании

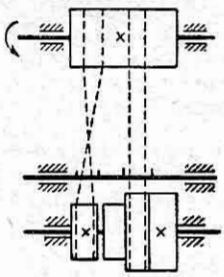
$$A=A_2+A_2'=\frac{\theta}{2}(\omega_1+\omega_2)^2.$$

Реверсивные устройства могут быть представлены в виде:
1) работающих поочередно на один вал ременных передач;
2) зубчатых и винтовых механизмов с переключаемыми муфтами;
3) реверсируемых электродвигателей (система Вард — Леонардо);
4) гидравлических устройств и др.

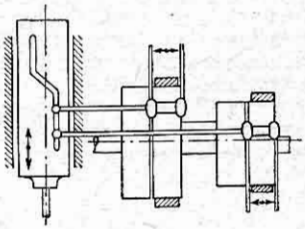
Реверсирование с помощью открытого и перекрестного ремней производится поочередной наводкой их на рабочий шкив.



Фиг. 2458.



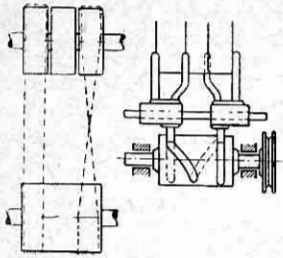
Фиг. 2459.



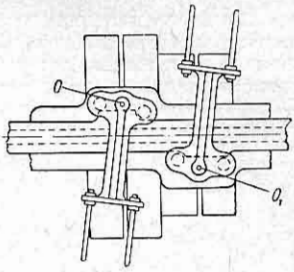
Фиг. 2460.

На фиг. 2458 представлена схема передачи движения рабочему и холостому шкивам одинаковых диаметров, а на фиг. 2459 — шкивам различных диаметров. Во втором случае обратный ход совершается с повышенной скоростью.

Более совершенной является схема фиг. 2460 дифференциальной переводки, где посредством тяг отводок, связанных с ползуном, имеющим криволинейный

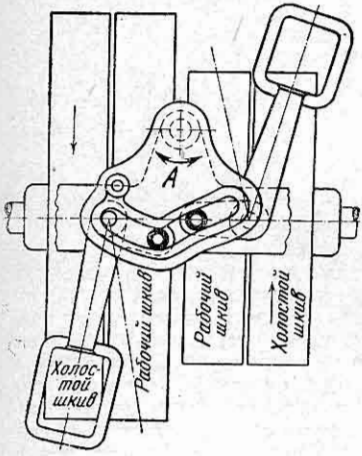


Фиг. 2461.

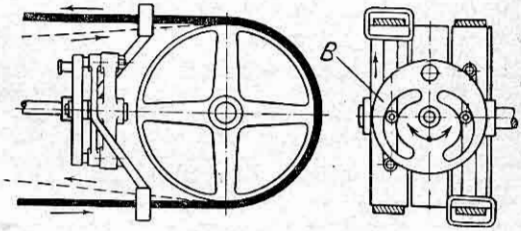


Фиг. 2462.

паз, производится наводка ремня на требуемый шкив, и схема фиг. 2461, где ремень переводится с помощью валика, имеющего криволинейный паз. Перемещение отводок может быть произведено механизмом, представленным на фиг. 2462, при помощи тяги с двумя выступами. При поступательном движении тяги отводки, снабженные роликами, поворачиваются вокруг осей O и O_1.



Фиг. 2463.



Фиг. 2464.

В реверсивном механизме, показанном на фиг. 2463, отводка поворачивается качающимся кулаком A, а на фиг. 2464 — при помощи пазовой шайбы B, в симметрично расположенных криволинейных пазах которой катятся ролики отводок.

При профилировании криволинейных пазов отводки надо выбирать закон движения (синусоидальный или трапецоидальный) так, чтобы ускорение в начале и конце хода равнялось нулю.

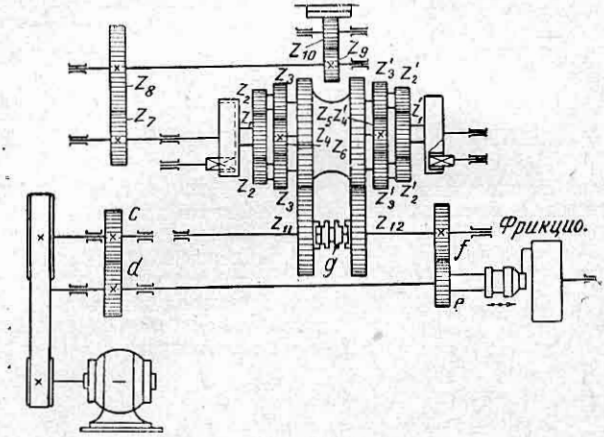
За последние годы широкое распространение в реверсивных механизмах получили зубчатые механизмы, а также муфты — фрикционные, кулачковые, электромагнитные.

На фиг. 2471 и 2473 представлены простейшие зубчатые механизмы реверса, состоящие из цилиндрических колес, известных под названием механизма трензеля, или конических колес, переключаемых кулачковыми муфтами (см. фиг. 2476—2477).

Механизмы, состоящие из неполных зубчатых колес или комбинированных, показаны на фиг. 2492—2493 и фиг. 2504.

Если ведущее зубчатое колесо имеет неполное число зубьев, то в моменты реверсирования ведомого звена будет иметь место удар. Для предотвращения

этого нежелательного явления ведомое звено снабжают особыми направляющими, профиль которых должен обеспечивать замедленное движение ведомого звена в начале реверсирования и ускоренное движение в конце. Это достигается перемещением оси ведущего колеса по некоторой направляющей (см. фиг. 2514—2517). Упомянутые механизмы обычно работают на малых скоростях из-за значительных ускорений в момент реверсирования.



Фиг. 2465.

В качестве реверсивных механизмов применяются планетарные передачи. На фиг. 2465 представлена схема реверсивного механизма шепинга, состоящего из двух поочередно работающих планетарных передач. Движение от двигателя при помощи ременной передачи, зубчаток c, d, e и f, муфты g, колес z_{11}—z_5 или z_{12}—z_6 передается поводку, несущему сателлиты двух планетарных механизмов. В зависимости от положения муфты g поводку сообщаются два различных числа оборотов. По обе стороны от поводка расположено по планетарному механизму, центральные колеса которых z_4 и z_4' заклинены на реверсируемом валу, а колеса z_1 и z_1' могут поочередно затормаживаться, вследствие чего можно получить прямой или обратный ход ведомого звена с различными скоростями.

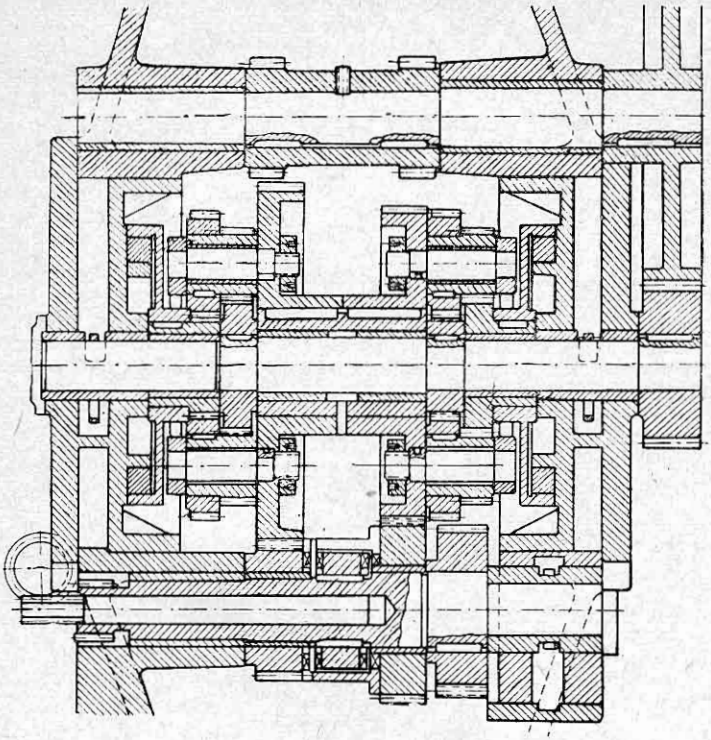
Реверсивная электромагнитная муфта, показанная на фиг. 2507, монтируется на главном приводном валу и получает движение от прямого и перекрестного ремня вала контрпривода. Поочередно притягиваясь к заклиненному на приводном валу диску, муфта сообщает диску рабочий, а затем и холостой ход с увеличенной скоростью. Сила Q магнитного притяжения муфты связана с моментом трения M_1 уравнением

$$M_1=\mu Q r_{ср}.$$

Сила магнитного притяжения муфты

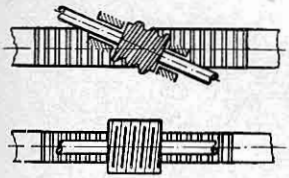
$$Q=8{,}12\cdot 10^{-4}\frac{\Phi^2}{S_m}-Q_1,$$

где Φ — величина магнитного потока, возбуждаемого в муфте;
S_m — площадь полюсов;
Q_1 — сила упругости пружин, отжимающих муфту от диска;
μ — коэффициент трения диска о муфту;
$r_{ср}$ — средний радиус кольца трения.

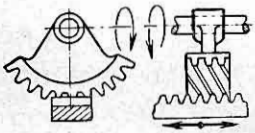


Фиг. 2466.

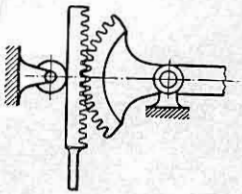
Фиг. 2466. Реверсивный механизм, представляющий конструктивное решение схемы по фиг. 2465.



Фиг. 2467.



Фиг. 2468.

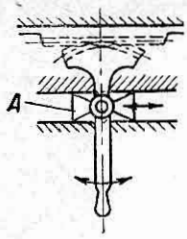


Фиг. 2469.

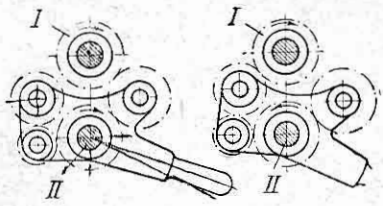
Фиг. 2467. Преобразование вращательного движения в поступательное червяком и рейкой. Оси рейки и червяка могут быть параллельны или расположены под углом. Применяется в реверсивных механизмах.

Фиг. 2468. Элементы реверсивных механизмов. Зубчатый сектор и косозубчатая рейка.

Фиг. 2469. Элементы реверсивных механизмов. Зубчатый сектор и рейка, поддерживаемые роликом.



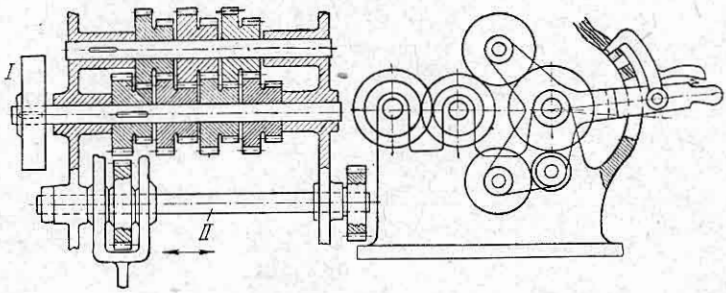
Фиг. 2470.



Фиг. 2471.

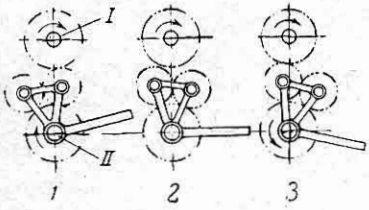
Фиг. 2470. Элементы реверсивных механизмов. Качанием сектора ползушке *A* сообщается возвратно-поступательное движение.

Фиг. 2471. Трензель. Реверсивный механизм, в котором реверсирование ведомого вала *II* осуществляется поворотом рычага, включающего одно или два паразитных колеса. На фигуре показано положение трензеля при прямом и обратном ходе.

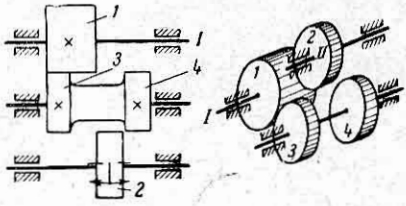


Фиг. 2472.

Фиг. 2472. Реверсивная коробка скоростей, в которой механизм реверса выполнен по фиг. 2471.



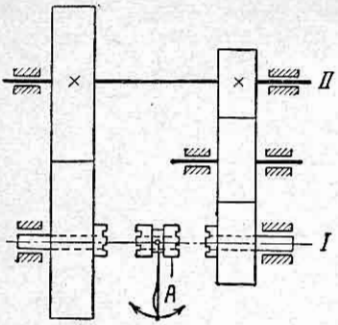
Фиг. 2473.



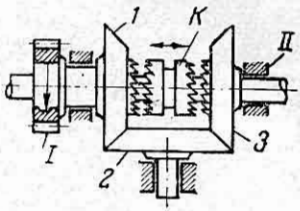
Фиг. 2474.

Фиг. 2473. Трензель. Реверсивный механизм с двумя паразитными колесами. Положение *1* — ведомый вал вращается по часовой стрелке; *2* — выключен; *3* — реверсирование.

Фиг. 2474. Механизм реверса. Ведомое колесо *2* ведомого вала *II* может зацепляться непосредственно с колесом *1* ведущего вала *I* или через промежуточный блок *3—4*, вследствие чего ведомый вал изменит направление вращения.



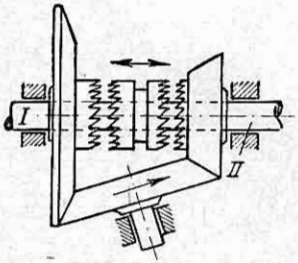
Фиг. 2475.



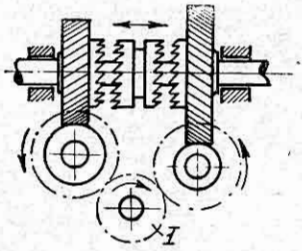
Фиг. 2476.

Фиг. 2475. Механизм реверса. Реверсирование ведомого вала *II* осуществляется переключением муфты *A*.

Фиг. 2476. Реверсивный механизм. Если муфта *K* в левом положении, то вращение передается от колеса *I* непосредственно ведомому валу *II*; если муфта в правом положении, то при помощи цепи *1—2—3* — в противоположном направлении.



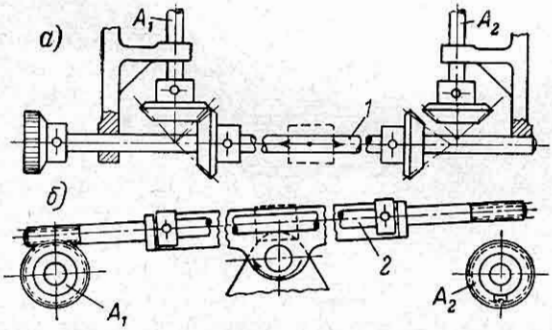
Фиг. 2477.



Фиг. 2478.

Фиг. 2477. Реверсивный механизм для получения увеличенной скорости обратного хода.

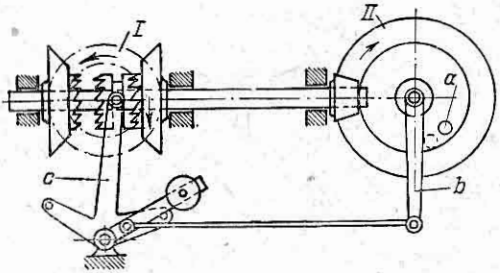
Фиг. 2478. Реверсивная передача с винтовыми зубчатыми колесами. Скорости прямого и обратного ходов различны.



Фиг. 2479.

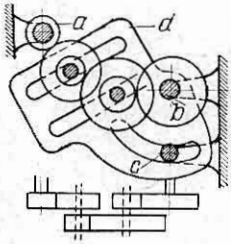
Фиг. 2479. Реверсивный механизм, применяемый в пишущих машинках. В схеме *а* переключение производится сдвигом оси *1* в продольном направле-

нии, в схеме *б* — поворотом оси *2* до зацепления с колесом A_1 или A_2. Переключение может производиться как вручную, так и автоматически.

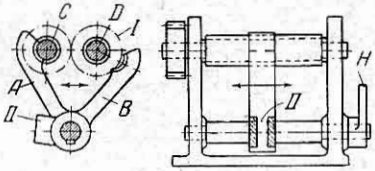


Фиг. 2480.

Фиг. 2480. Реверсивный механизм с автоматическим переключением с прямого на обратный ход. Ведомый диск *II* вращается в одном направлении до тех пор, пока штифт *a*, поворачивая рычаг *b*, не переключит муфту с помощью падающего рычага *c*.



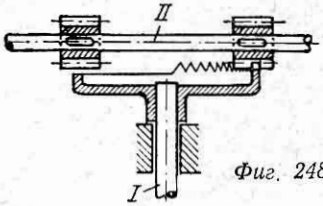
Фиг. 2481.



Фиг. 2482.

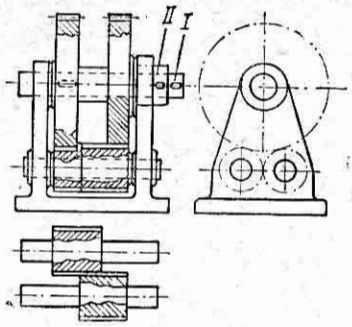
Фиг. 2481. Реверсивный механизм для реверсирования ведомого вала и изменения передаточного числа между валами *a* и *b* при помощи сменных колес, устанавливаемых на гитаре *d*. Положение гитары фиксируется болтом *c*.

Фиг. 2482. Реверсивный механизм. Винты *C* и *D* с нарезкой одного направления соединены между собой зубчатыми колесами. Ведомая деталь *II* представляет собой вилку, сидящую на валу на скользящей шпонке, на плечах *A* и *B* которой имеются секторы с неполной резьбой. Перекидыванием рычага *H* изменяют направление движения вилки; *I* — ведущий вал.

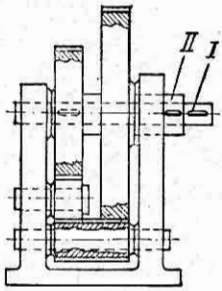


Фиг. 2483.

Фиг. 2483. Непрерывное периодическое изменение направления вращения ведомого вала *II*. Механизм пригоден для передачи небольших крутящих моментов. Торцевое зубчатое колесо, заклиненное на ведущем валу *I*, имеет зубья на половине окружности.



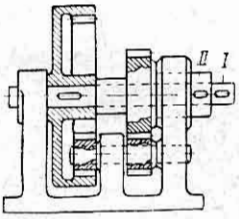
Фиг. 2484.



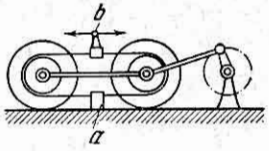
Фиг. 2485.

Фиг. 2484. Реверсивная передача с одинаковым передаточным числом для прямого и обратного ходов. Промежуточные колеса одинакового диаметра смещены, как показано на фигуре. *I* — ведущий вал, *II* — ведомый.

Фиг. 2485. Реверсивная передача, в которой обратный ход совершается с меньшей скоростью, чем рабочий.



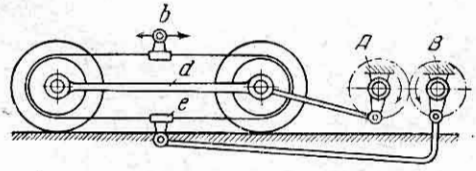
Фиг. 2486.



Фиг. 2487.

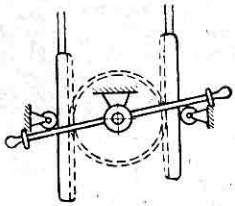
Фиг. 2486. Реверсивная передача с быстрым обратным ходом.

Фиг. 2487. Преобразование вращательного движения в поступательно-возвратное с мультипликацией. Кривошип приводит в движение тележку на катках. На общих с катками осях свободно вращаются два ролика, на которых натянуты лента или ремень, прикрепленные в точке *a* к станине. Поводок *b* совершает возвратно-поступательное движение с амплитудой, в четыре раза большей радиуса кривошипа.

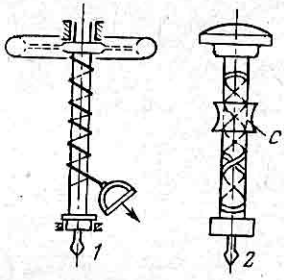


Фиг. 2488.

Фиг. 2488. Преобразование вращательного движения в поступательное с мультипликацией. Кривошипы *A* и *B* спарены зубчатыми колесами. Кривошип *A* соединен с тележкой *d*, перемещающейся на катках по плоскости. На общих с катками осях укреплены ролики с натянутым на них ремнем, точка *e* которого соединена с кривошипом *B*. Поводок *b* движется возвратно-поступательно с амплитудой, в восемь раз большей радиуса кривошипов.



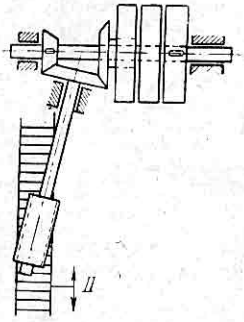
Фиг. 2489.



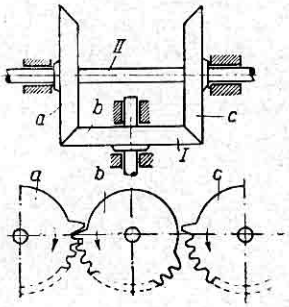
Фиг. 2490.

Фиг 2489. Преобразование колебательно-вращательного движения в прямолинейное при помощи зубчатого колеса и двух зубчатых реек.

Фиг. 2490. Механизм движения ручной дрели: *1* — при помощи веревки, наматывающейся на стержень дрели; *2* — при помощи втулки *c*, движущейся вдоль винта с правой и левой нарезкой большого шага.



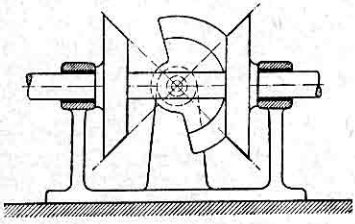
Фиг. 2491.



Фиг. 2492.

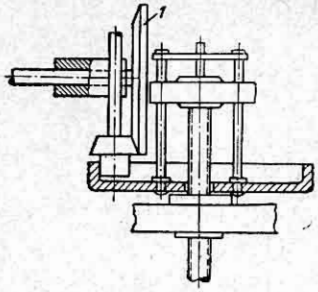
Фиг. 2491. Привод возвратно-поступательного движения рейки *II* с помощью червяка, реверсируемого переводом ремня. Обратный ход совершается со скоростью, бо́льшей скорости рабочего хода.

Фиг. 2492. Реверсивный механизм для передачи больших усилий при небольших скоростях. Изменением числа зубьев секторов можно регулировать продолжительность паузы в конце прямого хода. В конце и начале зубчатого венца колес *a* и *c* имеются увеличенные зубья, которые обеспечивают правильность включения и зацепления. *I* и *II* — ведущий и ведомый валы; *b* — ведущее колесо.

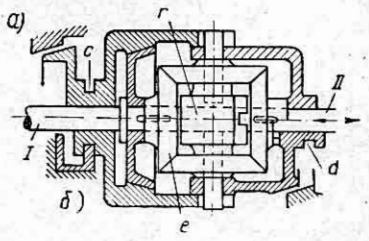


Фиг. 2493.

Фиг. 2493. Реверсивный механизм. Ведущий зубчатый сектор сообщает левое и правое вращение ведомому валу от заклиненных на нем конических зубчатых колес.



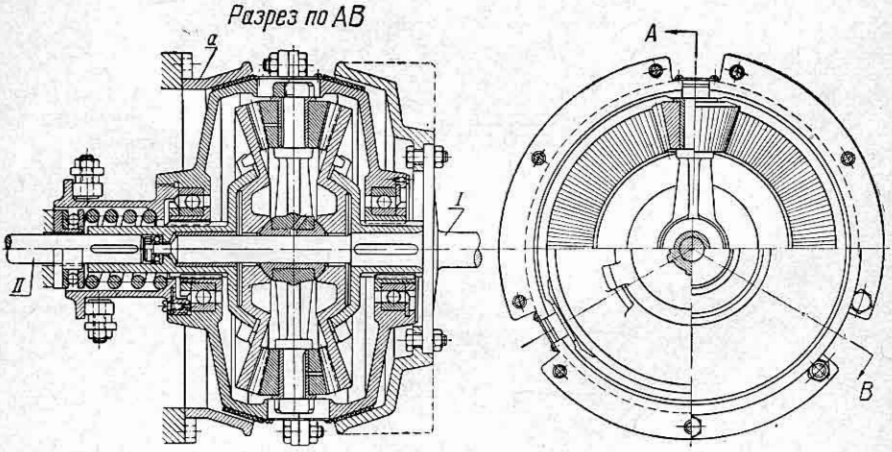
Фиг. 2494.



Фиг. 2495.

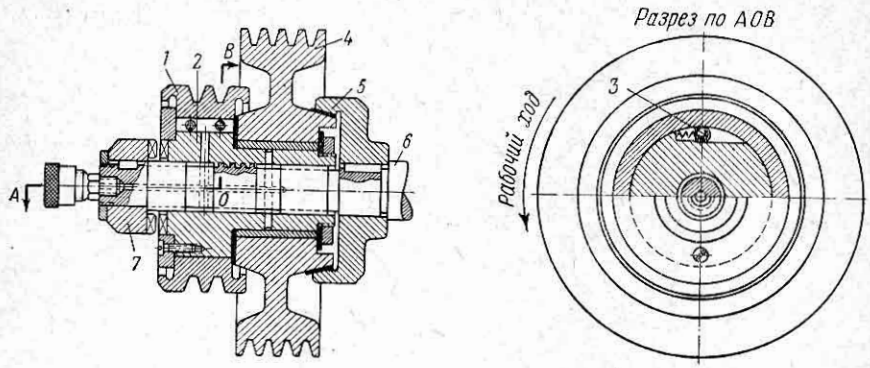
Фиг. 2494. Устройство для реверсирования винта винтового пресса за счет изменения осевого положения диска *1*.

Фиг. 2495. Реверсивная передача. На верхней схеме *а* реверсирование вала *II* осуществляется переводкой *с*. При смещении переводки *с* влево корпус и связанный с ним блок сателлитов затормаживаются, а ведомый вал *II* вращается с валом *I* в противоположных направлениях. При смещении переводки *с* вправо вал *I*, вращаясь вместе с корпусом и сателлитами как одно целое, передает валу *II* вращение, не изменяя его направления. По нижней схеме *б* реверсирование производится смещением переводки *d*. При смещении переводки *d* в положение, показанное на фигуре, колесо *е* вращается вместе с корпусом. Направление вращения вала *II* изменяется, если переводка *d* смещается вправо, корпус и сателлиты при этом неподвижны. Колесо *е* смещается вправо с помощью втулки *r*.



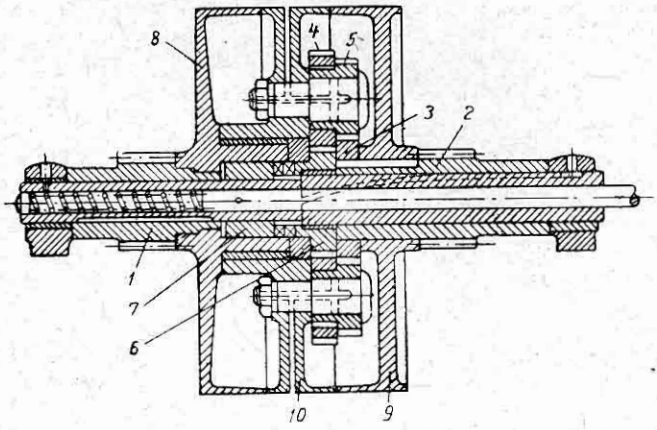
Фиг. 2496.

Фиг. 2496. Реверсивная муфта. Прямой ход осуществляется прижатием к корпусу правого конуса, обратный ход — прижатием левого конуса к неподвижному диску *а*.



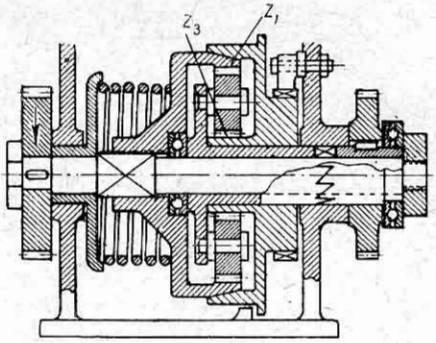
Фиг. 2497.

Фиг. 2497. Реверсивная муфта. При рабочем ходе конический фрикцион *5* включает шкив *4* под действием осевой силы, появляющейся, как результат разности моментов трения между шкивом *1* и втулкой *2* и между шкивом *4* и втулкой *2*. При обратном ходе вследствие разности скоростей вращения шкивов *1* и *4* заклиниваются ролики *3* обгонной муфты, втулка *2* свинчивается влево и кулачковая муфта *7* включается.



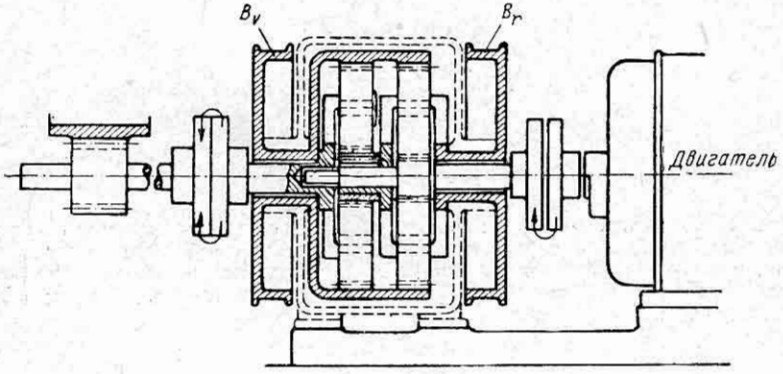
Фиг. 2498.

Фиг. 2498. Реверсивный планетарный шкив. Реверсирование производится переводом ремня. Медленное рабочее вращение получается, если ремень переведен на шкив *10*, а центральное колесо *6* остановлено муфтой *7*. Ускоренное прямое или обратное вращение осуществляется переводом ремня на шкивы *9* или *8* (см. также фиг. 761).



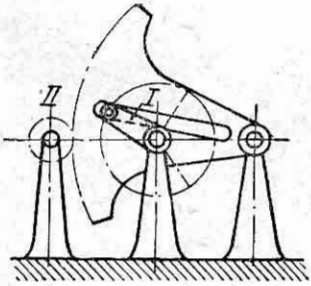
Фиг. 2499.

Фиг. 2499. Реверсивный планетарный механизм. Реверсирование осуществляется затормаживанием центральных колес z_1 и z_3 посредством конуса фрикциона.



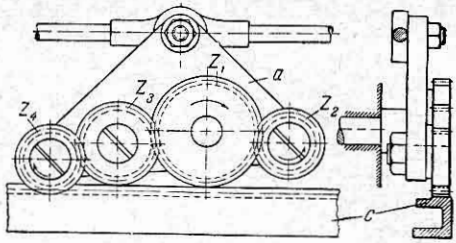
Фиг. 2500.

Фиг. 2500. Реверсивный механизм продольно-строгального станка. Реверсирование осуществляется попеременной остановкой дисков B_v и B_r.



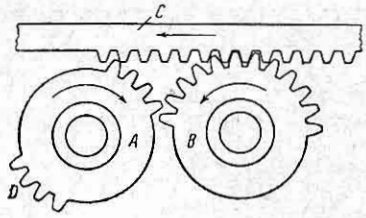
Фиг. 2501.

Фиг. 2501. Реверсирование посредством зубчатого сектора, цапфа которого скользит в окне качающейся кулисы.



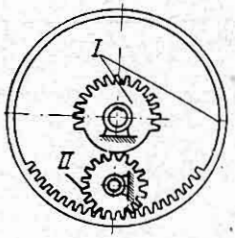
Фиг. 2502.

Фиг. 2502. Механизм для реверсирования рейки *c*. На кронштейне *a* смонтированы колеса z_1, z_2, z_3, z_4. Поворотом кронштейна ведущее колесо z_1 приводит в движение рейку *c* с помощью колес z_4 или z_2, вращающихся в разные стороны. Механизм применяется в пишущих приборах.



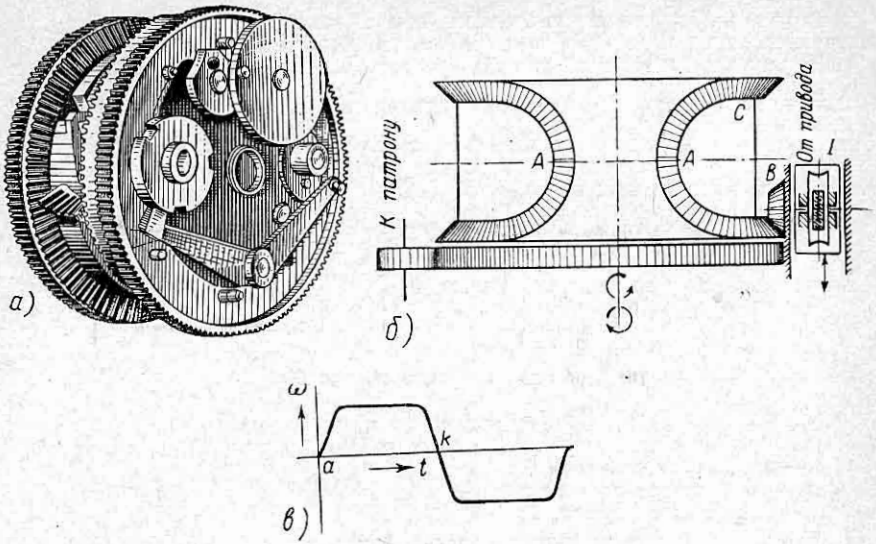
Фиг. 2503.

Фиг. 2503. Реверсивный механизм привода рейки. От ведущего колеса *A* с помощью колеса *B* с неполным числом зубьев рейка *C* перемещается влево, затем захватывается зубьями *D* колеса *A* и перемещается вправо. Изменением числа зубьев колеса *A* можно регулировать продолжительность паузы в конце прямого хода.



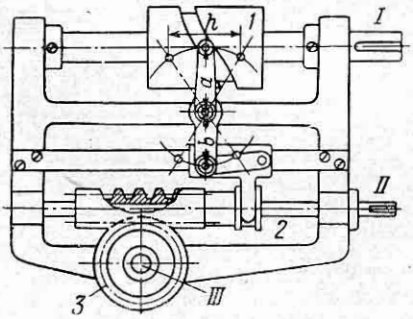
Фиг. 2504.

Фиг. 2504. Реверсивная передача с разными скоростями прямого и обратного хода. Ведущий барабан *I* с неполным числом зубьев венцов внешнего и внутреннего зацепления приводит ведомое колесо *II*. Если работают зубья венца внутреннего зацепления, то колесо *II* вращается в направлении ведущего вала с бо́льшей скоростью. При зацеплении зубьев венца внешнего зацепления с ведомым колесом *II* направление вращения изменяется на противоположное. Вращение происходит с меньшей угловой скоростью.



Фиг. 2505.

Фиг. 2505. Механизм реверсирования патрона зубофрезерного станка для изготовления шевронных колес и валков (фиг. 2505,*а*). От ведущего вала *I* приводится зубчатый барабан (фиг. 2505,*б*), составленный из конических колес и двух переходных зубчатых секторов *A*. С момента зацепления ведомого конического колеса *B* с переходным сектором *A* скорость колеса уменьшается, а колесо *B* начинает обкатываться по переходному сектору *A*, перемещаясь вдоль оси до зацепления с противоположным коническим венцом *C* большого колеса. В середине сектора ведомое колесо изменяет направление вращения. На фиг. 2505,*в* приведена кривая угловых скоростей. Точки *a* и *k* соответствуют среднему положению конического колеса *B*, а также моменту остановок патрона с заготовкой у вершины шевронного зуба.



Фиг. 2506.

Фиг. 2506. Реверсивный механизм.

Вариант 1. Ведущий вал *I* с помощью кулачка *1* сообщает червяку *2* возвратно-поступательное движение. Червяк *2* передает валу *II* дополнительное

колебательное движение, складывающееся с вращением, сообщаемым червячным колесом *3*. Червячная пара не должна быть самотормозящейся.

Вариант 2. Ведущий вал *II* передает движение валу *III* с передаточным отношением $i=\frac{k}{z}$. Вращающийся кулачковый вал *I*, перемещая червяк *2* вдоль оси вала *II*, изменяет угловую скорость колеса *3*. Если ход кулачка обозначить h, то поступательное перемещение h_1 червяка за один оборот ведущего вала можно найти по формуле

$$h_1=h\frac{a}{b};$$

дополнительный угол поворота колеса *3*

$$\alpha=\pm\left(\frac{2\pi ha}{bzt_p}\right) \text{ или } \alpha=\frac{360ah}{bzt_p}\text{ [град]};$$

дополнительная средняя угловая скорость колеса *3*

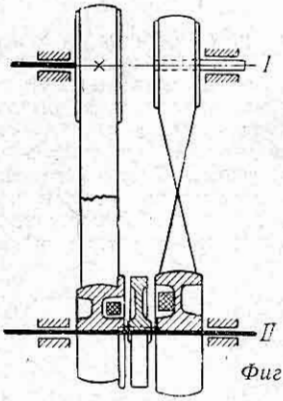
$$\omega=\pm\frac{2\alpha}{T}=\frac{n}{30}\frac{2\pi ha}{bzt_p},$$

где n — число оборотов вала *II*;

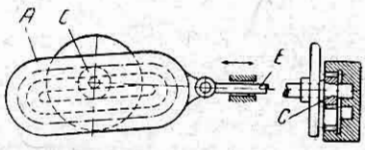
z — число зубьев колеса;

t_p — осевой шаг червяка *2*;

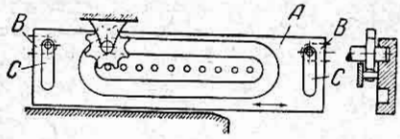
$0{,}5T$ — время движения червяка вперед или назад.



Фиг. 2507.



Фиг. 2508.

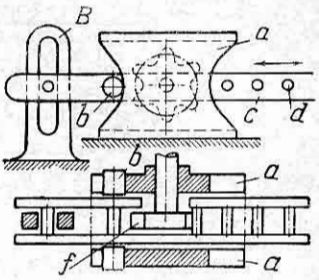


Фиг. 2509.

Фиг. 2507. Реверсивная электромагнитная муфта, применяемая в механизмах главного движения продольнострогальных станков. Вращение от шкивов рабочего и холостого движений передается прямым и перекрестным ремням на шкивы, сидящие свободно на главном валу. Внутри корпусов муфт вмонтированы катушки электромагнита. При переключении электромагнитных муфт они поочередно притягиваются к диску *a*, заклиненному на главном валу, в результате чего валу сообщается реверсивное движение с различными угловыми скоростями при прямом и обратном ходах.

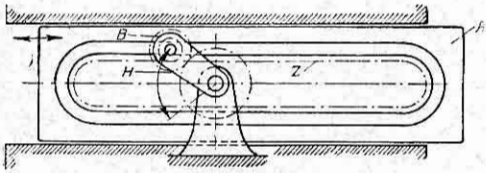
Фиг. 2508. Преобразование вращательного движения в возвратно-поступательное. При вращении зубчатого колеса *C* с направляющим пальцем поводок *A* с внутренней рейкой сообщит возвратно-поступательное движение штанге *E*.

Фиг. 2509. Преобразование вращательного движения в прямолинейное возвратно-поступательное. Рамка *A* с цевками, в прорезях *C* которой скользят пальцы тяг *B*, получает возвратно-поступательное движение от ведущей звездочки.

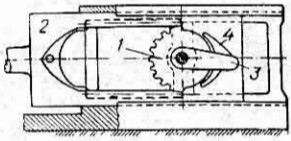


Фиг. 2510.

Фиг. 2510. Преобразование вращательного движения в прямолинейное возвратно-поступательное. Ведомая деталь *B* соединена со штангой *C*. Когда штанга находится в одном из крайних положений, как показано на фигуре, звездочка *f*, действуя на пальцы *d* штанги, поднимает штангу в крайнее верхнее положение. Ролик *b* в это время скользит по криволинейным направляющим станины *a*. После этого звездочка сообщает штанге поступательное движение влево до тех пор, пока второй ролик *b* (на фигуре не показан) не войдет в соприкосновение со станиной. При этом штанга переходит в противоположное нижнее положение по вертикали, а затем начинает двигаться поступательно в обратном направлении, т. е. вправо. Деталь *B* движется возвратно-поступательно.



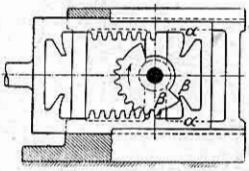
Фиг. 2511.



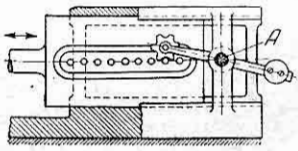
Фиг. 2512.

Фиг. 2511. Ведущее планетарное зубчатое колесо *B*, укрепленное на поворачивающемся рычаге *H*, сцеплено с зубьями *Z* паза ведомой ползушки *A*. Когда ползушка доходит до одного из крайних положений, колесо, обкатываясь по зубьям полукруглого участка паза, что соответствует остановке ползушки, переходит на прямолинейный участок, и ползушка *A* начинает двигаться в обратном направлении.

Фиг. 2512. Реверсивный механизм. Ведущий зубчатый сектор *1*, связанный с кривошипом *3*, сообщает возвратно-поступательное движение рамке *2*, снабженной направляющими *4*, служащими для безударного изменения направления движения рамки.



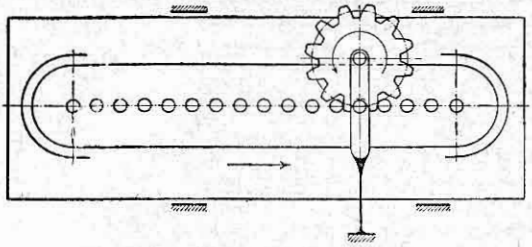
Фиг. 2513.



Фиг. 2514.

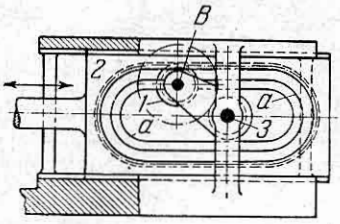
Фиг. 2513. Реверсивный механизм, в котором для большей плавности движения ведомого звена при изменении направления движения предусмотрены сопряженные профили α—α и β—β.

Фиг. 2514. Реверсивный механизм с цевочным зацеплением. Ведущая звездочка на рычаге *A* может скользить по направляющему пазу во время перемещения рамки. Звездочка зацепляется с цевками то по одну, то по другую сторону, обтекая крайние цевки в момент реверсирования. Наличие груза делает изменение направления движения рамки более плавным.

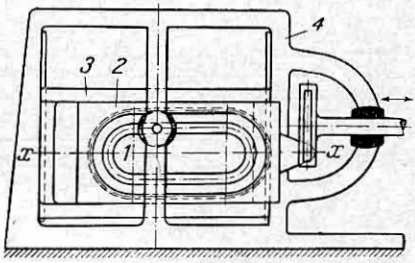


Фиг. 2515.

Фиг. 2515. Реверсивный цевочный механизм, в котором звездочка обкатывает криволинейный участок во время изменения направления движения рамки, скользя своей осью в рамке кулисы.



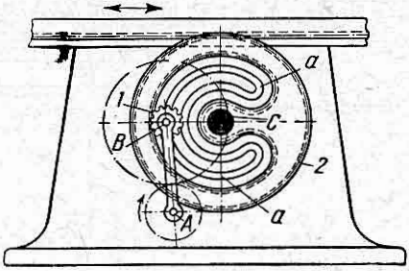
Фиг. 2516.



Фиг. 2517.

Фиг. 2516. Реверсивный механизм, в котором рамка *2*, имеющая зубья и направляющий паз *a—a*, движется возвратно-поступательно от колеса *1*, получающего вращение от вала *3* и пары зубчатых колес. Колесо плавно обкатывается по криволинейному участку, качаясь вокруг оси *3* на рычаге *B*.

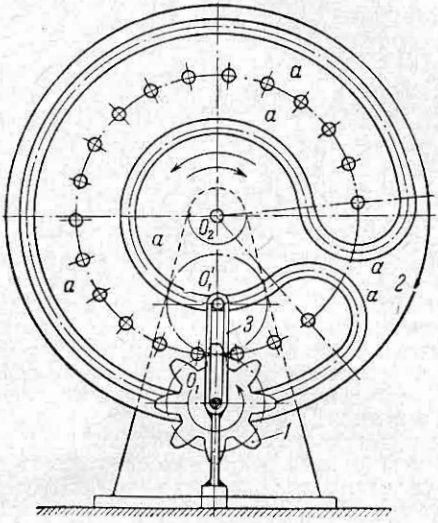
Фиг. 2517. Реверсивный механизм. Зубчатое колесо *1* с неподвижной осью приводит в движение по горизонтальным направляющим *3* рамку *2*, которая в свою очередь может скользить по вертикальным направляющим корпуса *4*, в результате чего ведомому звену *x* сообщается возвратно-поступательное движение.



Фиг. 2518.

Фиг. 2518. Реверсивный механизм. Ведущее колесо *1*, посаженное на рычаг *B*, качающийся вокруг оси *A*, перемещаясь своей осью в замкнутом криволинейном пазу *a—a*, вращает вокруг оси *C* колесо *2*, сцепленное с рейкой, по-

переменно в противоположных направлениях с разными угловыми скоростями, поскольку число зубьев на внешнем и внутреннем участках кривых колеса *2* различно.



Фиг. 2519.

Фиг. 2519. Реверсивный механизм с цевочным зацеплением. Ведущее колесо *1* вращает диск *2* с цевками и криволинейным пазом *a—a* вокруг оси O_2. В момент обкатывания по кривой малого радиуса ось ведущего колеса перемещается в окне неподвижной кулисы *3*, занимая крайние положения O_1' и O_1.

Раздел VI

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ И АГРЕГАТЫ

В современном машиностроении к передаточным механизмам очень часто предъявляют настолько широкие требования, что введение в схему стержневых механизмов привело бы к ее усложнению, в результате чего практическое использование механизмов станет затруднительным. В этом отношении гидравлические и пневматические передачи обладают преимуществами по сравнению со стержневыми механизмами.

При использовании гидравлических механизмов представляется возможным легко осуществить бесступенчатое регулирование угловых и линейных скоростей, просто производить включение, выключение передачи и реверсирование ведомого звена механизма и т. д. Использование гидравлических механизмов дает возможность легко осуществить автоматизацию работы машины или аппарата по весьма сложным циклам, что и послужило причиной широкого распространения гидравлических механизмов в автоматах, регуляторах, полуавтоматически действующих станках и др.

Пневматические механизмы нашли довольно широкое применение в машинах, включающих в себя звенья, для которых задаются только фиксированные крайние положения ведомого звена или иначе — ход. Если, например, к механизму предъявляется требование, чтобы ведомое звено совершало движение с постоянной скоростью, то пневматический механизм для этого случая неприменим.

Пневматические механизмы, работающие под действием избыточного давления воздуха, нашли себе применение в качестве механизмов сбрасывателей, кантователей, зажимов, прижимов и пр.

В пневматических механизмах для сообщения движения звеньям используется также атмосферное давление, если в соответствующей камере исполнительного механизма будет создан вакуум при помощи так называемых вакуум-насосов.

Гидравлические механизмы состоят из насоса, нагнетающего рабочую жидкость (обычно минеральное масло), и исполнительного механизма, ведомое звено которого совершает вращательное или поступательное движение.

Работа гидравлических механизмов основана на принципе сообщающихся сосудов, т. е. объем жидкости, нагнетаемой насосом (не учитывая потерь из-за неплотностей), равен объему, описываемому поршнями исполнительных механизмов. Регулирование скорости ведомых звеньев производится изменением объема расходуемой жидкости путем изменения производительности насоса или изменения объема рабочего пространства исполнительного механизма. Кроме этого, количество расходуемой жидкости может быть изменено введением в цепь регулируемого сопротивления в виде дросселя с переменным проходным сечением. Изменяя сопротивление дросселя, можно увеличивать или уменьшать количество жидкости, поступающей в единицу времени в рабочее пространство исполнительного механизма, и этим изменять соответственно его скорость.

Насосы применяются поршневые с неподвижными и вращающимися цилиндрами и ротационные. В поршневых насосах движение поршня может сообщаться любым механизмом, в котором одно из звеньев совершает возвратно-поступательное движение. Производительность насоса

$$Q = nFhk\ [м^3/мин],$$

где n — число двойных ходов поршня;
F и h — площадь и ход поршня в $м$;
k — число поршней насоса.

Производительность ротационного насоса зависит от типа механизма, примененного для нагнетания жидкости. В ротационных насосах для нагнетания рабочего вещества (жидкости или газа) используются зубчатые передачи различных видов, кулисные механизмы с камнем в виде лопасти, коловратные механизмы и ряд других.

Производительность ротационных насосов может быть определена по формуле

$$Q = n(V_1 — V_2),$$

где n — число оборотов;
V_1 — объем жидкости, перенесенный из резервуара в гидравлическую цепь механизма в течение одного оборота;
V_2 — объем жидкости, возвращенный из рабочего пространства в резервуар.

Производительность Q шестеренного насоса (см. фиг. 2556), составленного из одинаковых зубчатых колес эвольвентного зацепления, определяется по формуле

$$Q = \frac{2unbz}{r_0}\left(r_г^2 — r^2 — \frac{u^2}{3}\right),$$

где $2u$ — длина рабочей части линии зацепления;
r, r_0 и $r_г$ — соответственно радиусы окружностей начальной, основной и головок колеса;
b — длина зуба;
n — число оборотов.

В случае применения зубчатых колес с профилем, отличным от эвольвентного, производительность приближенно может быть определена из следующих соображений. За один оборот каждого колеса жидкость, заключенная в каждой впадине, переносится из резервуара в магистраль. Однако часть жидкости возвращается обратно, потому что зуб при зацеплении не выжимает всю жидкость из впадины (см. фиг. 2556, объем C). Производительность насоса может быть вычислена через разность площадей впадины и указанной площади С по формуле

$$Q = 2nzb\ (F_b — F_c).$$

При одновременном зацеплении нескольких зубьев жидкость запирается во впадинах, что отражается на работе насоса. В насосах с циклоидальным профилем зубьев это явление не имеет места.

Для ориентировочных подсчетов производительности можно пользоваться эмпирической формулой

$$Q = \frac{3{,}5}{4}(D_г^2 — D_н^2)\, b\eta n \quad [см^3/мин],$$

где $D_г$ — диаметр окружности головок колеса;
$D_н$ — диаметр окружности ножек;
η — объемный к. п. д., учитывающий утечку масла.

Для других типов насосов производительность будет указана в соответствующем тексте.

При определении производительности насосов целесообразно пользоваться методом, основанным на известном положении, что работа внешних сил равна произведению объема подаваемой жидкости на давление:

$$dqp = M_1 d\alpha_1 + M_2 d\alpha_2,$$

где p — давление жидкости;
M_1 и M_2 — моменты внешних сил, выражаемые через давление и ему пропорциональные;
$d\alpha_1$ и $d\alpha_2$ — элементарные углы поворота звеньев.

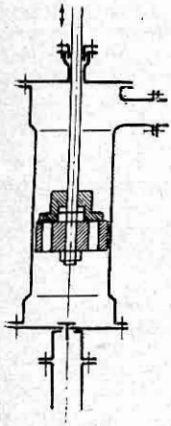
Во многих случаях этот метод быстрее приводит к цели, чем непосредственное определение объема подаваемой жидкости.

Многие насосы обладают обратимостью, т. е. если подавать в них жидкость под давлением, то механизм насоса придет в движение. Этим пользуются для устройства гидравлических исполнительных механизмов или гидравлических двигателей для вращательного и поступательного движения. Изменяя тем или иным способом количество жидкости, поступающей в рабочее пространство исполнительного механизма, можно легко получить требуемой величины угловую скорость, если исполнительный механизм ротационный, или скорость поступательного движения, если исполнительный механизм выполнен в виде цилиндра с поршнем.

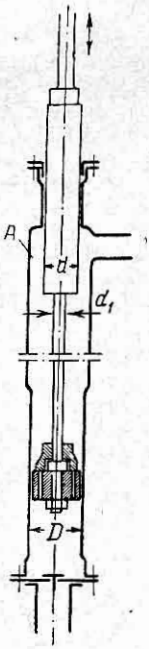
Для предохранения насоса от перегрузки в нагнетательную цепь обычно включается предохранительный клапан, сбрасывающий излишек жидкости в резервуар при достижении давления установленного значения.

Изменение давления жидкости производится включением в магистраль так называемого дросселя, создающего сопротивление проходу жидкости, зависящее от площади проходного сечения.

Управление работой гидравлических и пневматических механизмов производится при помощи различного вида распределителей, перепускных клапанов, реле (давления, времени), регуляторов скорости, синхронизаторов, позиционеров, следящих устройств и пр., которые приведены в разделе «Механизмы и аппараты управления».



Фиг. 2520.



Фиг. 2521.

НАСОСЫ

Фиг. 2520. Схема поршневого насоса с проходным поршнем.

Фиг. 2521. Схема поршневого насоса с проходным поршнем, применяемого для откачивания жидкости с больших глубин. При ходе поршня вниз из пространства A будет вытеснен объем жидкости

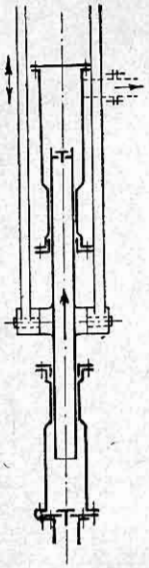
$$V_1 = \frac{\pi (d^2 - d_1^2)}{4} h,$$

а при ходе поршня вверх

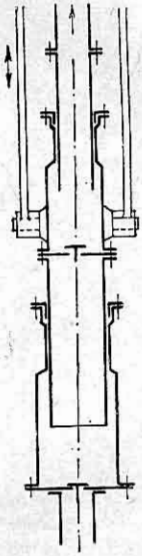
$$V_2 = \frac{\pi D^2}{4} h - V_1.$$

За один двойной ход будет подано жидкости

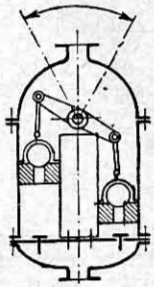
$$V = \frac{\pi D^2}{4} h.$$



Фиг. 2522.



Фиг. 2523.



Фиг. 2524.

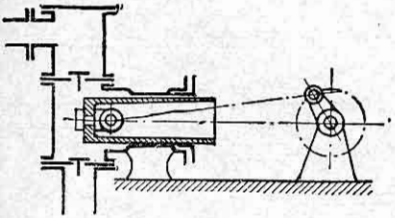
Фиг. 2522. Схема поршневого насоса с проходным поршнем. В полом поршне имеется обратный клапан. Производительность за один двойной ход

$$V=\frac{\pi d^2}{4}h,$$

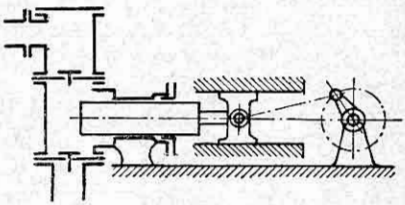
d — диаметр отверстия трубы поршня.

Фиг. 2523. Схема насоса с проходным поршнем. Недостатком схемы является необходимость установки двух сальников.

Фиг. 2524. Двухцилиндровый поршневой насос с проходными поршнями. Поршни приводятся в действие кривошипно-шатунными механизмами со смещенной осью цилиндра относительно оси кривошипа.



Фиг. 2525.



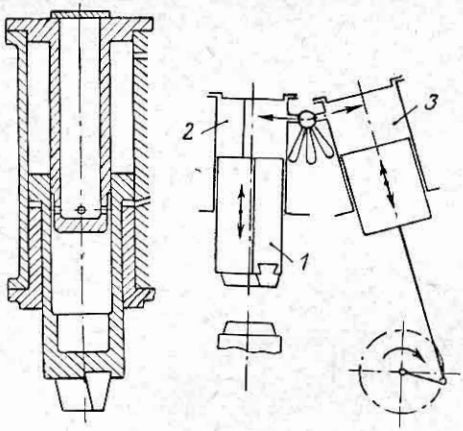
Фиг. 2526.

Фиг. 2525. Поршневой насос для небольших давлений с кривошипно-шатунным механизмом.

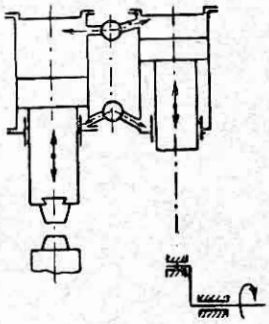
Фиг. 2526. Схема поршневого насоса с крейцкопфом для выравнивания давления в нагнетательной полости. Насосы строят многоцилиндровыми с равномерным сдвигом фаз их работы. Производительность насоса за один оборот

$$Q=Fhk,$$

где F и h — площадь и ход поршня, k — число цилиндров.



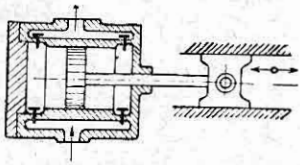
Фиг. 2527.



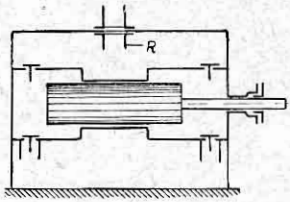
Фиг. 2528.

Фиг. 2527. Схема двухцилиндрового пневматического молота одностороннего действия. Баба *1* получает движение ввиду изменения давления рабочего воздуха в полостях рабочего цилиндра *2*. *3* — компрессорный цилиндр. На фигуре слева показана конструкция рабочего цилиндра с нижним буфером, устраняющим удары рабочего поршня о верхнюю крышку цилиндра.

Фиг. 2528. Схема двухцилиндрового пневматического молота двустороннего действия.



Фиг. 2529.

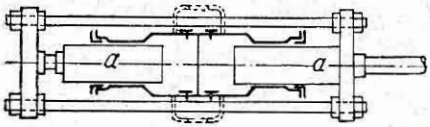


Фиг. 2530.

Фиг. 2529. Поршневой насос двойного действия. Производительность

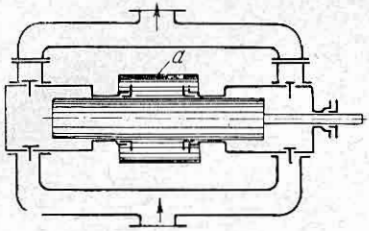
$$Q=2Fh.$$

Фиг. 2530. Схема поршневого насоса двойного действия для больших расходов при низком давлении. Патрубок R служит для присоединения воздушного колпака.

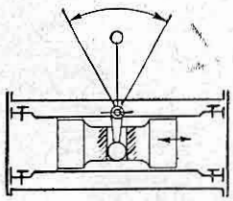


Фиг. 2531.

Фиг. 2531. Двухцилиндровый поршневой насос простого действия. Поршни *a* кинематически связаны.



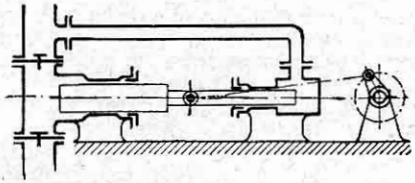
Фиг. 2532.



Фиг. 2533.

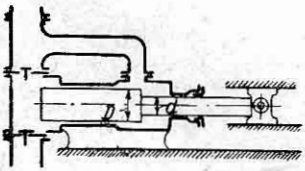
Фиг. 2532. Схема поршневого насоса двойного действия. Для обеспечения надежности уплотнения сальники погружены в жидкостную ванну *a*.

Фиг. 2533. Поршневой насос двойного действия.

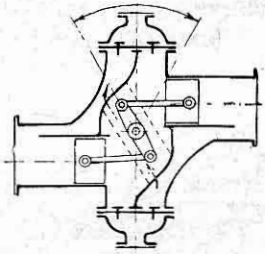


Фиг. 2534.

Фиг. 2534. Дифференциальный поршневой насос для больших давлений. При небольшой мощности насоса с малым ходом поршня последний делают проходным. При движении поршня слева направо в магистраль подается количество жидкости Q_1, вытесняемой малым поршнем, при обратном движении подается количество жидкости, равное разности объемов жидкости: Q_2 — подаваемой большим поршнем и Q_1 — вытесняемой малым поршнем.



Фиг. 2535.

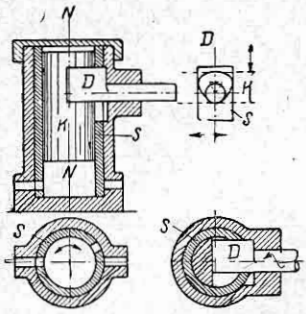


Фиг. 2536.

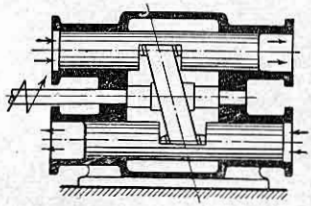
Фиг. 2535. Схема дифференциального поршневого насоса двойного действия. Площадь поперечного сечения малой скалки d в два раза меньше, чем скалки D. За каждый ход вперед и назад в магистраль подается равное количество жидкости

$$Q=\frac{\pi D^2}{2\cdot 4}h.$$

Фиг. 2536. Поршневой насос двойного действия с двумя цилиндрами. Насос с ручным приводом.



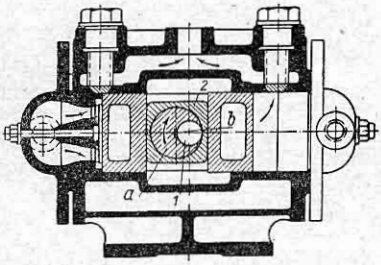
Фиг. 2537.



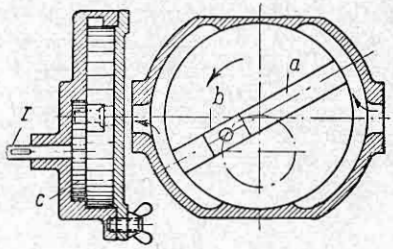
Фиг. 2538.

Фиг. 2537. Поршневой насос с цилиндрическим золотником. При вращении кулачок *D*, находящийся в пазах поршня *K* и золотника *S*, сообщает им движение: поршню — возвратно-поступательное, а золотнику — колебательное вокруг оси *NN*.

Фиг. 2538. Поршневой насос с приводом поршней косой шайбой, укрепленной на приводном валу.



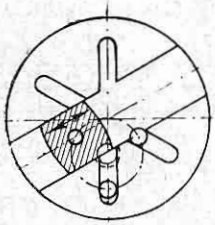
Фиг. 2539.



Фиг. 2540.

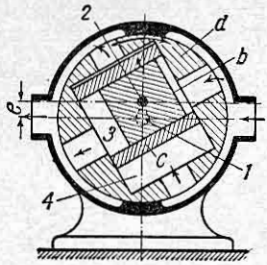
Фиг. 2539. Поршневой насос двойного действия, в основу которого положен синусный механизм (см. фиг. 2085). Эксцентрик *a*, сидящий на валу *1*, приводит в движение камень *2*, который сообщает поршню *b* возвратно-поступательное движение.

Фиг. 2540. Поршневой насос двойного действия с вращающимся цилиндром. В корпусе насоса помещается круглая шайба с диаметральной прорезью *a*, в которой движется поршень *b*, приводимый в движение кривошипом *c*. Во избежание неопределенных положений при совпадении оси пальца кривошипа с осью шайбы вал *1* кривошипа с шайбой *a* связывают зубчатыми колесами с передаточным отношением 1 : 2.

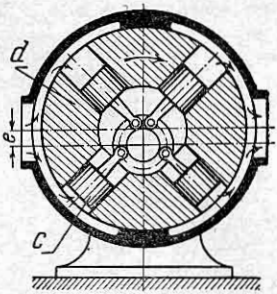


Фиг. 2541.

Фиг. 2541. Насос, аналогичный показанному на фиг. 2540. Вывод поршня из неопределенного положения осуществляется дополнительными пальцами на диске кривошипа, входящими в две прорези шайбы.



Фиг. 2542.



Фиг. 2543.

Фиг. 2542. Схема двухпоршневого насоса двойного действия с вращающимися цилиндрами. В прорези *4* ротора *d*, вращающегося вокруг оси *1*, перемещается поршень *c*; относительно него в прорези *3* перемещается поршень *b*, вращающийся около неподвижной оси *2*. Регулирование количества подачи жидкости достигается изменением эксцентриситета *e*. Ход каждого из поршней равен 2*e*.

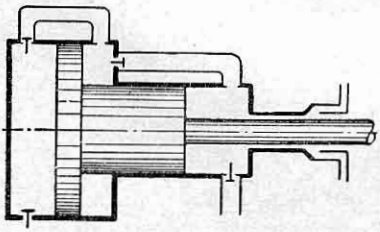
Производительность

$$Q=4en\,(F_c+F_b)\quad [см^3/мин].$$

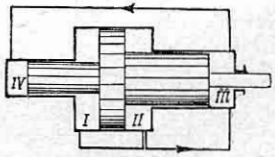
Здесь F_c и F_b — площади поршней.

Фиг. 2543. Поршневой насос с вращающимися цилиндрами. Блок цилиндров *d* вращается вместе с поршнями *c* от приводного вала. На концах поршневых штоков подвижно посажены ролики, катящиеся в круговом пазу, эксцентричном по отношению к оси приводного вала. Ход каждого из поршней равен 2*e*. Производительность

$$Q=4\cdot 2enF\,[см^3/мин].$$



Фиг. 2544.

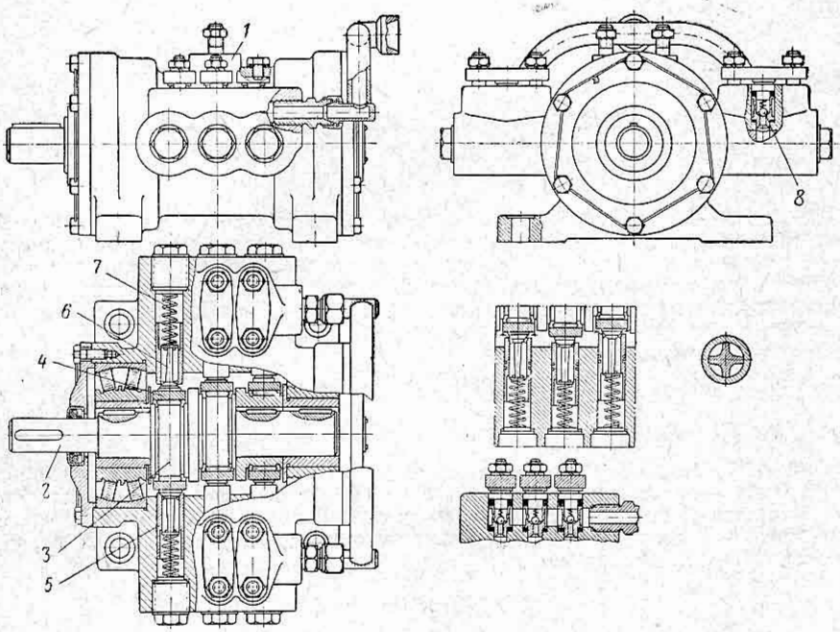


Фиг. 2545.

Фиг. 2544. Схема трехступенчатого компрессора для газов и воздуха. Недостатком схемы является то, что сальник расположен со стороны высокого давления.

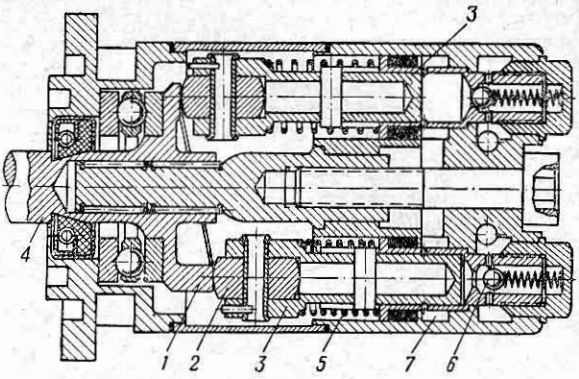
Фиг. 2545. Схема четырехступенчатого компрессора. Сальник расположен со стороны низкого давления. Недостатком схемы является односторонняя нагрузка на шток. Порядок ступеней обозначен цифрами *I, II, III, IV*.

Фиг. 2546. Поршневой насос с неподвижными соосными цилиндрами. Из бака, под напором сверху, через отверстие *1* во фланце подается жидкость в камеры всасывания, образованные корпусом насоса и крышками. Три эксцентрика *3* на приводном валу *2* заклинены под углом 120° друг к другу. Для уменьшения скольжения клапанов по эксцентрикам и износа последних на



Фиг. 2546.

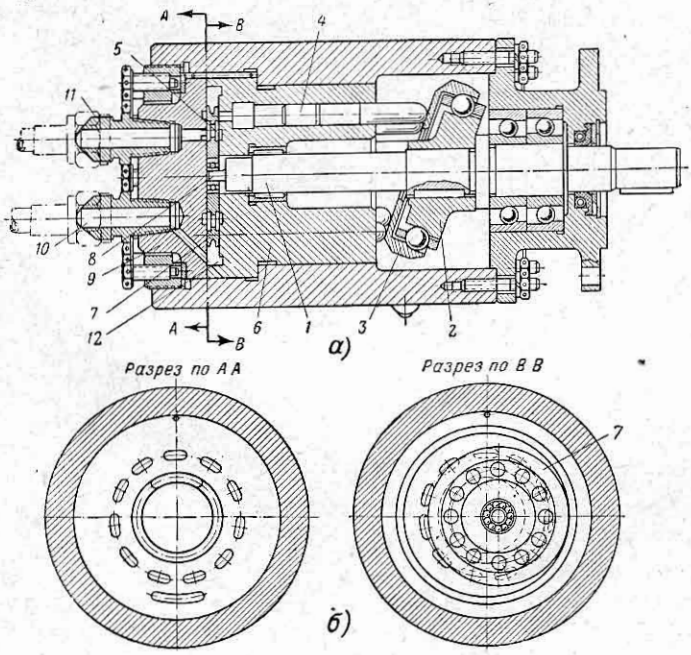
эксцентриках насажены на иглах кольца *4*. Внутри полого поршня *5* расположен клапан *6* с конической тарелкой, запирающей полость поршня при посадке клапана на седло поршня. Начало всасывания соответствует наиболее удаленному от оси вала положению поршня при сжатой пружине *7*. Сила трения поршня в цилиндре (из-за уплотнительных колец) больше силы сопротивления перемещению клапана относительно поршня, поэтому в начале всасывания под действием пружины сначала будет двигаться клапан *6*, а затем, когда пружина упрется в выступ поршня, поршень и клапан будут двигаться вместе к оси вала (при открытом клапане). После поворота вала *2* на 180° сначала закроется клапан, замкнув жидкость в полости цилиндра, затем начнется нагнетание жидкости в общий трубопровод через обратный шариковый клапан *8*.



Фиг. 2547.

Фиг. 2547. Поршневой насос постоянной производительности с приводом от косой шайбы. Косая шайба *1*, связанная с валом *4*, приводит в движение поршни *3*, снабженные для уменьшения износа роликами *2* и прижимаемые к шайбе *1* пружинами *5*.

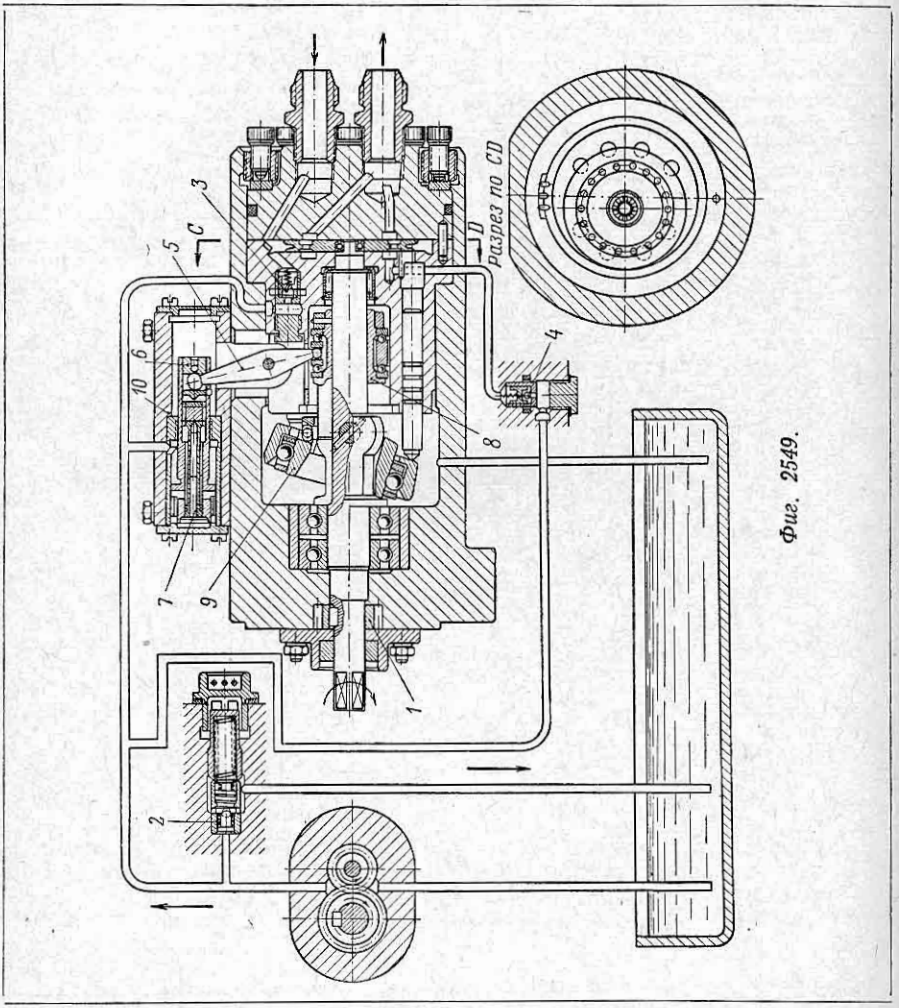
При движении поршней влево шариковые клапаны *6* разъединяют полость нагнетания и рабочую полость цилиндра, в которой образуется вакуум. После того, как поршни откроют отверстия в стенках цилиндра, жидкость из камеры *7* заполнит рабочую камеру и при движении поршней вправо, после перекрытия впускных отверстий, она вытеснится через обратный клапан в камеру нагнетания.



Фиг. 2548.

Фиг. 2548. Поршневой насос с косой шайбой постоянной производительности. Вал *1* несет косой диск *2*, на который опирается косая шайба *3*. Оси цилиндров равномерно распределены на цилиндрической поверхности. В отверстиях неподвижно укрепленного цилиндрового блока *6* размещены поршни *4*, прижатые

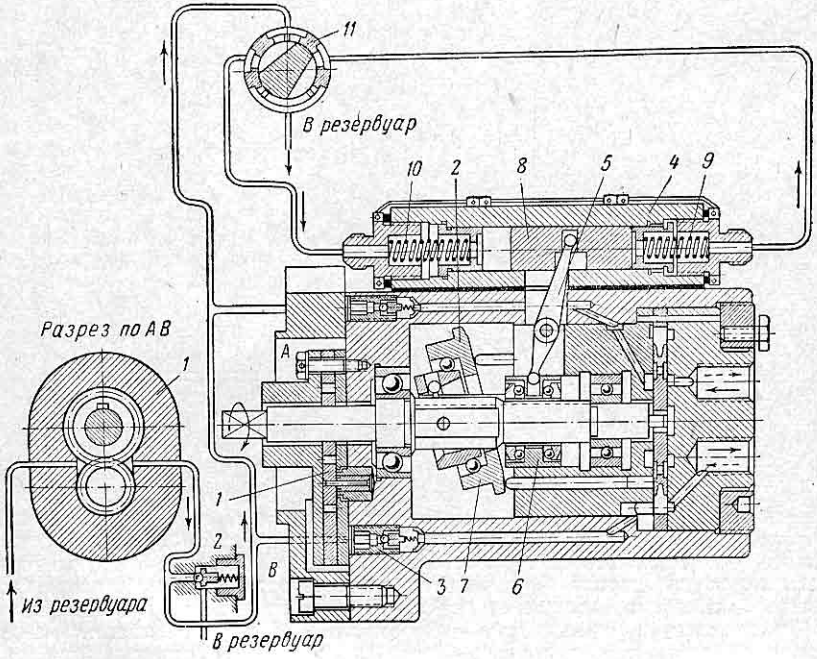
к косой шайбе *3*. На левом конце вала *1* имеется эксцентриковый палец *8*, несущий распределительный диск *7*, изменяющий направление потока жидкости в зависимости от положения косой шайбы, т. е. в зависимости от того, происходит ли всасывание или нагнетание жидкости в соответствующем цилиндре блока. Во избежание утечек диск *7* тщательно притирается к торцу блока *6* и головке *9*. Подвод и отвод жидкости производится через штуцеры *10* и *11*, связанные с камерами *12* и *5*, на которые диск *7* разделяет полость между блоком *6* и головкой *9*. На диске *7* с обеих сторон имеются кольцевые канавки, связанные рядом отверстий (эскиз *б*). При перемещении распределительного диска каналы цилиндров соединяются с камерами *12* и *5* и, следовательно, со штуцерами *10* и *11*.



Фиг. 2549.

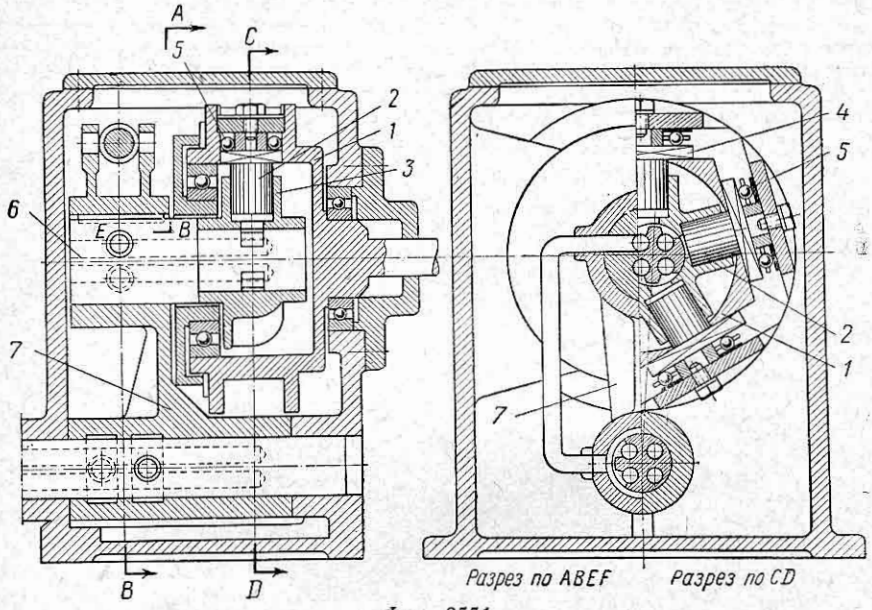
Фиг. 2549. Поршневой насос переменной производительности. Шестеренный насос *1*, снабженный предохранительным клапаном *2*, подает жидкость в ка-

меру всасывания через обратный клапан *3* или *4*. Жидкость от насоса поступает в усилитель *10*, управляющий поворотом рычага *5*. Положение поршня *6* зависит от позиции золотника *7* усилителя, управляющего потоком жидкости, поступающей от насоса *1* в усилитель. Рычаг *5* сообщает муфте *8* перемещение вдоль оси вала, изменяя при этом наклон шайбы *9*. В связи с этим изменяется величина хода поршней и производительность насоса.



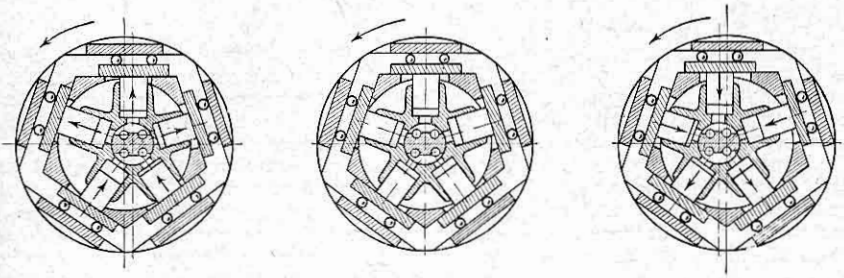
Фиг. 2550.

Фиг. 2550. Поршневой насос с дистанционным управлением. Поворот рычага *5*, изменяющего наклон шайбы *7* при осевом перемещении муфты *6*, производится при помощи поршня *8*, на который с двух сторон действуют пружины *9* и *10*. Давление жидкости, нагнетаемой шестеренным насосом *1*, может подаваться в правую и левую полость цилиндра *4*, вследствие чего поршень *8* будет двигаться влево или вправо. Направление перемещения поршня *8* зависит от положения пробки *11* крана управления, при вертикальном расположении средней линии которой доступ жидкости от насоса *1* прекращается и действием пружин поршень *8*, а с ним и рычаг *5* устанавливаются в среднее положение. При положении пробки *11*, как показано на фигуре, жидкость подается в левую полость цилиндра *4*, при симметричном положении — в правую. Устойчивая производительность получается только при крайних положениях поршня *8*. Предохранительный клапан *2* предохраняет систему управления от перегрузки. Обратные клапаны *3* исключают возможность утечки жидкости из камеры нагнетания основного насоса в нагнетательную магистраль насоса *1* низкого давления.



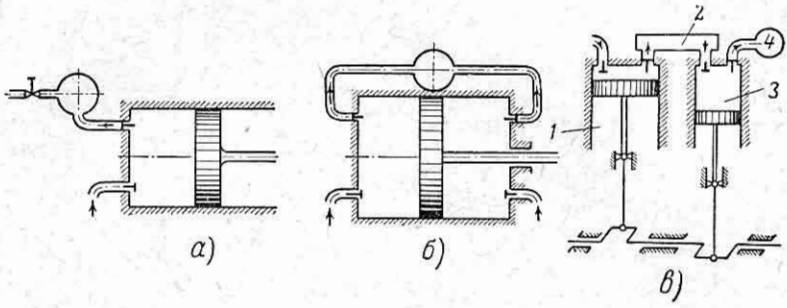
Фиг. 2551.

Фиг. 2551—2552. Поршневой насос. Движение от электродвигателя сообщается направляющему блоку *1*, снабженному пазами в виде правильного пятиугольника. Поршни *2*, помещенные в цилиндрах блока *3*, снабжены ползунами *4*, перемещающимися в пазах направляющего блока *1*. Ползуны поршней опираются на шарики *5*, заключенные в сепаратор. Цилиндровый блок, увлекаемый поршнями, вращается на оси *6*, используемой в качестве распределителя жидкости и укрепленной на коромысле *7*. Изменение эксцентриситета осей направляющего и цилиндрового блоков достигается поворотом коромысла *7*. С изменением эксцентриситета изменяется и производительность.



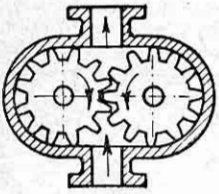
Фиг. 2552.

Фиг. 2552. Три положения цилиндрового и направляющего блоков. Среднее положение соответствует эксцентриситету, равному нулю, крайние — противоположным направлениям подачи жидкости.

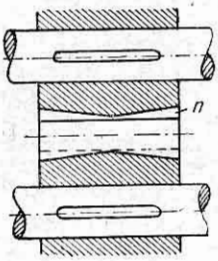


Фиг. 2553.

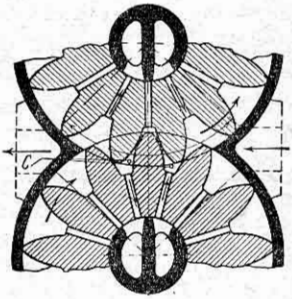
Фиг. 2553. Схемы поршневых воздушных насосов.
а — одноступенчатого, простого действия; *б* — одноступенчатого, двойного действия; *в* — двухступенчатого, в котором воздух, сжатый в цилиндре *1*, поступает в воздухосборник *2*, где охлаждается, после чего поступает через цилиндр высокого давления *3* и воздухосборник *4* в машину.



Фиг. 2554.



Фиг. 2555.



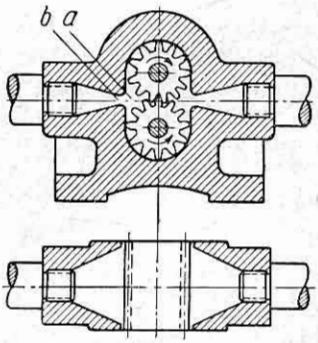
Фиг. 2556.

Фиг. 2554. Шестеренный насос. Жидкость в полость нагнетания поступает отдельными порциями, заключенными между корпусом насоса и впадинами зубчатых колес.

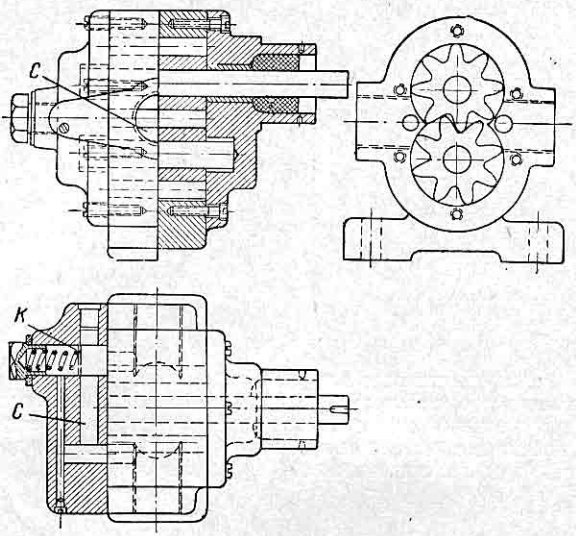
Фиг. 2555. Шестеренный насос с углубленным основанием впадины зуба для предупреждения сжатия жидкости в зазорах *n* между зубьями.

Фиг. 2556. Шестеренный насос с радиальными каналами. Во избежание повышения давления в полостях *C* во впадинах между зубьями делают радиальные каналы, последовательно сообщающиеся с осевыми каналами нагнетания и всасывания.

Фиг. 2557. Шестеренный насос, в котором подводящий канал выполнен в виде трубки Вентури. Давление в полости *a* благодаря сужению *b* будет выше, чем во всасывающем трубопроводе, поэтому можно увеличить число оборотов зубчатых колес, а следовательно, и производительность насоса.

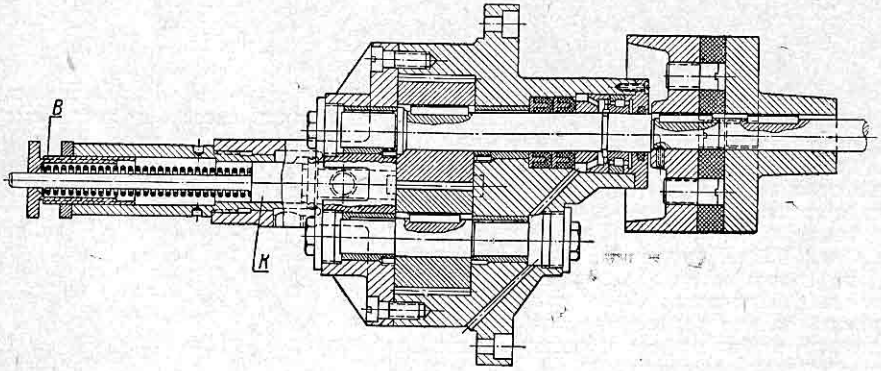


Фиг. 2557.



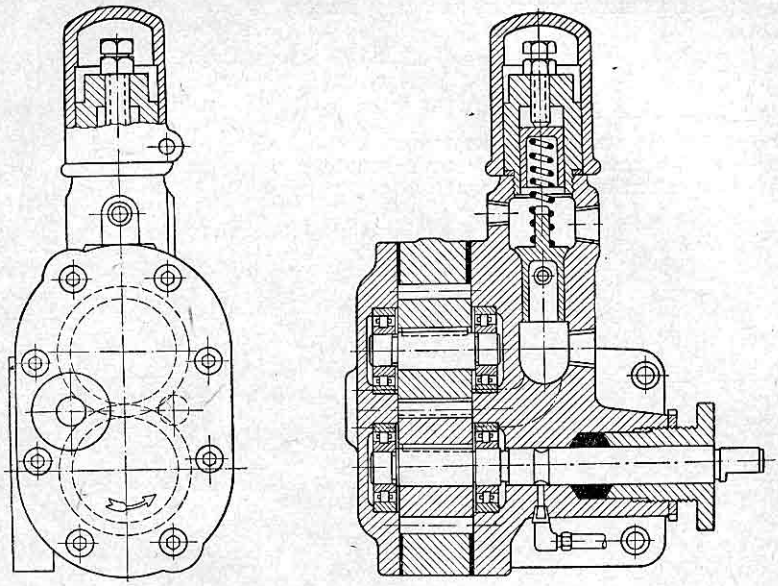
Фиг. 2558.

Фиг. 2558. Шестеренный насос с редукционным клапаном. Клапан *K*, снабженный пружиной, запирает канал *C*, соединяющий между собой полости всасывания и нагнетания. При увеличении давления клапан открывается и часть жидкости отводится из полости нагнетания в полость всасывания.



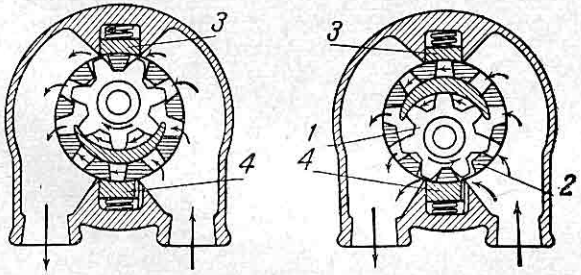
Фиг. 2559.

Фиг. 2559. Шестеренный насос, применяемый в шлифовальных станках. Редукционный клапан *K* насоса может быть отрегулирован на определенное давление при помощи винта *B*, поджимающего пружину.



Фиг. 2560.

Фиг. 2560. Шестеренный насос с регулируемым редукционным клапаном.



Фиг. 2561.

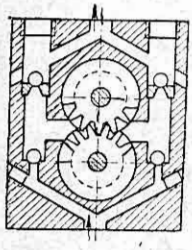
Фиг. 2561. Шестеренный насос с внутренним зацеплением. Приводным является большое зубчатое колесо *2*. Серповидный элемент, заполняющий свободное пространство между головками зубьев колес *1* и *2*, запирает во впадинах колес перегоняемую жидкость. Уплотнительные элементы *3* и *4*, разделяющие всасывающую и нагнетательную полости, одновременно являются редукционными клапанами.

Изменяя положение серповидного сектора и колеса с внешним венцом, можно изменить направление подачи масла или при сохранении направления потока изменить направление вращения ведущего вала на противоположное.

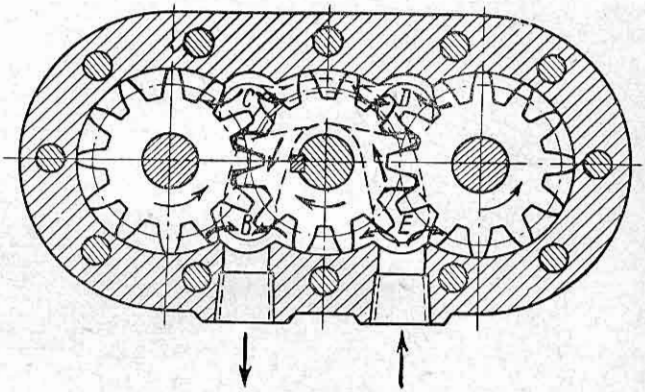
Средняя производительность насоса в минуту

$$Q=30r_0\omega_1\left[2r_1(h_1'+h_2')+h_1'^2-\frac{r_1}{r_2}h_2'^2-\left(1-\frac{r_1}{r_2}\right)\frac{l^2}{12}\right]\ [см^3/мин],$$

где h' — высота головки зуба;
r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей;
r_0 — радиус основной окружности колеса с внешним венцом;
l — длина рабочей части линии зацепления.



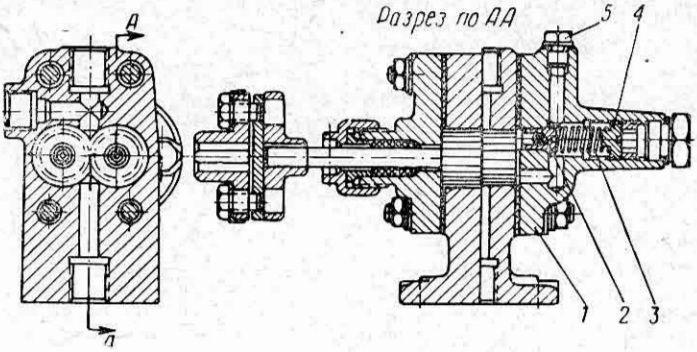
Фиг. 2562.



Фиг. 2563.

Фиг. 2562. Схема шестеренного насоса с направлением подачи жидкости, не зависящим от направления вращения колес.

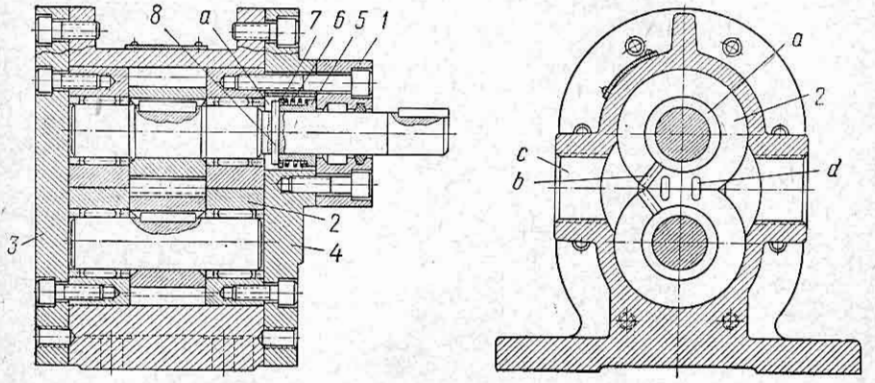
Фиг. 2563. Шестеренный насос, состоящий из трех зубчатых колес. Производительность насоса в два раза больше производительности насоса, состоящего из двух колес тех же размеров. Ведущим является среднее зубчатое колесо. Жидкость засасывается через каналы *E* и *C* и нагнетается через каналы *D* и *B*.



Фиг. 2564.

Фиг. 2564. Шестеренный насос. Ведущий вал насоса связан упругой муфтой с валом двигателя. В задней крышке *1* смонтирован предохранительный кла-

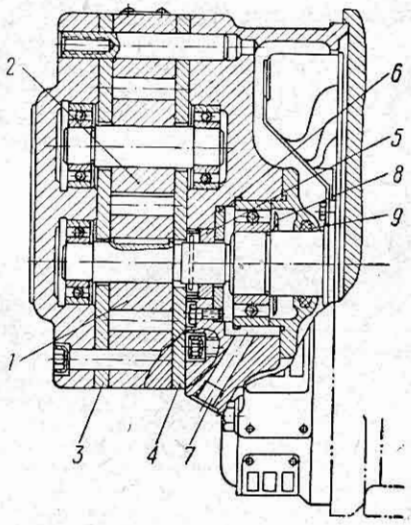
пан *2*, сбрасывающий масло из нагнетательной камеры во всасывающую при повышении давления выше предельного, устанавливаемого пружиной *3*. Натяжение пружины регулируется гайкой *4*. *5* — пробка.



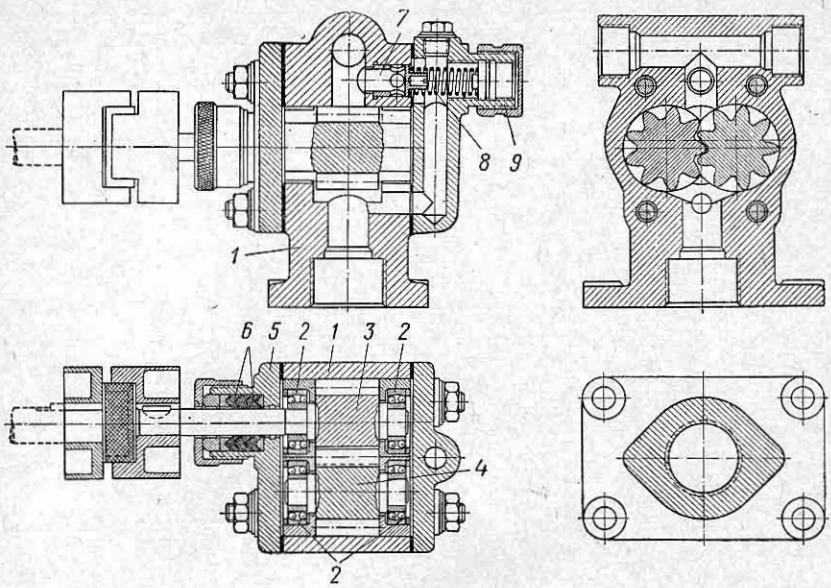
Фиг. 2565.

Фиг. 2565. Шестеренный насос завода «Гидропривод». Колеса с числом зубьев, равным 12, монтируются на валиках, установленных на игольчатых подшипниках во втулках *2*, связанных винтами с крышками *3* и *4*. Уплотнение состоит из стальной втулки *5*, пружины *6*, шайбы *7* и штифта *8*. Втулка *5* прижимается к шлифованной поверхности фланца *1*. Снижение давления в камере *a* достигается соединением ее дренажными каналами *b* с камерой всасывания *c*. Дренажные канавки *d* служат для предупреждения компрессии жидкости во впадинах при переходе зубьев через линию центров.

Фиг. 2566. Шестеренный фланц-насос. Ведущее зубчатое колесо *1* заклинено на валу двигателя, ведомое колесо *2* напрессовано на валик. Чугунные кольца *3* и *4* предотвращают попадание масла в подшипники. Вал насоса уплотнен посредством притертой к валу двигателя втулки *5*, прижатой к каленому диску *6*. Просочившееся масло отводится через штуцер *7*. Маслоотражатель *8* и уплотнение *9* защищают двигатель от попадания масла.

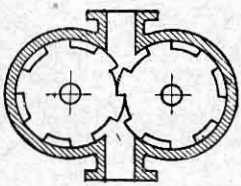


Фиг. 2566.

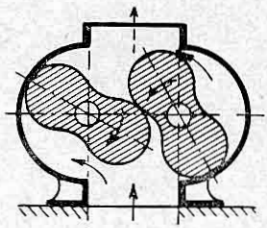


Фиг. 2567.

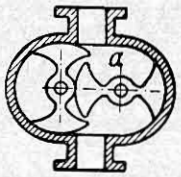
Фиг. 2567. Шестеренный насос. Внутри чугунного корпуса *1* смонтированы обоймы с шариковыми подшипниками *2* ведущего *3* и ведомого *4* зубчатых корригированных колес с $z=9$. Вал уплотнен манжетами *6*, смонтированными в передней крышке *5*. Предохранение гидросистемы от перегрузки осуществляется предохранительным клапаном *7*, деформация пружины *8* которого регулируется винтом *9*.



Фиг. 2568.



Фиг. 2569.

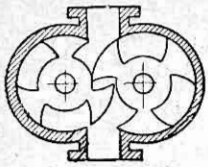


Фиг. 2570.

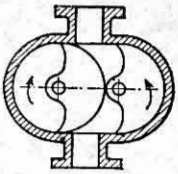
Фиг. 2568. Роторный насос, работающий по типу шестеренного. Основания ножек должны быть подрезаны по удлиненной эпициклоиде.

Фиг. 2569. Роторный насос (воздуходувка Рута), полученный уменьшением зубьев зубчатых колес обычного насоса до двух. Валы обоих роторов должны быть соединены колесами. Зубья имеют циклоидальный профиль, полученный обкатыванием производящей окружности, диаметр которой равен четверти диаметра начальной окружности зацепляющихся колес.

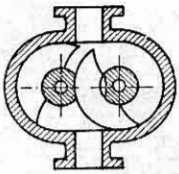
Фиг. 2570. Роторный насос с роторами, имеющими по два зуба. Боковые поверхности зубьев очерчиваются дугами удлиненной эпициклоиды (см. фиг. 481), полученной как траектория точки *a* относительно сопряженного ротора. Диаметры начальных окружностей одинаковы. Движение роторов принудительное.



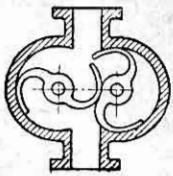
Фиг. 2571.



Фиг. 2572.



Фиг. 2573.



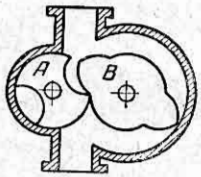
Фиг. 2574.

Фиг. 2571. Роторный насос с роторами, имеющими по три зуба. Профилирование такое же, как для зубьев насоса по фиг. 2570.

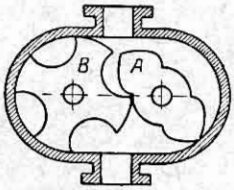
Фиг. 2572. Схема роторного насоса с роторами в виде полумесяца. Профилирование такое же, как для зубьев насоса по фиг. 2570.

Фиг. 2573. Роторный насос.

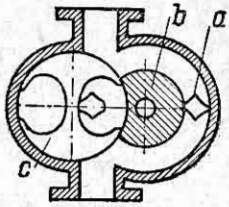
Фиг. 2574. Роторный насос с роторами саблевидного профиля. Выпуклые части профиля очерчиваются по сопряженным эпициклоиде и гипоциклоиде. Внутренние вогнутые части профиля — по удлиненной эпициклоиде.



Фиг. 2575.



Фиг. 2576.

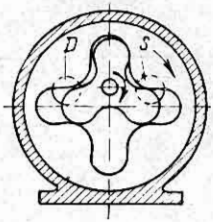


Фиг. 2577.

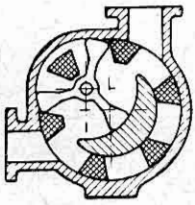
Фиг. 2575. Насос с ротором *A* и распределительным валом *B*.

Фиг. 2576. Насос с четырехлучевым распределительным валом *B* и двухлучевым ротором *A*. Число оборотов распределительного вала в два раза меньше числа оборотов ротора. Профиль зубьев циклоидальный. Малое колесо имеет только головку в виде одной ветви эпициклоиды, а большое — ножку в виде одной ветви сопряженной гипоциклоиды.

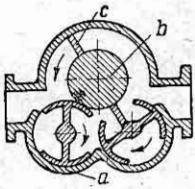
Фиг. 2577. Насос с ротором *a*, распределительным валом *c* и неподвижной уплотняющей втулкой *b*. Профили зубьев и впадин очерчены дугами удлиненных эпициклоид (см. фиг. 481).



Фиг. 2578.



Фиг. 2579.

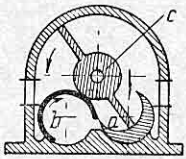


Фиг. 2580.

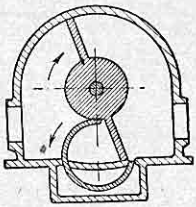
Фиг. 2578. Насос с трехзубчатыми колесами внутреннего циклоидального зацепления. *S* — полость всасывания, *D* — нагнетания.

Фиг. 2579. Насос с зубчатыми колесами внутреннего зацепления. Большое колесо имеет профиль зубьев, очерченный дугой удлиненной гипоциклоиды.

Фиг. 2580. Насос с двухлопастным ротором *c* и двумя распределительными валиками *a*. Сердечник *b* неподвижен.



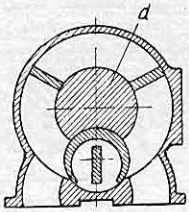
Фиг. 2581.



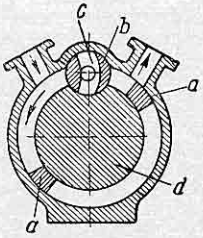
Фиг. 2582.

Фиг. 2581. Насос с двухлопастным ротором *c* и распределительными валами *b* и *a*.

Фиг. 2582. Насос с двухлопастным ротором и распределительным валом.



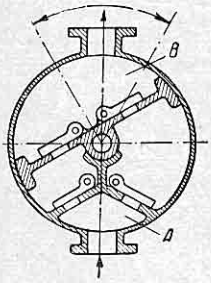
Фиг. 2583.



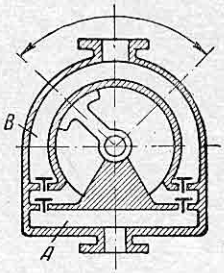
Фиг. 2584.

Фиг. 2583. Насос с трехлопастным ротором и распределительным валом. Сердечник *d* неподвижен.

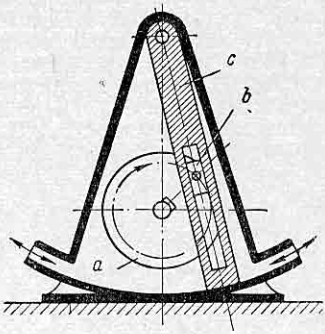
Фиг. 2584. Насос с двухлопастным ротором *a* и распределительным валом *b*, совершающим колебательные движения с остановками в момент прохождения лопасти *a* через прорезь *c*. Сердечник *d* неподвижен.



Фиг. 2585.



Фиг. 2586.

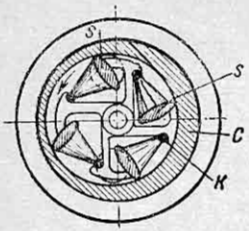


Фиг. 2587.

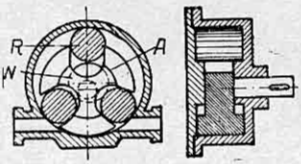
Фиг. 2585. Крыльчатый насос двойного действия. *A* — полость всасывания, *B* — нагнетания.

Фиг. 2586. Крыльчатый насос двойного действия. *A* — полость всасывания, *B* — нагнетания.

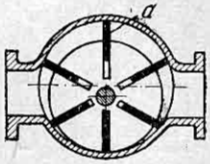
Фиг. 2587. Крыльчатый насос. Проходное крыло *c* является качающейся кулисой. Камень *b*, скользящий в пазу кулисы, шарнирно укреплен на кривошипном диске *a*. Медленное движение кулисы используется для хода нагнетания.



Фиг. 2588.



Фиг. 2589.

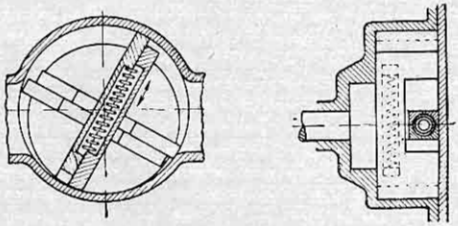


Фиг. 2590.

Фиг. 2588. Насос с качающимися около осей *K* лопатками. Под действием центробежной силы лопатки *S* прижимаются к внутренней стенке стакана *C*, эксцентричного по отношению к оси крестовины.

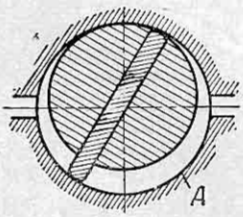
Фиг. 2589. Насос с роликами *R*, скользящими в пазах ротора *A*. Ролики перемещаются в радиальном направлении эксцентриком *N*, сидящим на валу.

Фиг. 2590. Лопастной насос, аналогичный насосу фиг. 2589. Здесь вместо роликов в пазах ротора помещены пластинки *a* (лопасти).

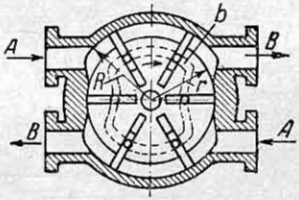


Фиг. 2591.

Фиг. 2591. Лопастной насос со спаренными пластинками, раздвигаемыми пружинами.



Фиг. 2592.

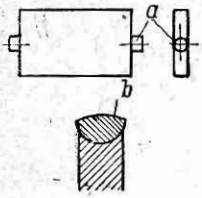


Фиг. 2593.

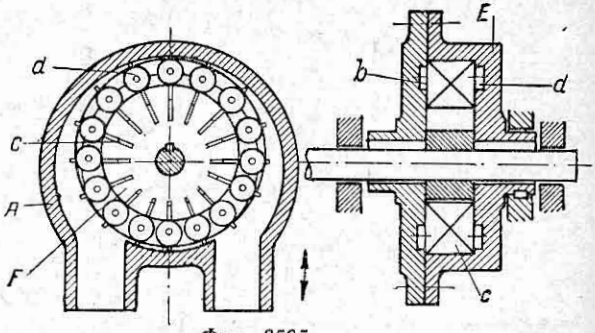
Фиг. 2592. Схема коловратного насоса с цилиндром *A*, в плане имеющим форму улитки Паскаля. Улитка обладает тем свойством, что все хорды, проведенные через ее фокус, равны. Это позволяет применять одну пластинку, помещенную в сквозной прорези ротора.

Фиг. 2593. Лопастной насос двойного действия. Радиальное передвижение лопастей управляется направляющим пазом *b*. *A* — полости всасывания, *B* — нагнетания. Производительность насоса

$$Q=2\pi\,(R^2-r^2)\,bn.$$



Фиг. 2594.



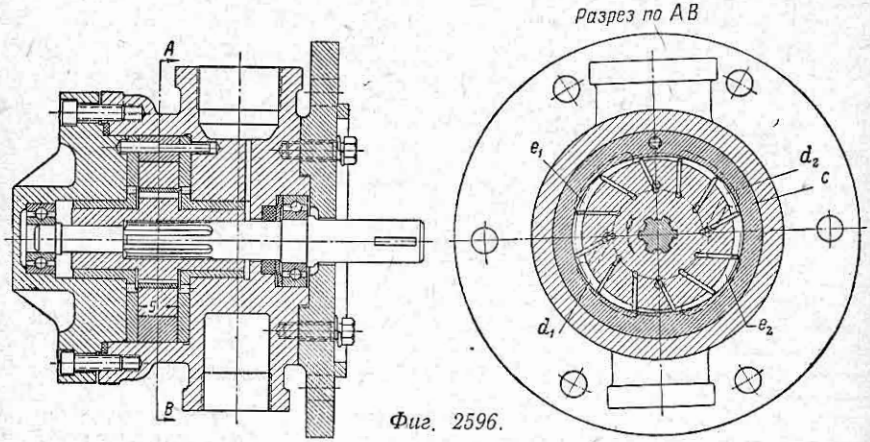
Фиг. 2595.

Фиг. 2594. Лопасть насоса по фиг. 2593 с направляющими цапфами *a*, скользящими в направляющем пазу. Для уменьшения трения на цапфы надевают ролики. Иногда концы лопастей снабжают уплотняющими износоустойчивыми сухарями *b*, прилегающими к стенкам стакана.

Фиг. 2595. Гидравлический лопастной насос. В боковой стенке и крышке *E* корпуса *A* имеются кольцевые канавки *b*; на оси, эксцентричной по отношению к оси корпуса, вращается барабан *F* с радиальными прорезями, в которых в радиальном направлении перемещаются плоские лопасти *c*. На торцевых цапфах надеты ползушки *d*, скользящие в кольцевых пазах корпуса и крышки *E*. Вследствие эксцентричности осей ротора и корпуса величина, на которую лопасти выступают из ротора, при вращении изменяется, и рабочая жидкость перемещается ротором из одной половины в другую. Так как площадь лопастей противоположных половин ротора неодинакова, то равнодействующая сил давления рабочей жидкости не проходит через ось вращения ротора и создает вращающий момент. Производительность насоса

$$Q=2\pi en(BD+4bd).$$

Здесь e — эксцентриситет, B — ширина лопасти, D — диаметр дуги уплотняющего выступа, d и b — диаметр и ширина ролика, n — число оборотов.



Фиг. 2596.

Фиг. 2596. Насос, применяемый в гидроприводах станков для подачи охлаждающей жидкости при глубоком сверлении. Лопасти в роторе расположены

тангенциально и находятся в постоянном контакте с барабаном *c*, имеющим внутреннюю фасонную форму. По проходе верхней цилиндрической части барабана *c* лопасти выдвигаются из прорезей, т. е. происходит всасывание; пройдя цилиндрическую часть барабана между окнами e_1 и d_1, лопасти на участке кривой, соответствующей окну d_1, вдвигаются в прорези и жидкость выдавливается в окно d_1. На участках, соответствующих окнам e_2 и d_2, процесс повторяется. Лопасти прижимаются к барабану *c* центробежной силой, а также давлением жидкости, подводимой в прорези ротора под лопасти.

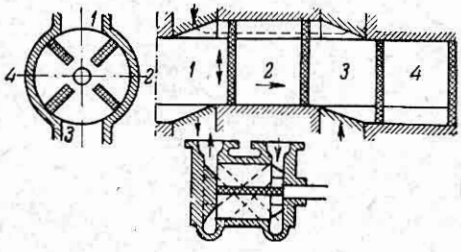
Производительность насоса

$$Q=[2\pi(r_2^2-r_1^2)-mS(r_2-r_1)]\,Bn \quad [см^3/мин],$$

где m — число лопастей;

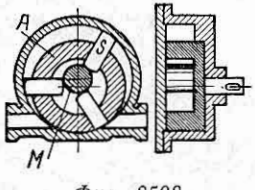
S — толщина лопасти в *см*;

n — число оборотов ротора в минуту.

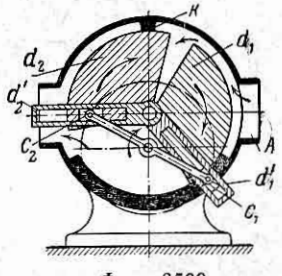


Фиг. 2597.

Фиг. 2597. Коловратный насос. Торцевые стороны крышки корпуса имеют криволинейные очертания. Лопасти прилегают к этим криволинейным направляющим и при вращении перемещаются в осевом направлении. На фигуре в правом верхнем углу показана развертка ротора и последовательные положения *1, 2, 3* и *4* лопастей, нагнетающих жидкость.



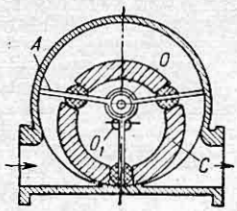
Фиг. 2598.



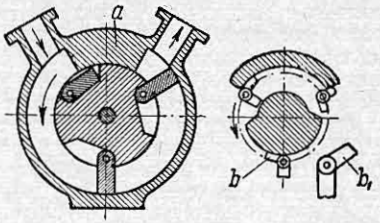
Фиг. 2599.

Фиг. 2598. Коловратный насос с лопастями *S*, скользящими в пазах эксцентричного ротора *A* и опирающимися на центральный сердечник *M*.

Фиг. 2599. Коловратный насос с ротором, состоящим из относительно подвижных секторов d_1 и d_2. На секторах укреплены кулисы d_1' и d_2', в пазах которых скользят камни c_1 и c_2, шарнирно закрепленные в двух диаметрально противоположных точках кривошипа. При вращении кривошипа секторы расходятся при прохождении всасывающей полости *A* и сближаются, проходя нагнетательную полость. В момент прохождения перемычки *K* секторы приходят в соприкосновение, исключая сообщение отсасывающей и нагнетательной полостей.



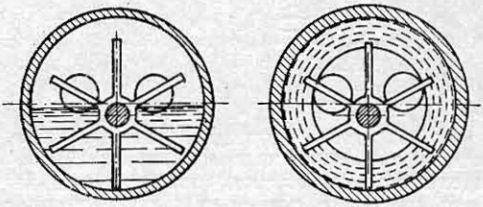
Фиг. 2600.



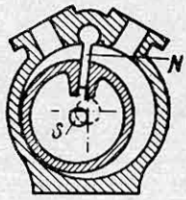
Фиг. 2601.

Фиг. 2600. Коловратный насос. Лопасти *A* независимо вращаются относительно вала *O*. Лопатки приводятся во вращение полым цилиндром *C*, вращаемым валом O_1, эксцентричным по отношению к валу *O*.

Фиг. 2601. Коловратный насос с поворачивающимися плоскими лопастями. На правом эскизе показан механизм, поворачивающий лопасти при проходе их через уплотняющую дугу *a*. Направление вращения и угол направляющего плеча *b* указаны для случая, когда насос работает в качестве двигателя. Для работы в качестве генератора необходимо изменить направление вращения и положение плеча *b*, перенеся его в положение b_1.



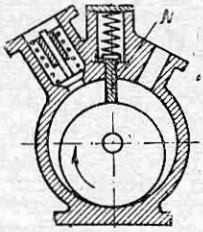
Фиг. 2602.



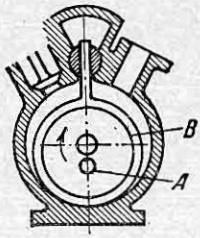
Фиг. 2603.

Фиг. 2602. Коловратный насос с жидкостным уплотнением. Применяя в качестве уплотняющей жидкости ртуть, можно получить очень высокий вакуум.

Фиг. 2603. Коловратный насос с цилиндрическим ротором, свободно сидящим на кривошипном пальце *S*, и качающейся разделительной перегородкой *N*.



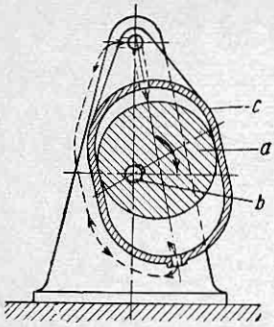
Фиг. 2604.



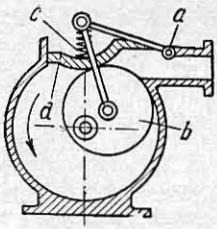
Фиг. 2605.

Фиг. 2604. Коловратный насос с цилиндрическим ротором в виде эксцентрика и прямолинейно движущейся разделительной перегородкой *N*. На стороне нагнетания установлен обратный клапан.

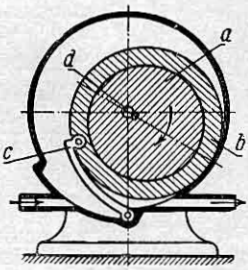
Фиг. 2605. Коловратный насос с качающейся разделительной перегородкой на кольце *B*, охватывающем эксцентрик *A*.



Фиг. 2606.



Фиг. 2607.

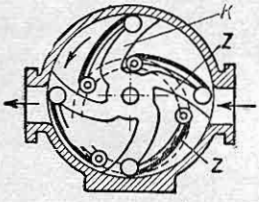


Фиг. 2608.

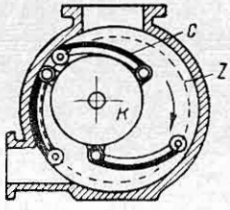
Фиг. 2606. Насос с качающимся цилиндром *c*, выполненным в виде кулисы. Ротором является эксцентрик *a*, вращающийся от приводного вала *b*.

Фиг. 2607. Коловратный насос с качающейся около оси *a* разделительной перегородкой *d*, постоянно прижимаемой к эксцентрику *b* пружиной *c*. Жидкость поступает через периодически образующуюся щель между перегородкой и корпусом.

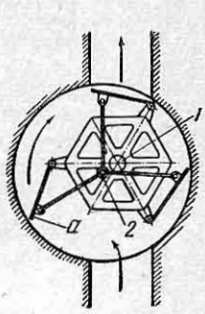
Фиг. 2608. Коловратный насос с качающейся перегородкой *c*, шарнирно связанной с кольцом *b*, которое охватывает вращающийся от приводного вала *d* эксцентрик *a*.



Фиг. 2609.



Фиг. 2610.

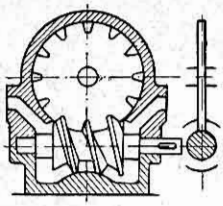


Фиг. 2611.

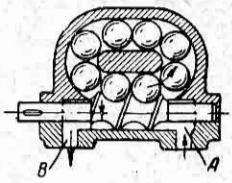
Фиг. 2609. Коловратный насос с поворотными лопастями, которые одним концом прикреплены шарнирно к ведущей крестовине *K*, а другим концом, имеющим цапфу, скользят в эксцентричном круговом пазу *Z*.

Фиг. 2610. Коловратный насос с криволинейными лопастями *C*, которые одним концом укреплены шарнирно на диске *K*, вращающемся на оси, эксцентричной по отношению к оси корпуса цилиндра, а другим — скользят в круговой направляющей *Z*.

Фиг. 2611. Коловратный насос с качающимися лопастями. Механизм представляет собой сочетание трех шарнирных четырехзвенников. Внутри камеры вокруг оси *1* вращается шестигранный барабан, являющийся кривошипом четырехзвенников. К барабану шарнирно присоединены шатуны в виде лопастей *a*; шарнир *2* — общий.



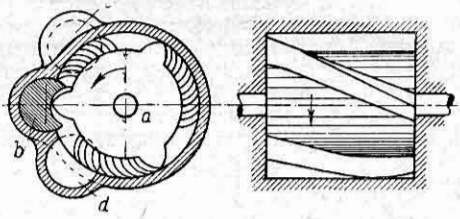
Фиг. 2612.



Фиг. 2613.

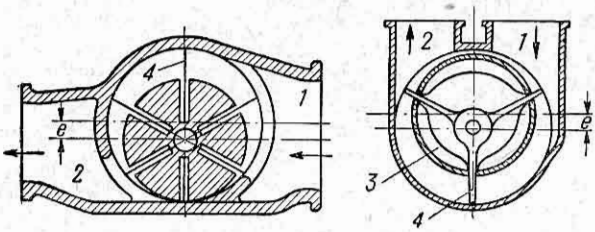
Фиг. 2612. Глобоидальный червячный насос. Жидкость, переносясь из полости всасывания в полость нагнетания, выдавливается зубьями червячного колеса.

Фиг. 2613. Червячный насос с шарами. Жидкость, поступающая во всасывающую полость *A*, заполняет освобождающееся пространство между шарами и переносится в полость нагнетания *B*, где выдавливается нарезкой червяка.



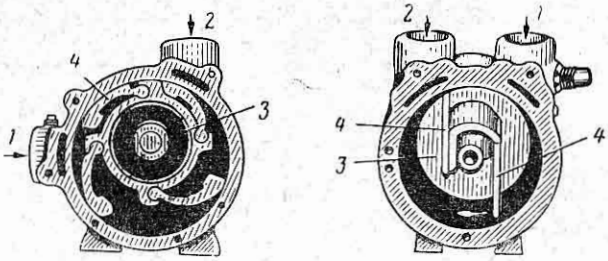
Фиг. 2614.

Фиг. 2614. Винтовая воздуходувка. Уплотняющий валик *b* имеет винтовой паз; *d* — полость всасывания, *c* — нагнетания; *a* — винт.



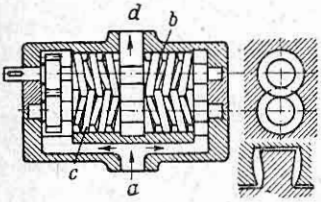
Фиг. 2615.

Фиг. 2615. Схемы роторных воздушных насосов. В шестилопастном насосе (эскиз слева) уплотнение между лопастями создается за счет центробежных сил, действующих на лопасти *4* при вращении их вместе с ротором *3*. Воздух всасывается в камеру *1* и нагнетается в камеру *2*. В насосе на эскизе справа между лопастями *4* и внутренней стенкой корпуса зазор постоянный. Насосы этого типа сложнее по конструкции и развивают меньшее давление по сравнению с насосом, показанным слева.

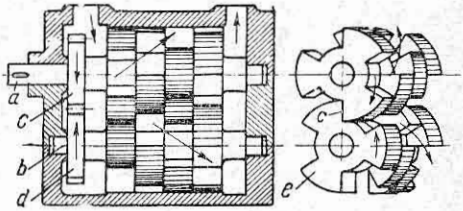


Фиг. 2616.

Фиг. 2616. Роторные воздушные насосы. Слева показан четырехлопастной насос с качающимися лопастями 4, вложенными в гнезда, предусмотренные в роторе 3. Справа показан двухлопастной насос с выдвигающимися из ротора 3 лопастями 4. 1 — сторона всасывания, 2 — сторона нагнетания.



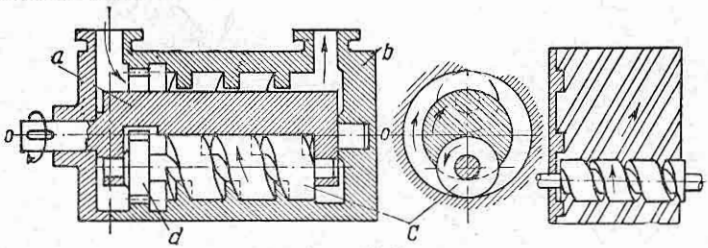
Фиг. 2617.



Фиг. 2618.

Фиг. 2617. Двухвинтовой насос. Для устранения осевого давления каждый винт сделан из двух половин — одна с правой, а другая с левой нарезкой. Жидкость засасывается в полость *a*, увлекается винтовыми поверхностями *b* и *c* и выталкивается через патрубок *d* в нагнетательный трубопровод. Витки и основания впадин должны быть подрезаны, как это показано на фигуре справа внизу.

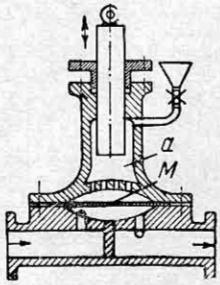
Фиг. 2618. Винтовой ступенчатый насос. На двух валах *a* и *b*, связанных зубчатыми колесами *d* и *c*, жестко посажены трехсекторные колеса *e*, выполненные по фиг. 2571 так, что их впадины образуют винтовые ступенчатые каналы. При вращении валов секторы колес, входя в соответствующие им впадины, последовательно выжимают жидкость из одной впадины в другую в направлении нагнетательной полости.



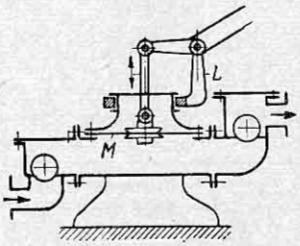
Фиг. 2619.

Фиг. 2619. Планетарный винтовой насос. Водило *a* несет на себе сателлит *c*, представляющий собой однозаходный винт, входящий своей резьбой в резьбу

корпуса *b*. Зубчатое колесо *d* сателлита входит во внутреннее зацепление с колесом корпуса. При вращении водила винт *c*, обкатываясь без осевого смещения по двухзаходной винтовой нарезке корпуса, переносит жидкость из полости всасывания в полость нагнетания. Возможна установка нескольких сателлитов.



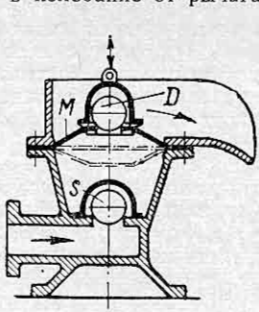
Фиг. 2620.



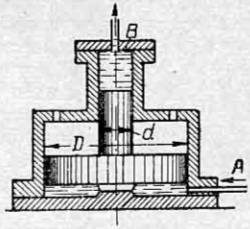
Фиг. 2621.

Фиг. 2620. Мембранный насос непрямого действия для перекачивания щелочей, кислот и загрязненных жидкостей. Полость *a* поршня заполнена водой или маслом. Поршень приводит в движение мембрану *M*. Полость насоса, соприкасающаяся с перекачиваемой жидкостью, предохраняется от разъедания глазурью и т. п. Клапаны делаются в виде резиновых шаров.

Фиг. 2621. Мембранный насос для загрязненных жидкостей. Мембрана *M* приводится в колебание от рычага, прикрепленного к стойке *L*.



Фиг. 2622.

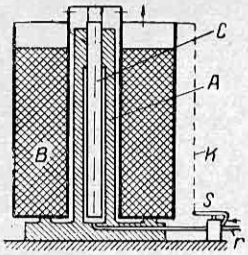


Фиг. 2623.

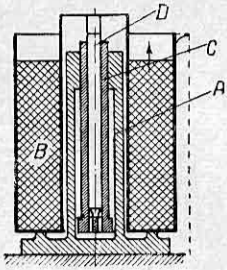
Фиг. 2622. Мембранный насос («лягушка») с клапаном в мембране *M*. Применяется для перекачивания загрязненных жидкостей и растворов. Шаровые клапаны *S* и *D* из резины.

Фиг. 2623. Гидравлический мультипликатор для получения высоких статических давлений. Если через питающую трубу *A* в полость под нижним поршнем нагнетается жидкость под давлением *p*, то в полости *B* над верхним поршнем давление равно

$$p\left(\frac{D}{d}\right)^2.$$



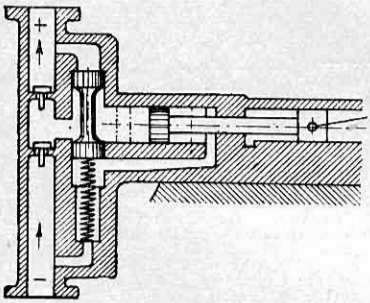
Фиг. 2624.



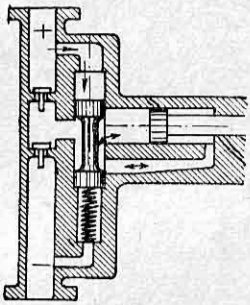
Фиг. 2625.

Фиг. 2624. Гидравлический аккумулятор. В резервуар *B* загружается балласт, вес которого передается на скалку *C*. Рабочая жидкость нагнетается в полость цилиндра *A* по трубе *r*. Под действием давления нагнетаемой жидкости скалка *C* поднимается вверх, а жидкость заполняет полость цилиндра. Когда скалка достигает своего крайнего верхнего положения, трос *K* открывает предохранительный клапан *S*, прекращающий поступление жидкости в полость цилиндра.

Фиг. 2625. Двойной гидравлический аккумулятор, аналогичный предыдущему. Отличается тем, что в полости цилиндра *A* имеются две скалки *C* и *D*. Малая скалка *C*, скользящая в полости скалки *D*, соединена с балластным резервуаром *B*. Резервуар *B* поднимается на суммарную высоту, состоящую из высоты подъема скалки *C* и высоты подъема скалки *D* относительно скалки *C*. Для уменьшения веса гидравлического аккумулятора вместо балласта применяют воздушные колпаки.



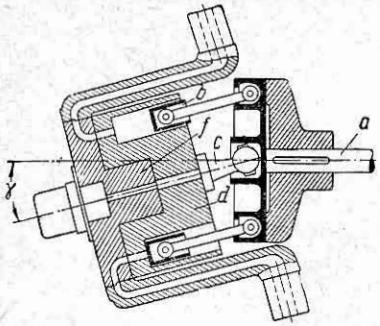
Фиг. 2626.



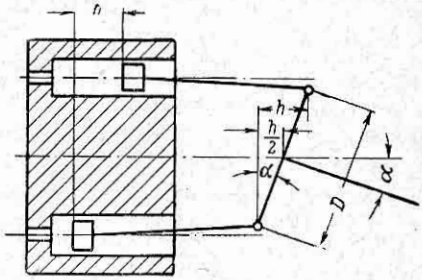
Фиг. 2627.

Фиг. 2626—2627. Автоматический перекачивающий насос (зарядный агрегат) к гидравлическому двойному аккумулятору (фиг. 2625).

На фиг. 2626 показано положение золотника в момент, когда давление в нагнетающем трубопроводе еще не достигло предельной величины. Поршень насоса нагнетает жидкость только при движении его влево. Когда давление в нагнетательном трубопроводе достигает предельного значения, под действием этого давления золотник автоматически переставляется и занимает положение, указанное на фиг. 2627. При этом положении золотника насос работает с меньшей подачей жидкости.



Фиг. 2628.



Фиг. 2629.

Фиг. 2628. Гидравлический насос, применяемый в качестве привода станков. Блок цилиндров d вместе с поршневой группой b посредством шарнира c приводится в движение от приводного вала a. За один оборот вала каждый поршень совершает всасывание и нагнетание. Цилиндры соединены осевыми каналами с прорезями в дне качающейся люльки f, через которые они последовательно соединяются со всасывающими и нагнетательными полостями.

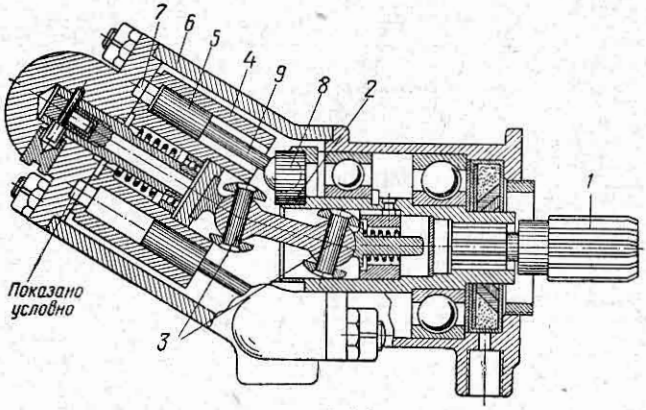
Фиг. 2629. Принципиальная схема насоса по фиг. 2628. Производительность насоса

$$Q=\frac{\pi d^2 hmn}{4} \quad [см^3/мин].$$

Здесь d — диаметр поршня, m — число цилиндров, n — число оборотов вала насоса.

Величина хода h равна проекции диаметра диска на ось блока цилиндров при его расположении в плоскости, проходящей через ось вала и ось цилиндра $h=D\sin\alpha$:

$$Q=\frac{\pi d^2 mnD\sin\alpha}{4} \quad [см^3/мин].$$

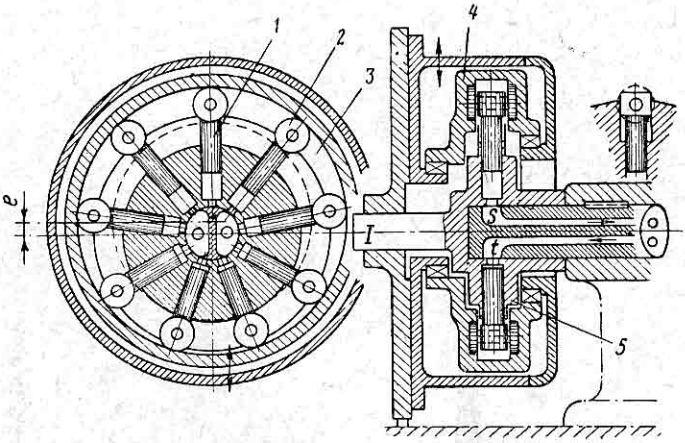


Фиг. 2630.

Фиг. 2630. Пространственный насос с вращающимся ротором. Цилиндровый блок *4* приводится в движение от приводного вала *1* при помощи универсаль-

ного шарнира *3*. Каждый из поршней *5* связан с приводной втулкой *2* посредством шатунов *9*, образующих с поршнями *5* и втулкой *2* шаровые шарниры *8*. В крышке корпуса *6* предусмотрены полукольцевые окна *7*, через которые осуществляется подвод жидкости к цилиндрам и последующее ее нагнетание в исполнительный механизм.

Недостатком насоса является наличие прижатых с большой силой и вращающихся с большой скоростью торцевых поверхностей; попадание твердых частиц между ними нарушает уплотнение на распределительном диске.

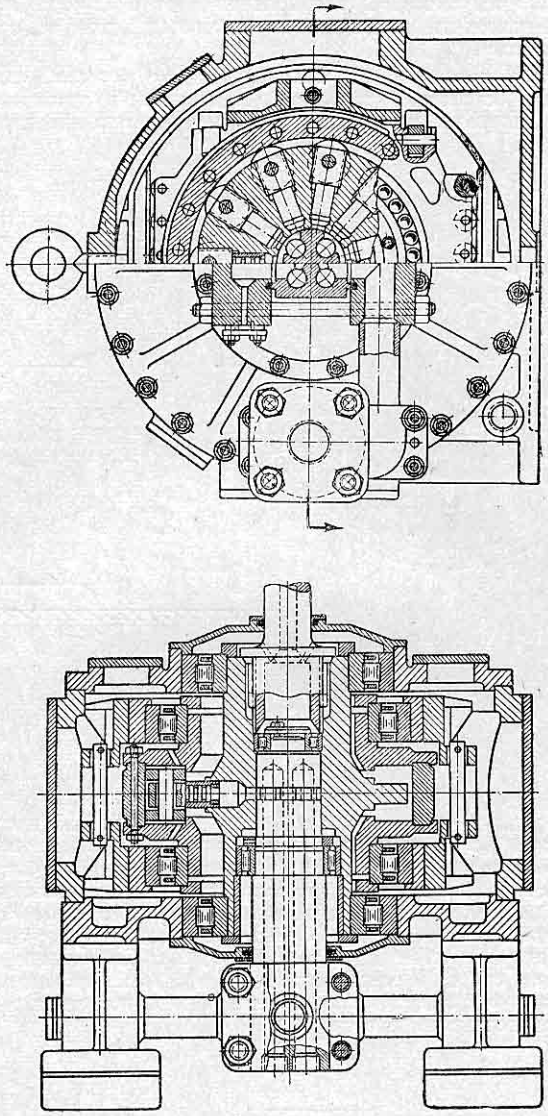


Фиг. 2631.

Фиг. 2631. Однорядный звездообразный девятицилиндровый насос. Каждый из поршней *1* снабжен парой роликов *2*, скользящих в кольцевом пазу *3* неподвижного направляющего блока *4*. Цилиндры вращающегося блока *5* поочередно соединяются со всасывающими *t* и нагнетающими *s* каналами неподвижного осевого распределителя. Ход поршней и, следовательно, производительность изменяются смещением неподвижного блока перпендикулярно оси вращения ротора, что вызывает увеличение или уменьшение эксцентриситета оси направляющего паза роликов поршней относительно оси вращения цилиндрового блока. Насос может работать как гидродвигатель, если к нему подвести жидкость под давлением. Производительность насоса

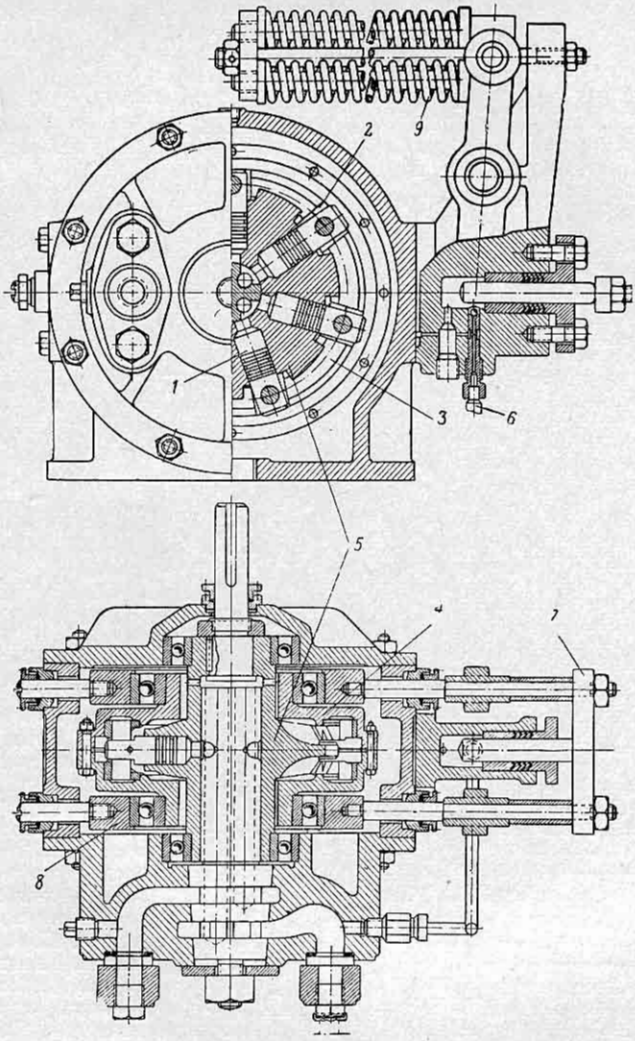
$$Q_{\text{н}}=\frac{\pi d^2 emn}{2}.$$

Здесь e — эксцентриситет осей;
m и d — число и диаметр поршней;
n — число оборотов.



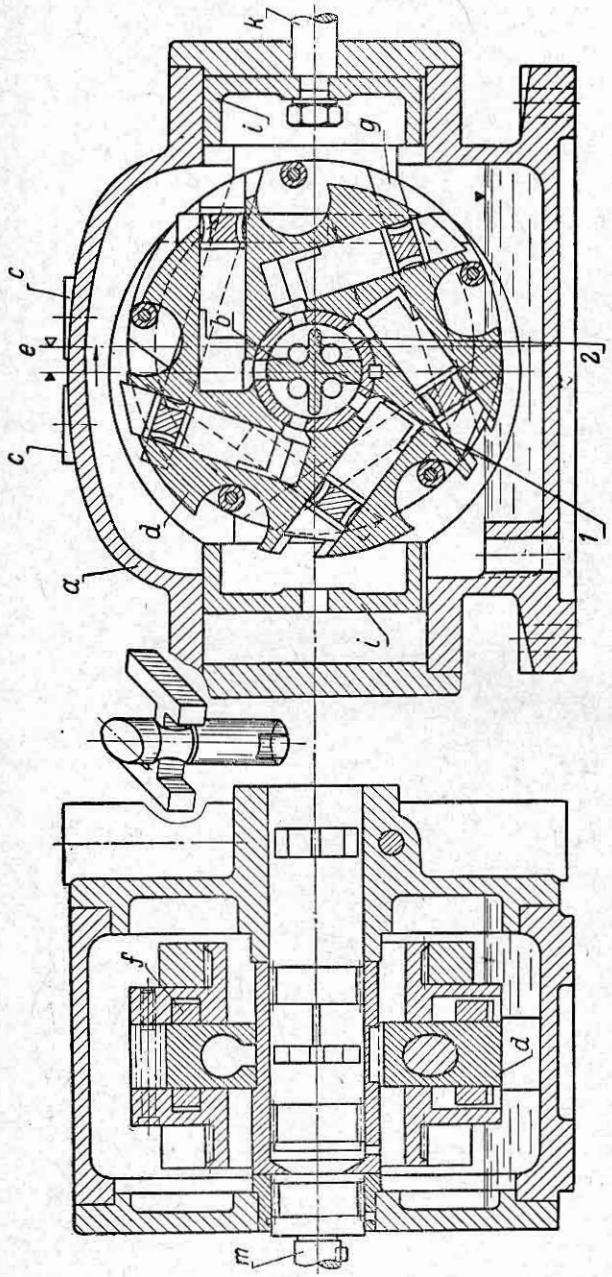
Фиг. 2632.

Фиг. 2632. Однорядный звездообразный одиннадцатицилиндровый роторный насос, в основу построения которого положена схема фиг. 2631.



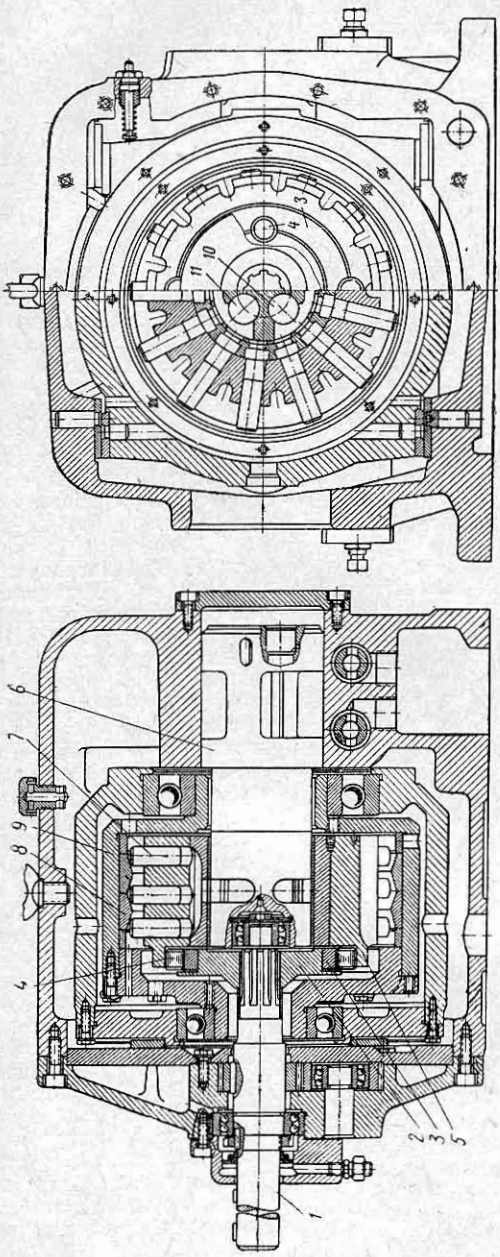
Фиг. 2633.

Фиг. 2633. Роторно-плунжерный насос с автоматическим управлением. В основу механизма насоса положена схема по фиг. 2631 (позиции те же). Автоматическое регулирование производительности насоса осуществляется давлением жидкости, подаваемой через штуцер *6*. При увеличении давления пружины *9* сжимаются, в результате чего перемещается соединенная с рамой *8* траверса *7*, а вместе с ней и направляющий блок *4*. С уменьшением эксцентриситета насоса снижается его производительность. Положение направляющего блока соответствует определенному давлению в нагнетательной линии.



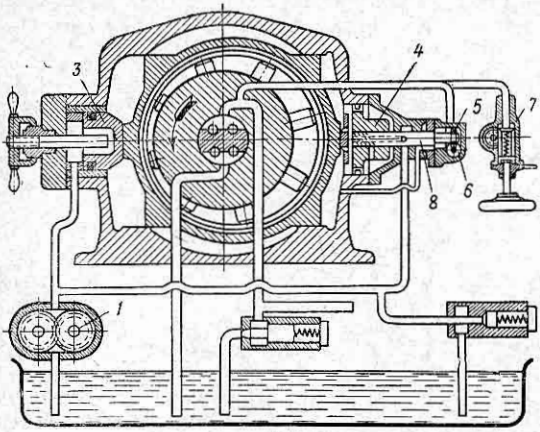
Фиг. 2634.

Фиг. 2634. Насос с тангенциальными поршнями. Ротор *d* имеет пять тангенциально расположенных цилиндров. Поршни *f* имеют ползуны, помещенные в направляющих дисков *g*, эксцентричных относительно приводного вала *m* и могущих передвигаться. Салазки *i* с помощью винта *k* могут перемещаться в направляющих корпуса *a* для изменения эксцентриситета *e*. Цилиндры последовательно соединяются с всасывающей и нагнетательной полостями радиальными каналами, осевыми каналами цапфы *b* и патрубками *c*. Ротор *d* вращается вокруг оси *1* неподвижной цапфы *b*, диски *g* вращаются вокруг перестанавливаемой оси *2*.

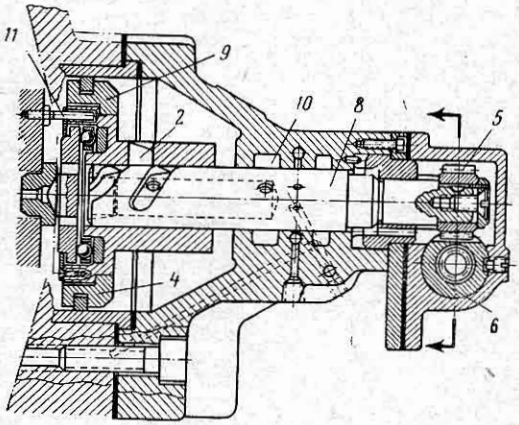


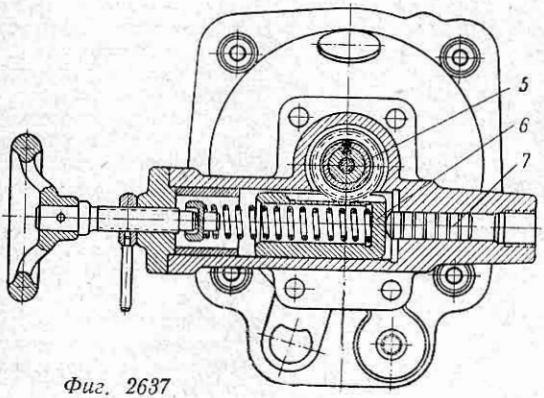
Фиг. 2635.

Фиг. 2635. Роторный плунжерный насос высокого давления со звездообразным расположением цилиндров. Цилиндры расположены в три ряда общим числом 3×13=39. Промежуточное кольцо *3* связано посредством двух роликов *4* с посаженным на шлицах приводного вала *1* диском *2* и, кроме того, с помощью двух роликов *4* — с цилиндровым блоком *5*, вращающимся на неподвижной распределительной оси *6*. При вращении блока *5* поршня *7* действием центробежной силы прижимаются сферическим торцем к поверхности усеченных конусов *8*, укрепленных в направляющем блоке *9*. Блок *9*, перемещаясь в направляющих корпуса насоса, может расположиться эксцентрично по отношению к цилиндровому блоку, вследствие чего поршни *7* в процессе вращения получают движение вдоль оси цилиндра, всасывая жидкость из резервуара через полость *10* (эскиз справа) неподвижной оси *6* при удалении поршня от оси вращения или нагнетая жидкость через полость *11* при обратном перемещении.



Фиг. 2636.

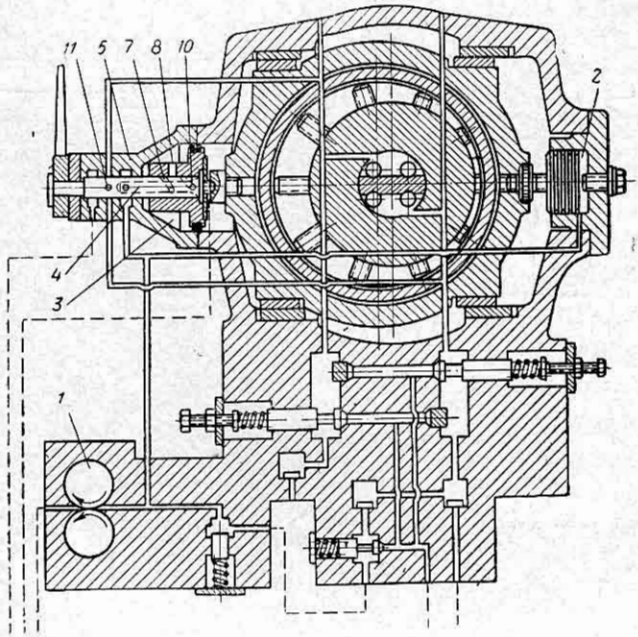




Фиг. 2637

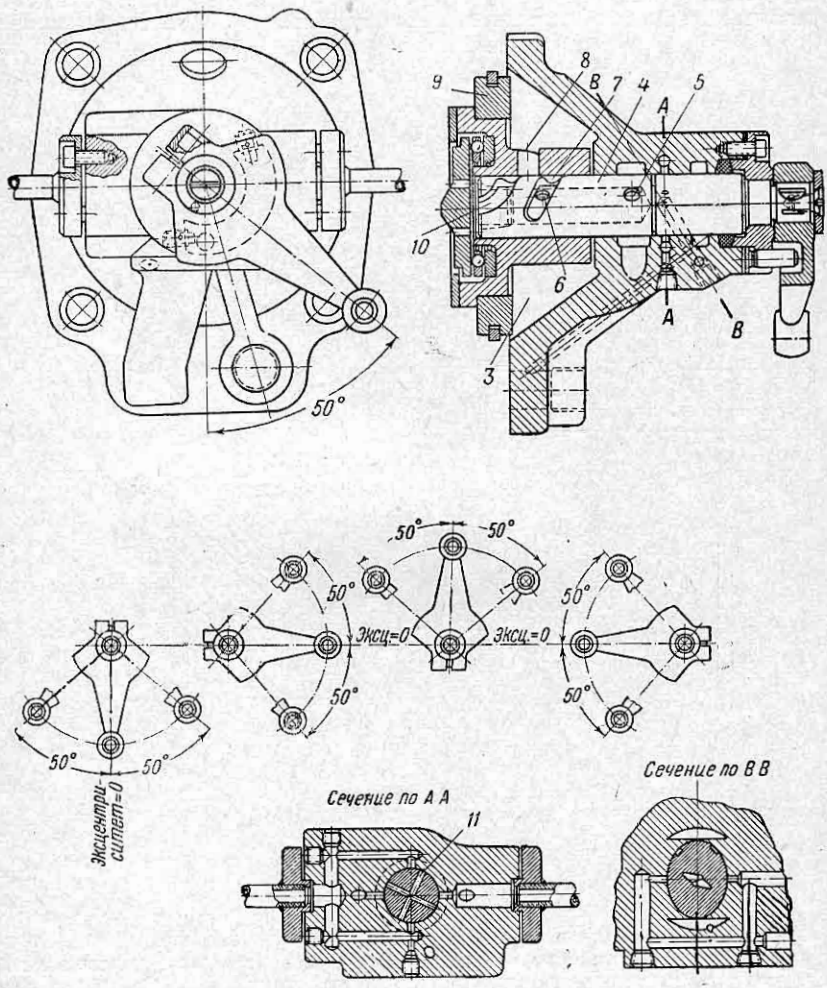
Фиг. 2636 — 2637. Управление плунжерным насосом. Насос *1* нагнетает жидкость в камеру подпорного поршня *3* и в регулятор производительности с поршнем *4* (фиг. 2636). Пробка регулирующего крана вращается зубчатым колесом *5* регулятора производительности (фиг. 2637), зацепляющимся с рейкой *6*. Крайнее правое положение рейки соответствует максимальному натяжению пружины. На рейку *6* передается через поршень *7* давление нагнетаемой жидкости. Если сила давления жидкости превысит силу предварительного натяжения пружины, то поршень, переместившись влево, повернет пробку *8* крана; угол поворота пробки пропорционален изменению давления. Вращение поршня *9* при повороте пробки *8* предотвращается направляющей шпилькой *11*. Жидкость от насоса *1* подается в полость *10* и далее в винтовую канавку пробки. При повороте пробки жидкость через отверстие *2* поступает в камеру поршня или сливается в бак. Схема не обеспечивает постоянства мощности при регулировании.

Фиг. 2638—2639. Схема насоса с позиционным регулятором производительности. От насоса *1* (фиг. 2638) жидкость подается в напорный цилиндр *2*, а также в полость *3* регулятора при определенном положении полой пробки крана, в которую жидкость попадает через отверстия *5* и *6* и спиральную канавку *7* (фиг. 2639). Если пробку крана повернуть на некоторый угол, то спиральная канавка *7* может оказаться против отверстия *8* во втулке поршня *9*, вследствие чего давление жидкости в полости *3* повысится. Поршень *9* будет перемещаться



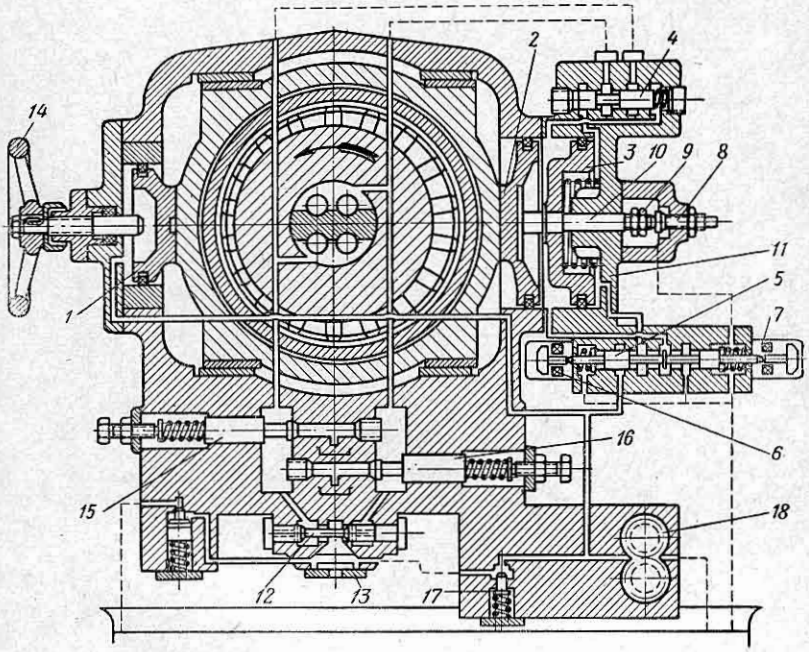
Фиг. 2638.

вправо (поскольку его активная площадь больше площади поршня в напорном цилиндре *2*) до тех пор, пока отверстие *8* не будет перекрыто пояском между двумя спиральными канавками. Перемещение поршня *9* и направляющего блока, тем больше, чем больше угол поворота пробки *4*. При повороте пробки крана в противоположном направлении с отверстием *8* поршня *9* будет соединена вторая спиральная канавка *10* на пробке крана, соединяющая полость *3* регулятора производительности со сливной линией. Давление жидкости в полости *3* падает и направляющий блок перемещается в противоположном направлении до тех пор, пока отверстие *8* вновь не займет нейтрального положения. При нейтральном положении рычаги полости соединяются между собой (см. сечение по *АА*) отверстием *11* и подача жидкости насосом прекращается.


50°
9
8
B
7
4
A
5
10
6
3
A
B
50°
50°
50°
50°
50°
50°
Эксц=0
Эксц=0
50°
50°
50°
50°
Эксцентри ситет=0
Сечение по А А
11
Сечение по В В

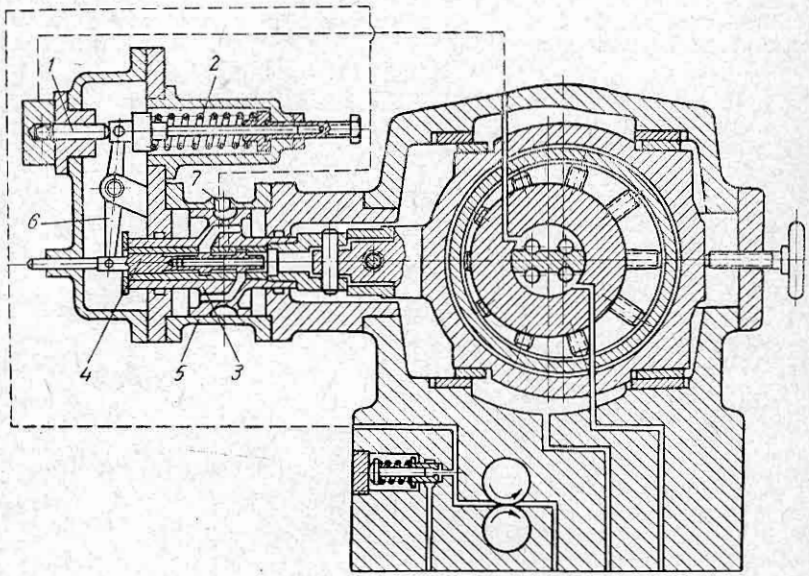
Фиг. 2639.

Фиг. 2640. Роторно-плунжерный насос с автоматическим управлением. Левое крайнее положение блока ограничивается упорным винтом и регулируется маховиком *14*; правое — винтом *8*, в который упирается стержень *10*, укрепленный в поршне *3*. Нейтральное положение ($e=0$) фиксируется гайкой *9*, упирающейся в стенку корпуса *11* сервомотора. Изменение направления потока всасываемой жидкости осуществляется золотником *12*, установленным после обратного клапана *13*. Питание системы производится от насоса *18* низкого давления, сбрасывающего излишек жидкости через сливной клапан *17*. Если включен левый электромагнит *6*, то золотник *5* перемещается вправо (как показано на схеме), камеры поршней *2* и *3* соединяются со сливной линией и направляющий блок перемещается вправо до упора стержня *10* в конец винта *8*.



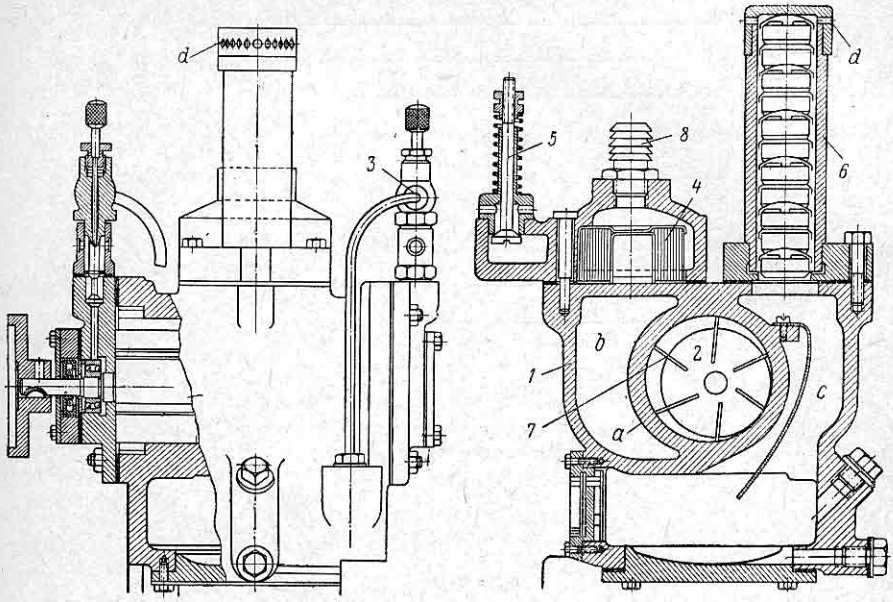
Фиг. 2640.

В камерах золотника *4*, соединенных каналами с камерами поршней *2* и *3*, давление упадет и золотник *4* действием пружины сместится влево, разъединив камеры нагнетания и всасывания насоса высокого давления. Если катушку соленоида *6* обесточить, то золотник *5* переместится в среднее положение и вследствие того, что площадь поршня *3* больше площади поршня *1*, направляющий блок переместится влево. При включении правого соленоида *7* золотник *5* перемещается влево, что приводит к перемещению направляющего блока влево и к изменению положения реверсивного золотника *12*. Предохранение системы осуществляется предохранительными клапанами *15* и *16* высокого и клапаном *17* низкого давления.



Фиг. 2641.

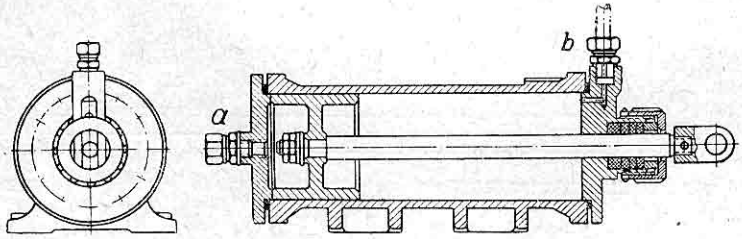
Фиг. 2641. Схема автоматического управления работой роторно-плунжерного насоса при помощи линейного следящего устройства. Поршень *1* находится под действием давления в камере нагнетания и силы упругости предварительно сжатой пружины *2*. При повышении давления в камере нагнетания сверх установленного поршень *1* перемещается вправо, сжимая пружину, а золотник *4* при помощи рычага *6* перемещается влево. Жидкость от насоса *7* поступает в пространство между поясками золотника *4*, а при перемещении его влево — также и в правую полость цилиндра *5*. Поршень *3* перемещается влево до тех пор, пока его каналы не перекроются поясками золотника. Таким образом производительность насоса будет пропорциональна перемещению поршня *1*.



Фиг. 2642.

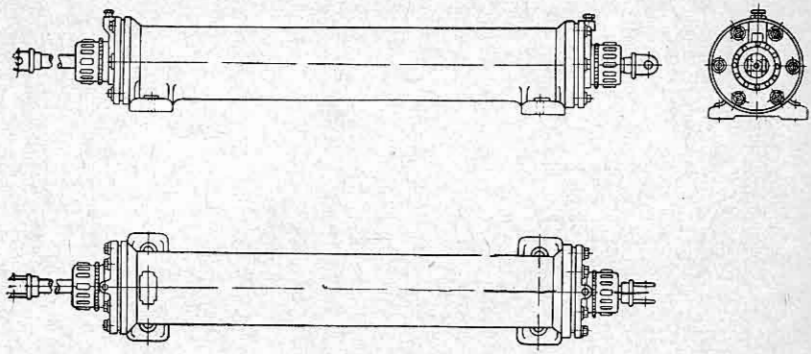
Фиг. 2642. Лопастной вакуум-насос. *1* — корпус, *2* — ротор, *3* — масленка, *4* — воздушный фильтр, *5* — клапан, *6* — глушитель. Воздух, отсасываемый в пространство между лопастями *7* быстро вращающегося ротора, попадает через ниппель *8* и фильтр *4* в камеру *b*, сообщающуюся с камерами втулки *a* каналами. Воздух выталкивается в нагнетательную камеру *c* корпуса и далее через отверстия *d* в глушителе *6* в атмосферу.

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И АГРЕГАТЫ



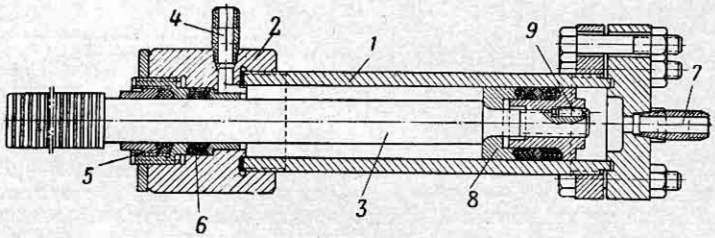
Фиг. 2643.

Фиг. 2643. Гидравлический цилиндр. Жидкость от струйного регулятора поступает через штуцеры *a* или *b* в крышках цилиндров, в зависимости от чего поршень перемещается вправо или влево. Уплотнение поршня в цилиндре осуществляется поршневыми кольцами.



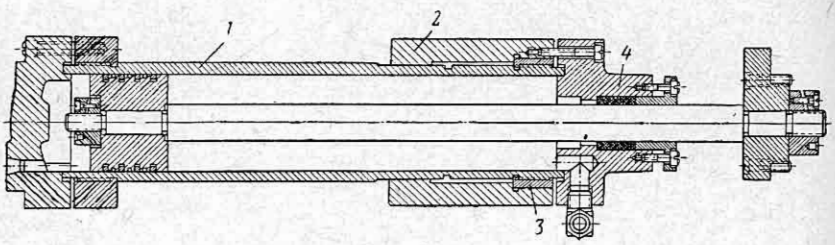
Фиг. 2644.

Фиг. 2644. Гидравлический цилиндр с двусторонним штоком. Применяется в случае необходимости перемещать уравновешиваемый грузом тяжелый регулирующий орган.



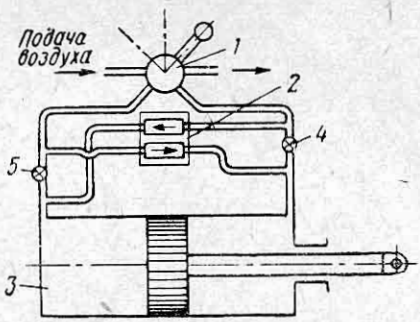
Фиг. 2645.

Фиг. 2645. Гидравлический цилиндр поворота хобота манипулятора. *1* — цилиндр, *2* — крышка, *3* — шток, *4* и *7* — штуцеры для подвода и отвода жидкости, *5* и *6* — уплотнение штока, *8* — поршень, *9* — стопорный винт. Хобот манипулятора поворачивается колесом, сцепленным с рейкой на штоке.



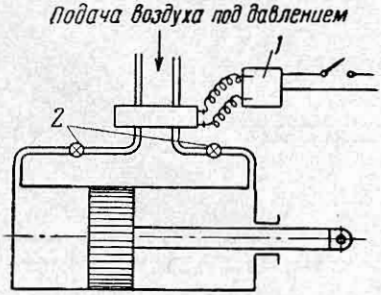
Фиг. 2646.

Фиг. 2646. Цилиндр механизма подачи муфторасточного станка. Цилиндр *1* монтируется в хомуте *2*. Смещение цилиндра вправо ограничивается кольцом *3*; крышка *4* привинчена к хомуту.



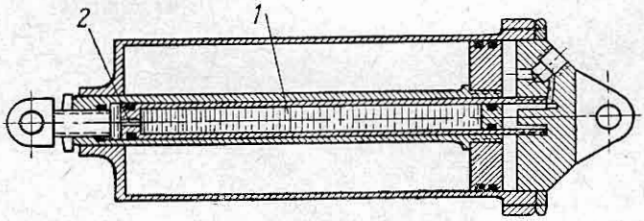
Фиг. 2647.

Фиг. 2647. Схема пневмоцилиндра с демпферным устройством. Для перемещения поршня вправо воздух из распределителя *1* через дроссель *5* вводится в левую (рабочую) полость цилиндра *3* и одновременно через редукционный клапан *2* — в правую полость цилиндра *3* до получения в нем определенного давления. Затем клапан *2* закрывается и остается закрытым до тех пор, пока воздух через дроссель *4* не уйдет в атмосферу и давление в этой полости не упадет. При некотором соотношении давления слева и справа от поршня он начнет перемещаться вправо.



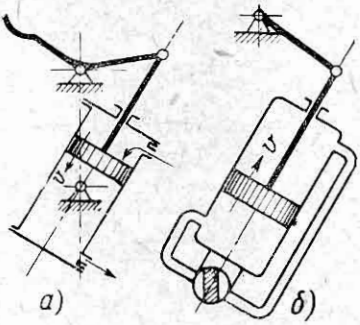
Фиг. 2648.

Фиг. 2648. Схема демпфирования пневмоцилиндра посредством электрического реле времени. Реле *1* воздействует на электромагнит, с помощью которого в конце хода поршня создается противодавление на выходе воздуха из нерабочей полости цилиндра. Кроме того, в линиях подвода и отвода воздуха ставят дроссельные ограничители *2* расхода воздуха.



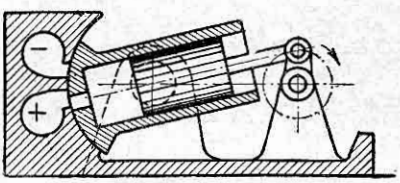
Фиг. 2649.

Фиг. 2649. Схема пневмоцилиндра с гидравлическим демпфером. Демпфирование осуществляется сопротивлением жидкости, заключенной в полом штоке *1*, при просачивании ее через дроссельное отверстие *2*.

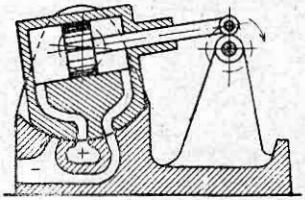


Фиг. 2650.

Фиг. 2650. Схемы гидравлических движителей с качающимися цилиндрами. Жидкость в полости цилиндров подводится или посредством гибких шлангов (эскиз *а*) или через ось вращения цилиндра (эскиз *б*).



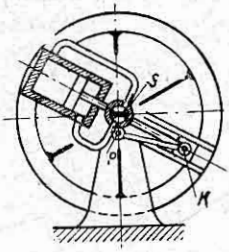
Фиг. 2651.



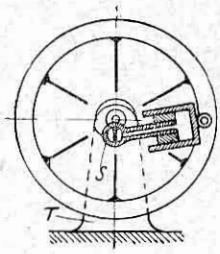
Фиг. 2652.

Фиг. 2651. Поршневой двигатель с качающимся цилиндром. Для устранения мертвых положений необходимо параллельное соединение нескольких таких механизмов.

Фиг. 2652. Поршневой двигатель двойного действия с качающимся цилиндром.



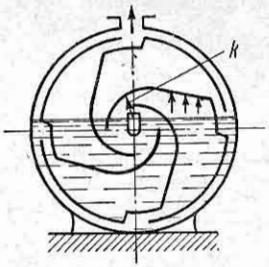
Фиг. 2653.



Фиг. 2654.

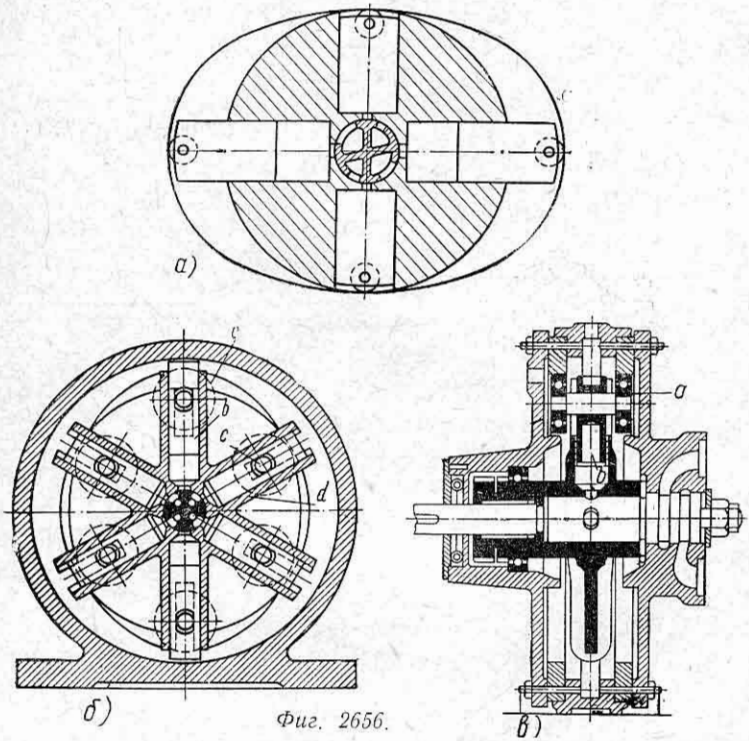
Фиг. 2653. Поршневой двигатель двойного действия. Золотником служит вал маховика *s*. Шток поршня соединен с крейцкопфом *k*, который приводится в движение шатуном от кривошипа *p*.

Фиг. 2654. Поршневой двигатель с вращающимся относительно стойки *T* цилиндром. Неподвижная ось *S* служит золотником.



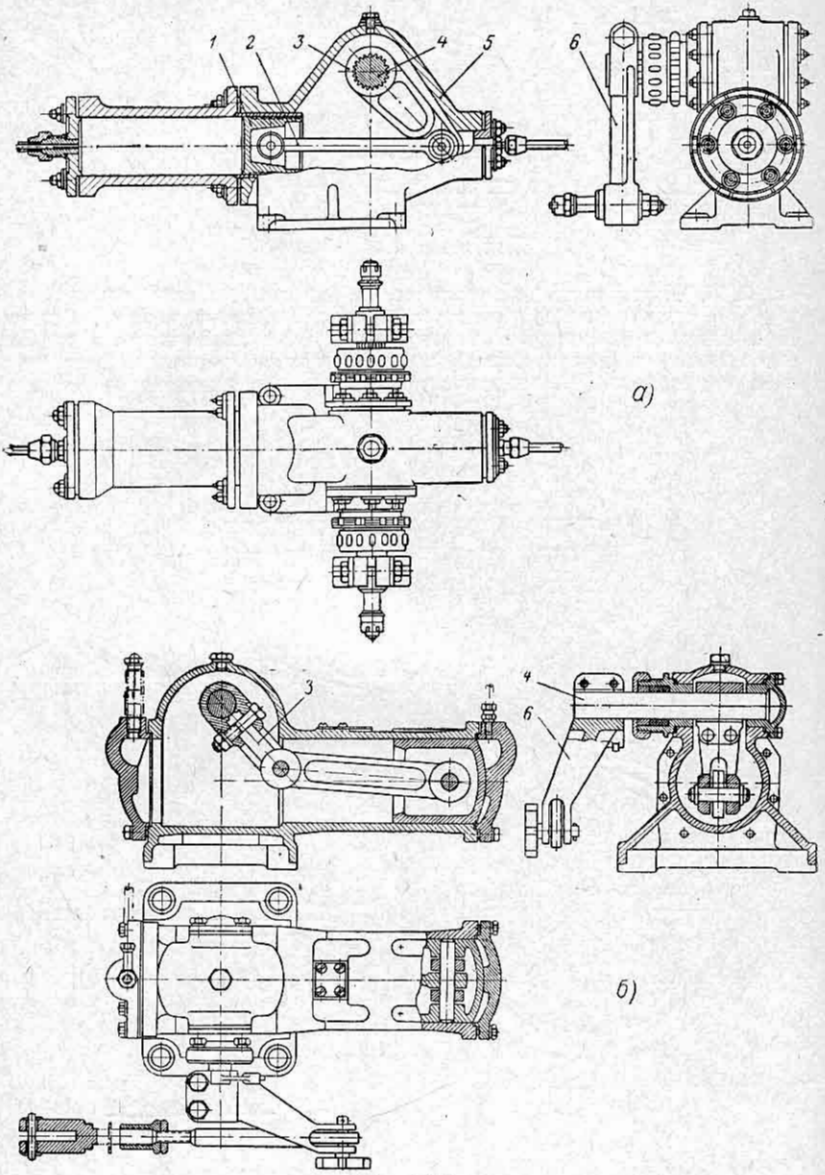
Фиг. 2655.

Фиг. 2655. Коловратный гидравлический двигатель. Схема широко применяется для счетчиков, измеряющих расход газа («газовых часов»). Газ поступает в счетчик через центральную трубку *k*. Силы давления газа на секции создают момент, поворачивающий вал, на котором укреплены секции. Вал связан с циферблатом, показывающим объем газа, прошедшего через счетчик.



Фиг. 2656.

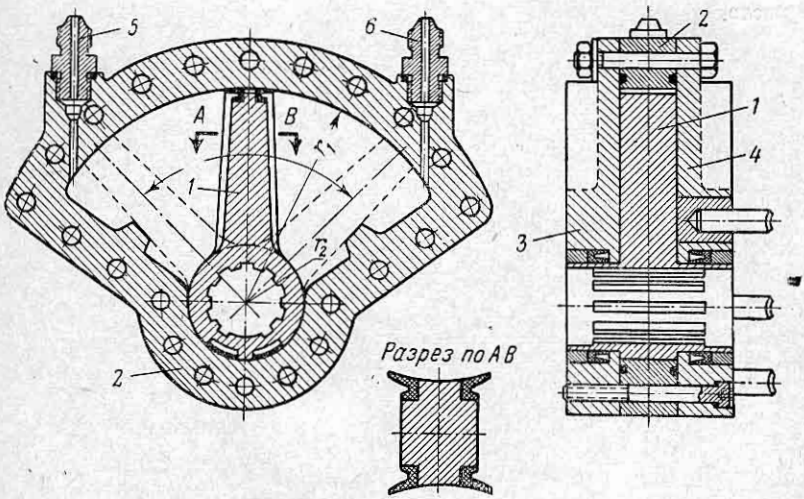
Фиг. 2656. Двигатель гидравлического привода (эскиз *а*). Число оборотов двигателя не регулируется. Ролики *а* поршней *b* двигателя, вращающиеся вокруг цапф *c*, катятся по неподвижной эллиптической направляющей (эскизы *б* и *в*). В квадрантах, в которых плунжеры удаляются от оси неподвижной цапфы, цилиндры *d* сообщаются с нагнетательной полостью насоса. В двух других квадрантах отработанное в двигателе масло через два диаметрально расположенных канала возвращается к насосу.



Фиг. 2657.

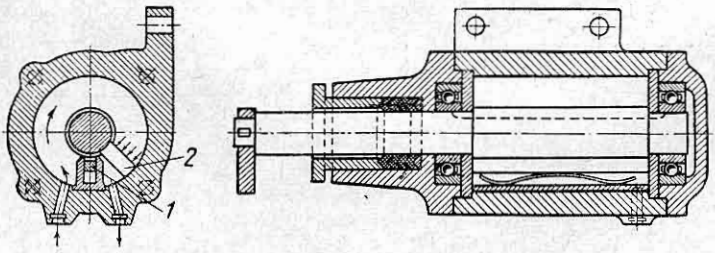
Фиг. 2657. Кривошипно-шатунный гидравлический движитель завода КИП (фиг. 2657,*а*). Цилиндр скреплен с картером *5* кривошипного вала. Шатун *2* передает усилие, развиваемое поршнем *1*, коромыслу *3*, на валу *4* которого в одном из 36 возможных положений закрепляется кривошип *6*.

В механизме на фиг. 2657,*б* кривошип *6* закрепляется на валу *4* коромысла *3* в любом положении стяжными болтами. Жидкость подводится и отводится через штуцеры в крышке цилиндра и картера.



Фиг. 2658.

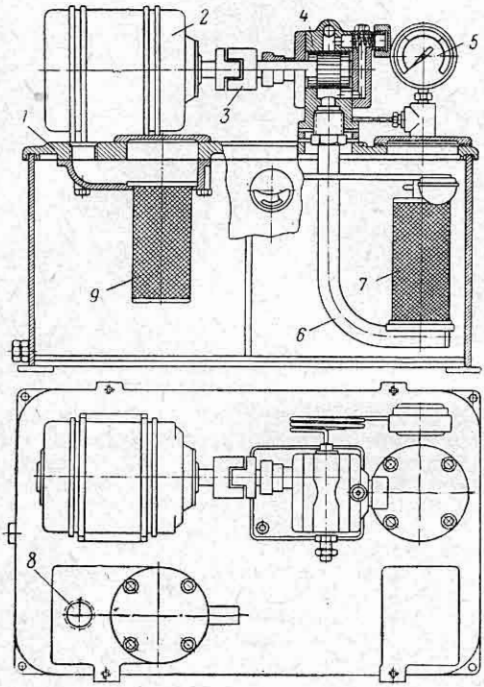
Фиг. 2658. Лопастной поворотный движитель. Укрепленная на ведомом валу лопасть *1* вращается в камере, образованной корпусом *2* и крышками *3* и *4*. Шпильки в крышке *4* используются для крепления движителя. Подвод и отвод жидкости осуществляется через штуцеры *5* и *6* в корпусе *2*. Пунктиром показаны крайние положения лопасти.



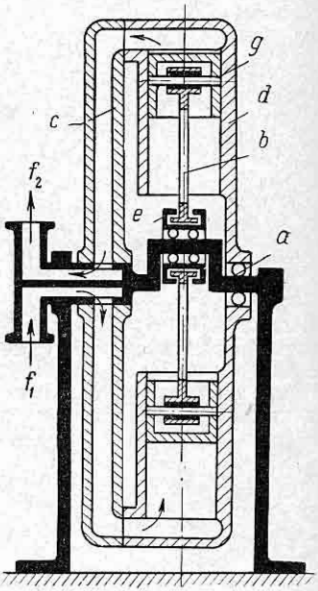
Фиг. 2659.

Фиг. 2659. Лопастной движитель. Рабочий цилиндр разделен перегородкой *1* и лопастью *2* на две камеры. Прижатие перегородки *1* к валу производится посредством пластинчатой пружины. Подвод и отвод жидкости указан стрелками.

Фиг. 2660. Маслонапорная установка для питания группы струйных регуляторов. *1* — плита на масляном баке, *2* — двигатель, *3* — муфта, *4* — насос, *5* — манометр. Всасывающая труба *6* снабжена фильтром *7*. Отработанное масло поступает из регуляторов и исполнительных механизмов через сливной коллектор, присоединенный к отверстию *8*. Фильтр *9* служит для очистки отработанного масла.

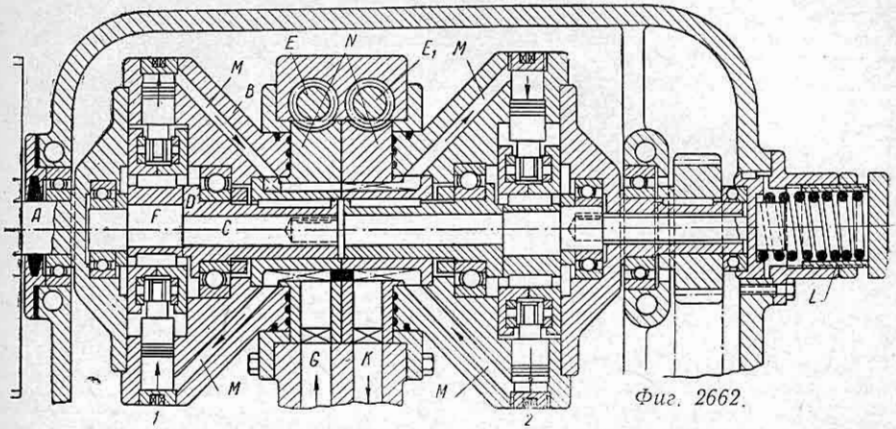


Фиг. 2660.



Фиг. 2661.

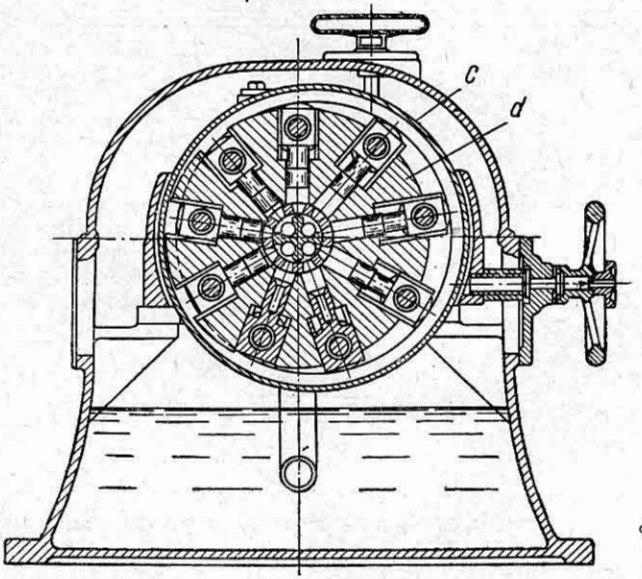
Фиг. 2661. Гидравлический привод. В корпусе *d* помещен пятицилиндровый ротор *c*, вращающийся около оси *a*. В цилиндрах ротора помещены поршни *g*, связанные штоками *b* с эксцентриком на неподвижной оси *a* посредством направляющего колеса *e*. f_1 — полость всасывания, f_2 — нагнетания.



Фиг. 2662.

Фиг. 2662. Гидравлическая передача. При вращении ротора *B* насоса *1* жидкость нагнетается в рабочее пространство цилиндров двигателя *2*, приводя ротор двигателя во вращение. Отработанная в двигателе жидкость по каналу *K* поступает в резервуар, откуда через канал *G* жидкость вновь засасывается насосом. Предусмотрено изменение эксцентриситетов насоса и двигателя при помощи червяков *E* и E_1, поворачивающих посредством червячных колес *N* втулки *D* эксцентриковые оси. *A* — вал двигателя, *M* — каналы, по которым течет масло, *F* — эксцентрик на неподвижной оси *C*, *L* — пружина, регулирующая нажатие уплотняющих плоскостей.

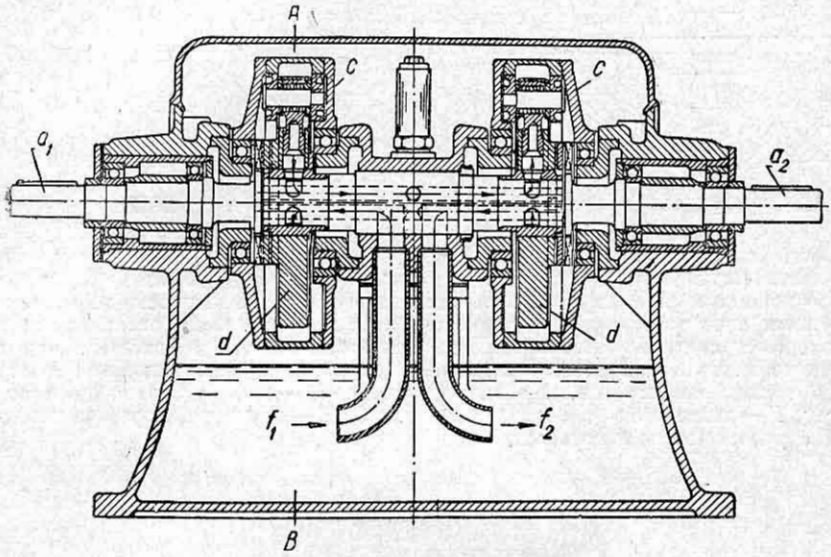
Разрез по AB



Фиг. 2663.

Фиг. 2663—2664. Гидравлический привод. Насос и двигатель, устройство которых аналогично фиг. 2595, заключены в общий кожух. Эксцентриситеты ци-

линдрового d и направляющего c блоков изменяются у двигателя и насоса одновременно и в противоположных направлениях, т. е. увеличению эксцентриситета насоса соответствует уменьшение эксцентриситета двигателя; a_1 — ведомый, a_2 — ведущий валы передачи. Количество жидкости Q, нагнетаемой насо-



Фиг. 2664.

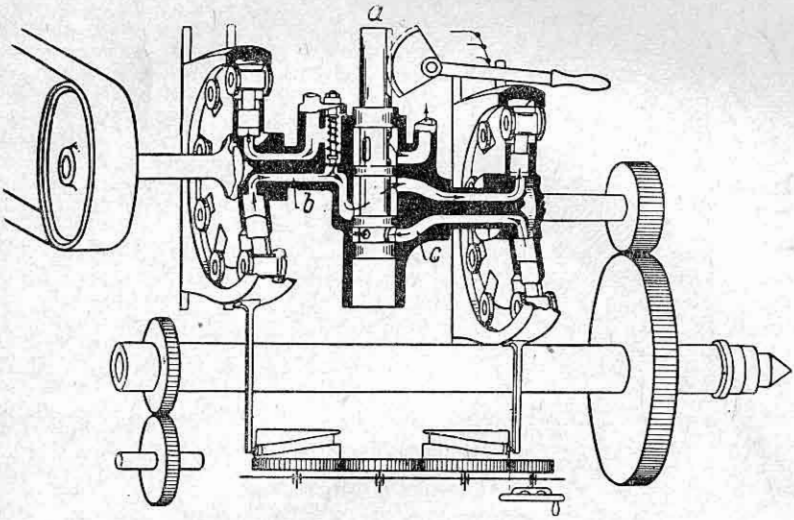
сом из резервуара B через патрубок f_1, расходуется двигателем через патрубок f_2, т. е. $Q=Q_д$, поэтому теоретическое передаточное отношение

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{e_2}{e_1}\frac{m_2 d_2^2}{m_1 d_1^2}=\frac{e_2}{e_1}k,$$

m_1 и m_2 — количество поршней в насосе и двигателе.

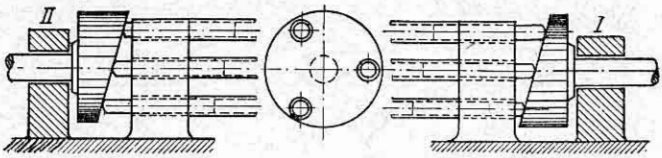
При одинаковых диаметрах d_1 и d_2 поршней и их количестве $k=1$

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{e_2}{e_1}.$$



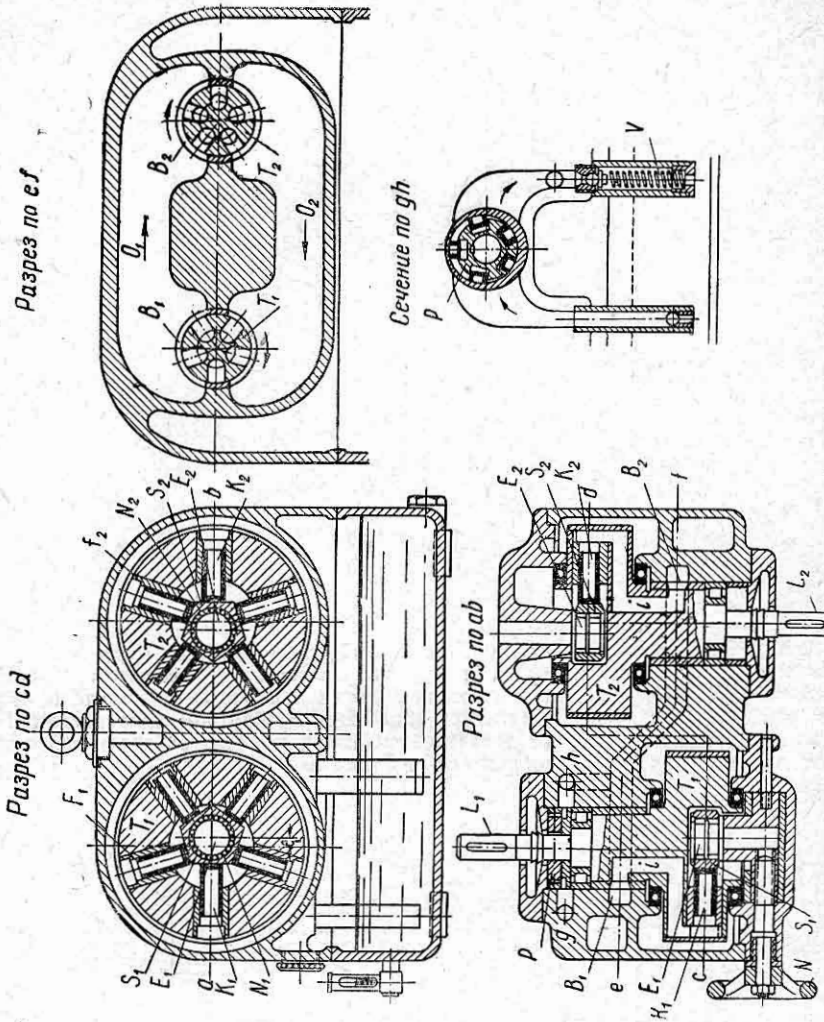
Фиг. 2665.

Фиг. 2665. Схема распределительного устройства привода. При положении золотника *a*, показанном на фигуре, масло нагнетается насосом в двигатель через канал *b*. При нижнем положении золотника *a* масло в двигатель поступает через канал *c* и ротор двигателя вращается в обратном направлении. При среднем положении золотника двигатель отключен и насос работает вхолостую, сбрасывая масло через предохранительный клапан.



Фиг. 2666.

Фиг. 2666. Гидравлическая передача. Плунжеры насоса, приводимые в движение косой шайбой, закрепленной на ведущем валу *I*, передают движение плунжерам двигателя посредством жидкости, заключенной между плунжерами. Плунжеры двигателя, передавая давление косой шайбе, приводят во вращение ведомый вал *II*.



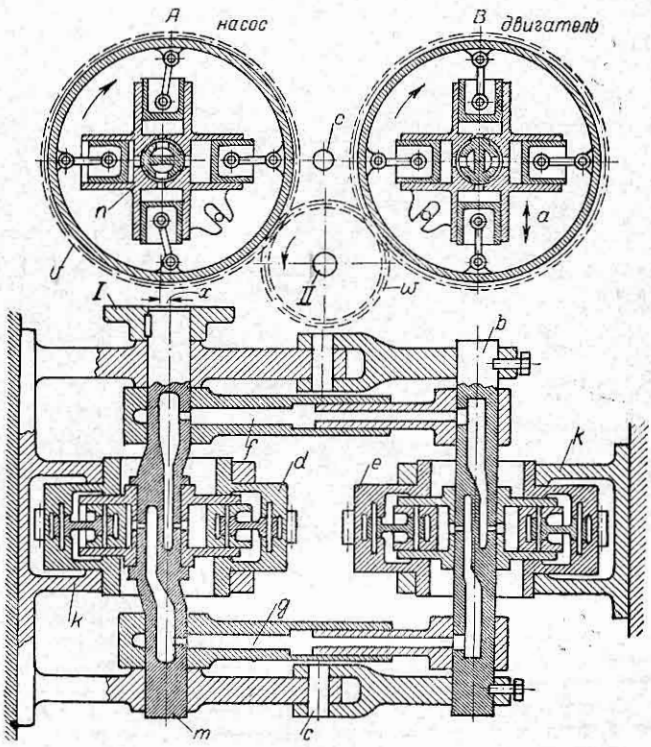
Фиг. 2667. Гидравлическая передача состоит из одинаковых по конструкции насоса и двигателя с пятицилиндровыми роторами T_1 и T_2, в которых перемещаются плунжеры K_1 и K_2. Движение плунжерам сообщается при помощи пятиугольных камней S_1 и S_2, вращающихся на подшипниках N_1 и N_2 вокруг эксцентричных относительно роторов T_1 и T_2 цапф E_1 и E_2. Всасывание и нагнетание жидкости, а также подвод и отвод жидкости производятся через каналы *i*. Для последовательного соединения с соответствующими полостями служат втулки B_1 и B_2 с прорезями, через которые цилиндры последовательно соединяются с полостями нагнетания O_1 и всасывания O_2 (разрез по *ef*). Изменение количества подаваемой жидкости осуществляется изменением эксцентриситета e_1 при повороте маховика *N*. L_1 и L_2 — валы насоса и двигателя, *V* — пружина.

Плунжеры K_1 и K_2 постоянно прижаты к граням камней S_1 и S_2 давлением жидкости в полости нагнетания, а в полости всасывания — давлением, создаваемым насосом P (разрез по gh), сидящим на приводном валу.

Производительность насоса

$$Q=\frac{\pi d^2 e m n}{2} \quad см^3/мин.$$

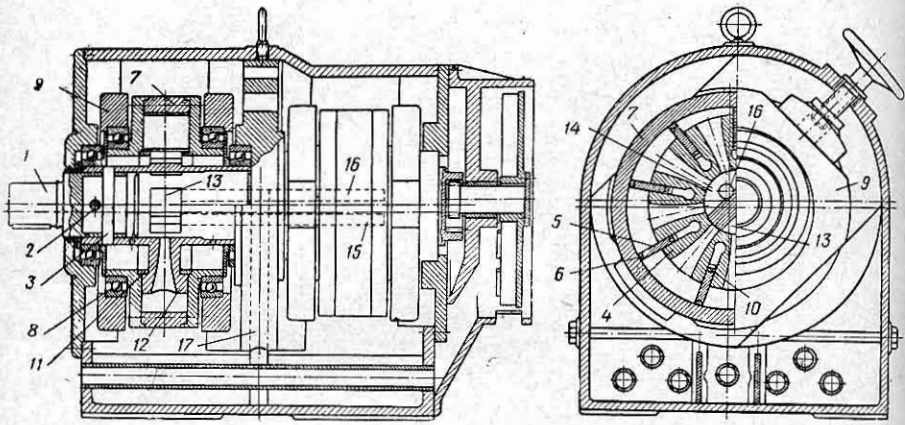
Здесь d — диаметр поршня, e — эксцентриситет, m — число поршней, n — число оборотов ротора.



Фиг. 2668.

Фиг. 2668. Гидромеханическая передача Шнейдера, применяемая в тепловозах большой мощности. Корпусы d и e монтированы на раме k. Ведущий вал m имеет постоянный эксцентриситет x. Двигатель может перемещаться в направлении a, вращаясь относительно оси c. Если вал b механизма B концентричен относительно корпуса e, то рабочая жидкость в цилиндры двигате-

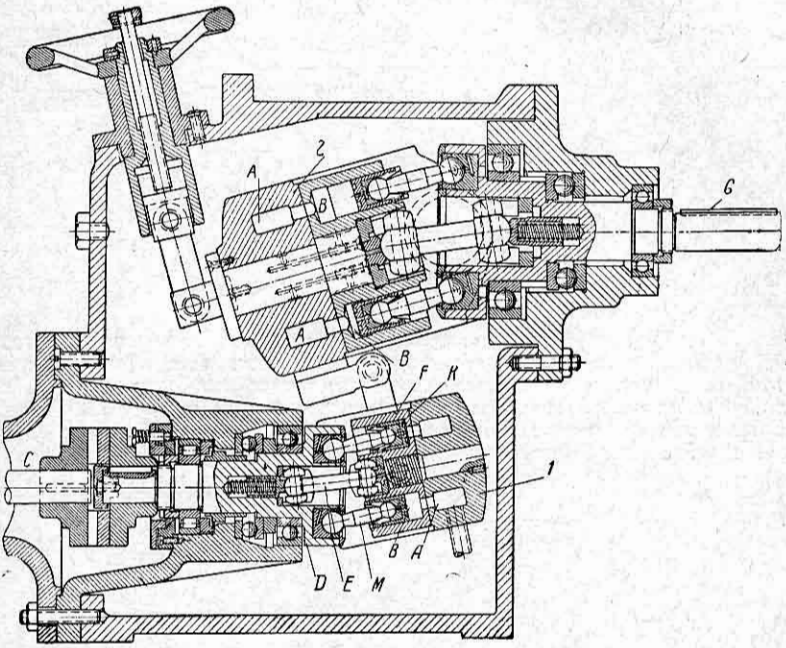
ля *B* не поступает и вращение передается ведомому валу через зубчатые колеса *v* и *w*. Трубопроводы *f* и *g* могут быть замкнуты накоротко; механизм *A* в это время работает вхолостую. Если же (при принятом направлении вращения насоса) механизм *B* приподнят (относительно оси *c*), то механизм *A* работает как насос, корпус *d* и колесо *w* вращаются замедленно по сравнению с ведущим валом *m*, рабочая жидкость по трубопроводу *f* поступает под давлением в механизм *B*, который, работая как двигатель, передает ведомому валу дополнительный вращающий момент. Перемещая вал механизма *B* вниз за нейтральную линию, можно заставить механизм *B* работать как насос. При этом рабочая жидкость направляется по трубопроводу *f* в механизм *A*, который работает как двигатель и передает через зубчатый венец корпуса *d* вращающий момент колесу ведомого вала *II*. Часть вращающего момента передается ведомым валом механизму *B*. *I* — муфта ведущего вала *m*.



Фиг. 2669.

Фиг. 2669. Гидравлическая лопастная передача с регулируемым передаточным отношением. Вал *1* шпильками *2* и *3* связан с лопастным ротором *4*, в пазах которого перемещаются лопасти *5*. Уплотнение лопастей достигается сухариками *6*, скользящими по поверхности направляющего блока *7*, который свободно вращается в подшипниках *8* относительно регулируемых салазок *9* действием сил трения со стороны сухариков *6*. Лопасти *5* опираются сухариками *10* на два кольца *11*, вмонтированные в направляющем блоке *7*. Между сухариками *10* и лопастями *5* заключены компенсационные пружины, прижимающие лопасти к блоку *7*. Отвод и подвод жидкости в камеры между лопастями производится через радиальные каналы *12*, окна *13* и *14* распределительной оси, жестко закрепленной в корпусе насоса, и осевые каналы *15* и *16*.

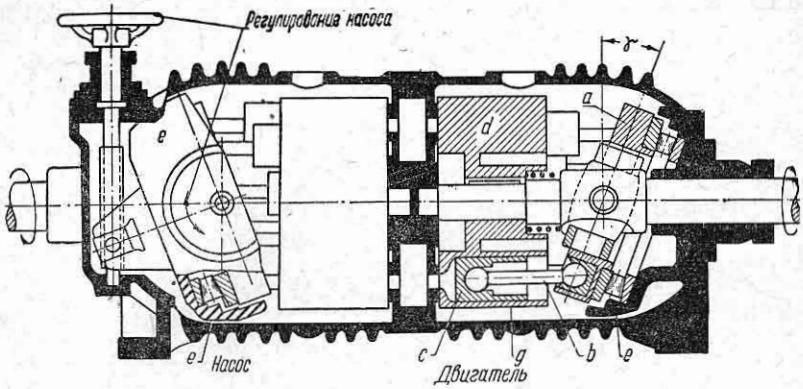
На фигуре показан гидравлический вариатор, состоящий из двух одинаковых по конструкции гидравлических насоса и двигателя. Отработанная жидкость по каналу в распределительной оси возвращается из двигателя в камеру всасывания насоса. Компенсация утечки производится дополнительным всасыванием жидкости по каналу *17* из корпуса агрегата.



Фиг. 2670.

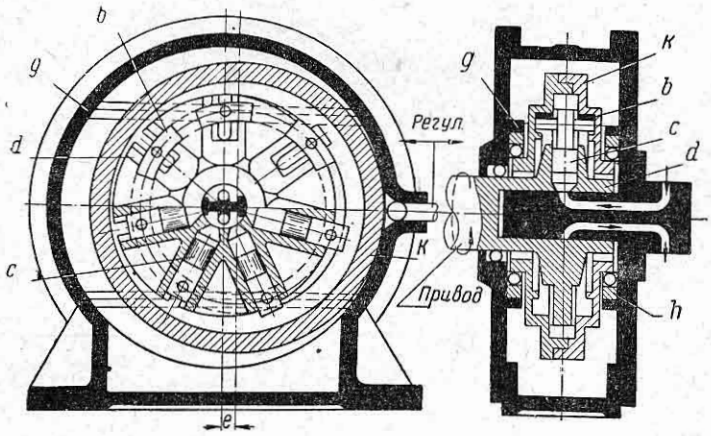
Фиг. 2670. Гидравлическая передача, состоящая из насоса *1* и двигателя *2* одинаковой конструкции, но различных размеров. На ведущем валу *C* укреплен диск *D*, передающий вращение блоку *F* посредством карданного вала *E*. Штоки *M* связаны с диском *D* и поршнями *K* при помощи шаровых шарниров. Насос подает жидкость через каналы *B* и *A* к двигателю *2*, сообщая движение его поршням. Вал *G* гидравлического двигателя *2* при помощи шкива и ремня связан со шпинделем станка. Передачу можно регулировать изменением угла α между осями блоков цилиндров и дисками. Производительность насоса

$$Q=\frac{\pi d^2 mnD\sin\alpha}{4}\ [см^3/мин].$$



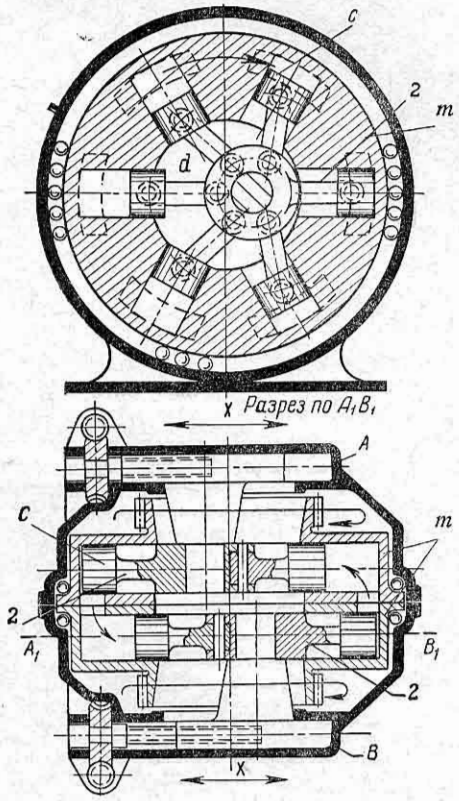
Фиг. 2671.

Фиг. 2671. Гидравлическая передача. В отличие от передачи по фиг. 2628 ось блока цилиндров *d* совпадает с осью приводного вала. Блок посажен на вал жестко, а угол γ образуется соответствующим наклоном диска *a*, соединенного универсальным шарниром с приводным валом; вал с помощью шатунов *b* приводит в движение поршни *g*. Диск *a* опирается на плиту *e*, наклон которой в насосе регулируется поворотом маховика.



Фиг. 2672.

Фиг. 2672. Гидравлический привод. Поршни *c* шарнирно связаны с ползунами *b*, скользящими в круговых направляющих канавках кожуха *k*. Ротор *d* имеет семь цилиндров. Оси ротора и направляющих канавок смещены на величину *e*. Ход поршней равен двойной величине *e*. Изменение величины *e* достигается при перемещении на салазках *h* кожуха *k* по направляющим *g*. Цилиндры при вращении последовательно соединяются с полостями всасывания и нагнетания.



Фиг. 2673.

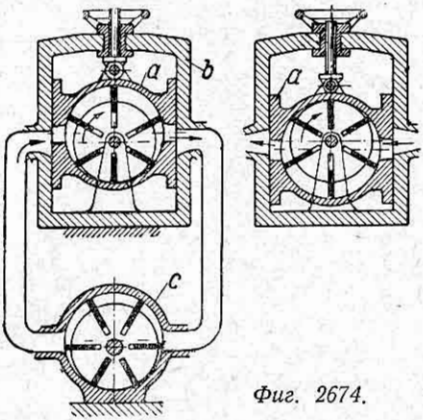
Фиг. 2673. Гидравлическая передача. Насос A и двигатель B передачи конструктивно одинаковы. В механизме привода использована схема ротационного двигателя с главным шатуном *2* и с вращающимся ротором m. Поршни c с главным шатуном связаны прицепными шатунами d. Регулирование насоса и двигателя производится независимо изменением эксцентриситетов роторов. Жидкость из цилиндров насоса A через боковые прорези ротора поступает в цилиндры двигателя B и, действуя на его поршни, приводит его ротор во вращение.

При положении осей кривошипных цапф на противоположных сторонах общей оси XX роторов насос и двигатель будут иметь одинаковое направление вращения, при положении осей по одну сторону общей оси — противоположное.

Производительность насоса

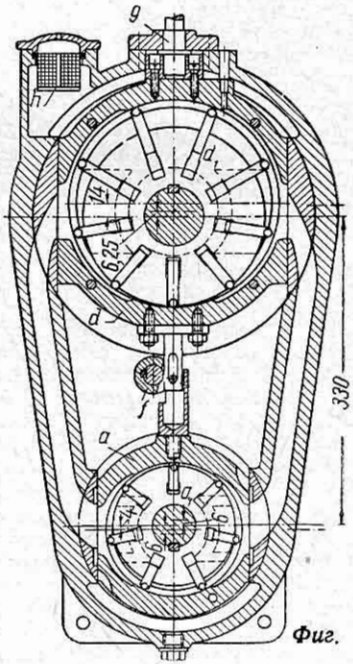
$$Q = \frac{\pi d^2 e m n}{2} \ [см^3/мин].$$

Здесь d и m — диаметр и число поршней, e — эксцентриситет, n — число оборотов ротора.



Фиг. 2674.

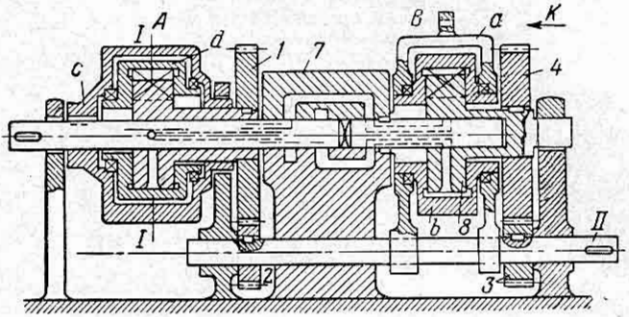
Фиг. 2674. Гидравлическая передача с регулированием числа оборотов. Корпус *a* насоса скользит в направляющих *b*. При перемещении корпуса изменяются эксцентриситет ротора и подача рабочей жидкости. При нулевом эксцентриситете двигатель *c* не работает. Отрицательному эксцентриситету соответствует перемена направления вращения двигателя.

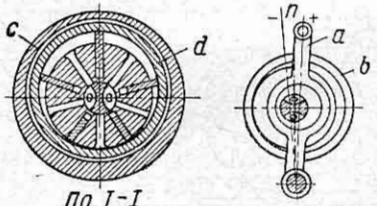


Фиг. 2675.

Фиг. 2675. Гидравлическая передача, применяемая в шепингах. Ротор двигателя d_1 помещен в корпусе *d*, ротор a_1 насоса — в корпусе *a*. Корпус двигателя перестанавливается при помощи винта *g* и посаженного на нем ручного

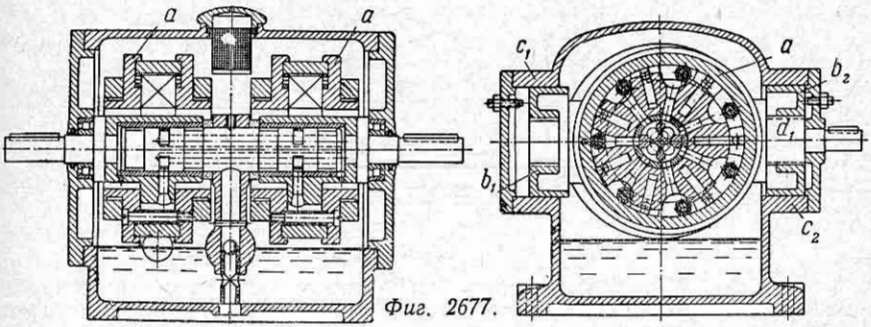
маховичка. Раздельное регулирование насоса и двигателя осуществляется при помощи кривошипного устройства *f*; *h*—заливное отверстие.





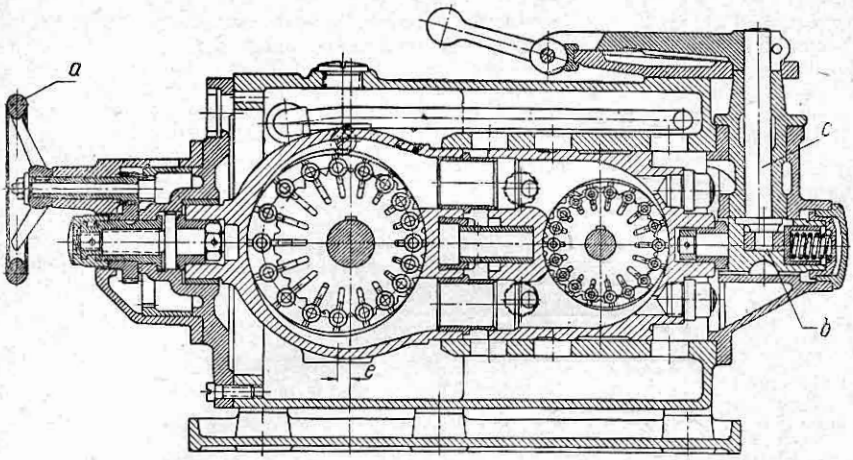
Фиг. 2676.

Фиг. 2676. Гидравлическая передача с бустером. Передача состоит из двух коловратных насосов *A* и *B*, соединенных через зубчатые колеса *1, 2* и *3, 4* с ведомым валом. Корпус *b* насоса *B* прикреплен к подвижной дуге *a*. Поворачивая дугу *a*, можно агрегат *B* обратить в двигатель или насос, в зависимости от чего вращающий момент на ведомом валу увеличивается или уменьшается. При работе в качестве насоса агрегат *B* подает масло в камеру *c* агрегата *A*, вследствие чего камера *d* начинает вращаться быстрее, чем ведущий вал. Эта схема при одинаковой величине насосов и одинаковой наибольшей скорости жидкости имеет вдвое больший диапазон изменения числа оборотов, чем насос.

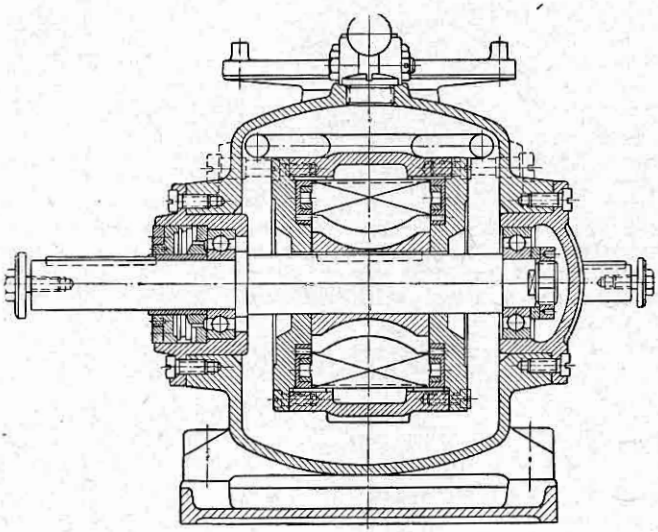


Фиг. 2677.

Фиг. 2677. Гидравлическая передача. Регулировочное устройство выполнено следующим образом. К барабану *a* с обеих сторон присоединены поршни b_1 и b_2, которые помещены в направляющих цилиндрах c_1 и c_2 корпуса. Поршни могут перемещаться в направляющих цилиндра при помощи винта d_1, ввернутого в нарезку в дне поршня. При перемещении поршней перемещается барабан *a*.



Фиг. 2678.

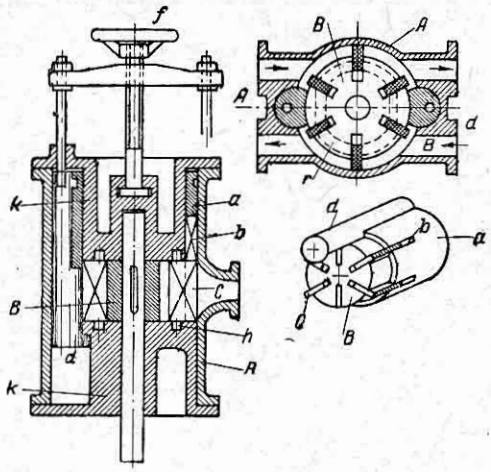


Фиг. 2679.

Фиг. 2678—2679. Гидравлическая бесступенчатая лопастная передача. Двигатель и насос устроены, как по фиг. 2595. Эксцентриситет двигателя изменяется маховичком *a*, насоса — кулачком *b* на валу *c*. Изменение передаточного отношения и реверсирование производятся изменением эксцентриситетов. Передаточное отношение определяется из равенства

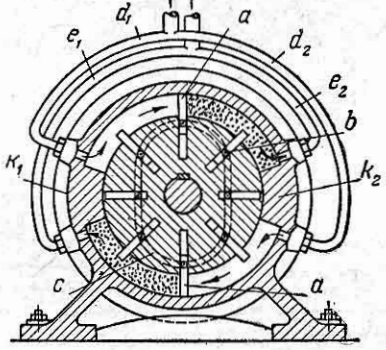
$$Q_н = Q_д,$$

e — эксцентриситет осей.



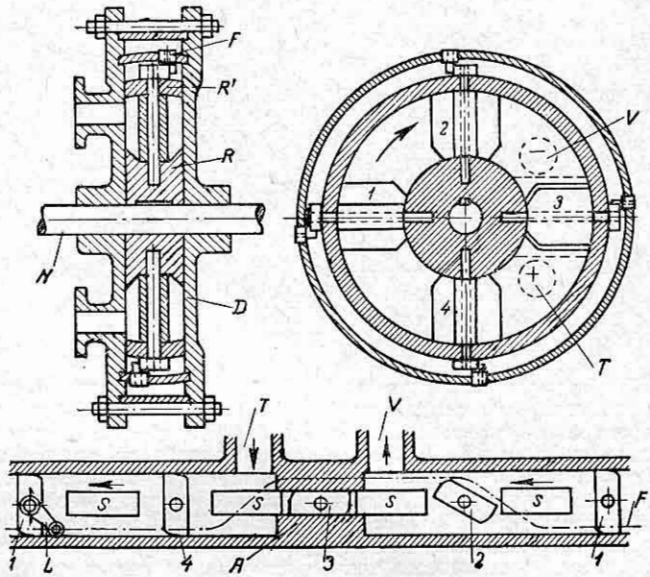
Фиг. 2680.

Фиг. 2680. Гидравлическая передача. В корпусе *A* насоса вращается расположенный концентрично с осью корпуса барабан и ротор *B*, имеющий радиальные прорези с лопастями *c*. На цапфы *h* лопастей надеты ролики, катающиеся в пазах *r* крышек *k* корпуса. Вместе с барабаном вращается гильза *a* с прорезями *b*, в которые при перемещении гильзы *a* входят лопасти *c*. Гильза *a* передвигается вдоль барабана при помощи цилиндрических поводков *d*, связанных с маховичком *f*. Надвигая гильзу *a* на барабан и уменьшая рабочую длину лопастей *c*, уменьшают подачу рабочей жидкости. Двигатель устроен так же, как насос, и отличается только отсутствием регулирующей гильзы *a*.



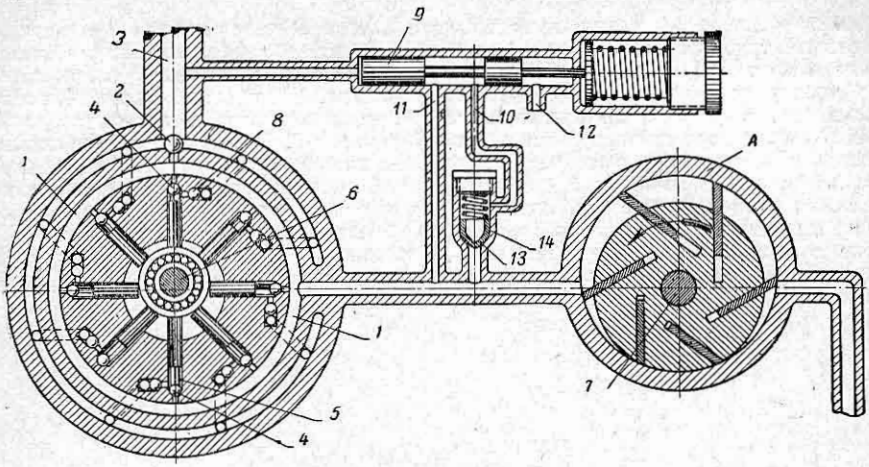
Фиг. 2681.

Фиг. 2681. Схема передачи, показанной на фиг. 2680, но отличающаяся конструктивно. При работе передачи в качестве насоса жидкость засасывается через маслопроводы d_1, d_2 и нагнетается по маслопроводам e_1 и e_2. При движении ротора в направлении, отмеченном стрелками, камера слева от верхней лопасти *a* будет камерой всасывания, а справа — нагнетания (точечная штриховка). Лопасти ведутся роликами *b*, перемещающимися по направляющим *c*. При проходе выступов k_1 и k_2 лопасти вдвинуты в ротор полностью.

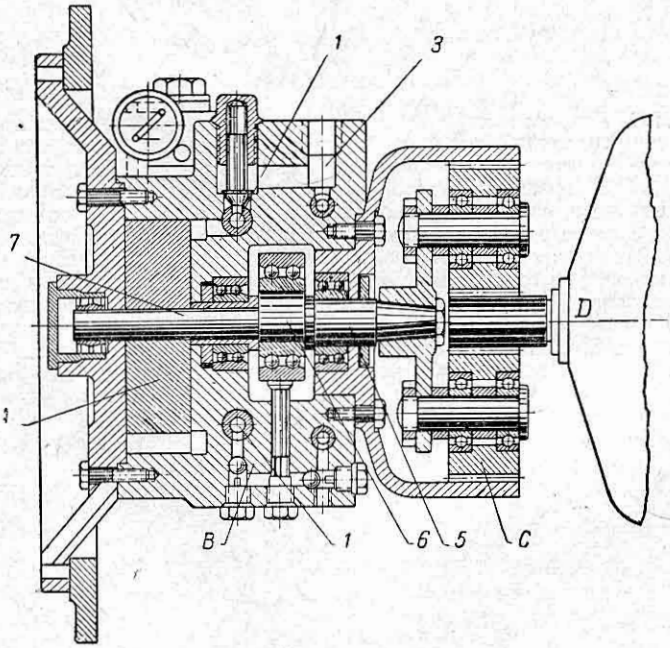


Фиг. 2682.

Фиг. 2682. Гидравлическая передача. В корпусе *D* на валу *N* вращается втулка *R* с диском *S* и наружным уплотняющим кольцом *R'*. В прорезях диска *S* помещаются радиальные лопатки *1, 2, 3, 4,* поворачивающиеся вокруг своей оси. Поворотом лопастей управляет криволинейная направляющая *F,* по которой скользят ролики рычагов, укрепленных на осях лопаток. На некотором участке боковых поверхностей корпуса имеются выступающие уплотняющие участки *A,* через которые с очень небольшим зазором проходит диск *S* при условии, что в этот момент плоскость лопасти находится в плоскости диска. После прохода уплотняющего участка *A* лопасть поворачивается и становится своей плоскостью перпендикулярно плоскости диска *S*. Участок *A* разделяет полости всасывания и нагнетания. Рабочая жидкость поступает в питающую трубу *T* и, оказывая давление на лопатку *4,* вращает двигатель. Лопатка *2* в это время направляет отработанное масло в отводящую трубу *V*. Устройство насоса и двигателя одинаково.



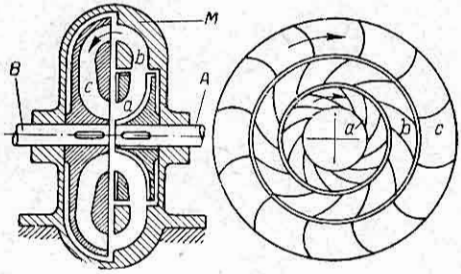
Фиг. 2683.



Фиг. 2684.

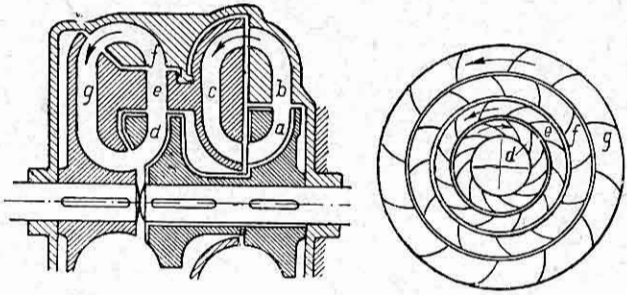
Фиг. 2683—2684. Комбинированный насос высокого и низкого давления, применяемый в станках с регулярно повторяющимся переключением со скорости рабочего хода на обратный ход с увеличенной скоростью. Лопастный насос *A* низкого давления и поршневой насос *B* высокого давления приводятся от электродвигателя *D* посредством планетарной передачи *C*. Жидкость насосом *A* по-

дается к каналу *1* и при холостом ходе насоса *B* через клапан *2* в нагнетательный трубопровод *3*. Когда давление в насосе достигает максимума, давление в канале *1* автоматически снижается до 3 *ати* и клапан *2* закрывается; в работу вступает насос *B* высокого давления. При этом насос *A* подает жидкость в рабочие цилиндры насоса *B* через клапаны *4*, прижимая поршни *5* к шарикоподшипнику эксцентрика *6* на валу *7*. При рабочем ходе поршни через нагнетательные клапаны *8* нагнетают жидкость в трубопровод *3*. Вследствие того, что золотник *9* во время холостого хода отжат пружинкой влево, каналы *10* и *11* соединены, давление над и под клапанами избыточного давления выравнено. При рабочем ходе золотник *9* перекрывает канал *11*, а канал *10* соединяется с выпускным отверстием *12*; клапан *13*, поджимаясь, открывает выпускные отверстия *14*. Вследствие снижения давления клапаны *4* закрываются и насос *B* снова работает вхолостую.



Фиг. 2685.

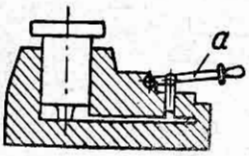
Фиг. 2685. Гидравлический привод Фетингера. *a* — ведущая часть, *c* — ведомая, *b* — направляющий аппарат. В корпусе *M* помещаются три колеса со спиральными лопатками. Колесо *a* вращается от двигателя, присоединенного к валу *A*. При вращении вала рабочая жидкость нагнетается колесом *a* в лопаточное колесо направляющего аппарата *b*, откуда она поступает в колесо *c*, соединенное с ведомым валом *B*. Поступая на лопатки колеса *c*, жидкость отдает сообщенную ей лопатками колеса *a* энергию, преобразуя ее во вращающий момент ведомого вала. Выйдя из колеса *c*, жидкость поступает обратно на лопатки колеса *a*, после чего цикл повторяется. Подбирая форму и размеры лопаток колес *a*, *b* и *c*, можно получить повышающую или понижающую передачи. Эти передачи строятся для мощности до 3000 *л. с.* Переставляя лопатки ведомого колеса, можно регулировать вращение ведомого вала.



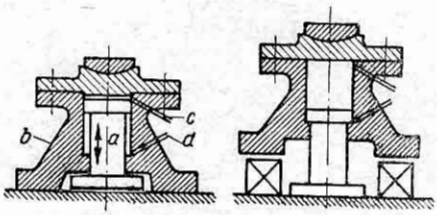
Фиг. 2686.

Фиг. 2686. Реверсивный гидравлический привод Фетингера. Кроме трех лопаточных колес *a*, *b* и *c*, как в приводе, приведенном на фиг. 2685, механизм

имеет добавочные лопаточные колеса *a*, *e*, *f* и *g*. Колеса *a*, *d* посажены на ведущий вал, колеса *g*, *e* и *c* — на ведомый, колеса *b* и *f* — на направляющий аппарат. Впуск рабочей жидкости через каналы колеса *a* или *d*; выпуск — через каналы колеса *b* или *f*.



Фиг. 2687.

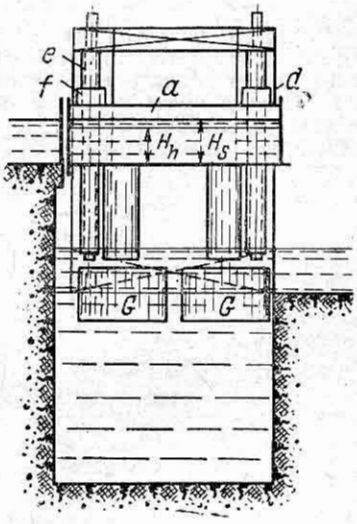


Фиг. 2688.

Фиг. 2687. Гидравлический домкрат. Подъем груза осуществляется ручным насосом *a*.

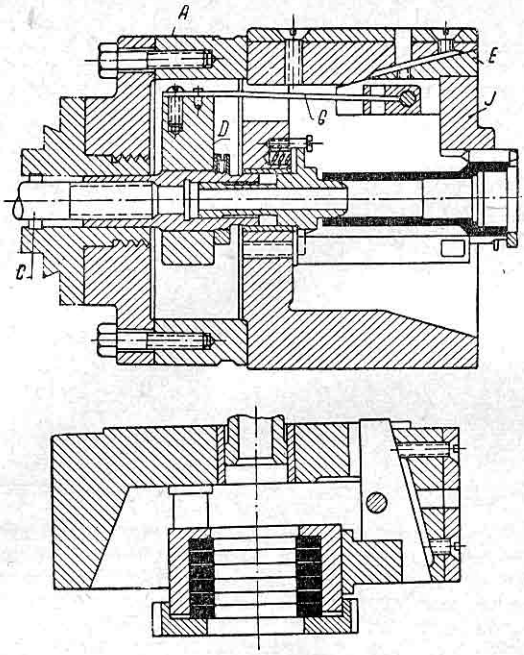
Фиг. 2688. Гидравлический домкрат для подъема грузов на большую высоту. Вначале подъема шток *a* упирается в землю и груз поднимается вместе с корпусом. Жидкость при этом поступает в цилиндр домкрата по трубе *c*. Когда шток выдвинется на полную величину хода, под лапы домкрата *b* подкладывают бруски, после чего поднимают шток в верхнее положение, впуская жидкость по трубе *d*. Затем подкладывают под шток бруски и повторяют подъем в прежнем порядке.

Фиг. 2689. Судовой подъемник. Подъемник заменяет шлюз, поднимая груз до 3000 *т* на высоту до 15 *м*. Груз, например, пароход или баржа, помещается в короб *a*. Уровень воды H_h в коробе *a* при подъеме устанавливают таким, чтобы общий вес короба и груза был немного меньше пловучести подводных камер *G*. При опускании груза уровень воды в коробе *a* увеличивают до H_s так, чтобы общий вес был немного больше пловучести камер *G*. Короб направляется и приводится в движение электродвигателями при помощи четырех винтов *e* с гайками *f* и *d*. Если пловучесть камер *G* равна весу поднимаемого груза, то потребная для подъема мощность равна мощности, необходимой для преодоления трения в винтах *e* и гайках *f* и *d*.



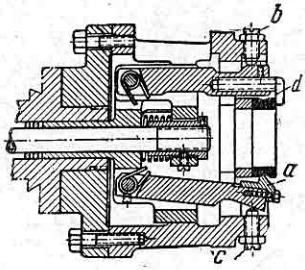
Фиг. 2689.

По аналогичной схеме устраивают горные канатные железные дороги. Вагон и уравновешивающую его вагонетку прикрепляют к канату, перекинутому через блок. Когда вагон находится внизу, а вагонетка наверху, ее нагружают балластом. Когда вес балласта достигнет величины, достаточной, чтобы уравновесить вес вагона и преодолеть силы трения, вагон начинает подниматься вверх, а вагонетка опускаться. Для спуска вагона вес балласта уменьшают.

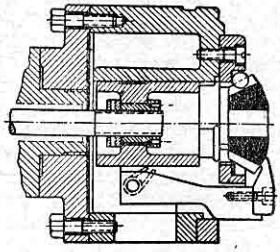


Фиг. 2690.

Фиг. 2690. Гидравлический зажимной патрон для зажима круглых деталей, обрабатываемых на станке. Планшайба *A* навинчивается на конец шпинделя. Тяга *C*, соединенная левым концом с поршнем гидравлического цилиндра, на правом конце имеет деталь *D*, которая при помощи пластин *G* связана с кулачками *E*, имеющими сменные щеки *J*. Внизу показан патрон, в котором зажато шесть колец, подлежащих обработке.



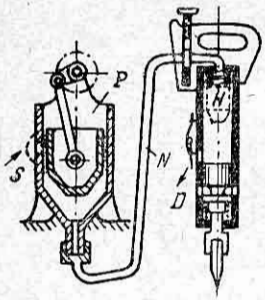
Фиг. 2691.



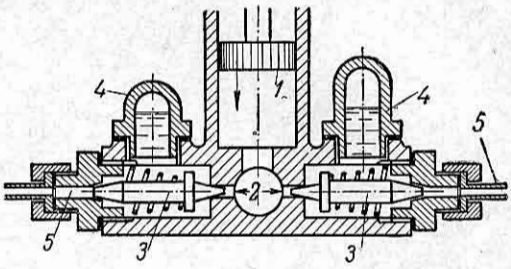
Фиг. 2692.

Фиг. 2691. Гидравлический зажимной патрон для зажима кольцевой детали по внешней поверхности кулачками *a* и с торца кулачками *d*. Регулировочные винты *b* и *c* позволяют зажимать детали различных размеров.

Фиг. 2692. Гидравлический зажимной патрон для зажима конических зубчатых колес.



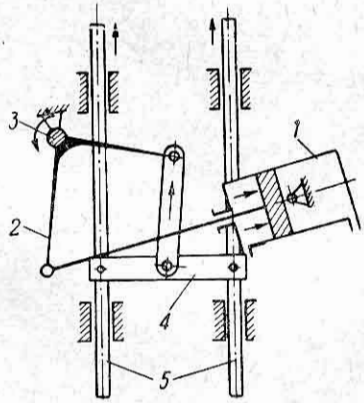
Фиг. 2693.



Фиг. 2694.

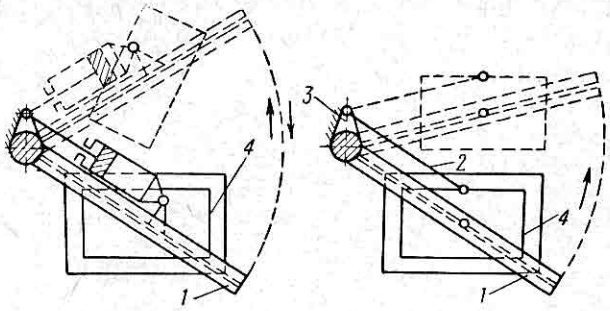
Фиг. 2693. Пневматический молот. Воздух, поступающий по шлангу *N* в насос *P* в конце хода всасывания через отверстие *S*, нагнетается в рабочий цилиндр молота. При этом поршень *H* совершает рабочий ход, опускаясь вниз под действием собственной тяжести и давления воздуха. Воздух, находящийся под поршнем *H*, выталкивается через клапан *D*. При движении поршня насоса вверх поршень *H* поднимается благодаря образовавшемуся вакууму до открытия отверстия *S*.

Фиг. 2694. Центральный смазочно-распределительный аппарат. Поршень *1*, приводимый в движение от руки или механически, подает смазочные материалы через распределительный кран *2* и клапаны *3* в трубопроводы *5*. Воздушные колпаки *4* предохраняют систему от чрезмерного давления и выравнивают пульсации давления.



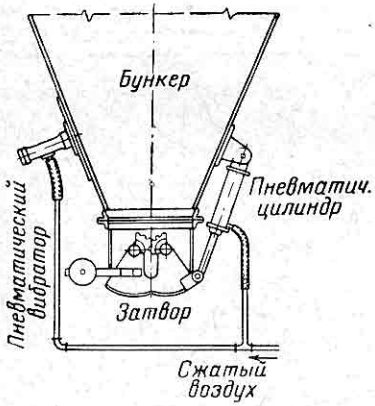
Фиг. 2695.

Фиг. 2695. Кинематическая схема пневматического механизма подъема штифтов формовочной машины. Механизм приводится в движение от поворотного пневматического цилиндра *1*. Двуплечее коромысло *2* заклинено на управляющем валу *3*. Поперечина *4* перемещается вместе с парой штифтов *5*.

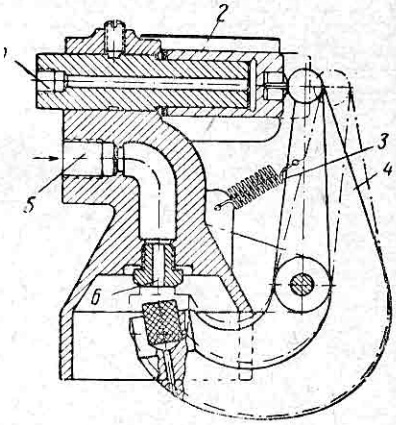


Фиг. 2696.

Фиг. 2696. Пневматический механизм для перемещения прессовой колодки четырех формовочных машин поступательно при помощи шарнирного параллелограмма *1—3—2—4* (эскиз справа) и с поворотом (эскиз слева).



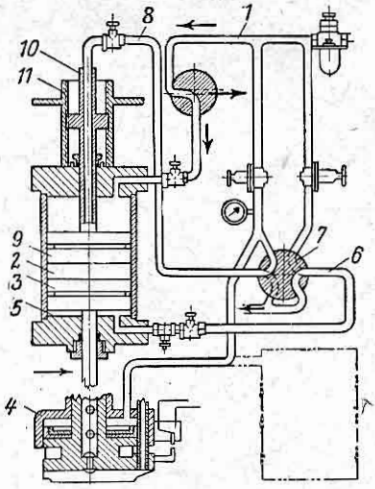
Фиг. 2697.



Фиг. 2698.

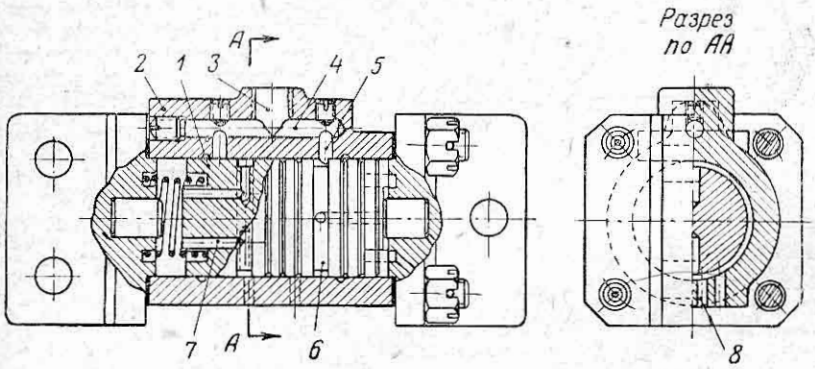
Фиг. 2697. Механизированный затвор расходного бункера, открывающийся посредством пневматического цилиндра. Закрывание затвора производится под действием веса челюстей и противовеса при выключенном пневматическом цилиндре.

Фиг. 2698. Клапан выхлопа. При подаче воздуха по трубе *1* цилиндр *2* перемещается вправо и поворачивает прижимаемый к цилиндру пружиной *3* рычаг *4*, который закрывает отверстие *6* и прекращает подачу воздуха из резервуара по трубе *5*.



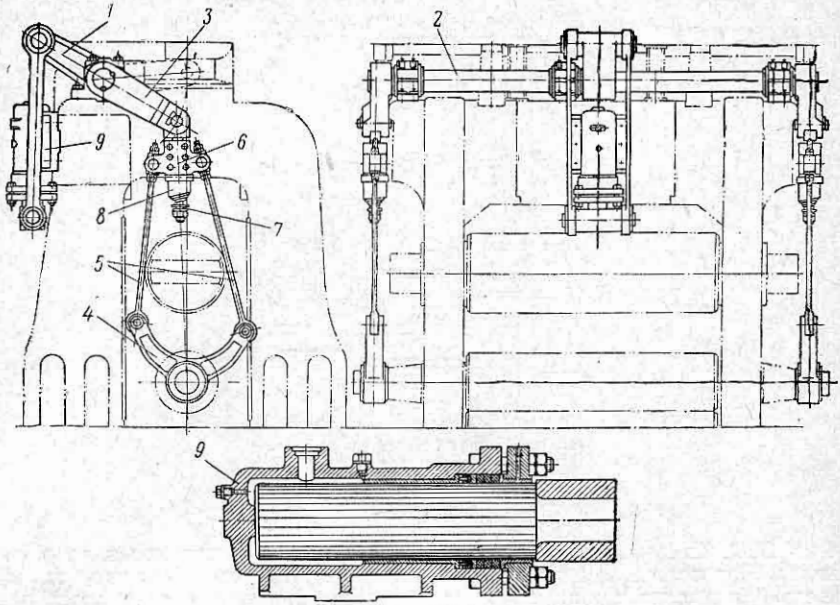
Фиг. 2699.

Фиг. 2699. Пневматическое нажимное устройство, применяемое в сварочных машинах. При подаче воздуха по трубе *1* в камеру *2* пневматического цилиндра поршень *3* и жестко связанный с ним буферный цилиндр *4* опускаются вниз, вызывая сближение электродов. Воздух из камеры *5* вытесняется через трубку *6* и распределитель *7* в атмосферу. Для подъема электрода поворотом распределителя *7* воздух подается в камеру *5*, а воздух из камеры *2* вытесняется через трубку *8* и распределитель *7*. Регулирование хода поршня *3* производится установкой вспомогательного поршня *9* в нижнее положение, ограничиваемое навинчиваемым на шток *10* маховичком *11*.



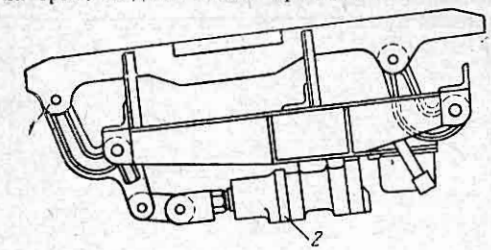
Фиг. 2700.

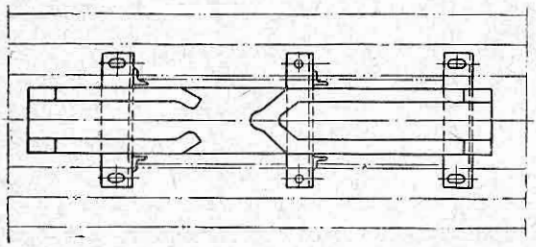
Фиг. 2700. Пневматический вибратор. В показанном положении плунжера *1* сжатый воздух поступает через каналы *3, 4, 5*, кольцевую выточку *6* и продольные каналы в правую полость цилиндра *2*, при этом из левой полости воздух по каналам *7* и *8* выходит в атмосферу. В крайнем левом положении поршня воздух поступает через канал *7* в левую камеру. Перед достижением поршнем крайнего положения образуется воздушный буфер.

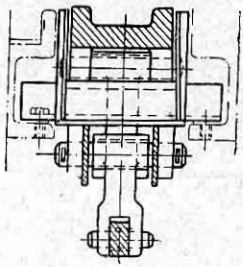


Фиг. 2701.

Фиг. 2701. Гидравлический механизм для перемещения среднего валка стана трио. Подъем валка производится посредством давления воды в цилиндре *9*, поршень которого связан механизмом со звеньями *1, 2, 3, 6* и *5* с траверсой *4*. Стержень *7* и пружина *8* представляют собой буферное устройство. Валок опускается под действием собственного веса и веса звеньев механизма подъема.

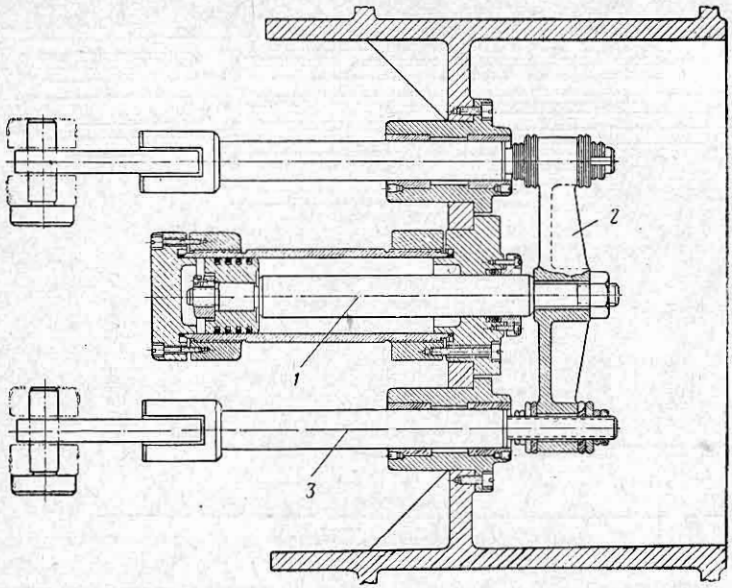






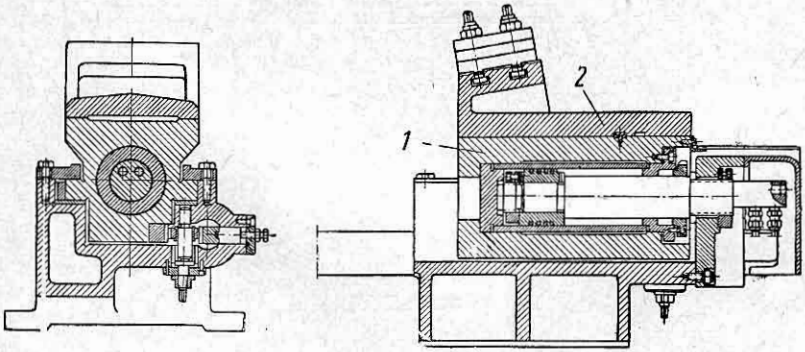
Фиг. 2702.

Фиг. 2702. Механизм подъема бунтов штрипсового стана 300. Стол *1* подъемника служит шатуном шарнирного параллелограмма, коромыслу которого движение сообщается через промежуточный шатун от штока поршня гидравлического механизма *2*.



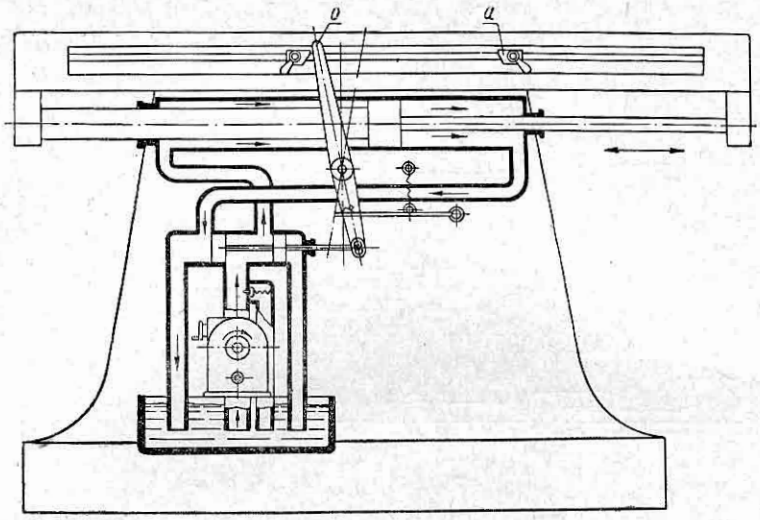
Фиг. 2703.

Фиг. 2703. Привод механизма зажима трубы муфтоотрезного станка. Движение штока поршня *1* с траверсой *2* тягами *3* передается механизму зажима трубы.



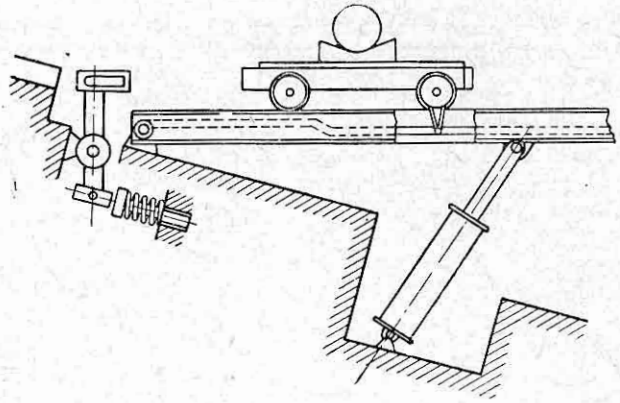
Фиг. 2704.

Фиг. 2704. Обращенный гидравлический механизм, использованный для подачи суппорта муфтоотрезного станка. Цилиндр *1* смонтирован в теле суппорта *2*, а шток поршня закреплен на станине с помощью поперечины. Подача жидкости в полости цилиндра производится через продольные отверстия в штоке, заканчивающиеся радиальными отверстиями по обе стороны поршня.



Фиг. 2705.

Фиг. 2705. Гидравлический привод стола плоскошлифовального станка. Ход стола регулируется перестановкой упоров *a*, которые при движении стола воздействуют на рычаг *b* золотникового штока.

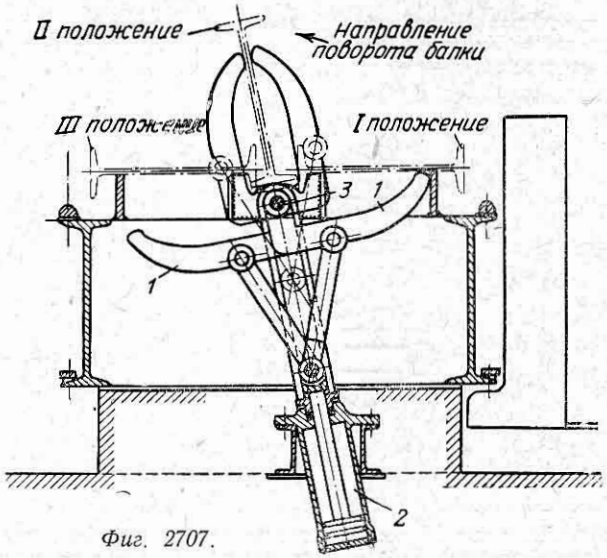


Фиг. 2706.

Фиг. 2706. Схема подъемно-качающегося стола прошивного стана с гидравлическим движителем. При заданной скорости v *м/сек* поршня площадью F *см*^{2} расход жидкости Q определяется по формуле

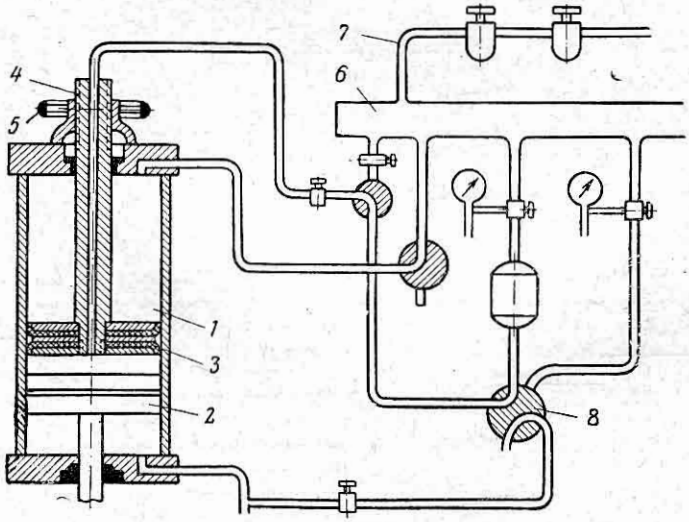
$$Q = 6vF = \frac{6FH}{t} \text{ л/мин},$$

где H — ход поршня в *м*;
t — время хода в сек.



Фиг. 2707.

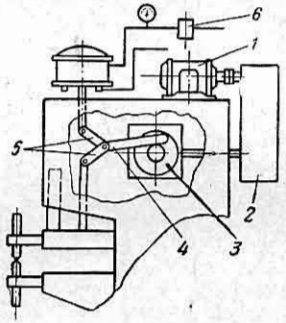
Фиг. 2707. Пневматический кантователь двутавровых балок при сварке. Поворот балки осуществляется рычагами *1*, приводимыми в движение поршнем пневматического цилиндра *2*. При ходе поршня вверх рычаги поднимаются и, поворачиваясь вокруг шарнира *3*, захватывают балку в положении *II*. В этот момент воздух из цилиндра *2* выпускается и балка действием собственного веса опускается в положение *III*.



Фиг. 2708.

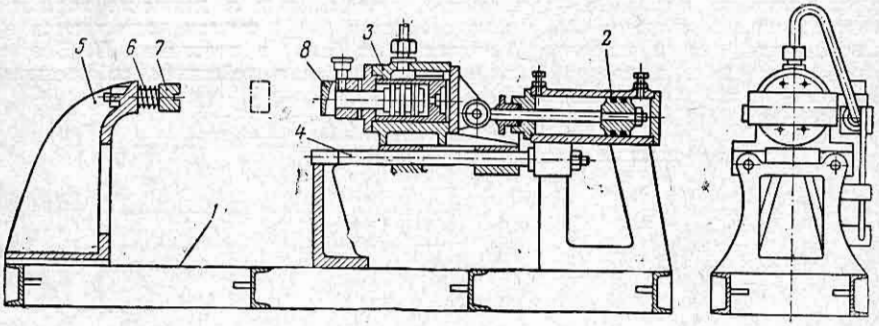
Фиг. 2708. Схема пневматического нажимного устройства точечных сварочных машин. Движение поршня *2* осуществляется подачей воздуха в нижнюю

полость пневмоцилиндра *1* двойного действия или через шток *4* регулирующего поршня *3*, положение которого регулируется маховичком *5*. На фигуре: *6* — ресивер, *7* — магистраль, *8* — четырехходовой клапан.



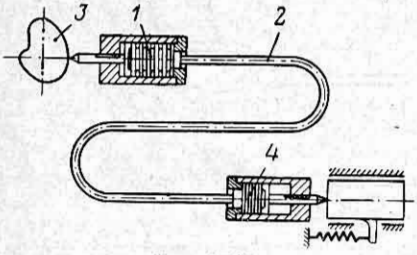
Фиг. 2709.

Фиг. 2709. Схема электропневматического нажимного устройства машин для точечной сварки. Двигатель *1* через редуктор *2* вращает эксцентрик *3*, перемещая через серьгу *4* рычаги *5*. При этом электроды сходятся, а поршень оказывает некоторое давление, регулируемое редуктором *6*.



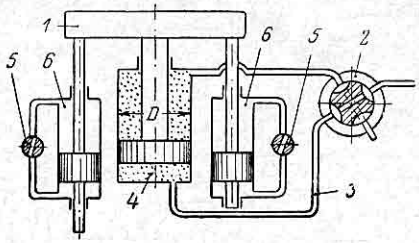
Фиг. 2710.

Фиг. 2710. Вибрационная машина. На раме *1* смонтированы: пневматический зажим *2*, передвигающий по направляющим *4* вибратор *3*, а также упор *5*, имеющий два стержня *6*, жестко соединенных с планкой *7*. Между планками *7* и *8* производится зажим детали при удалении стержней из отливок.



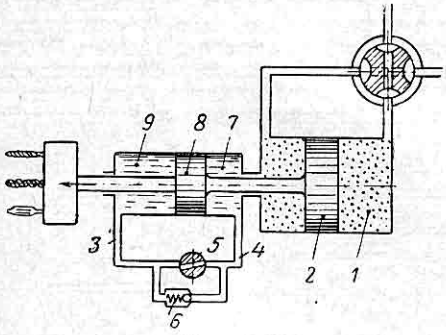
Фиг. 2711.

Фиг. 2711. Сильфонный привод, состоящий из двух сильфонов (гофрированных коробок) *1* и *4* и трубопровода *2*, которые заполнены маслом. Когда под действием кулачка *3* сильфон *1* сжимается, то сильфон *4* разжимается и передает движение исполнительному механизму.

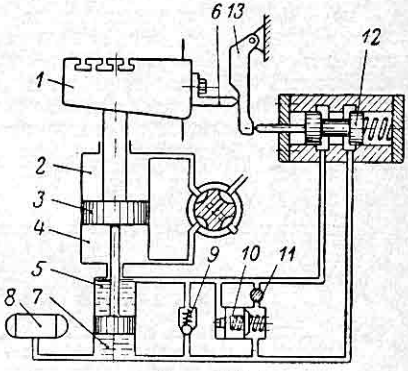


Фиг. 2712.

Фиг. 2712. Схема гидропневматического устройства для сообщения поступательного движения ведомому звену. Сжатый воздух через поворотный пилот *2* (см. фиг. 2945) по трубе *3* поступает в рабочую полость цилиндра *4*, воздействуя на поршень, движущий деталь *1* вверх, скорость перемещения которой регулируется дросселями *5*. Через дроссели проходит масло, выжимаемое из полостей *6* гидравлических цилиндров.



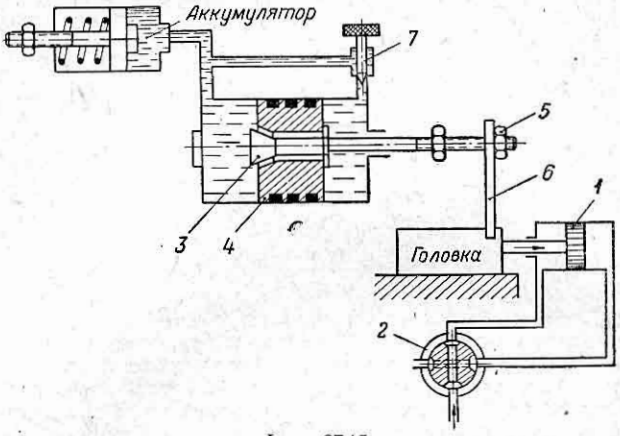
Фиг. 2713.



Фиг. 2714.

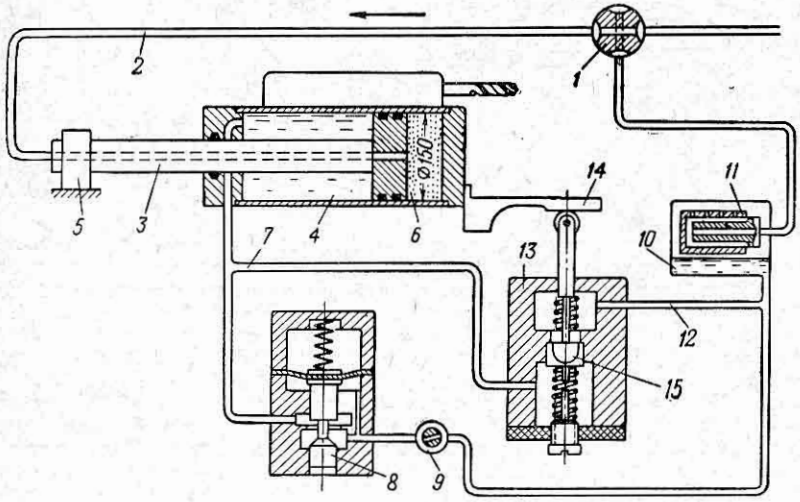
Фиг. 2713. Схема гидропневматического устройства для сообщения подачи сверлильной головке. При движении поршней *2* и *8* влево под действием давления воздуха, поступающего из магистрали в рабочую полость цилиндра *1*, масло по трубе *3* проходит через дроссель *5* и трубу *4* в полость *7* гидроцилиндра. При быстром обратном ходе головки масло из полости *7* проходит через обратный клапан *6* в полость *9* гидроцилиндра без заметного сопротивления.

Фиг. 2714. Схема гидропневмосистемы, используемой для сообщения вертикальной подачи столу станка. Стол *1* перемещается поршнем *3* пневмомеханизма. Быстрая подача стола *1* при подводе воздуха в камеру *4* обеспечивается за счет перемещения без сопротивления масла из полости *5* в полость *7* гидроцилиндра через золотниковое устройство *12*. Рабочая подача стола начнется, когда упор *6* надавит на рычаг *13* и переместит золотник *12*. Теперь масло пройдет через дроссель *11* и дозирующий клапан *10*, создающие определенное сопротивление. Реверс осуществляется подачей воздуха в полость *2*, в результате чего масло из полости *7* в полость *5* переходит через обратный клапан *9*; *8* — аккумулятор для пополнения утечки масла.



Фиг. 2715.

Фиг. 2715. Гидропневматическое устройство для привода подачи силовой головки. Приводится в движение поршнем *1* пневмомеханизма, питаемого воздухом через пилот *2*, и при рабочей подаче тормозится поршнем *4* гидроцилиндра. Скорость перемещения головки регулируется игольчатым дросселем *7* (см. фиг. 2752); быстрое перемещение головки производится только пневмоцилиндром. Гидроцилиндр включается в положении головки, когда планка *6* подойдет к гайке *5*. При обратном ходе воздух подается в правую полость пневмоцилиндра при открытом обратном клапане *3*.

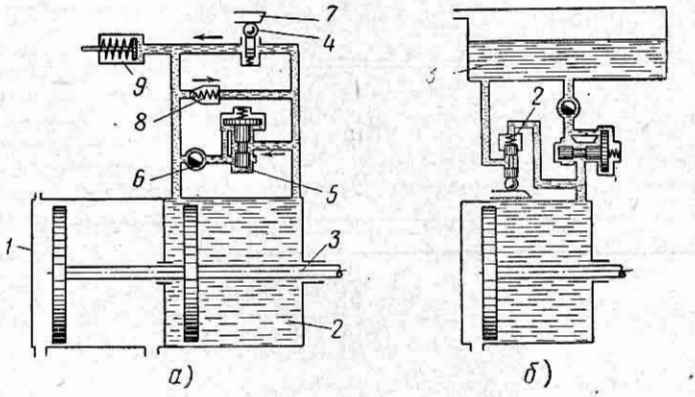


Фиг. 2716.

Фиг. 2716. Гидропневматическое устройство сверлильной головки. Воздух через пилот *1* по трубе *2* подается в полость *6* цилиндра головки. Шток *3* закреплен в станине *5*, полость *4* цилиндра заполнена маслом. При движении

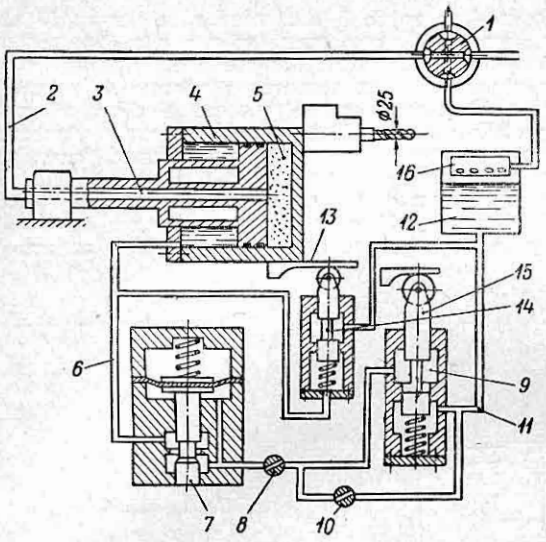
головки вперед масло из полости *4* по трубе *7* поступает в резервуар *10* или через регулятор скорости (см. фиг. 3017), состоящий из клапана *8* и дросселя *9*, или через путевой выключатель *13*, с которым соединен обратный клапан *15*. При быстром подводе головки воздух подается в полость *6*, вытесняя масло из полости *4* в резервуар *10* через открытый упором *14* обратный клапан. При рабочей подаче обратный клапан *15* закрывается и масло проходит через регулятор скорости. Величина подачи регулируется дросселем, перед которым клапан *8* поддерживает постоянное давление.

Быстрый обратный ход головки осуществляется в результате подачи воздуха от пилота *1* через двойную трубку *11* с отверстиями. Воздух выжимает масло из резервуара *10* по трубе *12*, через обратный клапан *15* в полость *4* цилиндра.



Фиг. 2717.

Фиг. 2717. Схемы пневмогидравлических силовых головок. Шток *3* поршня (схема *а*) связан с суппортом. При быстром подводе суппорта к обрабатываемой детали масло перетекает из правой полости цилиндра *2* в левую через пилот *4*. При рабочей подаче при перекрытом кулачком *7* путевом выключателе масло перетекает из одной полости цилиндра в другую через клапан *5* и дроссель *6*. При быстром отводе суппорта масло перетекает из левой полости в правую через обратный клапан *8*. Реверсирование осуществляется подачей воздуха в левую или правую полость пневмоцилиндра *1*. Постоянное давление в системе поддерживается компенсатором *9*. На фигуре *6* приведена одноцилиндровая схема пневмогидравлической головки, в которой путевой выключатель заменен толкателем *1*, помещенным под обратным клапаном *2*. Обратный ход осуществляется давлением сжатого воздуха на масло в бачке *3*.



Фиг. 2718.

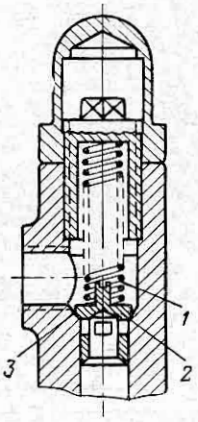
Фиг. 2718. Гидропневматический механизм. Быстрый подвод головки: воздух подается от пилота *1* по трубе *2*, каналу *3* в штоке в полость *5* цилиндра *4*; масло через пилот *14* вытесняется в резервуар *12*. Первая рабочая подача: масло по трубе *6* через клапан *7* и дроссель *8*, пилот *9* попадает в резервуар *12*, при этом пилот *15* закрыт; регулирование подачи — дросселем *8*.

При нажиме упора *13* на пилот *14* головка вновь будет перемещаться со скоростью быстрого подвода.

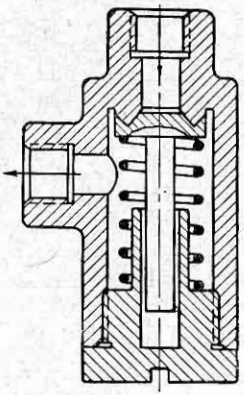
Вторая рабочая подача: масло по трубе *6* через клапан *7*, дроссели *8* и *10* по трубе *11* поступает в резервуар *12*, при этом пилоты *14* и *15* закрыты. Подача регулируется дросселем *10*.

Быстрый обратный ход: сжатый воздух, поданный через патрон *16*, выжимает масло из резервуара *12* через пилот *14* в полость цилиндра *4*.

КОНТРОЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩАЯ АППАРАТУРА



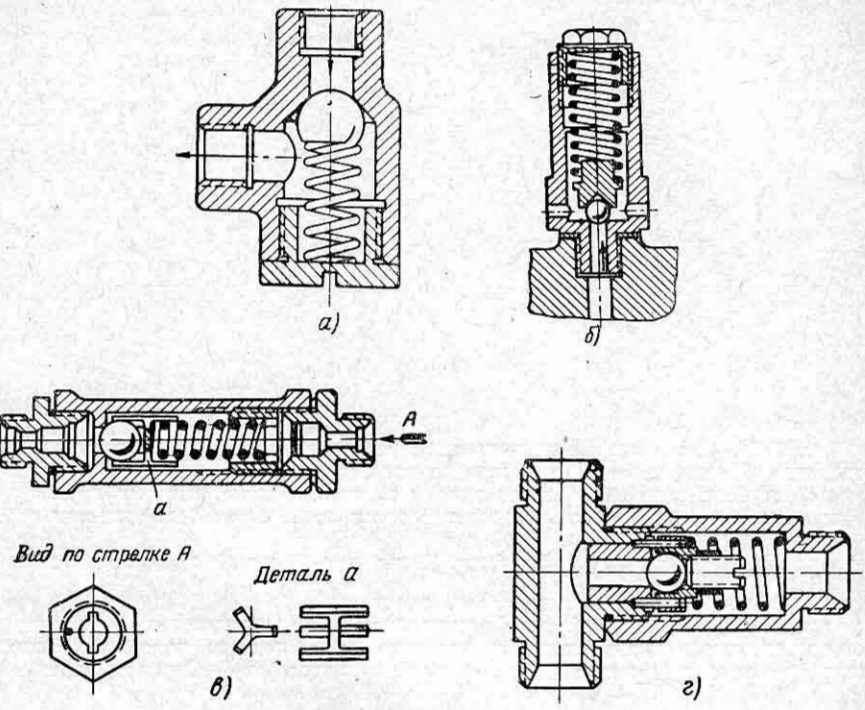
Фиг. 2719.



Фиг. 2720.

Фиг. 2719. Предохранительный клапан с коническим седлом. Превышение установленного в системе давления вызывает сжатие пружины *1*, вследствие чего излишек жидкости через зазор между клапаном *2* и седлом *3* сливается в резервуар. Величиной предварительного сжатия пружины *1* регулируется предельно допустимое давление жидкости.

Фиг. 2720. Клапан с двойным коническим седлом, в котором давление при открытом клапане меньше, чем при закрытом.



Фиг. 2721.

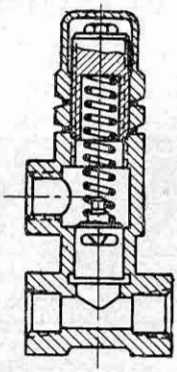
Фиг. 2721. Шариковые предохранительные клапаны с перекрывающим сливной канал шариком, находящимся под воздействием пружины. Схемы *а, б, в, г* отличаются способами центрирования шарика и регулированием сжатия пружины.

Фиг. 2722. Предохранительный клапан плунжерного типа. Когда деформация пружины достигнет определенной величины, жидкость будет сливаться через окно в полом клапане.

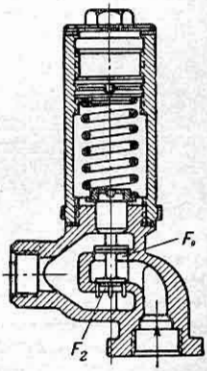
Фиг. 2723. Двухседельный перепускной клапан. Активная площадь F_1 верхней тарелки больше площади F_2 нижней тарелки. Сила P упругости пружины должна уравновесить разность давлений p:

$$P=\frac{\pi p}{4}(d_1^2-d_2^2)\,k\lambda_0.$$

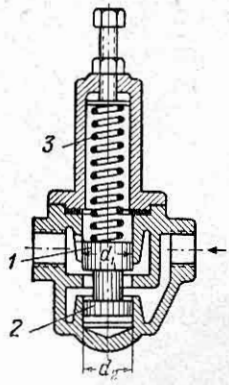
Здесь k — жесткость пружины;
λ_0 — предварительное сжатие пружины.



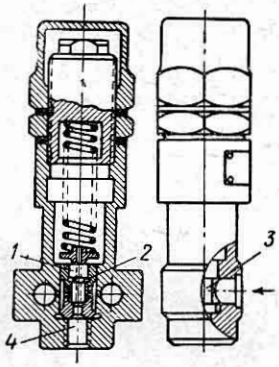
Фиг. 2722.



Фиг. 2723.



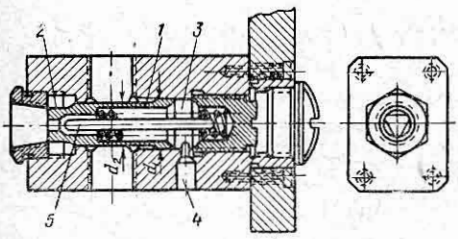
Фиг. 2724.



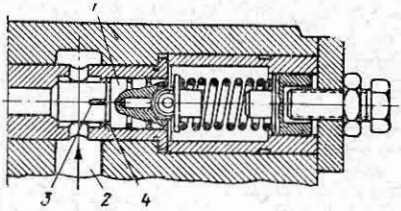
Фиг. 2725.

Фиг. 2724. Схема дифференциального предохранительного клапана плунжерного типа. На торцевые поверхности двухступенчатого плунжера с диаметрами d_1 и d_2 ступеней *1* и *2* действует одно и то же давление, поэтому пружина *3* уравновешивает лишь давление, распределенное по кольцевой поверхности среднего радиуса $\frac{d_2+d_1}{2}$ шириной $\frac{d_1-d_2}{2}$. Даже при большой пропускной способности клапана пружина должна быть эластичной.

Фиг. 2725. Плунжерный дифференциальный предохранительный клапан, в котором пружина уравновешивает давление на кольцевую поверхность плунжера *1* в камере *2*, связанной с напорной магистралью *3*. Сливная линия — *4*.



Фиг. 2726.



Фиг. 2727.

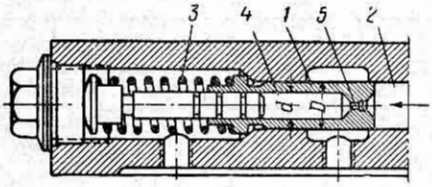
Фиг. 2726. Плунжерный дифференциальный предохранительный клапан. Если со стороны ступенчатого клапана *1* на пружину действует сила

$$P=\frac{\pi p}{4}(d_1^2-d_2^2),$$

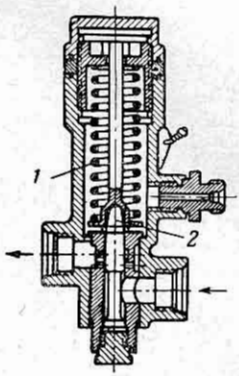
превышающая силу упругости пружины, то клапан откроется и жидкость сольется в резервуар через пространство, образованное отверстием диаметром d_2 и концевой частью *2* клапана треугольного сечения. Стержень *5* ограничивает осевое перемещение клапана. Просочившаяся в камеру *3* жидкость отводится через отверстие *4*.

Фиг. 2727. Плунжерный дифференциальный предохранительный клапан с демпфером. Из магистрали *2* в камеру *4* ступенчатого клапана *1* жидкость по-

падает через прорезь *3* малого поперечного сечения. При неподвижном клапане давление в магистрали и камере *4* одинаково. С увеличением давления сверх нормального клапан *1* перемещается вправо и вследствие дросселирования жидкости при проходе через прорезь *3* давление в камере *4* уменьшается. Поршень с прорезью *3* играет роль катаракта. Клапан работает бесшумно.



Фиг. 2728.

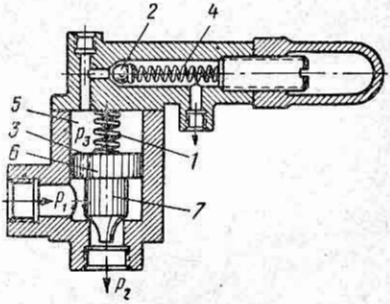


Фиг. 2729.

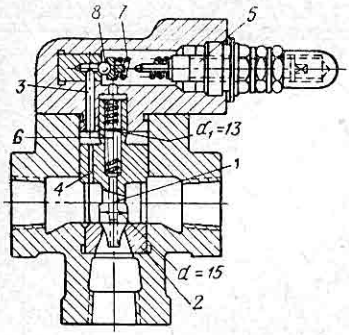
Фиг. 2728. Бесшумный предохранительный клапан для больших давлений с дифференциальным поршнем. Поршень *1* воспринимает разность давлений в камерах *2* и *4*. При увеличении давления в камере *2* поршень *1* стремится переместиться влево, преодолевая сопротивление пружины *3*, при этом жидкость вытесняется из камеры в магистраль через отверстие *5*, тормозя поршень. Когда давление в камере *2* понизится, поршень переместится в обратном направлении, что вызовет снижение давления в камере *4* и поступление в нее жидкости из камеры *2*. Камера *2* соединена с магистралью.

Фиг. 2729. Предохранительный клапан плунжерного типа. Центрирование пружины *1* обеспечивается сферической формой опорной поверхности плунжера *2*.

Фиг. 2730. Схема комбинированного клапана, состоящего из перепускного золотникового клапана в сочетании с шариковым предохранительным клапаном. Когда шариковый предохранительный клапан *2*, отрегулированный на определенное давление пружиной *4*, прижат к седлу, то давление p_1 в нагнетающей магистрали и p_3 над поршнем *6* равны, поэтому клапан *7* прижат к седлу действием слабой пружины *1* и давлением жидкости. Когда давление в камере *5* увеличится, то сработает шариковый предохранительный клапан *2* и вследствие дросселирующего действия отверстия *3* малого диаметра давление в камере *5* понизится, а ступенчатый плунжер откроет ход жидкости в резервуар. Так как расход жидкости через дросселирующее отверстие *3* и шариковый клапан *2* одинаков, то плунжер всегда устанавливается в положение, при котором силы давления жидкости и сила упругости пружины уравновешиваются. Если насос будет развивать давление p_1, большее давления p_2 в напорной линии, то комбинированный клапан может быть использован в качестве клапана постоянного давления.

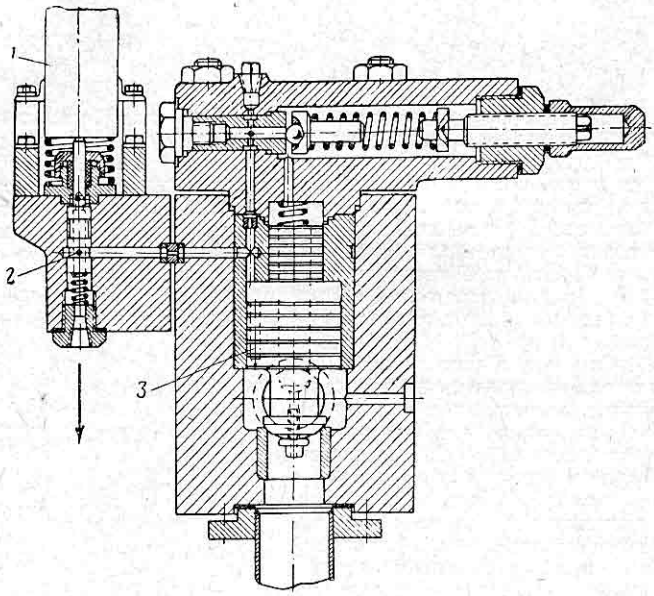


Фиг. 2730.



Фиг. 2731.

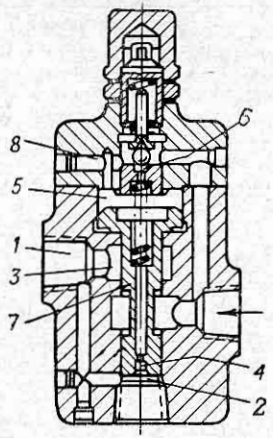
Фиг. 2731. Комбинированный клапан. При нормальном давлении в магистрали клапан *1* прижат к седлу *2* действием избыточного давления, потому что диаметр отверстия седла больше диаметра стержня в камере *6*. Когда давление в магистрали достигнет предельного значения, шарик *8*, преодолевая силу упругости пружины *7*, откроет доступ жидкости из камеры *6* по каналу *3* в резервуар и вследствие дросселирования жидкости при проходе через отверстие *4* давление в камере *6* уменьшится. Под действием избыточного давления клапан *1* откроет жидкости свободный доступ в резервуар. Винтом *5* давление может поддерживаться почти постоянным.



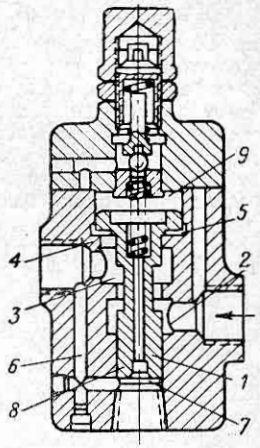
Фиг. 2732.

Фиг. 2732. Предохранительный клапан с переливным золотником, который может быть использован в качестве автоматического разгрузочного клапана. Работа клапана в качестве предохранительного аналогична описанию работы по фиг. 2731. Разгрузка гидросистемы производится при даче импульса в катушку соленоида *1*, якорь которого перемещает золотник *2*, соединяющий камеру над ступенчатым поршнем со сливной линией. При снижении давления в камере над ступенчатым переливным золотником *3* нагнетательная линия соединяется с напорной и гидросистема разгружается.

Фиг. 2733. Комбинированный предохранительный клапан с переливным золотником. Из камеры *1*, связанной с насосом, давление передается в камеру *3* и через отверстие в камеру *2*, а затем через дроссель *4* в камеру *5*. При срабатывании шарикового клапана *6* давление жидкости в камере *5* падает, вследствие чего золотник переместится вверх. При некотором значении перепада давлений жидкость через переливной золотник *7* сливается в резервуар. Если отверстие *8* соединить краном со сливной линией, то давление в камере *5* резко понизится и золотник *7* займет свое верхнее положение, соответствующее наибольшей пропускной способности клапана. Следовательно, клапан может быть использован как разгрузочный.



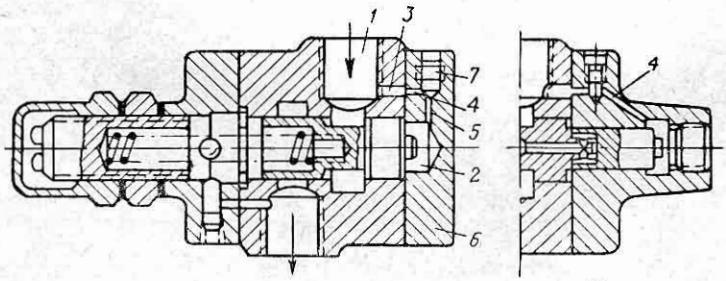
Фиг. 2733.



Фиг. 2734.

Фиг. 2734. Редукционный клапан с регулятором. Ступенчатый золотник *1* в верхнем положении разъединяет камеры подвода *2* и отвода *3* жидкости, в нижнем — соединяет. Из камеры *3* жидкость через демпфер *4* может проходить в камеру *5*, через отверстие *6* в камеру *7* и далее через второй демпфер *8*, находящийся в золотнике *1*, в камеру *9* над золотником. Если в отводящей камере *3* давление ниже предельного, то во всех камерах и в канале, перекрываемом шариком, давление одинаково. Если сила давления жидкости на шарик превысит отрегулированное нажатие пружины, то небольшая часть жидкости через образовавшуюся щель сольется из камеры *9* в резервуар, нарушив равновесие золотника.

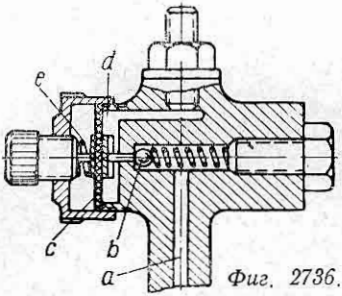
Под давлением жидкости в камере *7* золотник переместится вверх и частично перекроет проходное сечение между камерами *2* и *3*, в результате чего давление в камере *3* снизится до первоначального. При понижении давления в камере *3* золотник будет перемещаться в обратном направлении до восстановления давления в этой камере. Клапан работает бесшумно благодаря демпфирующему действию дросселей *4* и *8*.



Фиг. 2735.

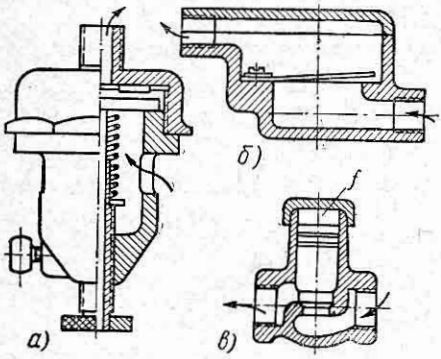
Фиг. 2735. Напорный золотник (схема *а*), используемый для предохранения от перегрузки и поддержания постоянного давления в гидросистемах. Напорная магистраль *1* соединяется с камерой *2* отверстиями *3*, *4* и *5*. Отверстие *4*, имею-

щее малый диаметр, создает сопротивление при прохождении через него жидкости. Если сила давления жидкости на правый торец золотника превысит силу упругости пружины, то золотник, переместившись влево, соединит напорную линию со сливной. На схеме *б* показан напорный золотник, перемещающийся вместе с плунжером под действием жидкости в напорной магистрали. Отверстие *4* способствует демпфированию колебаний золотника. Если поворотом крышки *6* разобщить отверстия *3* и *4*, а вместо пробки *7* ввернуть штуцер, подавая через отверстие *5* командное давление, то золотник может быть использован для дистанционного управления.

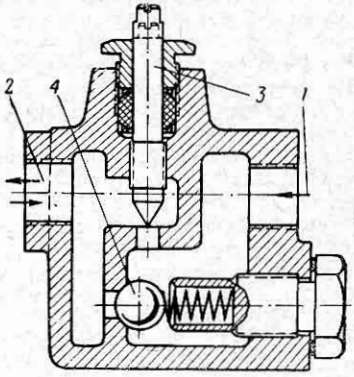


Фиг. 2736.

Фиг. 2736. Редукционный клапан диафрагмового типа. Воздух высокого давления по каналу *a* через шариковый клапан *b*, связанный с диафрагмой *c*, поступает в полость *d*. При повышении давления в отводящей магистрали сверх нормы диафрагма переместится влево, прикрыв при этом клапан. Если давление в полости *d* упадет, то диафрагма, перемещаясь вправо под действием пружины *e*, откроет доступ воздуху из канала *a* в полость *c*.



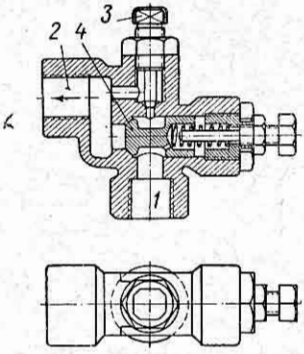
Фиг. 2737.



Фиг. 2738.

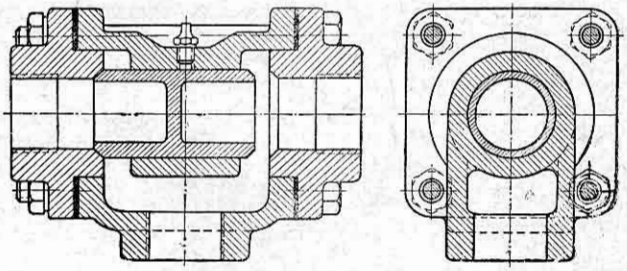
Фиг. 2737. Обратные клапаны пневматических систем: *а* — плоский, *б* — пластинчатый, *в* — клапан с демпфированием, в котором демпфером служит воздушная подушка *f*.

Фиг. 2738. Комбинированный обратный клапан. Воздух поступает через патрубок *1* и проходит через игольчатый клапан, игла *3* которого ввинчена в корпус клапана. Уменьшая проходное сечение, можно изменить секундный расход воздуха через дроссель при подаче воздуха из патрубка *1* в патрубок *2*. При обратном потоке воздуха срабатывает обратный шариковый клапан *4*, вследствие чего сопротивление падает.



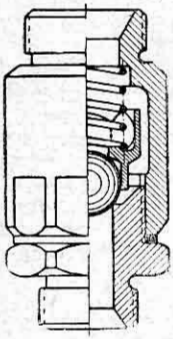
Фиг. 2739.

Фиг. 2739. Комбинированный обратный клапан. Подача воздуха из патрубка *1* в патрубок *2* регулируется игольчатым клапаном *3*. Обратный клапан *4*, ход которого ограничивается натяжением пружины, служит для свободного пропуска воздуха в обратном направлении.

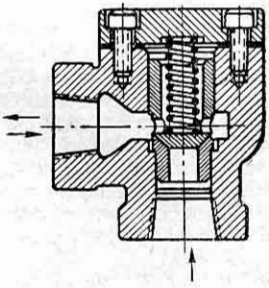


Фиг. 2740.

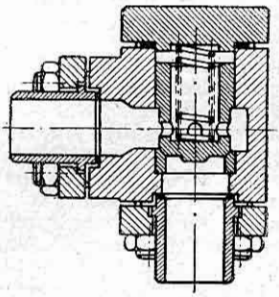
Фиг. 2740. Двухходовой обратный клапан.



Фиг. 2741.



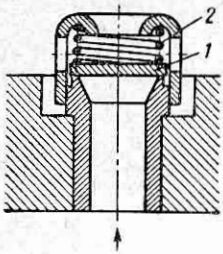
Фиг. 2742.



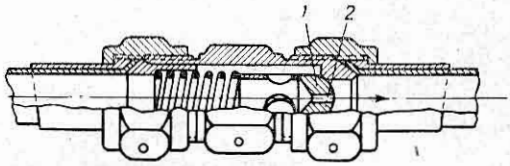
Фиг. 2743.

Фиг. 2741. Обратный клапан с шариком, допускающий прохождение через него жидкости только в одном направлении.

Фиг. 2742—2743. Обратные клапаны с коническим седлом.



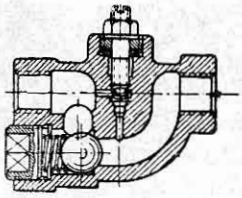
Фиг. 2744.



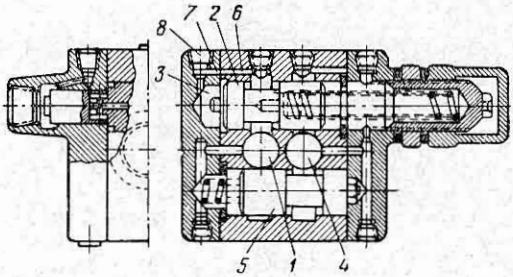
Фиг. 2745.

Фиг. 2744. Пластинчатый обратный клапан. При малом весе пластины *1* пружина *2* выбирается эластичной, поэтому потери давления незначительны. Размеры проходного сечения рассчитываются из условия малого гидравлического сопротивления при данном расходе жидкости.

Фиг. 2745. Обратный клапан, монтируемый в трубопроводах. При направлении потока по стрелке жидкость дросселируется вследствие большого сопротивления проходного сечения отверстия *2* в обратном клапане *1*. При направлении потока жидкости против стрелки клапан не оказывает потоку заметного сопротивления.



Фиг. 2746.

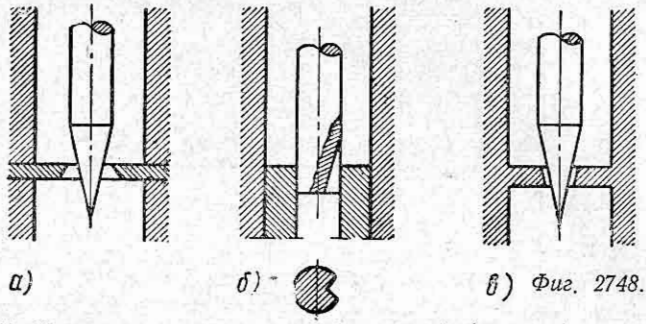


Фиг. 2747.

Фиг. 2746. Обратный клапан с дросселем. При течении жидкости в направлении стрелки основной поток проходит через щель, образованную смещением шарика, и незначительная часть — через шунт с большим гидравлическим сопротивлением. При обратном направлении потока вся жидкость проходит через шунтирующую магистраль. Гидравлическое сопротивление можно регулировать.

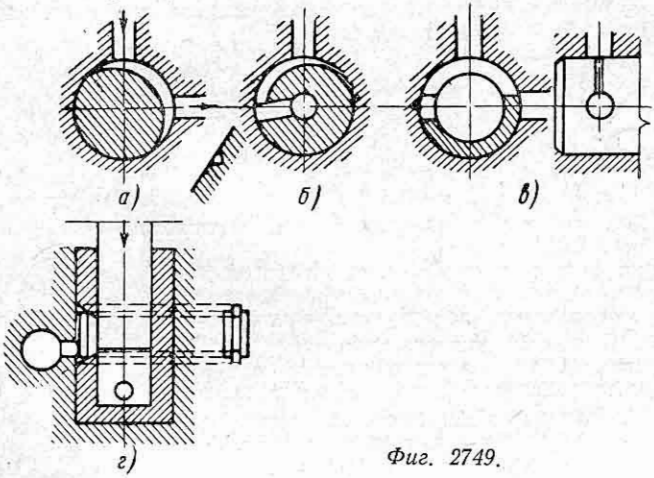
Фиг. 2747. Напорный золотник с обратным клапаном. При подаче жидкости через канал *1* золотник *2* под давлением жидкости в камере *3* переместится вправо, сжимая отрегулированную на определенное давление пружину, соединяя каналы *1* и *4*. Золотник *5* под давлением жидкости слева смещается вправо.

При протекании жидкости в обратном направлении золотник *2* под действием пружины, а золотник *5* под давлением жидкости сместятся влево, вследствие чего каналы *4* и *1* соединятся и жидкость потечет через напорный золотник с минимальным сопротивлением. Дистанционное управление напорным золотником достигается разобщением отверстий *6* и *7* и установкой вместо пробки *8* штуцера для подачи командного давления.



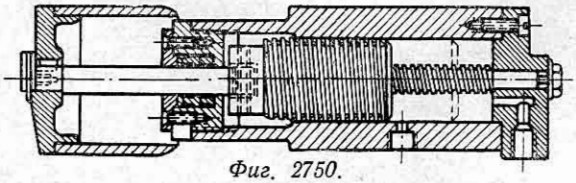
Фиг. 2748.

Фиг. 2748. Игольчатые дроссели: диафрагмовый (эскиз *а*), в котором перепад давления пропорционален количеству протекающей в единицу времени жидкости; с треугольным вырезом на плунжере (эскиз *б*) и вентильный (эскиз *в*). Вследствие наличия потерь на трение жидкости дроссели на эскизах *б* и *в* имеют характеристики, отличающиеся от параболической.



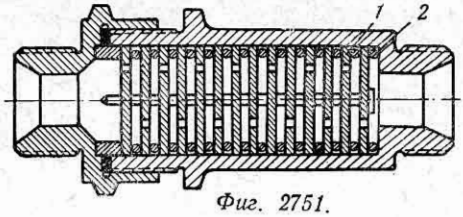
Фиг. 2749.

Фиг. 2749. Щелевые дроссели: *а* и *б* — с эксцентричной проточкой переменной высоты; *в* — со щелью переменной длины, изменяющейся при повороте пробки, снабженной щелью; *г* — со щелью, длина которой изменяется при поступательном перемещении плунжера.



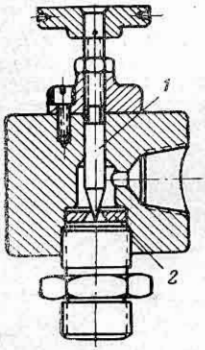
Фиг. 2750.

Фиг. 2750. Дроссели канавочного типа с линейной характеристикой. Регулирование количества протекающей жидкости осуществляется изменением длины спиральной канавки.



Фиг. 2751.

Фиг. 2751. Пластинчатый дроссель, состоящий из набора снабженных отверстиями пластин *1*, между которыми проложены кольца *2*.



Фиг. 2752.

Фиг. 2752. Диафрагмовый дроссель. При перемещении стержня иглы *1* в осевом направлении конец иглы конической формы перекрывает отверстие диафрагмы *2* с острыми кромками, изменяя площадь кольцевого проходного сечения.

При постоянном расходе Q жидкости перепад давления Δp пропорционален квадрату площади F проходного сечения:

$$\Delta p = \frac{\gamma}{2g\alpha^2}\frac{Q^2}{F^2},$$

где γ — объемный вес жидкости;

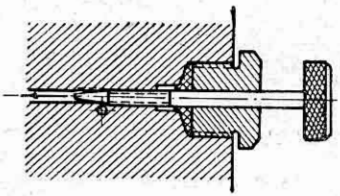
α — коэффициент расхода, определяемый из опыта;

g — ускорение силы тяжести.

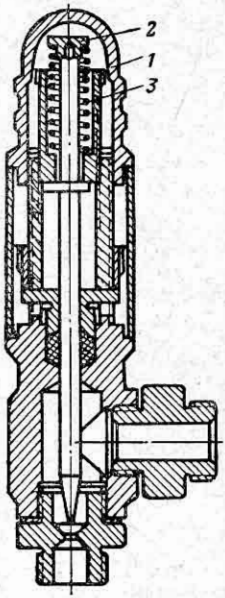
При регулировании движения поршня исполнительного механизма на малых скоростях диафрагмовые дроссели засоряются и потому не могут найти применения.

Фиг. 2753. Игольчатый дроссель, применяемый в гидроавтоматике станков. По характеристике расхода приближается к диафрагмовому и имеет те же недостатки.

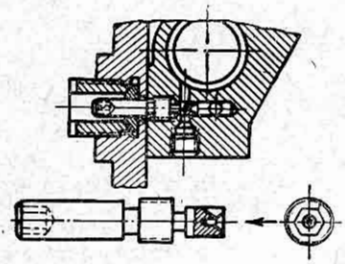
Фиг. 2754. Игольчатый дроссель, используемый в гидравлических регуляторах тепловых процессов. Для прочистки дросселя необходимо отвернуть колпачок *1* и нажать на пуговку *2*, преодолев нажатие пружины *3*. Регулировка дросселя при этом не нарушается.



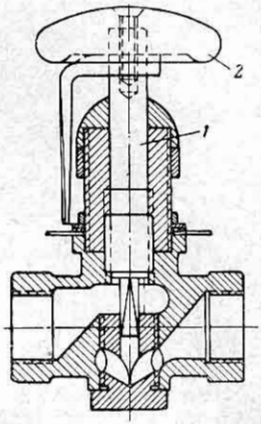
Фиг. 2753.



Фиг. 2754.



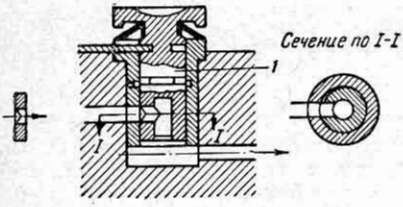
Фиг. 2755.



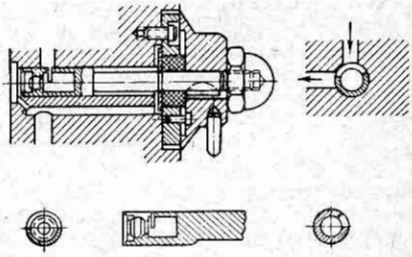
Фиг. 2756.

Фиг. 2755. Дроссель с проходным сечением для жидкости в форме треугольника с более благоприятной характеристикой и не так быстро засоряющийся, как игольчатый. Находит применение в гидроавтоматике металлорежущих станков и других машин.

Фиг. 2756. Дроссель с треугольным проходным сечением, применяющийся в гидравлических автоматических регуляторах процессов в металлургической, коксохимической и др. отраслях промышленности. Полный ход шпинделя *1*, снабженного треугольной формы прорезом переменного сечения, осуществляется за один оборот маховичка *2*, поэтому при регулировании дросселя можно воспользоваться круговой шкалой. Расход жидкости пропорционален квадрату перемещения шпинделя дросселя.



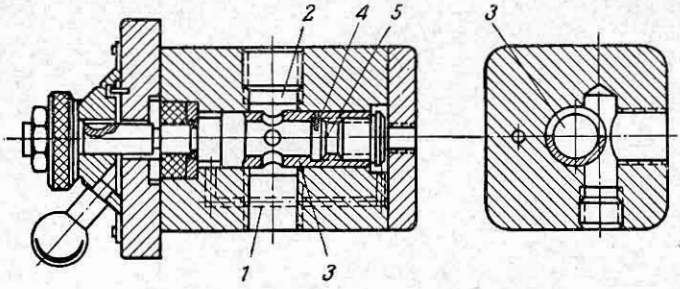
Фиг. 2757.



Фиг. 2758.

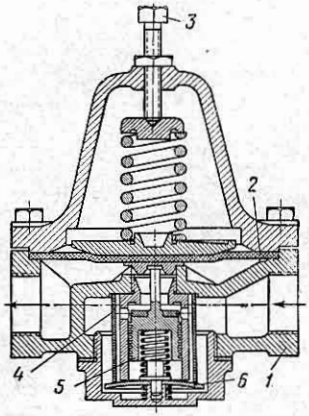
Фиг. 2757. Дроссель с эксцентричной проточкой, имеющей сечение треугольной формы, с изменяющейся при повороте шпинделя *1* величиной проходного сечения. Характеристика дросселя приближается к характеристике дросселя по фиг. 2756.

Фиг. 2758. Щелевой дроссель с прямоугольной формой проходного сечения. При постоянной ширине щели площадь проходного сечения прямо пропорциональна углу поворота сердечника со щелью. Находит применение в гидроавтоматике.

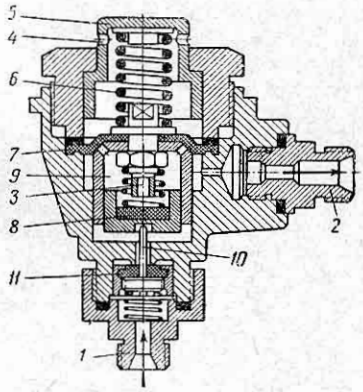


Фиг. 2759.

Фиг. 2759. Щелевой дроссель. Масло, подведенное к одному из отверстий *1* или *2*, после прохода внутри дросселя *3* через щель *4* отводится через отверстие *5*. Изменение проходного сечения производится изменением положения щели *4* относительно оси отверстия *5*. Наибольшая пропускная способность или полное закрытие фиксируются в крайних положениях упорным штифтом.



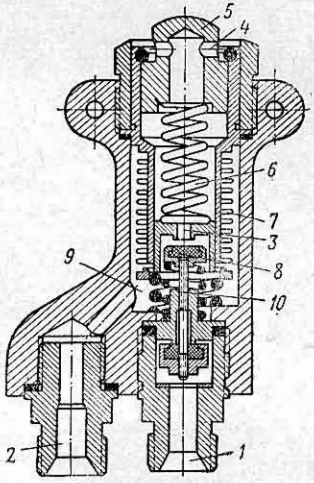
Фиг. 2760.



Фиг. 2761.

Фиг. 2760. Пневматический редукционный клапан. В зависимости от регулировки пружины, действующей на мембрану *2*, поршень *5* в большей или меньшей степени перекрывает впускное отверстие, дросселируя воздух. *1* — корпус, *3* — регулировочный болт, *4* — фильтр, *6* — буферная пружина.

Фиг. 2761. Комбинированный редукционный клапан. *1* — штуцер подвода воздуха; *2* — штуцер трубопровода к исполнительному механизму. При смещении толкача *5* вниз, когда отверстие *3* перекроется уплотняющей шайбой *8*, штуцер *2* разобщается с выхлопным отверстием *4*. При дальнейшем перемещении толкача *5* в крайнее нижнее положение пружина *6* сжимается, мембрана *7* прогибается и с помощью стержня *10* открывает клапан *11*. Воздух, редуцированный при проходе через сечение клапана *11*, может попасть из штуцера *1* в штуцер *2*. При подаче воздуха в закрытый объем течение воздуха прекратится после того, как сила упругости сжатой пружины будет уравновешена давлением в камере *9* на активную площадь мембраны и разностью давлений, действующих на клапан *11*.



Фиг. 2762.

Фиг. 2762. Комбинированный редукционный клапан. Принцип работы такой же, как клапана по фиг. 2761. Отличается тем, что здесь плоская мембрана заменена гармониковой.

Раздел VII

МЕХАНИЗМЫ И АППАРАТЫ УПРАВЛЕНИЯ

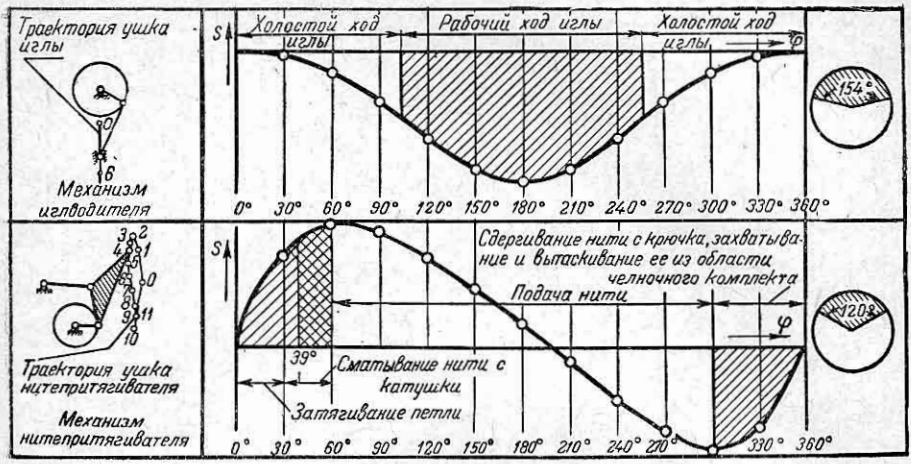
Современные машины и в особенности полуавтоматы, автоматы и автоматические машины должны быть снабжены такими механизмами или аппаратами управления, которые могли бы строго согласовывать между собой движения отдельных исполнительных механизмов. Так, например, нельзя допустить, чтобы в швейной машине сшиваемый материал продвигался, в то время когда игла еще не вышла из материала, как нельзя также допустить, чтобы челнок ткацкого станка перекидывался в момент закрытия зева, разрывая нити основы. Механизмы, осуществляющие перекидку клапанов и шиберов мартеновской печи, должны работать в определенной последовательности, чтобы исключить возможность образования гремучей смеси газов и отсутствия факела пламени в печи в течение длительного промежутка времени.

Для увязки отдельных фаз работы механизмов следует строить диаграммы или циклограммы, по которым ведется расчет механизмов или аппаратов управления.

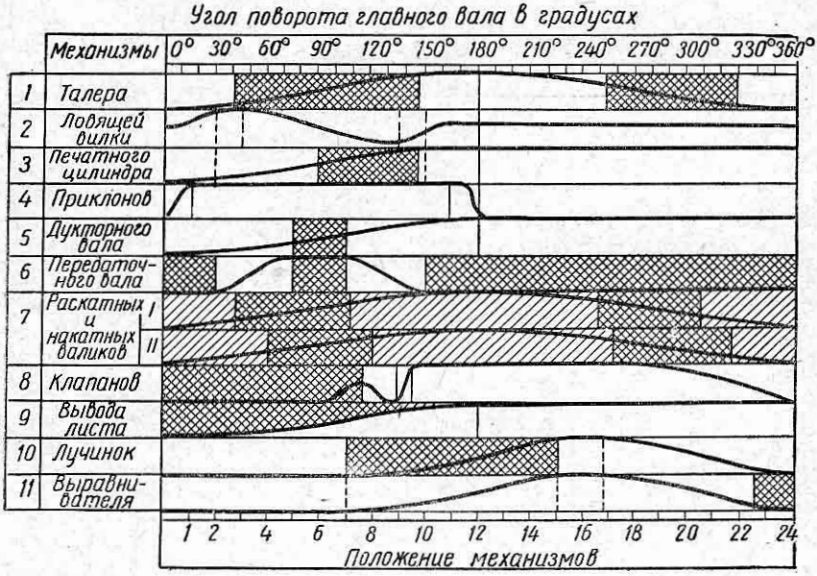
В зависимости от системы управления может быть построен график последовательности действия отдельных механизмов в функции времени или угла поворота ведущего вала.

Для построения так называемой синанрулярной диаграммы по оси абсцисс откладываем углы поворота φ вала управления, а по оси ординат — перемещение S ведомой точки каждого механизма. На фиг. 2763 показана подобная диаграмма для двух механизмов швейной машины 12-го класса: игловодителя и нитепритягивателя. Слева приведены схемы механизмов, в середине — кривые $S=f(\varphi)$, справа — рабочие фазы каждого механизма. Так как графики строятся (если их удается построить) для всех механизмов в одних координатах, то легко установить и проверить взаимную согласованность работы всех механизмов, предварительно изучив технологический процесс и расчленив его на простейшие операции.

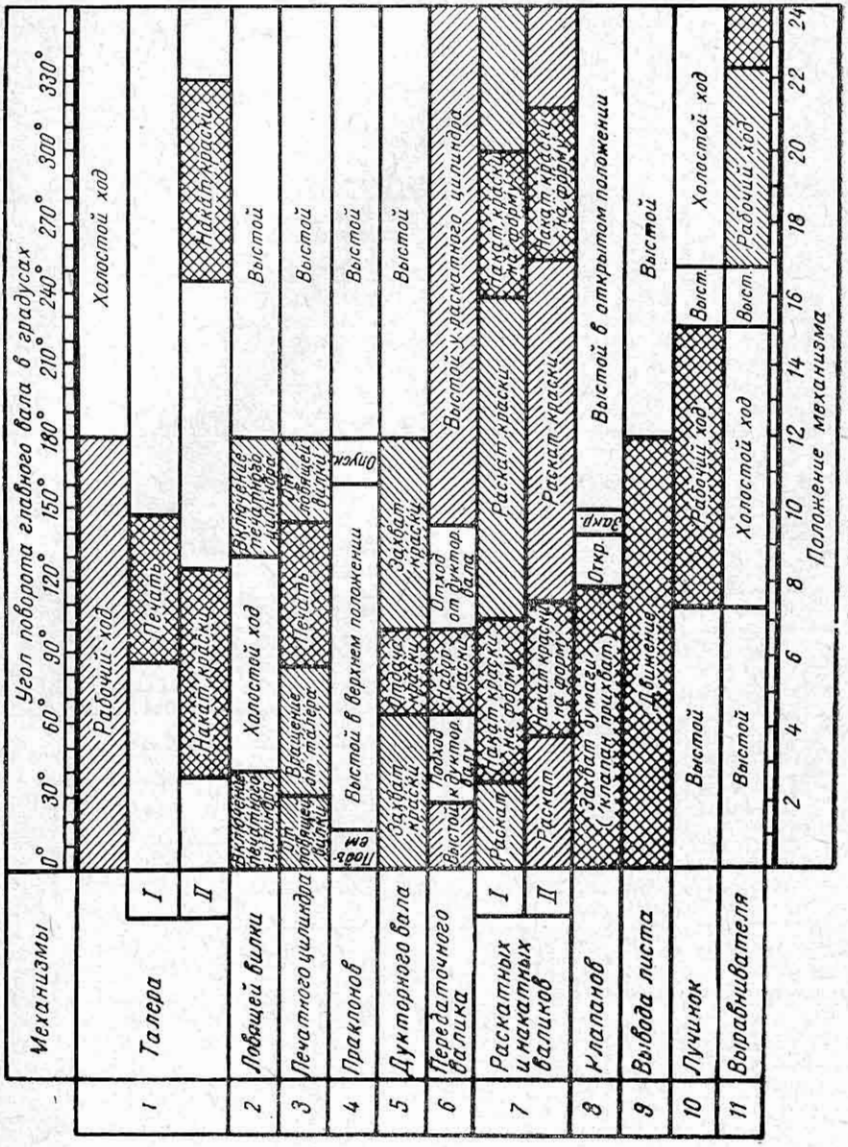
Для построения циклограммы и изучения совместной работы различных механизмов машины нужно определить одновременные положения всех механизмов, считая, что все они приводятся в движение от одного вала управления (распределительного) и ведущими являются заклиненные на этом одном валу кривошипы. На фиг. 2764 в виде таблицы показан один из видов циклограмм печатного полуавтомата в развернутом виде вместе с графиками перемещения точек ведомых звеньев механизмов в зависимости от угла поворота главного вала.



Фиг. 2763.



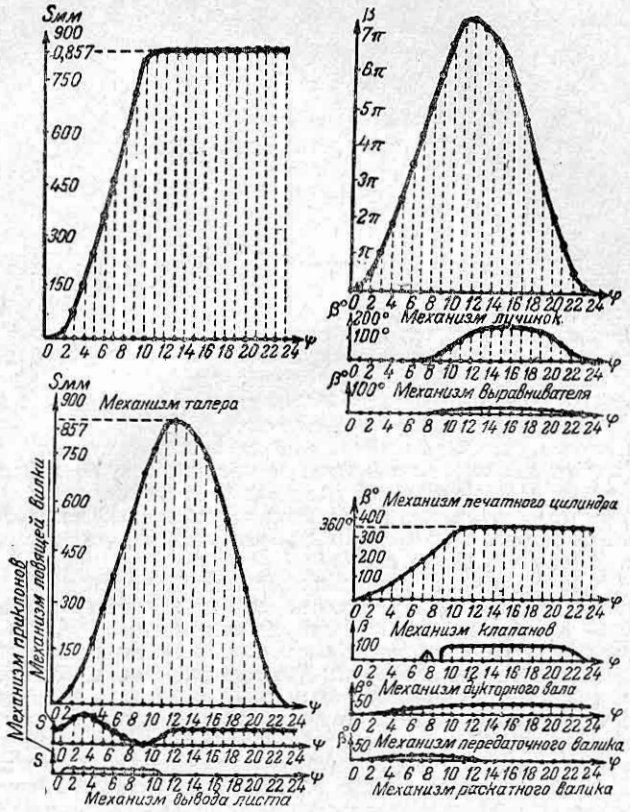
Фиг. 2764.



Фиг. 2765.

На фиг. 2765 приведена циклограмма работы того же полуавтомата с указанием технологических особенностей работы механизмов и отметкой углов

поворота главного распределительного вала. Кривые $S=f(\varphi)$ для механизмов этого полуавтомата приведены на фиг. 2766.



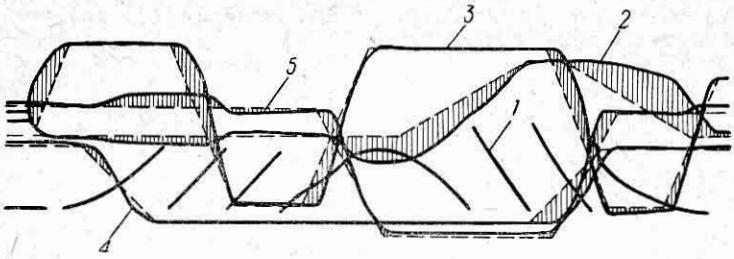
Фиг. 2766.

Если обозначить β — суммарный угол поворота распределительного вала при холостых ходах (для металлорежущего автомата все операции, кроме снятия стружки), то коэффициент производительности автомата

$$\eta=1-\frac{\beta}{2\pi}.$$

При проектировании циклограммы необходимо иметь в виду, что исполнительная циклограмма может значительно отличаться от проектной, вследствие чего может нарушиться правильность работы механизмов и технологический процесс в машине будет протекать не так, как предполагалось при расчетах.

Отклонения в исполнительной циклограмме от проектной могут иметь место вследствие ошибок при изготовлении деталей механизмов, не учтенных при расчетах, вследствие наличия упругих деформаций звеньев и пр. В качестве при-



Фиг. 2767.

мера на фиг. 2767 приведена осциллограмма перемещения звеньев механизмов автомата для обвязки ящиков проволокой. На осциллограмме пунктиром нанесены перемещения, полученные расчетным путем.

1 — кривая перемещения ведомого звена механизма поворота венца с челноком; *2* — то же для механизма закручивания проволоки; *3, 4* и *5* — кривые перемещения ведомых звеньев механизмов первого, второго и третьего прижимов проволоки соответственно. Из этой осциллограммы видно, что имеют место отклонения по фазе и по закону перемещения.

Нормальным следует считать обязательную проверку циклограммы экспериментально на опытных образцах машин и последующее ее исправление корректировкой размеров звеньев исполнительных механизмов.

В полуавтоматах, автоматах и автоматических линиях механизмы и аппараты управления, образующие определенную систему, должны осуществлять определенные функции управления.

Наиболее простой и распространенной системой управления является система, дающая возможность осуществить заданную последовательность (или параллельность) действия исполнительных механизмов.

Такие функции управления могут быть осуществлены при помощи:

1) командоаппаратов механических (распределительных валов), электрических, пневматических и гидравлических;

2) механизмов и аппаратов путевого управления, позволяющих включить один или группу механизмов при достижении выбранным звеном работающего механизма заданного положения. При этом возможна остановка механизма, сообщившего импульс на начало движения другим механизмам, или дальнейшее его перемещение. Эти функции управления осуществляются путевыми и конечными выключателями, электромагнитными реле, фотоэлектрическими реле и пр. В случае необходимости осуществить некоторый интервал времени между моментом подачи импульса и моментом начала работы включаемого механизма, в схему управления должно быть включено реле времени, задерживающее подачу импульса включенному исполнительному механизму в течение заданного промежутка времени.

Распределительные валы или синхронизаторы нашли широкое применение в автоматически работающих машинах, машинах-двигателях, пневматических, гидравлических, электрических и т. д. Необходимая последовательность операций в этом случае осуществляется легко. Нередко можно встретить в машине несколько распределительных валов, из которых один главный, а остальные — вспомогательные или серворапределительные валы, которые вводятся в машину для сокращения времени на холостые ходы. Во многих случаях распределительные валы могут отсутствовать, а движением механизмов управляют соответствующие органы управления, приводимые в действие последовательно работающими механизмами. Согласованную работу механизмов в этом случае можно себе представить так. Механизм № 1 при заданном положении включает механизм № 2, который в свою очередь включает в определенном поло-

жении механизм № 3 и т. д. Такой принцип согласования работы отдельных механизмов принят, например, в пневматическом бутылочном автомате.

К механизмам управления следует отнести также большое количество элементарных устройств, широко применяемых в современных неавтоматизированных машинах. Сюда относятся перекидки ремня с холостого шкива на рабочий и наоборот (см. фиг. 2463) для изменения величины и направления угловой скорости ведомого вала, переключательные механизмы, работающие с помощью рычагов, и др.

В автоматических машинах и агрегатах возникает необходимость осуществлять более сложные функции управления, а именно: осуществлять изменение движения или процесса по заданной программе или же стабилизировать движение или процесс. В качестве примера можно указать на механизм управления тележкой стана холодной протяжки труб, которая с целью сокращения времени на ее возвращение в исходное положение движется сначала быстро, затем по достижении определенного положения скорость ее уменьшается и, наконец, в исходном положении тележка останавливается. Управление работой двигателя производится при помощи фотоэлементов, путевых переключателей или магнитных реле. Стабилизация движения или процесса производится при помощи механизмов управления, известных под названием автоматических регуляторов.

Разделение регуляторов вообще можно произвести по характеристике и по виду связи чувствительного элемента, реагирующего на изменение регулируемого параметра (размера, скорости, ускорения, силы, давления, количества, соотношения, температуры и пр.), с исполнительным механизмом, производящим регулирование.

По виду характеристики регуляторы бывают:

1) позиционные, в которых регулирующий орган может занимать две или более фиксированных позиций, каждая из которых соответствует определенному значению регулируемого параметра; при достижении регулируемого параметра заданного значения дается команда на изменение позиции регулирующего органа;

2) пропорциональные, в которых перемещение регулирующего органа пропорционально отклонению регулируемого параметра от номинала;

3) астатические, в которых регулирующий орган в пределах некоторого интервала времени работает на закрытие или открытие с некоторой установленной постоянной скоростью или скоростью, пропорциональной отклонению регулируемого параметра от номинала. Импульс на включение астатических регуляторов с постоянной скоростью подается при достижении регулируемого параметра определенного значения. Если регулируемый параметр имеет значение между установленными пределами «много» и «мало», то регулятор не работает. В пятипозиционных регуляторах осуществляются позиции: «очень много», «много», «нормально», «мало» и «очень мало». В позициях «очень много» и «очень мало» исполнительный механизм работает на открытие или закрытие регулирующего органа с увеличенной скоростью;

4) изодромные, в которых регулируемый параметр поддерживается на постоянном уровне. Регуляторы первых трех типов имеют некоторую неравномерность.

По виду связи регуляторы разделяются на:

1) регуляторы прямого действия и 2) непрямого действия. В свою очередь регуляторы непрямого действия могут быть: непрямого действия без обратной связи, непрямого действия с жесткой обратной связью и, наконец, непрямого действия с упругой обратной связью.

По виду используемой для регулирования энергии регуляторы непрямого действия могут быть гидравлическими, пневматическими, электрическими и электронными.

В зависимости от вида регулируемого параметра, который регулятор поддерживает на заданном уровне или в заданных пределах, регуляторы имеют

соответствующее название: регулятор скорости, температуры, давления, соотношения, натяжения и пр.

Таким образом, для нормальной работы ряда машин или аппаратов важно поддерживать на постоянном уровне некоторые параметры: угловую скорость главного вала машины, давление, количество, температуру и многие другие. Это требование должно выполняться при различной нагрузке машины, которая может изменяться закономерно или эпизодически. Работу автоматических регуляторов можно представить себе следующим образом.

Если произошло изменение соотношения между агентами, от которого зависит значение одного из указанных выше параметров, то равновесное состояние системы или, в приложении к машине, равновесное (стационарное) движение нарушается. Появившийся неустановившийся процесс будет продолжаться до тех пор, пока не установится новое равновесное состояние после соответствующего изменения величины агентов.

В качестве примера приведем работу авиационного двигателя. Его мощность и число оборотов зависят от высоты и скорости полета и от вида движения самолета: взлет, полет по прямой, фигурный полет и пр. С увеличением высоты полета атмосферное давление уменьшается и вместе с этим уменьшается количество всасываемого в цилиндры воздуха, которого оказывается недостаточно для развития полной мощности. Обычно компенсация разрежения воздуха с увеличением высоты полета производится за счет нагнетания его воздушным насосом (нагнетателем) в цилиндры, причем степень сжатия нагнетаемого воздуха зависит от высоты полета.

Стремление сохранить мощность двигателя на постоянном уровне, на котором его к. п. д. наиболее выгоден, вызывает необходимость в зависимости от высоты полета регулировать количество нагнетаемого в цилиндры воздуха и сопротивление на воздушном винте. Регулирование сопротивления на винте путем изменения угла атаки при повороте лопасти вокруг своей оси позволяет сохранить число оборотов вала двигателя постоянным независимо от режима полета.

Если один из моментов сил движущих или сил сопротивления является функцией скорости, то при соответствующей характеристике машины условия, соответствующие установившемуся движению, восстанавливаются автоматически; при этом новому установившемуся режиму будет соответствовать новая угловая скорость, отличная от той, при которой машина работала до изменения одного из указанных выше моментов. Примером этого может служить асинхронный электрический двигатель, приводящий в движение рабочую машину. Если момент сил сопротивления рабочей машины, приведенный к валу ротора двигателя, снизился от M'_Q до M''_Q, то число оборотов ротора двигателя увеличивается, что вызывает уменьшение момента сил движущих. Увеличение числа оборотов будет происходить до тех пор, пока моменты сил движущих и сил сопротивления не станут равными. При увеличении нагрузки будет иметь место уменьшение числа оборотов до значения, при котором момент сил движущих станет равным моменту сил сопротивления. Очевидно, что в этом случае специальных механизмов, регулирующих скорость вращения вала, устанавливать не нужно, если изменение скорости будет происходить в допустимых пределах. Если момент сил движущих является функцией положения начального звена и от скорости не зависит, то для восстановления нарушенного соотношения между моментами сил движущих и сил сопротивления для установившегося движения машины необходимо соответственно изменить величину одного из моментов сил.

Таким образом, задачей регулирования является автоматическое восстановление соотношения между агентами, при котором значение регулируемого параметра будет располагаться в заданных пределах.

Регуляторы скорости по принципу действия разделяются на скоростные и динамические. Скоростные регуляторы реагируют на изменение регулируемой скорости вала машины, в то время как в динамических регуляторах относительное движение звеньев появляется при изменении силы, нарушающей усло-

вия установившегося движения. В машиностроении преимущественное распространение имеют скоростные регуляторы.

Перемещение ведомого звена скоростного регулятора, появившееся вследствие изменения регулируемой скорости, вызывает изменение момента сил движущих или момента сил сопротивления. В первом случае скоростные регуляторы называются просто регуляторами, а во втором — модераторами.

Модераторы применяются главным образом в механизмах точных приборов, основным назначением которых является воспроизведение заданных движений, а не выполнение полезной работы.

В скоростных регуляторах перемещение ведомого звена происходит вследствие изменения силы инерции масс при изменении угловой скорости вала регулятора, пропорциональной угловой скорости вала машины.

Скоростные регуляторы, в которых центры тяжести инертных масс перемещаются в плоскости, проходящей через ось вала регулятора, называются коническими. В том случае, когда центры тяжести инертных масс движутся в плоскостях, перпендикулярных к оси вала регулятора, скоростные регуляторы называются плоскими.

Регулирование различного вида процессов становится возможным в том случае, если изменение регулируемого параметра можно обратить в изменение состояния чувствительного элемента. Например, изменение температуры вызывает изменение длины стержней, помещенных в пространство, температура которого должна регулироваться, или изменение электродвижущей силы, возникающей в спае из проволок различного материала, помещенных в контролируемое пространство. Разность удлинения двух стержней или изменение термоэлектродвижущей силы могут быть использованы для регулирования. Изменение силы можно преобразовать сначала в изменение деформации стержней, а изменение последней при помощи конденсаторов, сопротивлений, индукционных катушек и пр.— в изменение силы тока электрических цепей, которое также можно использовать для регулирования.

Таким образом, всегда представляется возможным воспользоваться связью между физическими явлениями для преобразования изменения состояния регулируемого параметра в количественное изменение состояния чувствительного элемента.

Выше было указано, что регуляторы могут быть прямого действия и непрямого. В регуляторах прямого действия перестановка задвижек, клапанов, кранов и прочих приспособлений, регулирующих значение агентов (количество или давление рабочего вещества, поступающего в двигатель), производится при помощи сил, появляющихся в регуляторе при изменении регулируемого параметра.

В регуляторах непрямого действия перестановка регулирующих органов производится за счет силы вспомогательного источника, называемого сервомотором, на который воздействует регулятор. В качестве сервомоторов применяются электрические, гидравлические или пневматические двигатели.

Регуляторы непрямого действия могут быть с обратной связью — жесткой или упругой.

Например, в скоростных регуляторах непрямого действия с жесткой обратной связью звено *cb*, управляющее работой сервомотора, получает перемещение от масс регулятора и от сервомотора. На фиг. 3054 приведена принципиальная схема рассматриваемого типа регулятора с гидравлическим сервомотором. Допустим, что произошел сброс нагрузки и вал двигателя начинает увеличивать число оборотов. Грузы регулятора начинают расходиться и муфта *a* поднимается вверх. Точка *b* рычага *ab* при этом неподвижна, потому что масло в обеих полостях сервомотора *A* заперто. Золотник, поднявшись вверх, открывает доступ маслу в нижнюю полость цилиндра сервомотора, и поршень *s* поднимается, а задвижка, регулирующая доступ рабочего вещества в двигатель, опускается. Одновременно с перемещением поршня *s* вверх золотник *k* опускается вниз, потому что муфта *a* регулятора удерживается на месте центробежными силами грузов. Таким образом, по окончании регулирования золотник

возвращается в среднее положение, а поршень сервомотора занимает иное положение по сравнению с тем, которое он занимал до нарушения соотношения агентов, соответствующего равновесному движению.

Изменение угловой скорости после окончания регулирования исключено при наличии регулятора непрямого действия с упругой обратной связью, схематически показанного на фиг. 3055. В обратную связь, осуществляемую рычагом *cb*, включены пружина *F* и катаракт *N*.

Регуляторы с упругой обратной связью, позволяющие поддерживать регулируемую угловую скорость на одном и том же уровне, называются изодромными.

Процесс регулирования должен протекать так, чтобы после окончания регулирования движение машины было вновь установившимся. Собственно в этом и заключается цель регулирования, в результате которого нарушенное соотношение между агентами, соответствующее установившемуся движению, восстанавливается при помощи регулятора. Процесс регулирования протекает весьма сложно, поэтому дать оценку этого процесса можно только в результате математического анализа, при котором учитывается взаимное влияние регулятора и машины, кинематически связанных друг с другом, на движение системы.

Всякое нарушение соотношения между моментами сил движущих и сил сопротивления для установившегося движения приводит к неустановившемуся процессу, который можно охарактеризовать соответствующими дифференциальными уравнениями движения регулятора и машины, образующими систему уравнений. Число этих уравнений равно общему числу степеней свободы регулируемой системы, пришедшей в состояние неустановившегося движения.

При быстром переходе от одной нагрузки к другой регулятор совершает сложный процесс регулирования и в зависимости от типа может приводить к различным результатам.

Если, например, произошел сброс нагрузки, то вал машины начинает вращаться с увеличивающейся угловой скоростью, и система регулирования будет приведена в действие. В результате перемещения регулирующего органа момент сил движущих уменьшается, вследствие чего вал машины начнет двигаться замедленно, возвращаясь к равновесному движению. Однако угловая скорость вала машины, дойдя до равновесной угловой скорости, будет продолжать уменьшаться вследствие инертности регулируемой машины (инерция ротора, маховика и пр.) и регулятор вновь будет приведен в действие, но уже в обратном направлении. Может оказаться, что значение угловой скорости и в этом случае не станет равным равновесной угловой скорости вала.

Таким образом, нарушение соотношения между агентами приводит к колебательному движению машины, накладывающемуся на равновесное движение.

Машина, находящаяся под воздействием регулятора, выведенная из состояния равновесного движения, может в дальнейшем двигаться так, что колебательное движение системы может происходить со все более возрастающей амплитудой. Очевидно, что система регулирования, приводящая к такому результату, для целей регулирования непригодна, потому что движение регулируемой машины неустойчиво.

Возможен также случай, когда выведенная из состояния равновесного движения регулируемая система в дальнейшем будет совершать незатухающие колебания, накладывающиеся на равновесное движение. Такая система регулирования также приводит к неустойчивому процессу регулирования и не может быть использована для практических целей.

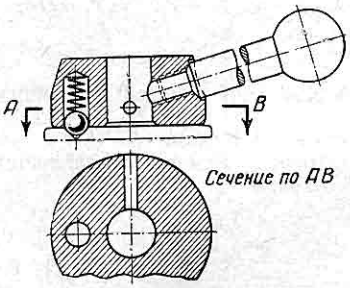
Сказанное здесь в отношении изменения угловой скорости вала регулируемой машины относится к другим регулируемым процессам: тепловым, электрическим и пр.

Если в процессе регулирования после изменения соотношения между агентами возникают быстро затухающие колебания с малой амплитудой, то такая система регулирования может быть практически использована, хотя во многих случаях наличие колебаний остается нежелательным. Вполне устойчивым про-

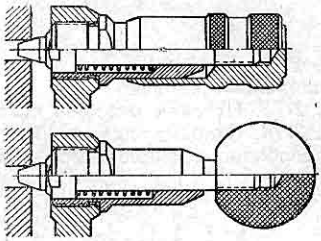
цесс регулирования будет в том случае, когда приведенная в действие при нарушении соотношения между агентами система регулирования приводит к апериодическому движению, при котором угловая скорость плавно переходит от одного равновесного значения к другому.

Математическое исследование уравнений состояния регулируемого объекта и регулятора, рассматриваемых как малые линейные колебания относительно положения равновесия, дает возможность установить параметры системы регулирования, при которых процесс регулирования будет устойчивым.

МЕХАНИЗМЫ РУЧНОГО УПРАВЛЕНИЯ



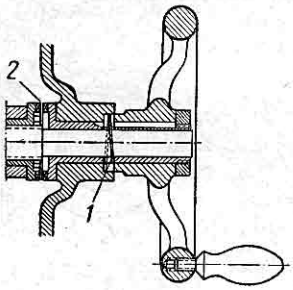
Фиг. 2768.



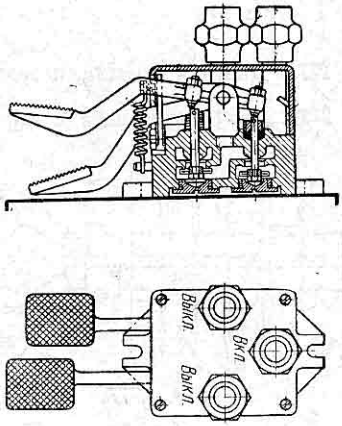
Фиг. 2769.

Фиг. 2768. Рукоятка с фиксацией положения при помощи подпружиненного шарика.

Фиг. 2769. Рукоятки с фиксацией положения подпружиненным коническим штифтом.



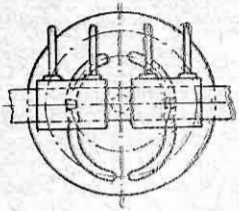
Фиг. 2770.



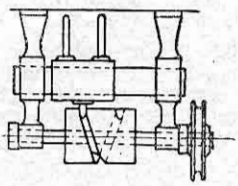
Фиг. 2771.

Фиг. 2770. Механизм выключения маховичка посредством плоской пружины *1*, выключающей кулачковую муфту *2*, соединяющую маховичок с валом.

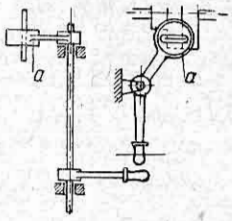
Фиг. 2771. Механизм управления клапанами пневматического патрона с помощью педалей.



Фиг. 2772.



Фиг. 2773.

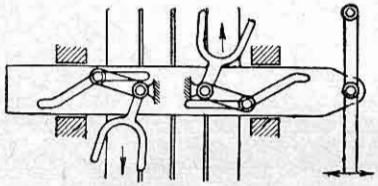


Фиг. 2774.

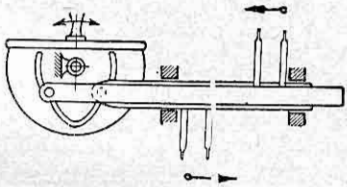
Фиг. 2772. Двойная отводка. Перевод и фиксация отводов вращением диска с криволинейной канавкой.

Фиг. 2773. Перевод отводки цилиндрическим кулачком.

Фиг. 2774. Отводка для ступенчатых шкивов. Ремень направляется кольцом *a*, свободно вращающимся в хомуте отводки.



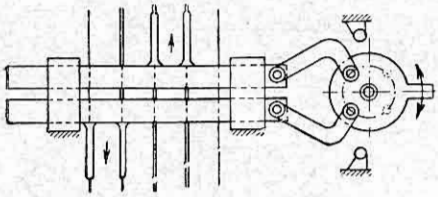
Фиг. 2775.



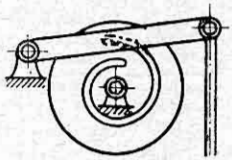
Фиг. 2776.

Фиг. 2775. Двойная отводка, передвигаемая криволинейными направляющими пазами.

Фиг. 2776. Двойная отводка с криволинейной направляющей.



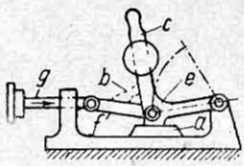
Фиг. 2777.



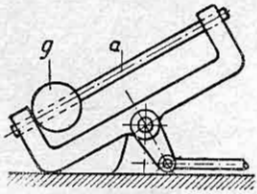
Фиг. 2778.

Фиг. 2777. Двойная отводка с передвижением от кривошипа. Кривошип может быть заменен криволинейной направляющей.

Фиг. 2778. Спиральный клин. Прорезь очерчена по спирали Архимеда. Подобные механизмы применяются в качестве отводок для ремня.



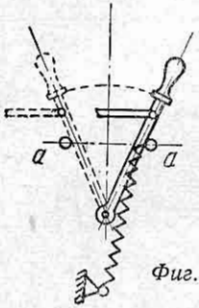
Фиг. 2779.



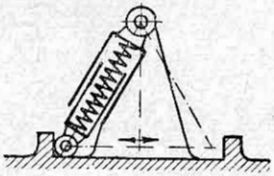
Фиг. 2780.

Фиг. 2779. Угловой рычаг *c* в точке *e* шарнирно соединен со звеном *f*, через которое на рычаг *g* передается действующее усилие, стремящееся отклонить рычаг *c* вниз, чему препятствует упорная площадка *a*. Площадка *a* может быть заменена упором *b* на рычаге *c* или *f*.

Фиг. 2780. Переключающий механизм, действующий силой тяжести. Для переключения груз *g* передвигают по стержню *a*.



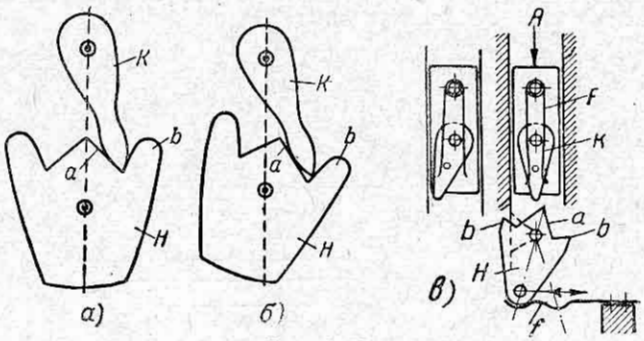
Фиг. 2781.



Фиг. 2782.

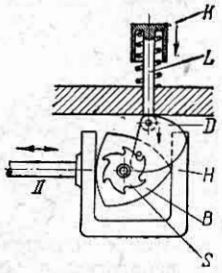
Фиг. 2781. Переключающий механизм с фиксацией крайних положений пружиной. *a* — упоры.

Фиг. 2782. Переключающий механизм с ограничением величины действующего усилия посредством пружины.



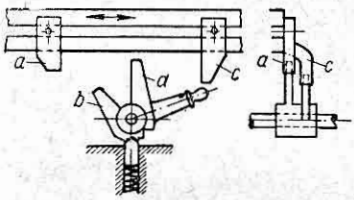
Фиг. 2783.

Фиг. 2783. Переключающий механизм. При нажатии по стрелке *A* (эскиз *а*) собачка *K* упирается сначала в выступ *a* перекидной детали *H*, принимая положение, показанное на эскизе, затем в выступ *b* (эскиз *б*) и поворачивает деталь *H*. По прекращении нажатия собачка *K* занимает исходное положение и удерживается в среднем положении пружиной *F*. Деталь *H* (эскиз *в*) фиксируется в крайних положениях пружиной *f*.



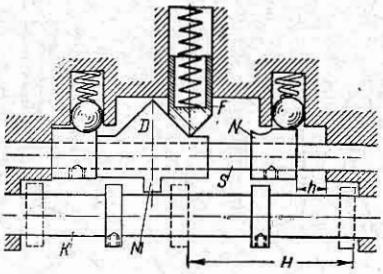
Фиг. 2784.

Фиг. 2784. Переключающий механизм. При нажатии на кнопку *K* штанга *L* поворачивает диск *D*, палец которого упирается при этом в зубья храпового колеса *S*. Колесо *S* поворачивает на 60° треугольный кулачок *B* (очерченный дугами одного радиуса), который передвигает рамку *H* и укрепленную на ней штангу.



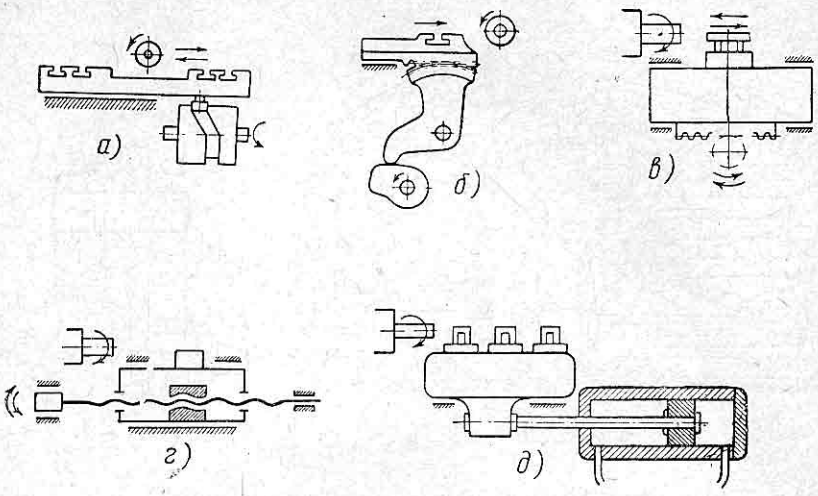
Фиг. 2785.

Фиг. 2785. Механизм переключения хода стола гидрофицированных шлифовальных и строгальных станков. В конце рабочего хода стола передвижной упор *a* переводит рычаг *d*, приводя в действие реверсивный механизм; в конце обратного хода планка *c* переводит рычаг *b*.



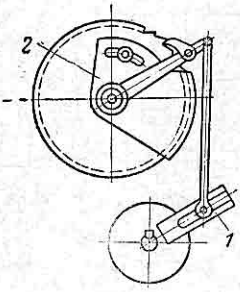
Фиг. 2786.

Фиг. 2786. Переключающий механизм. *K* — ведущая штанга, *S* — ведомая штанга. При осевом перемещении штанги *K* укрепленное на ней кольцо упирается в зуб *M* детали *D*, укрепленной на штанге *S*. Деталь *D* поднимает клин *F*. Перейдя через верхнюю точку зуба детали *D*, клин под действием пружины нажимает на деталь *D* и перемещает штангу *S*. *H* — ход штанги *K*; *h* — ход штанги *S*; *N* — переставной упор.

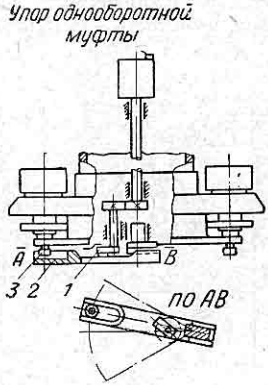


Фиг. 2787.

Фиг. 2787. Схемы приводов суппортов металлорежущих автоматов. *а, б* — кулачковый; *в* — реечный, *г* — винтовой, *д* — гидравлический.



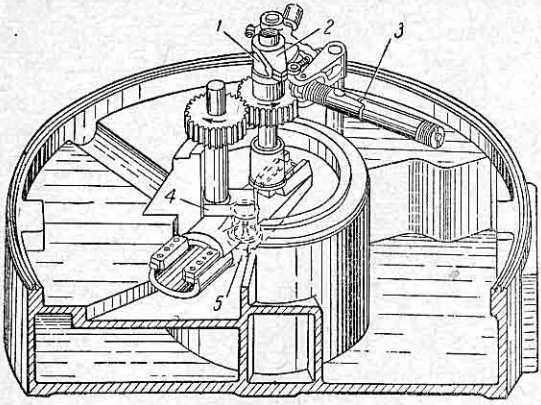
Фиг. 2788.



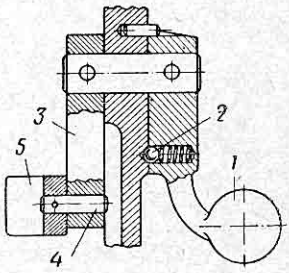
Фиг. 2789.

Фиг. 2788. Механизм поворота делительного шпинделя. Регулирование угла поворота шпинделя производится изменением длины кривошипа *1* и поворотом кожуха *2*.

Фиг. 2789. Механизм поворота шпинделя. Кривошип *1*, приводимый в движение от однооборотной муфты через пару колес, заставляет кулису *2* совершать одновременно качательное и возвратно-поступательное движение. В начале поворота кулиса захватывает ролик *3*, закрепленный на шпинделе, и после поворота его, освободив ролик, совершает обратный ход.



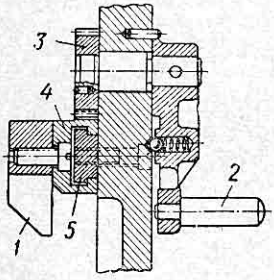
Фиг. 2790.



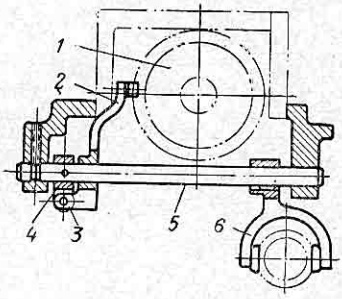
Фиг. 2791.

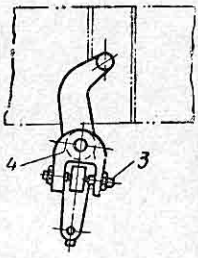
Фиг. 2790. Кулисный механизм поворота. От вспомогательного вала *1* через пару зубчатых колес приводится в движение кривошип *4*, который перемещает кулису *5* поступательно и вращательно вокруг оси вспомогательного вала. Перед началом поворота кулачок *2* вилкой выводит фиксатор *3*, освобождая клиновидный палец, закрепленный в блоке.

Фиг. 2791. Рычажный механизм переключения. Поворотом рукоятки *1*, фиксируемой подпружиненным шариком *2*, приводится в движение рычаг *3*, несущий свободно поворачивающийся на оси *4* камень *5*. Камень входит в выточку перемещаемой детали (на фигуре деталь не показана).



Фиг. 2792.

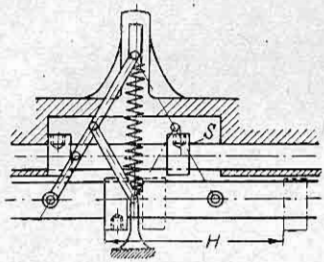




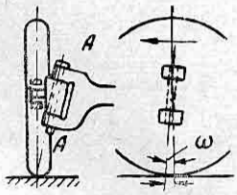
Фиг. 2793.

Фиг. 2792. Рычажный механизм переключения. Камень *1*, закладываемый в выточку перемещаемой детали, получает поступательное движение от рукоятки *2* и зубчатого колеса *3*, зацепляющегося с рейкой *4* камня. Рейка передвигается по неподвижной Т-образной направляющей *5*.

Фиг. 2793. Механизм управления фрикционом шестишпиндельного автомата. Поворотом кулачка *1* барабанного типа приводится в движение изогнутый рычаг *2*, воздействующий посредством регулировочных винтов *3* и сухаря *4* на валик *5* с заклиненной на нем вилкой *6* фрикциона.



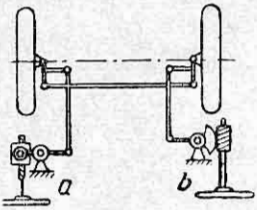
Фиг. 2794.



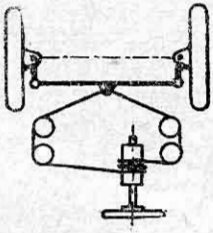
Фиг. 2795.

Фиг. 2794. Рычажный механизм с переводом через мертвую точку. *S* — установочные кольца на ведомой детали.

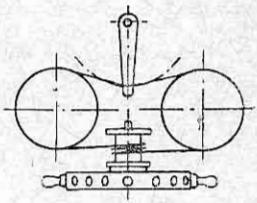
Фиг. 2795. Наклон рулевой оси *AA* колеса. Рулевая ось, вокруг которой колесо поворачивается в вертикальной плоскости, наклонена так, что ее продолжение проходит через точку опоры колеса. Это условие облегчает управление колесом, уменьшая требуемое усилие и позволяя поворачивать колесо на стоянке; при этом система рулевых рычагов упрощается. Часто, кроме того, рулевая ось наклонена на угол ω к вертикали в плоскости движения, что придает колесу бо́льшую устойчивость.



Фиг. 2796.



Фиг. 2797.

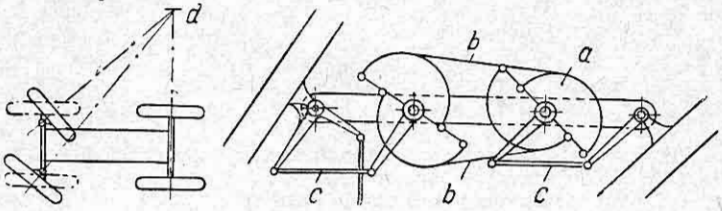


Фиг. 2798.

Фиг. 2796. Управление поворотом колес: *a* — винтом и гайкой; *b* — червяком и червячным сектором.

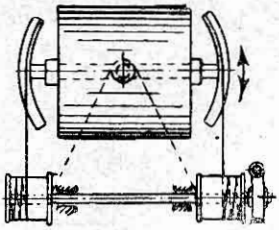
Фиг. 2797. Управление поворотом колес посредством троса, наматываемого на барабан.

Фиг. 2798. Управление поворотом колес посредством троса или цепи, наматываемых на барабан.

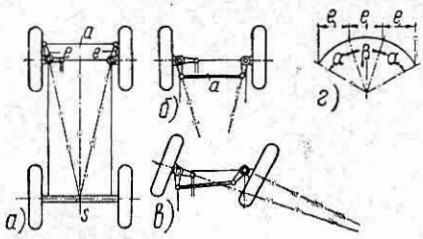


Фиг. 2799.

Фиг. 2799. Условие правильного поворота. Оси всех колес пересекаются в точке *d*, которая является центром поворота (эскиз слева). На правом эскизе показана схема механизма управления, обеспечивающего точное выполнение этого условия; колеса поворачиваются штангой *c*, связанной с рулем; колеса соединены между собой цепью *b*, наматываемой на секторы *a*.



Фиг. 2800.



Фиг. 2801.

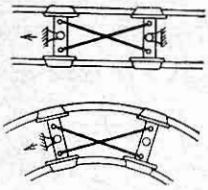
Фиг. 2800. Управление поворотом колес посредством цепи или троса, наматываемых на барабаны (в противоположных направлениях).

Фиг. 2801. Механизм управления колесами. Условие правильного поворота и пересечение осей всех колес в одной точке выполняется приближенно. Рычажки *е*, соединенные с осями колес, в большинстве случаев устанавливаются так, что их направление пересекается в точке *s*, лежащей на оси задних неповоротных колес.

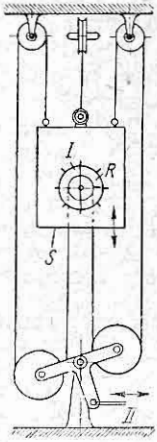
Эскиз *а*. Связь *а* работает на растяжение. Расположение связи впереди неудачно (опасность поломок).

Эскиз *б*. Связь *а* защищена, но зато работает на сжатие.

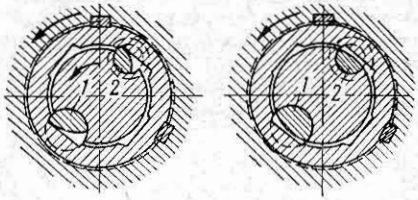
Эскизы *в* и *г*. Одинаковое линейное боковое перемещение рычажков *е* соответствует разным углам α и β поворота.



Фиг. 2802.



Фиг. 2803.

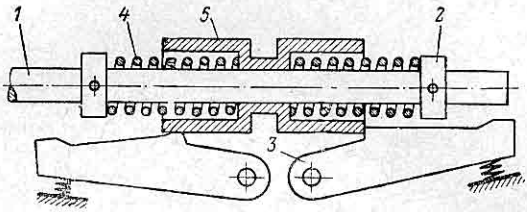


Фиг. 2804.

Фиг. 2802. Управление колесами посредством двух перекрещенных тяг. Схема пригодна для любого радиуса кривизны пути.

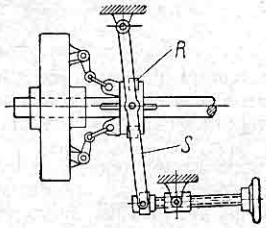
Фиг. 2803. Управление подъемником. Вращая штурвал *R*, находящийся в кабине подъемника *S*, поворачивают рычаг нижних блоков, связанный с механизмом изменения направления движения подъемника. *I* — ведущее звено, *II* — ведомое.

Фиг. 2804. Механизм сцепления поворотными шпонками. При холостом ходе ведущая шпонка *1* и запирающая *2* утоплены в гнезда вала. При рабочем ходе с помощью педали и системы рычагов шпонки поворачиваются, соединяя коленчатый вал с приводным зубчатым колесом.



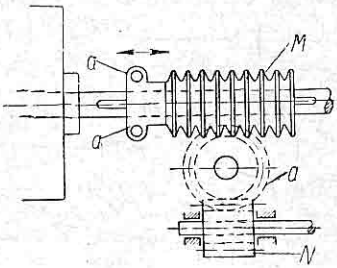
Фиг. 2805.

Фиг. 2805. Механизм для быстрого включения муфты. На перемещающейся в осевом направлении штанге *1* устанавливается муфта *5*, связанная с рычагом переключения. При перемещении штанги *1* вправо муфта *5* удерживается собачкой *3*; пружина *4* сжимается до тех пор, пока кольцо *2*, нажимая на выступ собачки *3*, не освободит муфту *5*, которая под действием сжатой пружины *4*, быстро переместившись вправо, произведет переключение. Такой же результат получается при перемещении штанги *1* влево.

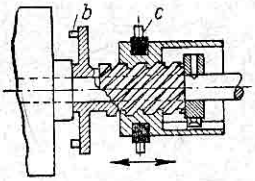


Фиг. 2806.

Фиг. 2806. Управление муфтой. Отводящее кольцо *R* передвигается посредством рычага *S* с винтовым механизмом.



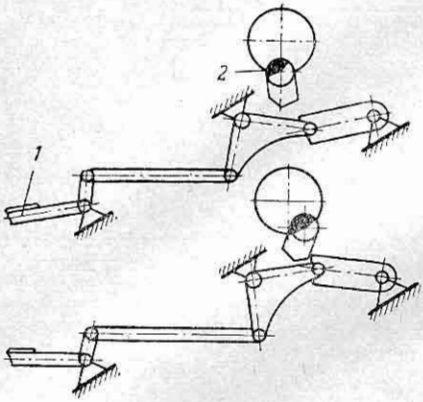
Фиг. 2807.



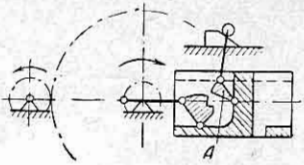
Фиг. 2808.

Фиг. 2807. Управление вращающейся круглой рейкой *M* с помощью зубчатого колеса *a*, получающего движение от червяка *N*.

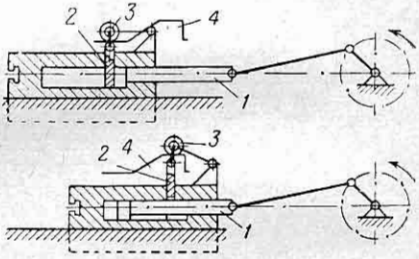
Фиг. 2808. Механизм управления. Передвигая отводку *c* вдоль вала, поворачивают траверсу с пальцами *b* и устанавливают механизм в нужное положение.



Фиг. 2809.



Фиг. 2810.

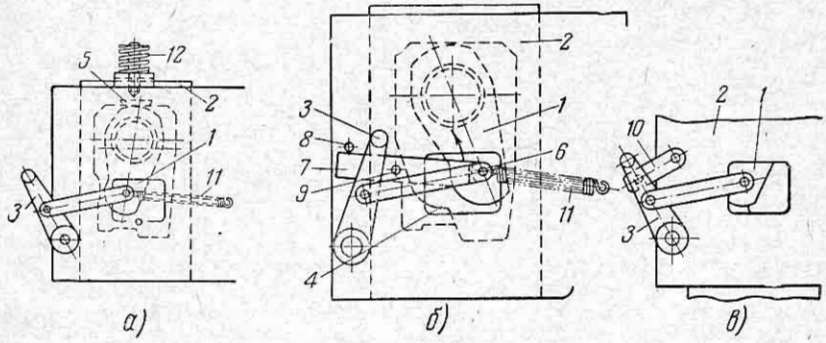


Фиг. 2811.

Фиг. 2809. Механизм включения ножниц (см. фиг. 2812). При нажатии на педаль *1* через систему рычагов поворачивается шпонка *2* и муфта включается. Для непрерывной работы ножниц педаль должна находиться в опущенном положении.

Фиг. 2810. Механизм выключения центрального ползуна горизонтально-ковочной машины. Отключение ползуна при непрерывном вращении коленчатого вала производится кулачком, поднимающим вверх звено *A*, связывающее шатун с ползуном.

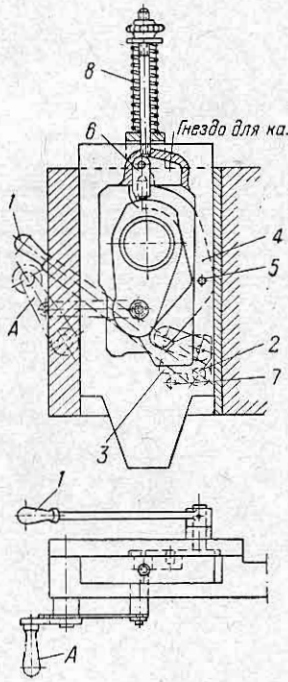
Фиг. 2811. Механизм выключения ползуна бульдозера. При рабочем ходе ползун движется вперед с помощью толкателя *1*, упирающегося в плиту *2*; при движении назад ролик *3* наскакивает на кулачок *4*, укрепленный на станине, отчего плита *2* поднимается и толкатель скользит по пазу выключенного ползуна вхолостую. При выводе кулачка механизмом управления из-под ролика плита *2* опускается и ползун движется вместе с толкателем *1*.



Фиг. 2812.

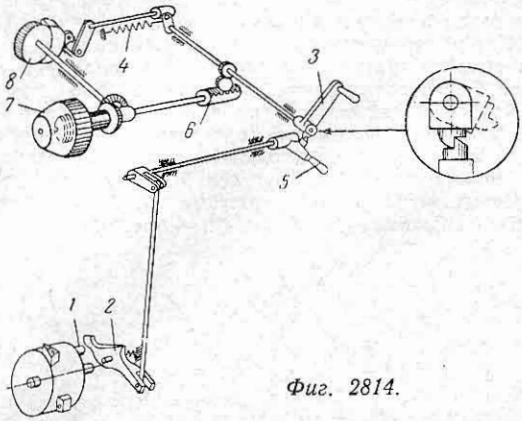
Фиг. 2812. Механизм включения ножниц. Шатун *1*, приводимый в движение от эксцентрикового вала, перемещается в окне ползуна *2* (эскиз *а*). При пово-

роте рычага *3* влево конец шатуна соприкасается с поверхностью *4* на ползуне *2*, вследствие чего ползун переместится вниз. Движение ползуна вверх осуществляется действием головки шатуна, упирающейся в планку *5* на ползуне. При включении ползуна *2* необходимо, чтобы рычаг *3* был повернут против часовой стрелки в начале движения шатуна вверх. Повороту шатуна *1* в неблагоприятном для включения положении препятствует укрепленный на шатуне палец *6*, упирающийся в торец блокирующей планки *7*, которая опирается на палец *8* и может поворачиваться вокруг оси *9* (эскиз *б*). При автоматической работе рычаг *3* (эскиз *в*) запирается крючком *10*. В выключенном положении шатун удерживается пружиной *11*, а ползун — пружиной *12*.



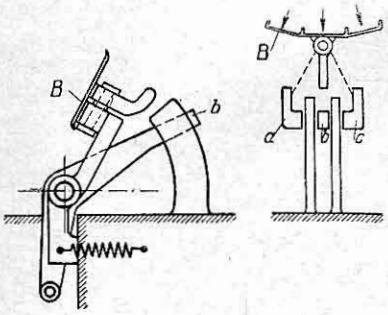
Фиг. 2813.

Фиг. 2813. Механизм привода пуансона дыропробивного пресса. Для установки листа по центру пуансона при пробивке отверстия необходимо произвести керновку, перемещая ползун с пуансоном вручную. Выключение пуансона производится отводом шатуна (см. фиг. 2812) рукояткой *A*. Керновка производится поворотом рукоятки *1*, на валике *2* которой заклинен кулачок *3*. При повороте рукоятки *1* против часовой стрелки кулачок *3* поворачивает изогнутый рычаг *4* вокруг оси *5*, отводящий своим верхним концом камень *6* в гнездо, предусмотренное в пуансоне. При дальнейшем вращении рукоятки *1* кулачок воздействует на штифт *7* и опускает ползун вниз. Цикл холостых ходов осуществляется ползуном под действием собственного веса при отпущенной пружине *8*.

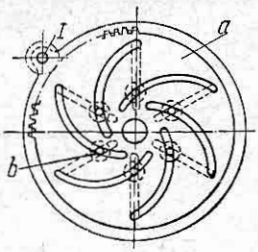


Фиг. 2814.

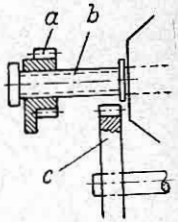
Фиг. 2814. Механизм выключения многорезцового полуавтомата. После возвращения суппортов в исходное положение упор *1* на диске распределительного вала поворачивает рычаг *2*, который через систему рычагов освобождает рукоятку *3*. Рукоятка, вращаясь под действием пружины *4*, повернет зубчатое колесо и сдвинет рейку *6*, а вместе с нею и муфту *7* включения фрикциона; одновременно включается тормоз *8*. Для ручного останова предусмотрена рукоятка *5*.



Фиг. 2815.



Фиг. 2816.

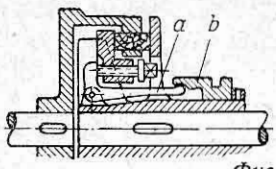


Фиг. 2817.

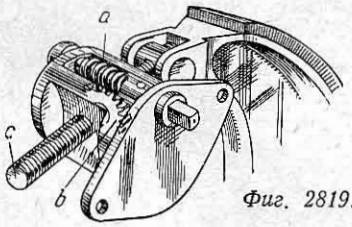
Фиг. 2815. Ножная педаль для управления тремя рычагами *a*, *b* и *c*. Педаль *B* может качаться вокруг своей оси.

Фиг. 2816. Одновременное управление несколькими механизмами. В диске *a* имеются прорези, в которых скользят ролики *b*, соединенные с рабочими механизмами. За диском *a* расположен второй диск с радиальными направляющими прорезями. При вращении диска *a*, приводимого ведущей зубчаткой *1*, ролики *b* передвигаются радиально относительно оси диска, чем и устанавливают рабочие механизмы в нужное положение.

Фиг. 2817. Автоматическое включение для стартеров двигателей. При включении стартеров зубчатое колесо *a* стартера, передвигаясь по резьбе на валу *b*, входит в зацепление с колесом *c* на валу двигателя. Когда двигатель запущен и начинает вращаться с числом оборотов бо́льшим числа оборотов стартера, колесо *a* выводится из зацепления и переходит по резьбе в крайнее левое положение.



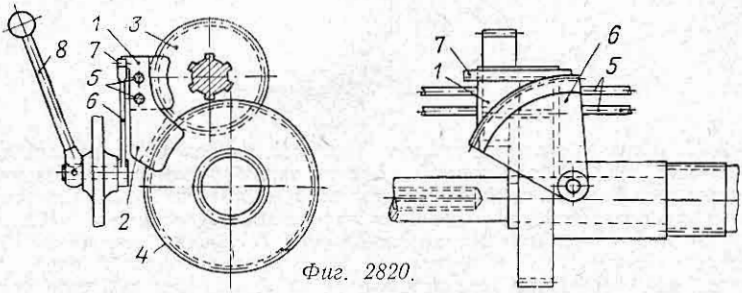
Фиг. 2818.



Фиг. 2819.

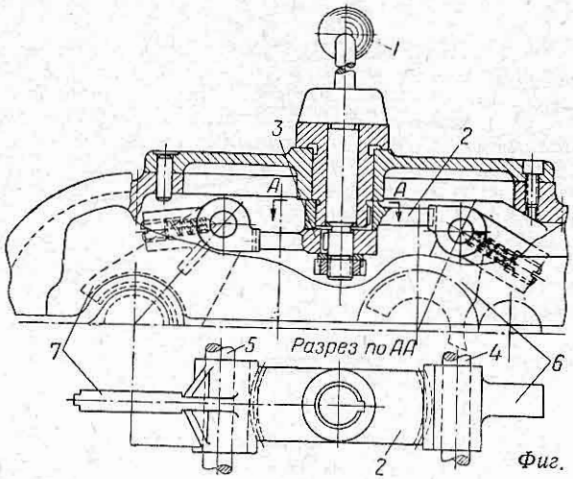
Фиг. 2818. Двухступенчатый включающий механизм фрикционной муфты. Сила прижатия зависит от того, какая ступень (*a* или *b*) отводки включена.

Фиг. 2819. Червячно-винтовой механизм включения тормоза. Вращением червяка *a* передают вращение червячному колесу *b*, которое соединено с винтом *c* правой и левой резьбы.



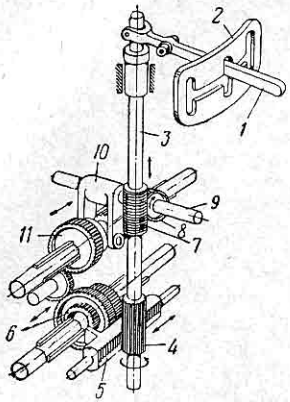
Фиг. 2820.

Фиг. 2820. Механизм управления коробкой скоростей координатно-расточного станка. Вилки *1* и *2* для переключения колес *3—4* перемещаются по круглым направляющим *5* посредством сектора *6* и рейки *7* от рукоятки *8*.



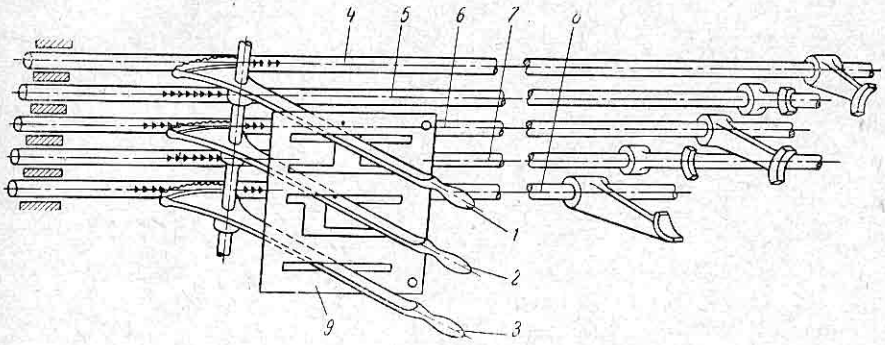
Фиг. 2821.

Фиг. 2821. Механизм переключения скоростей. На оси рукоятки *1* заклинены два сектора *2* и *3*, передвигающие по двум круглым направляющим *4* и *5* вилки *6* и *7* переключения зубчатых колес.



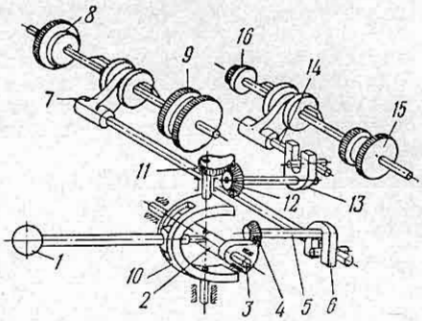
Фиг. 2822.

Фиг. 2822. Механизм однорычажного управления. Валик *3* может или поворачиваться или двигаться поступательно с помощью рукоятки *1*. Перемещения рукоятки ограничиваются направляющими прорезями в щитке *2*. При повороте рукоятки *1* в горизонтальной плоскости нарезанное на валике *3* зубчатое колесо *4* передвигает при помощи круглой рейки *5* с вилкой зубчатый блок *6*. При повороте рукоятки *1* в вертикальной плоскости валик *3* передвигается вдоль своей оси, вследствие чего круглая рейка *7* повернет зубчатое колесо *8*, заклиненное на валу *9*, и вилку *10*, передвигающую зубчатый блок *11*. Всего возможно включение шести цепей колес, соответствующих шести скоростям.



Фиг. 2823.

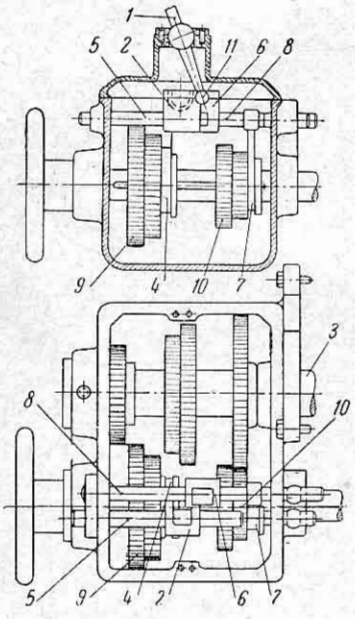
Фиг. 2823. Механизм управления коробкой скоростей. Перемещение переключающих рычагов производится посредством заклиненных на общей оси рукояток *1-2-3*, которые передвигают тяги *4-8* в осевом направлении. Рукоятка *1* приводит в движение тяги *4* и *5*, рукоятка *2* — тяги *6* и *7*. Рукоятка *3* сцеплена постоянно с тягой *8*. Направляющими для рукояток служат прорези в щитке *9*.



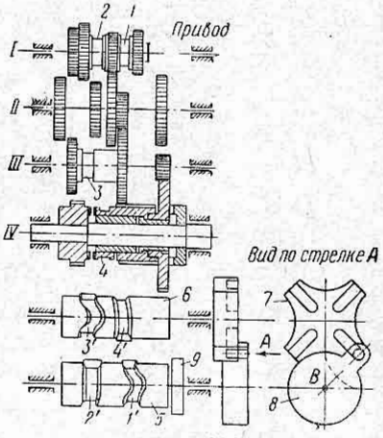
Фиг. 2824.

Фиг. 2824. Схема однорычажного управления коробкой подач. При повороте рукоятки *1* в вертикальной плоскости вилка *7*, а вместе с ней зубчатые блоки *8* и *9* сдвигаются в осевом направлении посредством валика *2*, конического зубчатого сектора *3*, колеса *4*, валика *5* и вилки *6*.

При повороте рукоятки *1* в горизонтальной плоскости вилка *14*, а вместе с ней и зубчатые блоки *15* и *16* сдвигаются в осевом направлении при помощи вращающегося хомута *10*, сектора *11*, колеса *12*, вилки *13*.



Фиг. 2825.

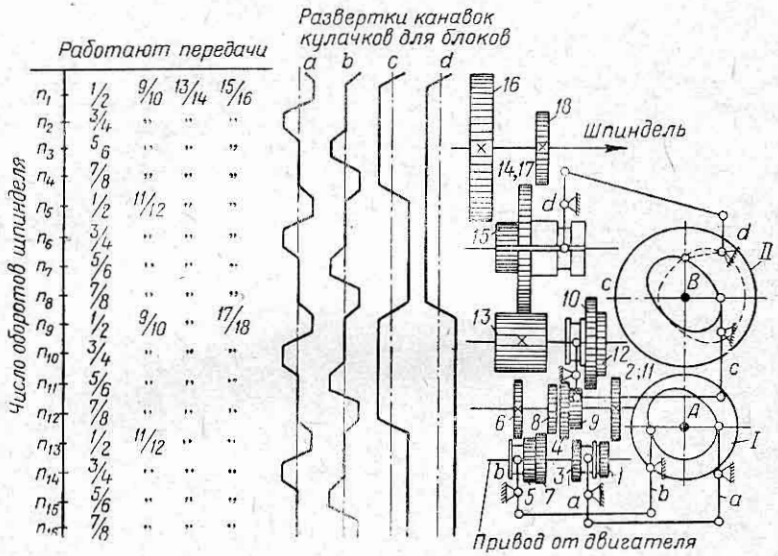


Фиг. 2826.

Фиг. 2825. Механизм однорычажного управления четырехступенчатой коробки скоростей. В зависимости от положения рукоятки *1* со сферическим шарниром она сообщает перемещение или колодке *2* и вилке *4*, заклиненной на валике *5*, или колодке *6* и вилке *7*, заклиненным на валике *8*. Различным положениям вилок *4* и *7*, переключающих зубчатые блоки *9* и *10*, соответствуют четыре скорости ведомого вала *3*. Переключение колодок осуществляется концом рукоятки, выполненным в виде шарика *11*, западающего в гнезда колодок *2* и *6*.

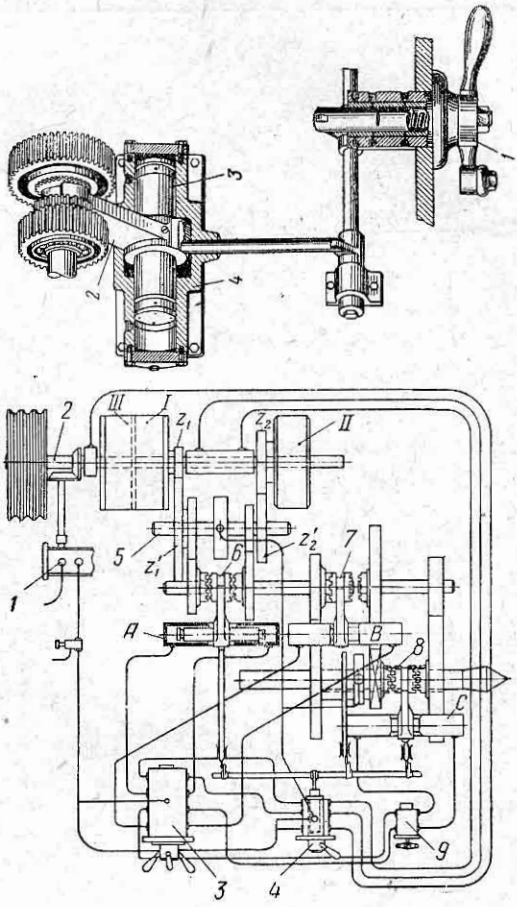
Фиг. 2826. Механизм управления коробкой скоростей. Шестнадцать ступеней скорости ведомого вала включаются перемещением зубчатых блоков *1—4* при

помощи одной рукоятки, заклиненной на валу *B*. Блоки *1* и *2* управляются от кулачка *5* (канавки *1'* и *2'*), блоки *3* и *4* — от кулачка *6* (канавки *3'* и *4'*). Оси кулачков *5* и *6* связаны мальтийским механизмом *7—8*. За один оборот кулачка *6* кулачок *5* сделает четыре оборота, поэтому одному положению рукоятки, связанной с валом *A*, соответствуют четыре различные скорости шпинделя. Ступени скорости отмечаются на циферблате *9*.



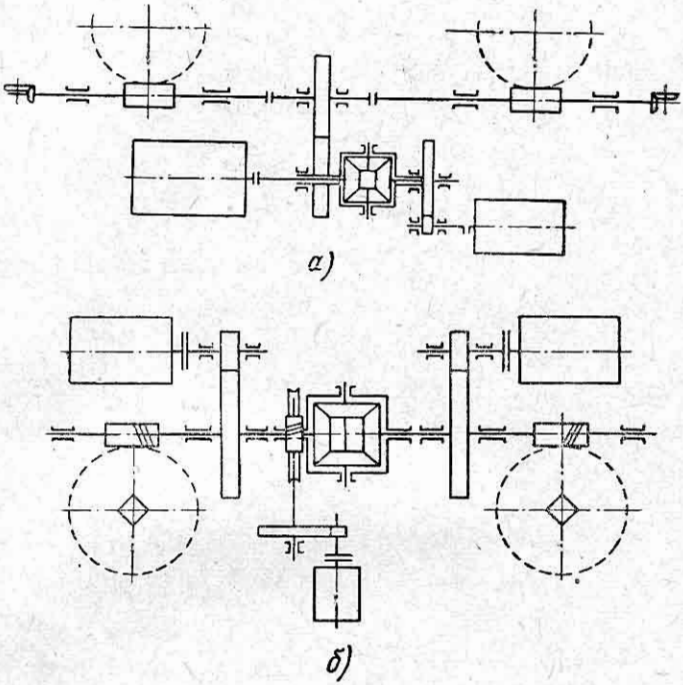
Фиг. 2827.

Фиг. 2827. Однорычажное управление коробкой скоростей. Рукояткой, заклиненной на валу *A*, приводится в движение плоский кулачок *I*, управляющий зубчатыми блоками *a — b*, и кулачок *II*, имеющий пазы с двух сторон, и управляющий зубчатыми блоками *c — d*. Валы *A* и *B* могут быть связаны мальтийским механизмом с четырехпазовым крестом по фиг. 1540 так, что за один оборот кулачка *II* кулачок *I* сделает четыре оборота. Включение каждой из 16 скоростей ведомого вала указывается на циферблате стрелкой, связанной с одним из кулачков.



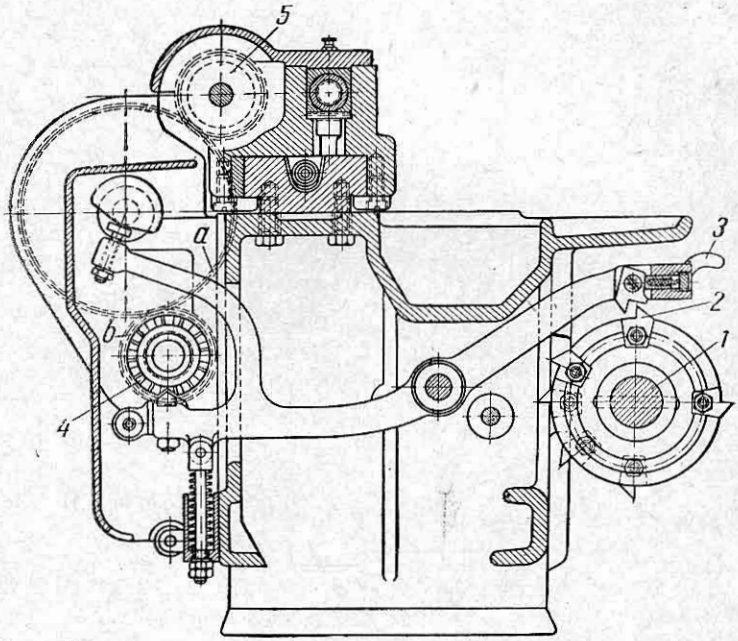
Фиг. 2828.

Фиг. 2828. Гидрофицированная система управления коробкой скоростей. От насоса *1*, приводимого в движение от вала *2* через коническую пару колес, масло подается в систему и распределяется кранами *3* и *4* (левая фигура). При включении гидравлической муфты *I* вал *5* получает вращение с помощью зубчатой пары z_1—z_1'. При включении гидравлической муфты *II* вал *5* получает вращение посредством зубчатой пары z_2—z_2'. Переключение зубчатых муфт *6*, *7* и *8* производят три гидравлических цилиндра *A*, *B*, *C*, к которым масло подается при повороте пробки крана *3*. Кран *4* управляет включением и выключением муфт *I*, *II*, *III*. Кран *9* служит для установки муфты *8* в нейтральное положение. При включении муфты *III* вал *5* вращается в противоположном направлении посредством зубчатой пары с паразитным колесом (не показанных на фигуре). На правой фигуре показана схема включения зубчатой муфты *7*. При повороте рукоятки *1* крана управления масло поступает в левую полость цилиндра *4*, в результате чего поршень *3* и жестко связанная с ним вилка *2* перемещаются вправо.



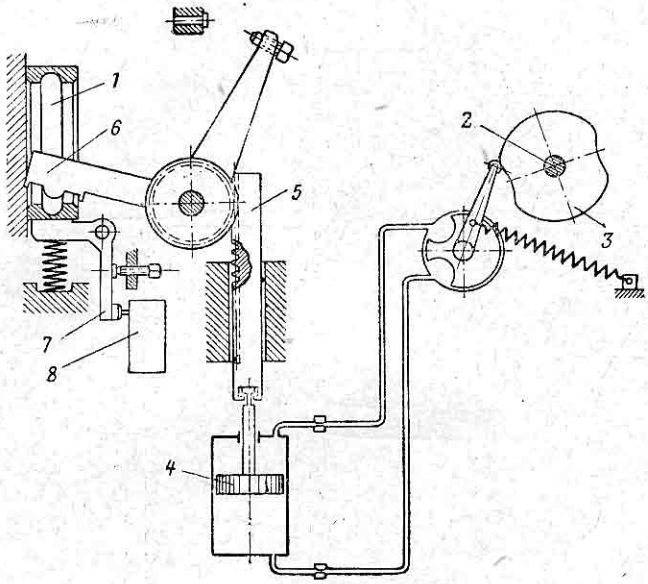
Фиг. 2829.

Фиг. 2829. Схемы управления нажимными устройствами прокатных станов. *а* — пара нажимных винтов приводится в движение через дифференциал от двух двигателей. Оба винта, связанные каждый с червячным колесом, перемещаются при ввинчивании в неподвижную гайку с одинаковыми скоростями, изменение которых производится соответствующим включением и реверсированием двигателей, имеющих различное число оборотов вала ротора; *б* — нажимные винты приводятся в движение от трех двигателей. Схема путем включения и реверсирования всех двигателей позволяет получать вращение винтов с неодинаковой скоростью.



Фиг. 2830.

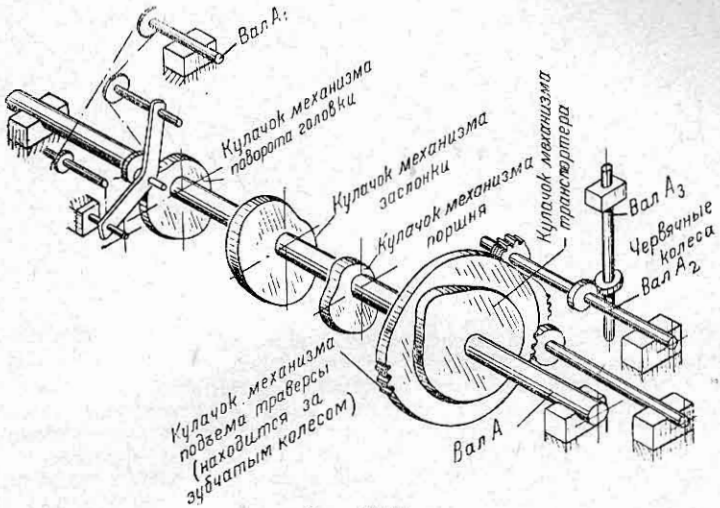
Фиг. 2830. Механизмы управления вращением револьверной головки. При вращении распределительного вала *1* палец *2*, приподнимая вверх рычаг *3*, включает муфту *4* и далее через пару колес *ab* приводит во вращение револьверную головку *5*.



Фиг. 2831.

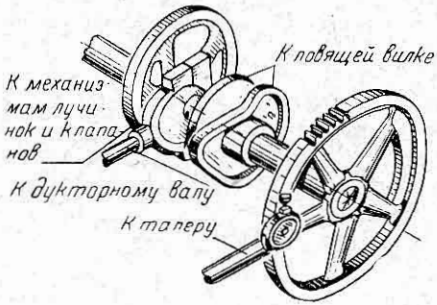
Фиг. 2831. Контрольно-блокировочное устройство. После поступления контролируемого изделия *1* на измерительную позицию кулачок *3* распределительного вала *2* приводит в движение пробку распределительного крана. Поршень *4* цилиндра движется вниз и с помощью рейки *5* сообщает вращение зубчатому колесу с закрепленным на нем шаблоном *6*. Если из-за поломки резца изделие оказалось необработанным, шаблон надавит на него и при помощи рычага *7*, воздействующего на микровыключатель *8*, остановит станок.

РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ВАЛЫ И КОМАНДОАППАРАТЫ И АППАРАТУРА ПУТЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ



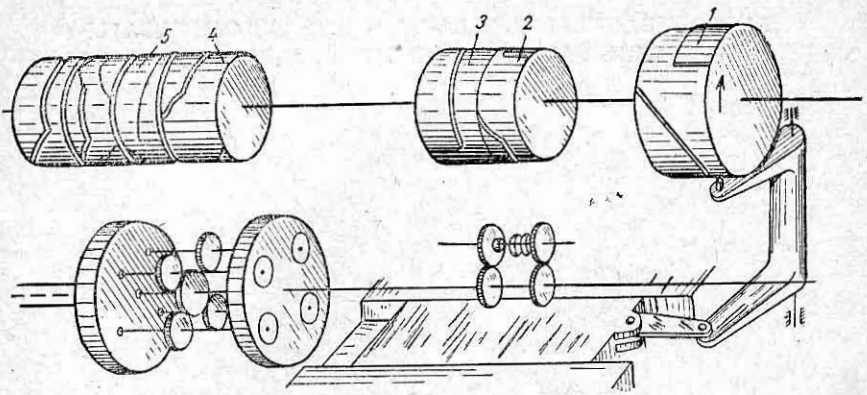
Фиг. 2832.

Фиг. 2832. Главный вал управления тестоотделительной машины с заклиненными на нем кулачками, сообщающими отдельные движения различным механизмам машины. Профилирование кулачков и взаимное относительное положение их на валу определяются циклограммой с обязательной проверкой динамических характеристик.



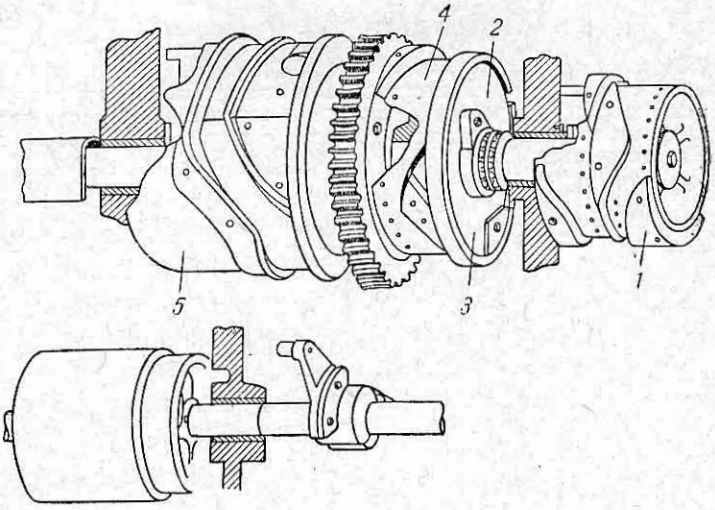
Фиг. 2833.

Фиг. 2833. Вал управления печатного полуавтомата и взаимное расположение кривошипа, кулачков и эксцентриков, закрепленных на этом валу, осуществляющих привод пяти механизмов машины.



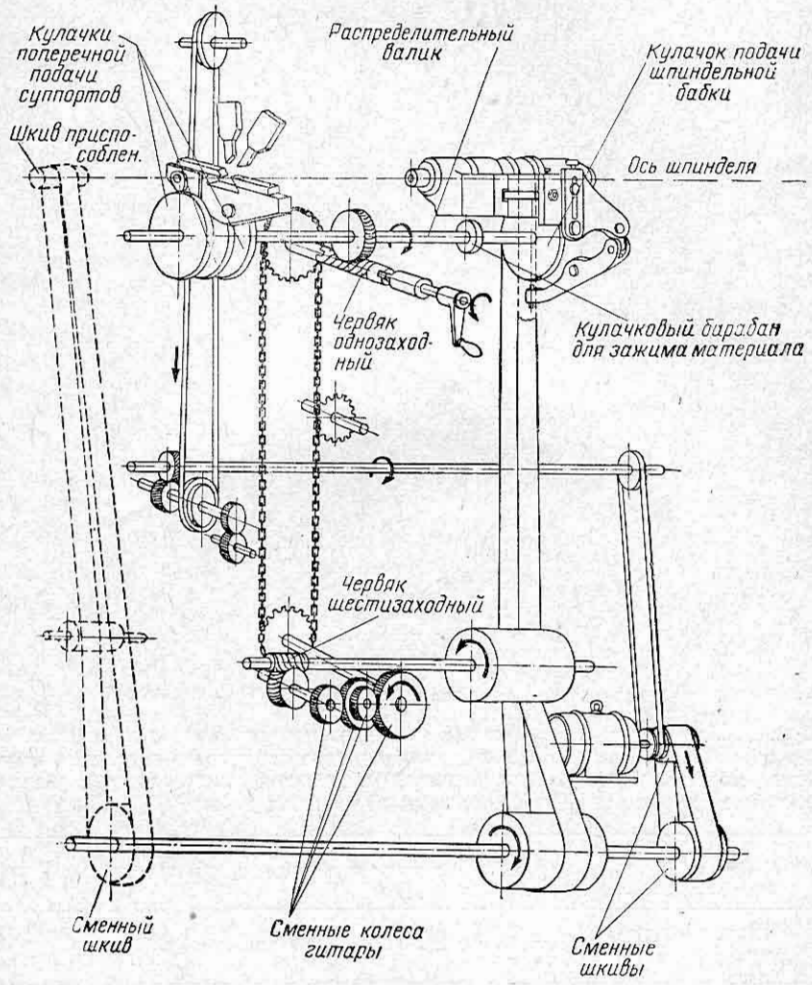
Фиг. 2834.

Фиг. 2834. Главный и распределительный валы четырехшпиндельного металлорежущего автомата. На распределительном валу, получающем движение от главного вала, смонтированы семь кулачков барабанного типа. *1* — для управления движением продольного суппорта; *2* и *3* — кулачки управления двумя верхними инструментами; *4* и *5* — кулачки управления поперечными суппортами. Профилирование кулачков и взаимное относительное расположение производится в соответствии с циклограммой, а следовательно, с технологическими особенностями обрабатываемой детали.



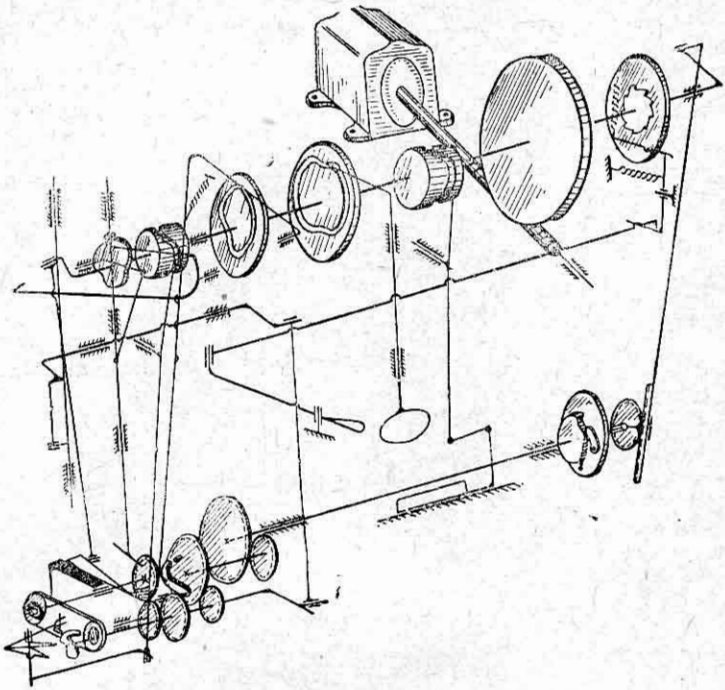
Фиг. 2835.

Фиг. 2835. Распределительный вал четырехшпиндельного металлорежущего автомата с пятью кулачками управления. *1* — кулачок привода подводки резьбового инструмента к детали; *2* и *3* — кулачки для переключения муфты с холостого хода на рабочий и обратно; *4* — кулачок управления рабочими ходами и *5* — кулачок управления движением инструмента продольного суппорта.



Фиг. 2836.

Фиг. 2836. Схема управления механизмами автомата типа 1110 а. Движение от двигателя через ременную передачу передается шпинделю станка. Через червячную передачу и сменные зубчатые колеса механизма настройки, цепную передачу и вторую червячную передачу вращение передается распределительному валику, на котором укреплены кулачки: механизма подачи шпиндельной бабки, зажима материала, механизмов подачи поперечных и вертикальных суппортов.



Фиг. 2837.

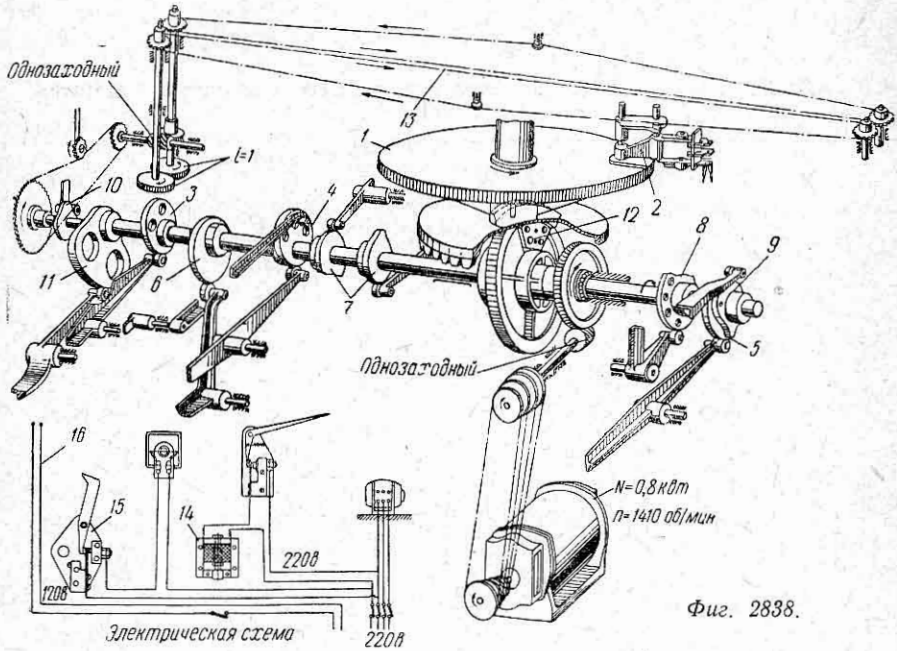
Фиг. 2837. Кинематическая схема швейного полуавтомата для пришивки талонов с распределительным валом, кулачки которого управляют десятью механизмами машины. В таблице приведена развернутая циклограмма с указанием технологических операций, выполняемых в пределах цикла.

№	Механизм	Угол поворота распределительного вала											
1	Механизм подачи	Холостой ход					Рабочий ход					Холостой ход	
2	Механизм иглы	Выстой						Рабочий ход				Выстой	
3	Останов иглы	Закрытое положение					Открытое положение					Закрытое положение	
4	Подача ленты	Подача	Рабочий ход	Выстой			Отвод		Выстой			Подача	
5	Печатание ленты	Выстой			Макание		Выстой		Печатание				

Продолжение

№	Механизм	Угол поворота распределительного вала				
6	Обрезка ленты	Ход вниз			Ход вверх	
7	Тканепродвигатель	Выстой		Рабочий ход		Выстой
8	Нажим лапки	Выстой		Рабочий ход		Выстой
9	Петлитель	Выстой		Рабочий ход		Выстой
10	Обрезка нити	Отвод ножа	Выстой			Обрезка

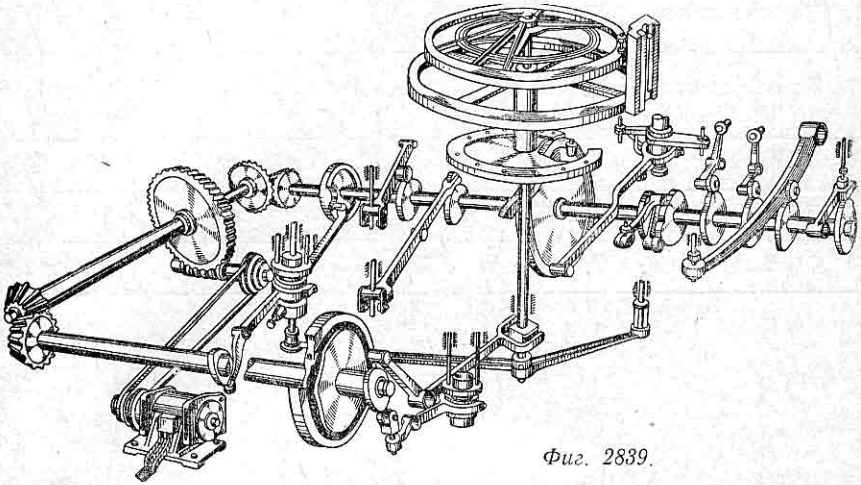
0° 90° 180° 270° 360°



Фиг. 2838.

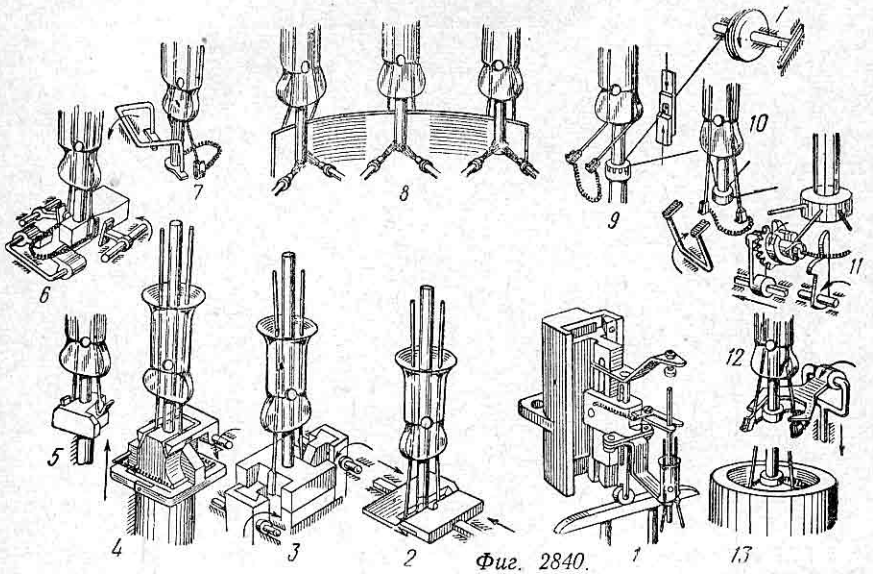
Фиг. 2838. Схема управления механизмами автомата для сборки ножек электроосветительных ламп. *1* — карусель, занимающая 24 позиции; *2* — клещи (24 шт.); *3* — кулачок механизма загрузки штабиков; *4* — кулачок механизма загрузки штабиков и загрузки тарелочек; *5* — кулачок механизма загрузки штангелей; *6* — кулачок механизма загрузки электродов; *7* — кулачки механизма

горелок; *8* — кулачок механизма раскрытия клещей; *9* — кулачок механизма осадки тарелочек; *10* — кулачок механизма раздутия ножек; *11* — кулачок механизма съема ножек; *12* — кулачок поворота карусели; *13* — печь для отжига ножек; *14* — механизм контроля наличия тарелочек; *15* — механизм контроля наличия штабиков; *16* — цепь электролампы для освещения.



Фиг. 2839.

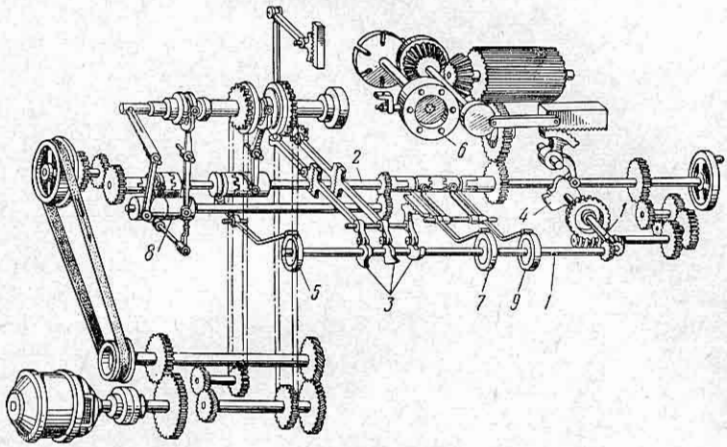
Фиг. 2839. Схема автомата для монтажа спирали электрической лампы.



Фиг. 2840.

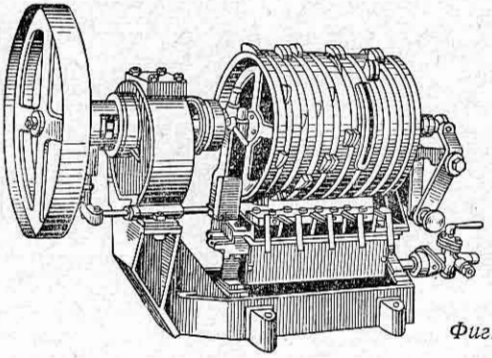
Фиг. 2840. Схема технологического процесса автомата по фиг. 2839. *1* — загрузка стеклянной ножки с впаянными электродами; *2* — подрезка электродов; *3* — расплющивание электродов; *4* — загибка электродов; *5* — разводка элек-

тродов; *6* — зажатие спирали в электроды; *7* — вывод электродов из зоны огня; *8* — нагрев конца стеклянного штабика; *9* — штамповка утолщения штабиков; *10* — возвращение электродов в начальное положение; *11* — завивка ушков держателей спирали; *12* — калибрование развода электродов; *13* — снятие готовой ножки.



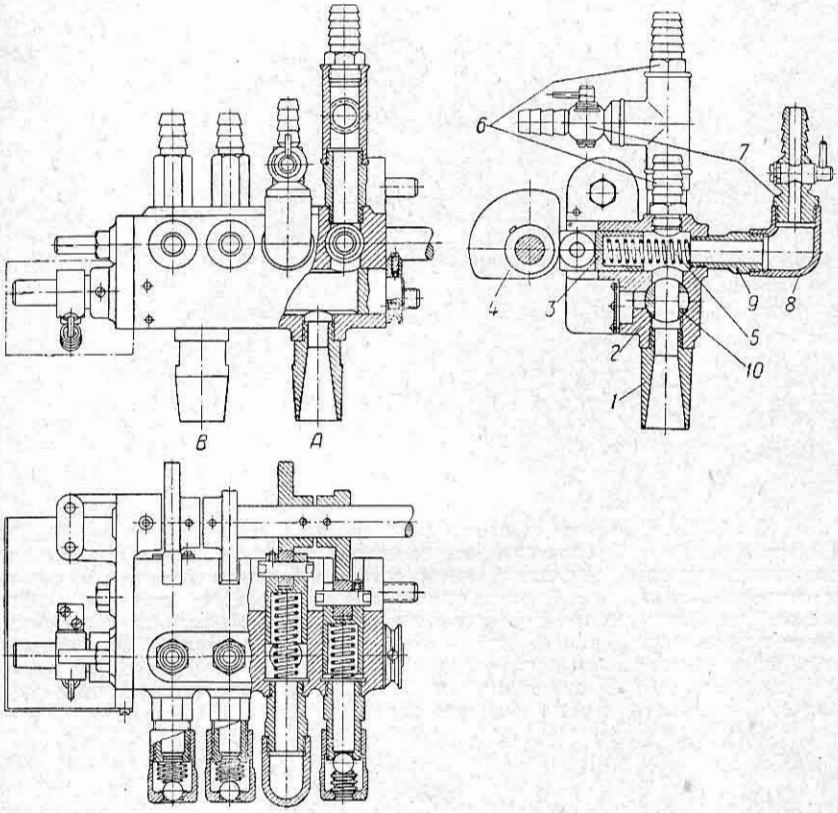
Фиг. 2841.

Фиг. 2841. Кинематическая схема револьверного автомата типа 1118. Распределительный вал *1* автомата, составленный из двух частей вращающихся с одинаковой угловой скоростью, имеет кулачки *3* для перемещения поперечных суппортов и кулачок *4* для перемещения револьверной головки. Быстрые холостые движения механизмов поворота револьверной головки *6*, подачи и зажима прутка от кулачка *8*, переключение скорости шпинделя при нарезании резьбы осуществляются от вспомогательного вала *2*. Включение однооборотных муфт (см. фиг. 1316) в соответствующий момент производится дисками управления *5*, *7* и *9* на распределительном валу.



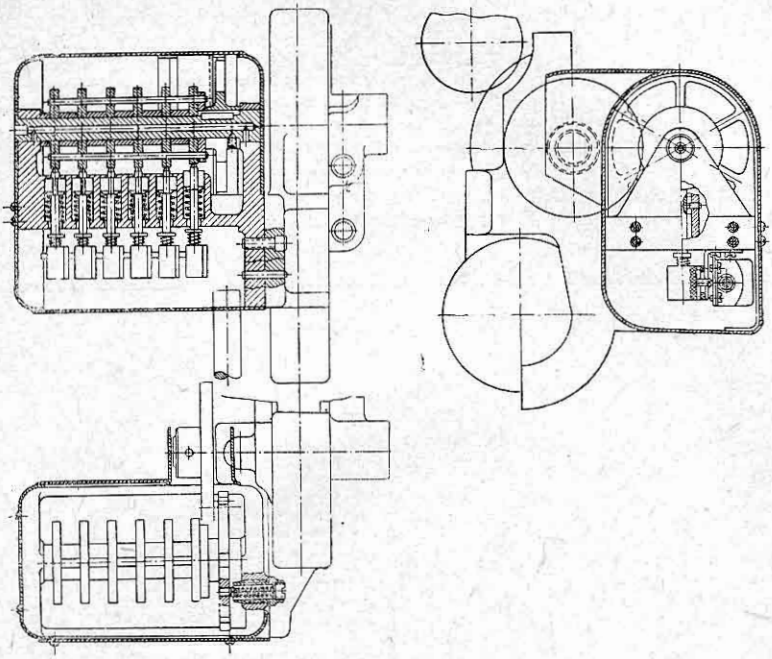
Фиг. 2842.

Фиг. 2842. Распределительный механизм стирального автомата. Механизм с момента загрузки белья управляет поступлением холодной и горячей воды, мыла, соды и пр., открывая и закрывая впускные и выпускные клапаны в требуемые моменты времени.



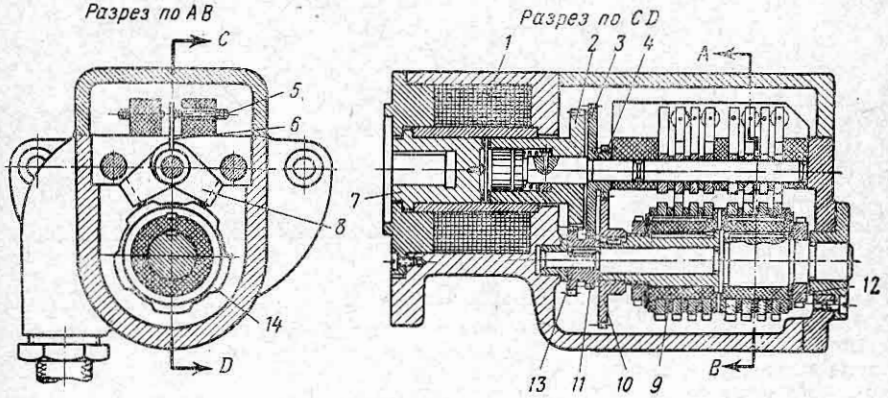
Фиг. 2843.

Фиг. 2843. Пневматический командоаппарат самонаклада печатной машины. Из патрубка *A* воздух отсасывается. В патрубок *B* воздух подается под давлением. Попеременное создание давления и вакуума в рабочих органах осуществляется при помощи кулачков *4*, перемещающих золотники *3*. *1* и *6* — ниппели; *2* — корпус распределителя; *5* — пружина; *7* — корпус крана; *8* — соединительный патрубок; *9* — промежуточный патрубок; *10* — распределительный кран.



Фиг. 2844.

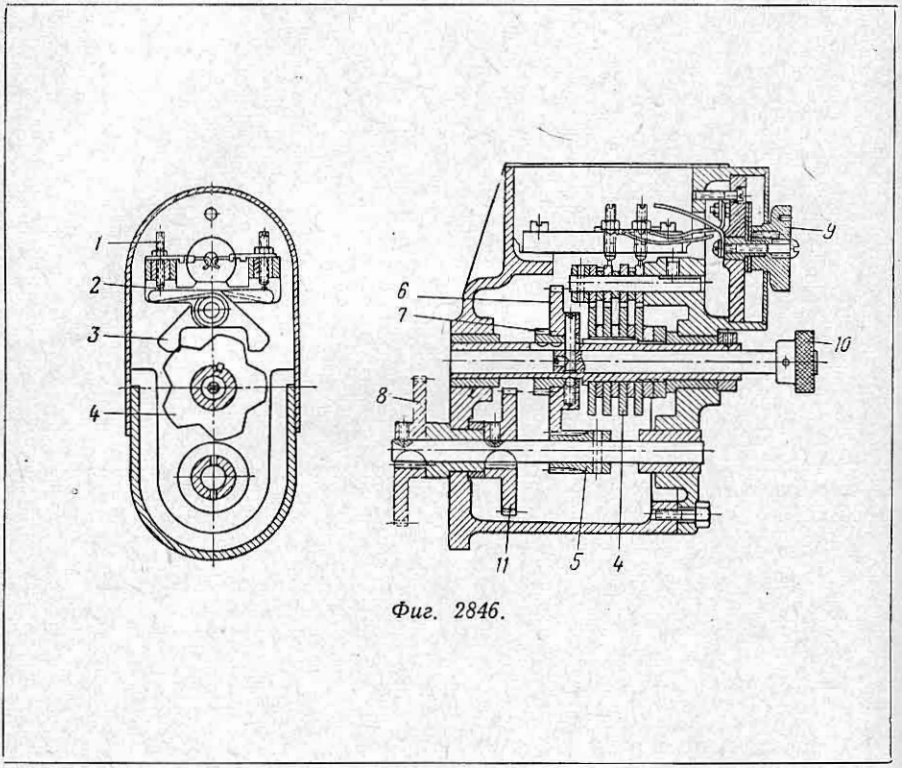
Фиг. 2844. Командоаппарат для переключения скоростей шпинделя револьверного автомата.



Фиг. 2845.

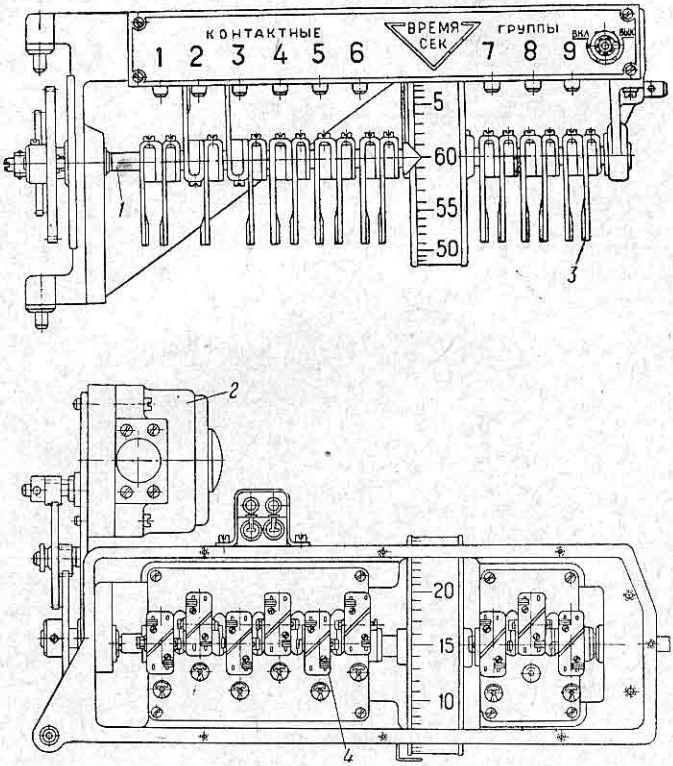
Фиг. 2845. Переключатель периодической подачи копировального фрезерного станка. Втулка 7 соединяется с валиком, которым управляет этот пере-

ключатель. При включении катушки *1* электромагнита колесо *2* соединяется кулачковой муфтой с втулкой *7*. Барабан *12* приводится парой колес *2—13*, а барабан *9* — колесами *2—13—11—3—4—10*. Барабан *12* вращается в десять раз медленнее барабана *9*. Кулачки *14* барабанов с числом выступов 3, 5, 9 и 16 на каждом из барабанов воздействуют на рычаги *8*, пластинка *6* которых может замыкаться с контактом *5* на колодке. Назначением переключателя, посылающего $2k$ импульсов за один оборот барабана, является сообщение каретке заданного перемещения после прохождения фрезой одной строчки. Величина подачи, пропорциональная углу поворота втулки *7*, зависит от того, какой из кулачков используется для подачи импульсов.



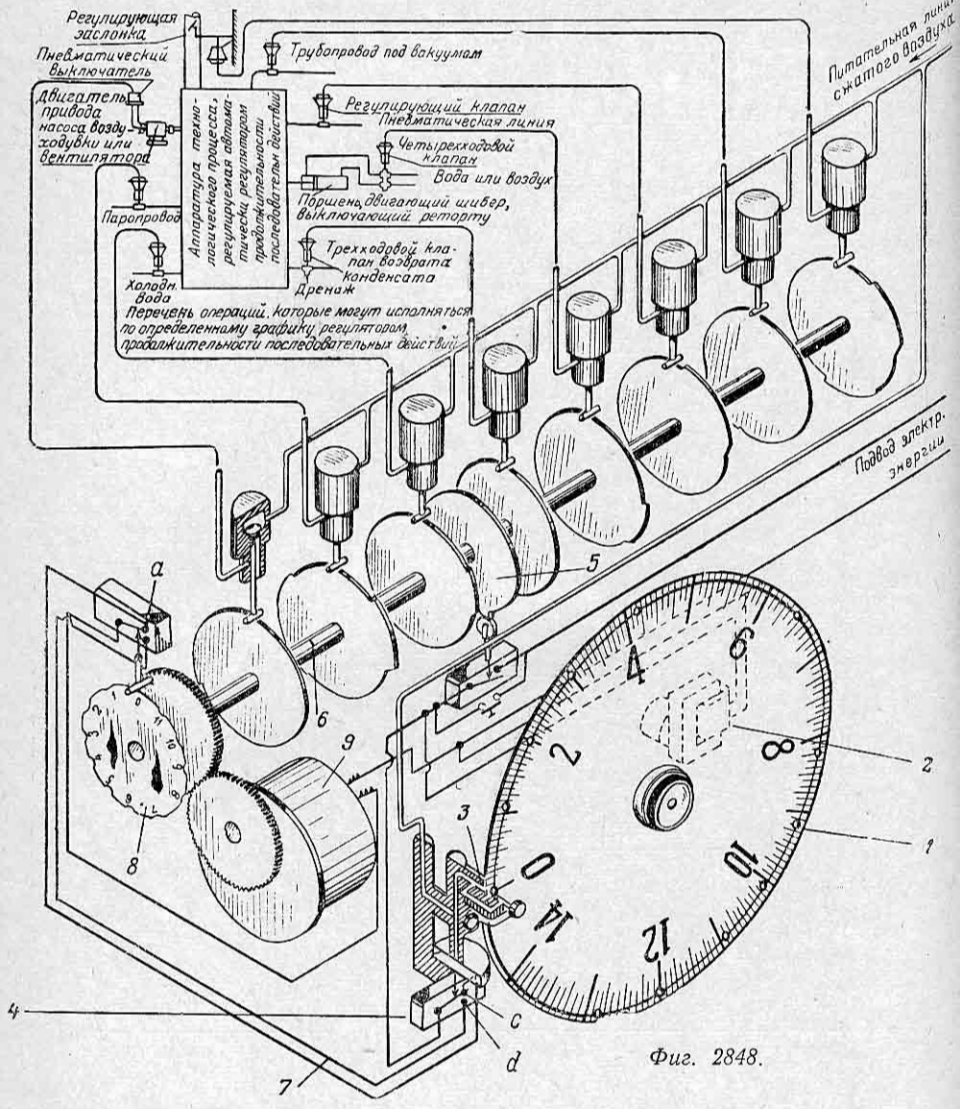
Фиг. 2846.

Фиг. 2846. Переключатель периодической подачи копировального станка. Назначение такое же, как и механизма по фиг. 2845. Колесо *8* (для тяжелых станков показанное пунктиром) соединяется с управляемым валом. Барабан имеет кулачки *4* с числом выступов 3, 5, 9 и 16 и может вращаться при передаче через колеса *11* и *7* или *5* и *6*. Зубчатый блок переключается рукояткой *10*. Двуплечие рычаги *3*, прижимаемые к кулачкам пружинами, производят включение командных цепей; *2*—вольфрамовый контакт на рычаге; *1* — неподвижный контакт. Включение в цепь управления соответствующего контакта производится переключателем *9*.



Фиг. 2847.

Фиг. 2847. Программное реле времени ПВ-02. Электрический командоаппарат, приводимый в действие от синхронного двигателя *2* через редуцирующую зубчатую передачу. На валу *1* командоаппарата установлены в заданной последовательности работы исполнительных механизмов рычаги *3*, воздействующие на переключатели *4* мгновенного действия. На каждый из переключателей воздействуют два рычага, из которых один включает цепь исполнительного механизма, а другой — выключает. Минимальный интервал времени между включением и выключением исполнительного механизма — 1 сек. Цикл работы командоаппарата — 60 сек.

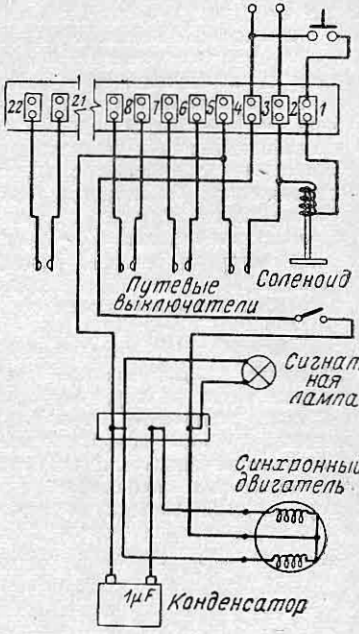


Фиг. 2848.

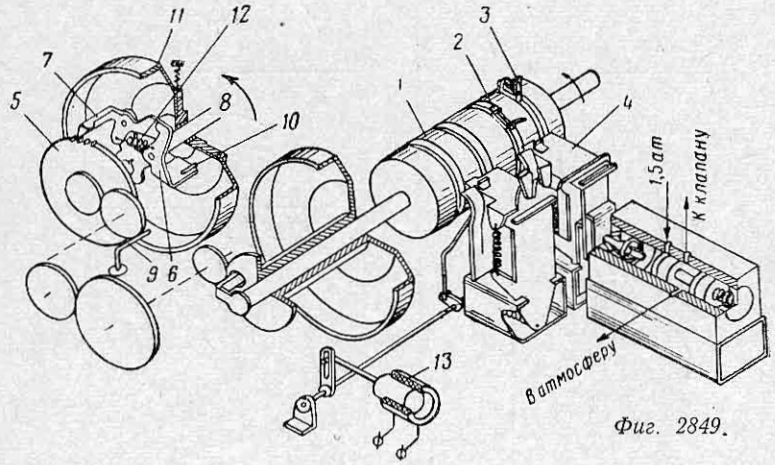
Фиг. 2848. Механизмы регулятора последовательности действий для автоматического регулирования пуска и останова механических электрических и пневматических аппаратов. Механизм включает две независимые системы: а) систему измерения времени: циферблат времени *1*, синхронный электродвигатель *2* и пневматическое реле *3*; б) систему дросселей, время действия которых определяется расположением отверстий, пробитых на диске циферблата *1*, и пазов на диске *8* распределительного вала *6* с восемью эксцентриками, управляющими продолжительностью действия клапанов двигателей у выключателя.

Обе системы связаны электропневматическим переключателем *4*. Продолжительность действия исполнительных механизмов определяется расположением отверстий, пробитых на диске циферблата *1*. Распределительный вал *6* приводится в движение от электродвигателя *9*, электрическая цепь которого замыкается в момент совпадения отверстия на диске циферблата *1* с каналом трубопровода реле *3*. В этот момент переключатель реле *4* замыкает контакты *c—d* и ток от источника подается по проводнику *7* на контакт *a*, если Т-образный стержень переключателя приподнят вверх выступом диска *8*, заклиненного на распределительном валу *6*. Таким образом, цепь электродвигателя *9* окажется замкнутой и распределительный вал повернется на некоторый угол. Выключение электродвигателя *9* осуществляется Т-образным стержнем переключателя при западении его в паз диска *8*.

Посредством выступа на диске *5* вся система обесточивается.



Фиг. 2849. Электропневматический командный прибор КЭП. Основой прибора является барабан *1*, в Т-образных пазах которого могут быть установлены пальцы *2* и *3*, соответственно сбрасывающие и взводящие защелку *4* путевого выключателя. Малый палец *2* сбрасывает защелку, а большой *3* — взводит. Верхняя пластинка путевого выключателя действует или на пару электрических контактов или на пневматический золотник (см. фиг. 2851).



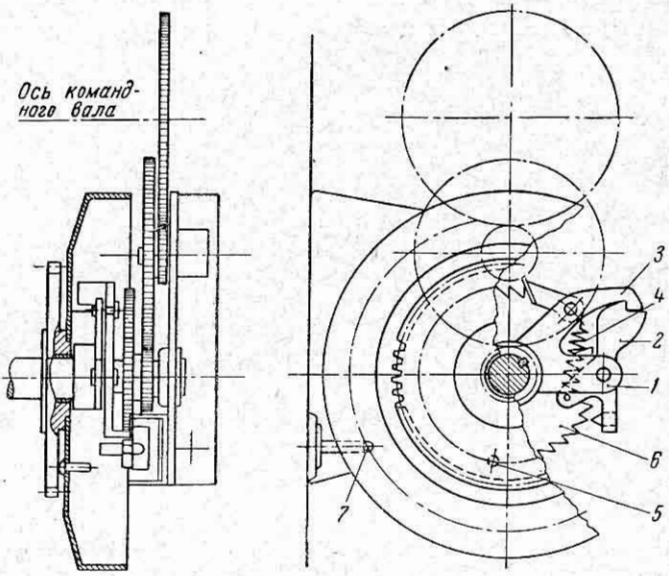
Фиг. 2849.

Время цикла работы прибора КЭП может быть изменено в некоторых пределах $\left(\frac{T_{max}}{T_{min}}=4\right)$. Колесо *5* увлекается собачкой *7*, поворачивающейся вокруг

оси на пластине, укрепленной на валу непрерывно работающего двигателя *8*, если защелка *6* отведена от выступа собачки. Если же защелка с осью вращения на той же пластине удерживает выступ собачки, то колесо *5*, а следовательно, и барабан с упорами — неподвижны. Выключение и включение собачки *7* производится неподвижным пальцем *9*, укрепленным на корпусе прибора, и переставным пальцем *10*, укрепленным на диске *11* с делением. Если свободный конец собачки при ее движении встречает палец *9*, то собачка выводится из зацепления с колесом *5* и одновременно положение ее фиксируется защелкой *6*. Защелка *6* освобождает собачку, включающуюся под действием пружины *12*, если профилированный конец собачки встретит на своем пути переставной палец *10*. Изменяя положение переставного пальца, можно изменять интервал времени между включением и выключением собачки, ведущей колесо *5*. Колесо *5*, а следовательно, и барабан с командными пальцами периодически поворачиваются на некоторый угол, устанавливаемый по шкале диска *11*.

В зависимости от типа прибора командный барабан может включать от 3 до 12 цепей исполнительных механизмов. Прибор КЭП может быть включен на непрерывную работу, периодически включая и выключая исполнительные механизмы; включение может быть дистанционным от какого-либо другого командного прибора, а выключение — от командного барабана. Для дистанционного включения двигателя прибора (возможно одновременное включение также и исполнительных механизмов) предусмотрен соленоид *13*, сбрасывающий через систему рычагов защелку одного из быстродействующих выключателей, контакты которого используются для блокировки цепи двигателя.

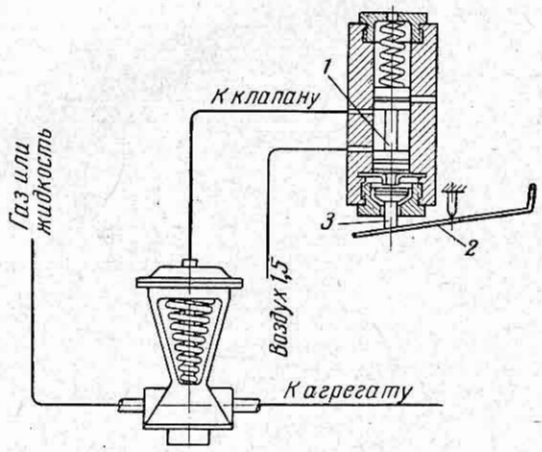
Справа вверху приведена электрическая схема прибора на *22* цепи.



Фиг. 2850.

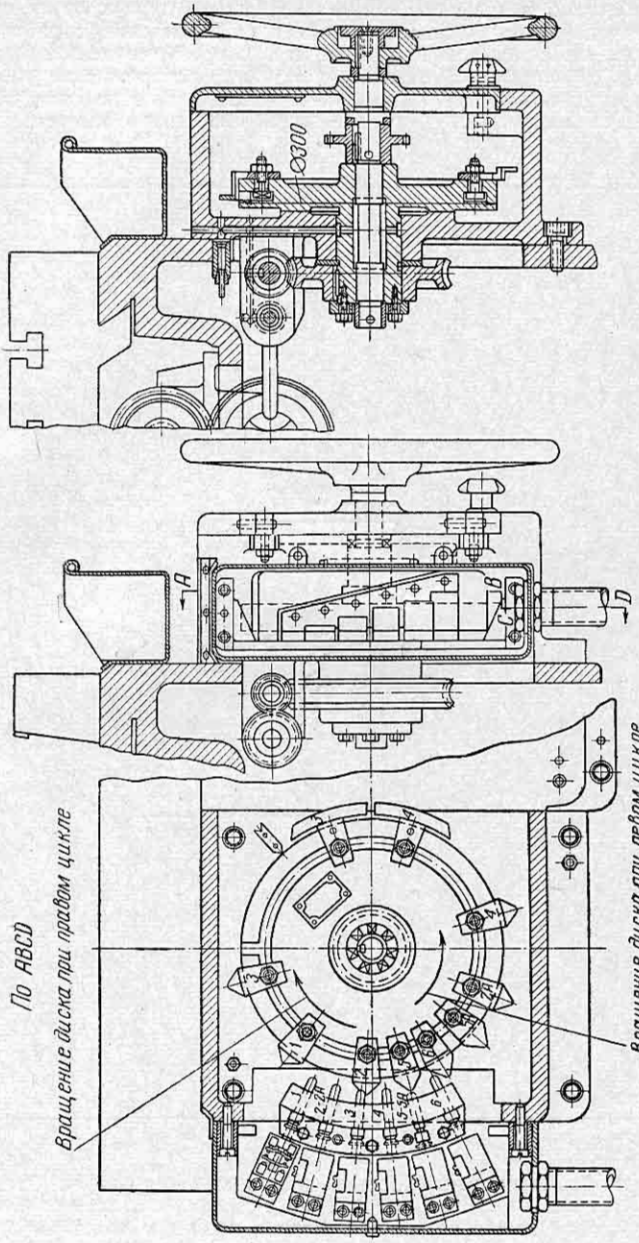
Фиг. 2850. Механизм изменения числа оборотов командного барабана КЭП по фиг. 2849. На вращающейся с постоянной скоростью пластине *1* укреплены

шарнирно собачка *2* и защелка *3*, притягивающиеся друг к другу пружиной *4*. Если неподвижный упор *5* выведет защелку из зацепления с собачкой, то собачка зацепляется с колесом *6* и ведет его. Второй неподвижный упор *7* выводит собачку из зацепления с колесом. Изменяя расположение упора *5* относительно упора *7*, можно изменять угол поворота колеса за один оборот ведущего вала, а следовательно, и среднее число оборотов в минуту.



Фиг. 2851.

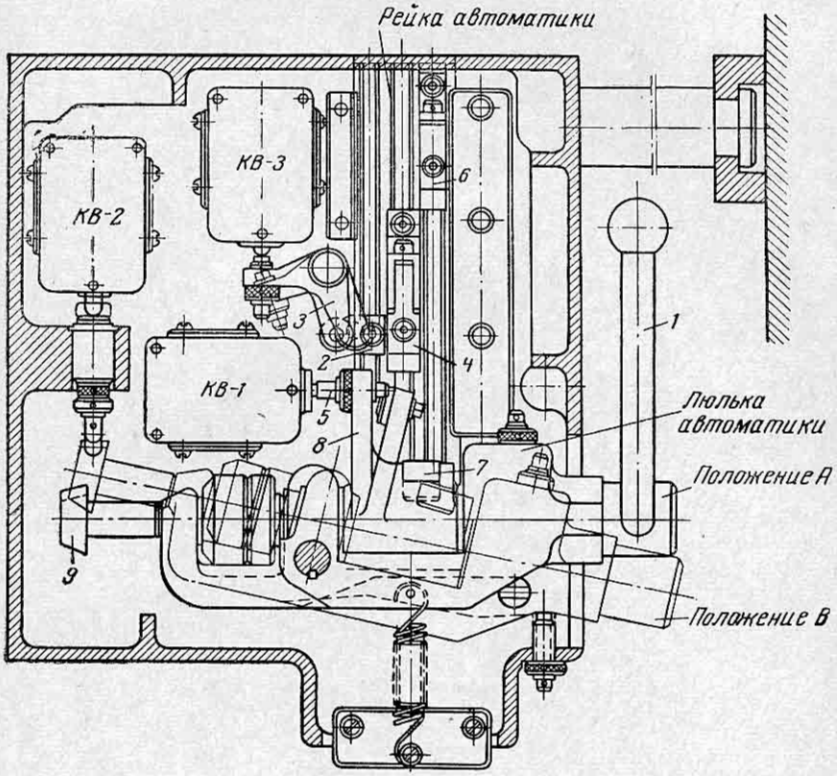
Фиг. 2851. Пневматический золотник командного прибора по фиг. 2849. При открытом выходном отверстии из нижней полости золотниковой коробки золотник *1* занимает нижнее положение. Если с помощью пластины *2* быстродействующего выключателя кнопка *3* перекроет выходное отверстие, давление воздуха в нижней камере будет равно нагнетаемому и золотник переместится вверх, открыв доступ воздуху в исполнительный механизм.



Фиг. 2852.

Фиг. 2852. Командоаппарат продольно-фрезерного полуавтомата. Включение конечных выключателей производится выступами упоров, расположенных в раз-

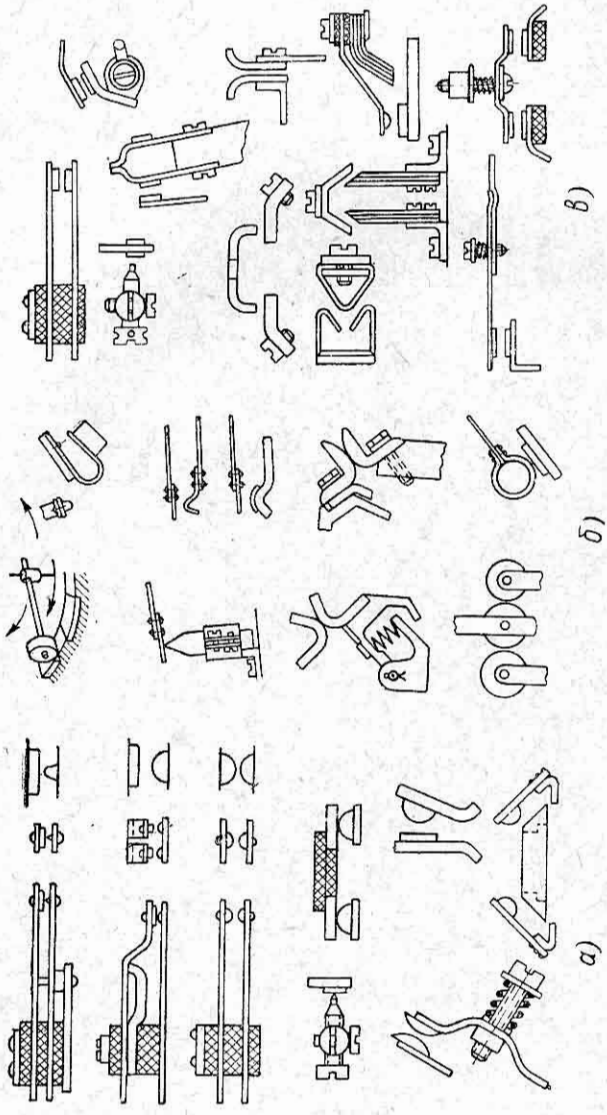
личных плоскостях. Каждому из концевых выключателей соответствует отдельный упор, положение которого может быть изменено. Упоры закрепляются в Т-образном пазу на торце распределительного диска.



Фиг. 2853.

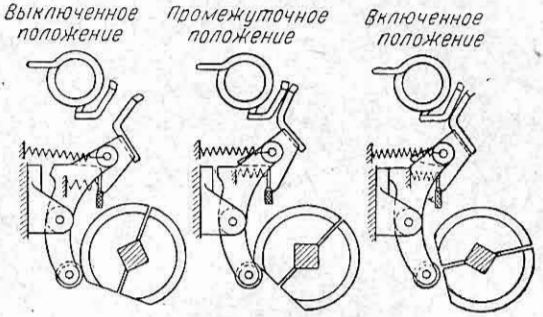
Фиг. 2853. Поступательно-реверсивный распределительный механизм. Управление механизмами осуществляется путем воздействия упоров, приводимых от рейки, связанной с управляемым звеном, на концевые выключатели *КВ*. *КВ-1* служит для включения главного двигателя и двигателя быстрого подвода суппортов многорезцового станка. *КВ-2* служит для включения электродвигателя быстрого хода на обратный ход. *КВ-3* выключает оба двигателя.

Для включения двигателей рукоятку *1* с люлькой необходимо перевести из положения *В* в положение *А*. Упором *5* включается *КВ-1*, следовательно, включается двигатель быстрого хода. При перемещении рейки вниз упором *2* освобождается ролик рычага *3*; упор *4* нажимает на ролик *7*, поворачивает рычаг *8* и упор *5* отскакивает от *КВ-1*, выключая двигатель быстрого хода. В конце медленного рабочего движения упор *6* нажимает на ролик *7*; фиксатор освобождает люльку, переходящую в положение *В*. Упор *9*, действуя на *КВ-2*, включает двигатель быстрого хода на обратный ход, включая в верхнем крайнем положении *КВ-3*, который выключает оба двигателя.



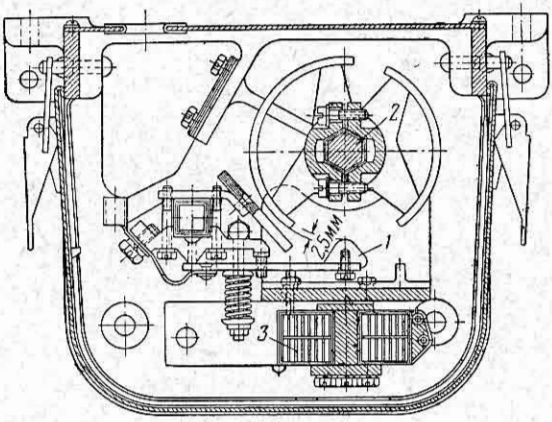
Фиг. 2854.

Фиг. 2854. Форма контактных элементов электрических управляющих и командных аппаратов: *а* — точечные контакты; *б* — линейные контакты; *в* — плоскостные контакты.



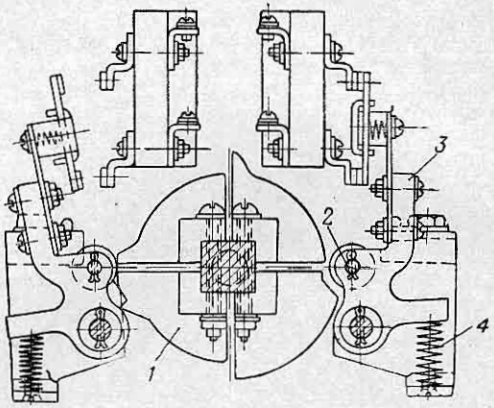
Фиг. 2855.

Фиг. 2855. Комплект контакторных элементов для включения электрических цепей управления, замыкаемых и размыкаемых кулачками, насаженными на вал.



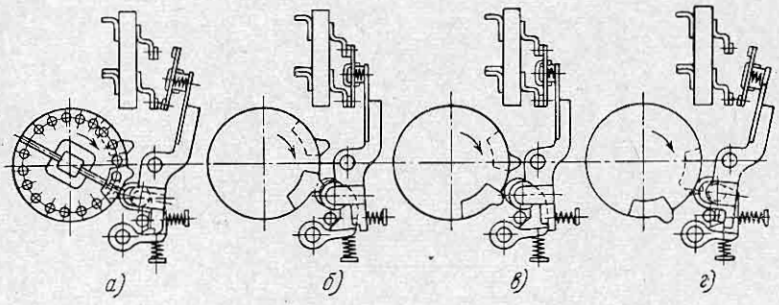
Фиг. 2856.

Фиг. 2856. Барабанный контроллер, на валу *2* которого устанавливаются подвижные контакты, замыкающиеся при определенном положении с контактными пальцами *1; 3* — искрогасительные катушки. Число подвижных контактов может быть различным. Используется при малом количестве включений.



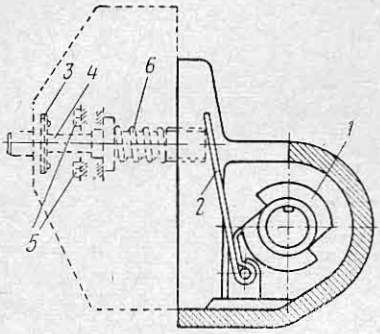
Фиг. 2857.

Фиг. 2857. Контактное устройство командоаппаратов. *1* — кулачок включения из изоляционной массы; *2* — ролик выключения; *3* — подвижной рычаг; *4* — замыкающая пружина.

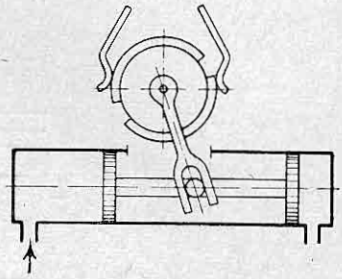


Фиг. 2858.

Фиг. 2858. Положения контактного элемента регулируемого командоаппарата: *а* — контакт открыт; *б* — контакт закрыт, подвижной рычаг в крайнем положении, защелка рычага в верхнем положении; *в* — контакт закрыт, включающий упор освободил ролик; *г* — выступ шайбы отклонил рычаг защелки в крайнее положение, действием пружины контакт открылся.



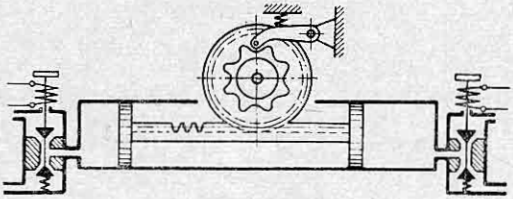
Фиг. 2859.



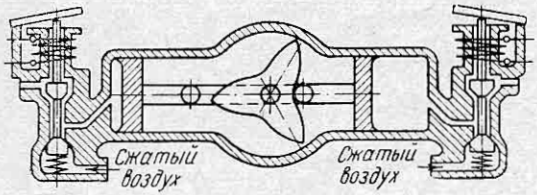
Фиг. 2860.

Фиг. 2859. Командоаппарат. Кулачок *1* распределительного вала пружиной *2*; воздействующей на контактную пластину *3* стержня *4*, размыкает контакты *5*; *6* — возвратная пружина.

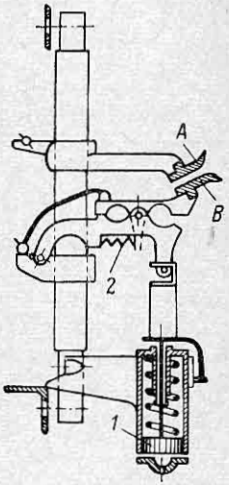
Фиг. 2860. Приводной механизм реверсора (переключателя). Действием сжатого воздуха при перемещении поршня в крайние положения производится переключение электрических цепей.



Фиг. 2861.



Фиг. 2863.

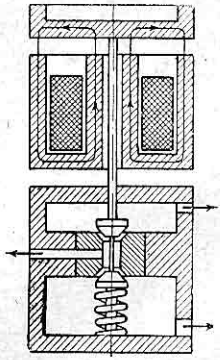


Фиг. 2862.

Фиг. 2861. Пневматический привод контроллера, применяемый при большом угле поворота вала контроллера.

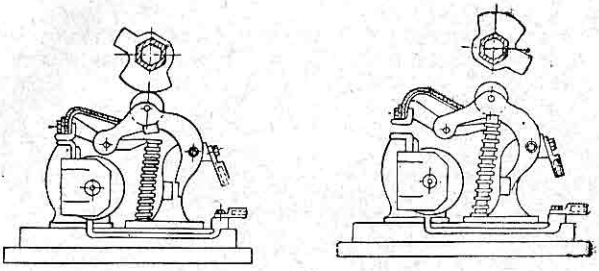
Фиг. 2862. Пневматический контактор. При подаче воздуха в цилиндр поршень *1*, переместившись вверх, замкнет контакты *A* и *B*, при этом пружина *2* сожмется. При обратном ходе поршня пружина *2* разожмется и разомкнет контакты.

Фиг. 2863. Пневматический кулачковый механизм привода Л. Н. Решетова. При ходе поршня вперед и назад вал контроллера, на котором насажен кулачок, поворачивается на 60°. Крайние положения поршня надежно фиксируются роликом.



Фиг. 2864.

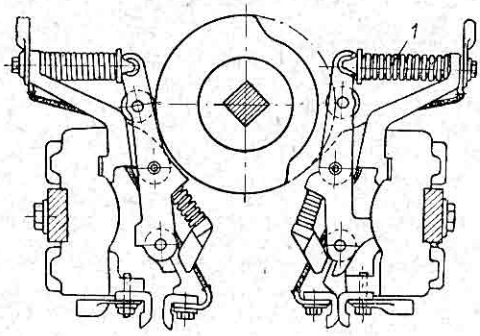
Фиг. 2864. Электропневматический вентиль для управления пневматическим приводом контроллера.



а) *б)*

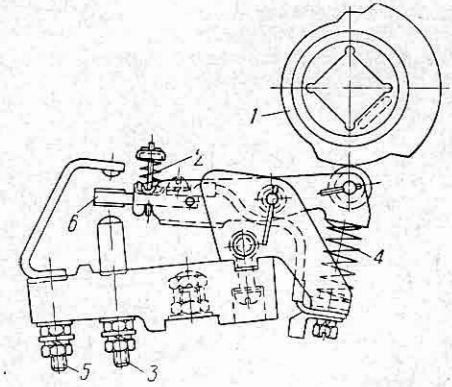
Фиг. 2865.

Фиг. 2865. Контактор, примененный в групповом контроллере. *а* — включенное положение; *б* — выключенное положение.

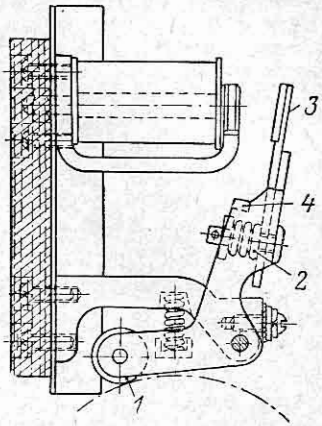


Фиг. 2866.

Фиг. 2866. Контактор контроллера, включаемый пружиной *1* и выключаемый кулачком.



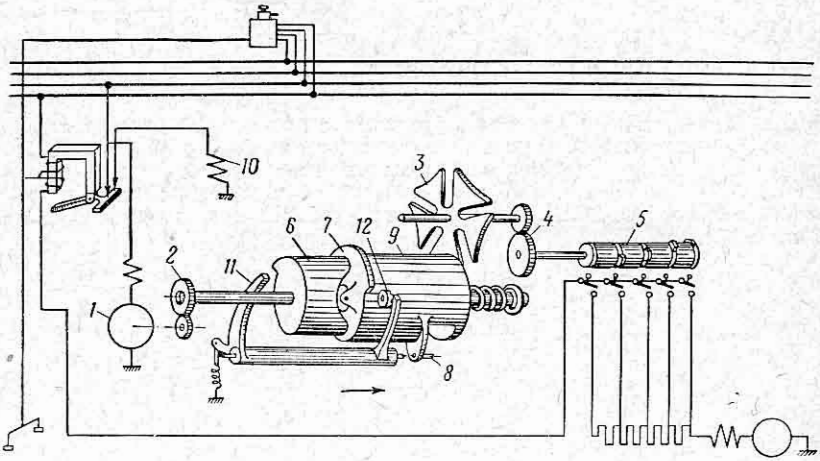
Фиг. 2867.



Фиг. 2868.

Фиг. 2867. Контактор командоаппарата переключающего типа трехпозиционный. Контакты *3* и *6* замыкаются действием пружины *4*. Контакты *5* и *6* замыкаются при качении ролика по профилю кулачка *1*, очерченному дугой наибольшего радиуса, при этом усилие нажатия регулируется пружиной *2*.

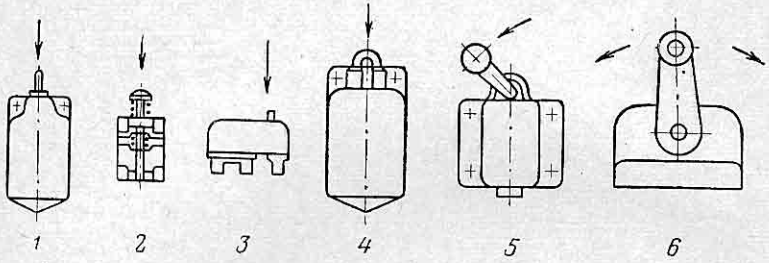
Фиг. 2868. Контактор контроллера магнитного типа с моментальным размыканием. Включение якоря *3* производится пружиной *2*. Достаточное нажатие обеспечивается электромагнитом, последовательно включенным в цепь контактора. При выключении действием кулачка на ролик *1* сначала деформируется пружина, затем упор *4* нажимает на якорь и быстро отрывает его от контактов.



Фиг. 2869.

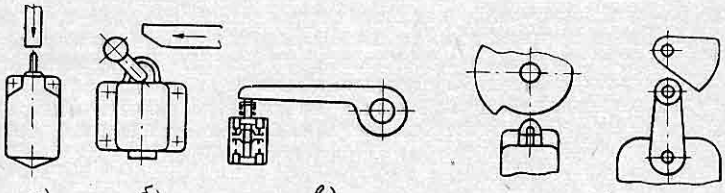
Фиг. 2869. Электрический привод контроллера. Барабан *9* соединяется скользящей шпонкой с валом колеса *2*, приводимым непрерывно вращающимся двигателем *1*. При возбуждении катушки *10* якорь на рычаге *11* притягивается

к ней и зубом удерживает свободно вращающийся на валу кулачок *6*. Дисковый кулачок *7* блокирует рычаг *11* до конца переключения контроллера. При неподвижном кулачке *6* и вращающемся барабане *9* ролик *12* смещает барабан *9* вдоль оси вала, палец *8* входит в паз мальтийского креста *3* и через пару зубчатых колес *4* поворачивает барабан *5* контроллера.



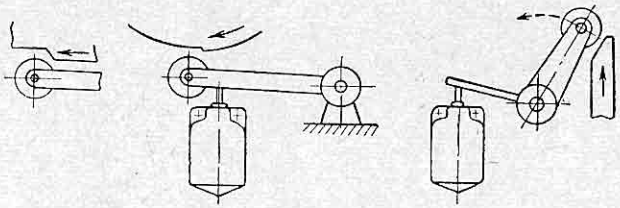
Фиг. 2870.

Фиг. 2870. Типы концевых (путевых) выключателей — прямоходовые со штифтом: *1* — в кожухе, *2* — открытый, *3* — микропереключатель; *4* — прямоходовой в кожухе с роликом; *5* — поворотный одностороннего действия; *6* — поворотный двустороннего действия.



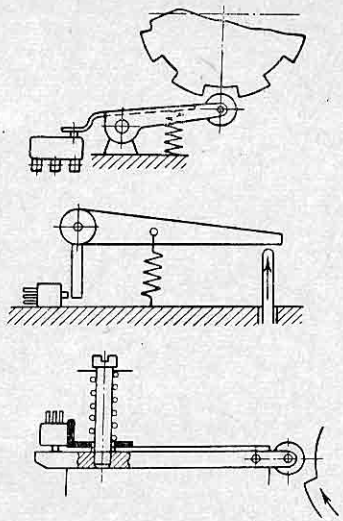
Фиг. 2871.

Фиг. 2871. Нажимные устройства концевых выключателей непосредственного действия: *а* — прямоходовые (концевые выключатели *1, 2* и *3* по фиг. 2870); *б* — скользящие для поперечного относительного перемещения (концевые выключатели *1, 4, 5* и *6* по фиг. 2870); *в* — поворотные с упором (концевые выключатели *1* и *2* по фиг. 2870); *г* — кулачковые (концевые выключатели *4, 5* и *6* по фиг. 2870).



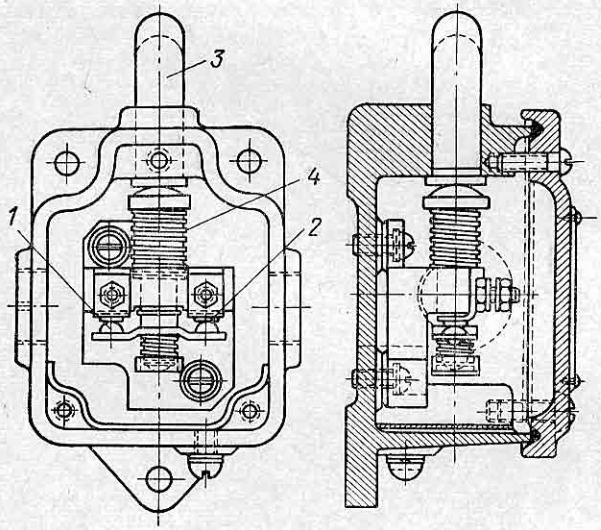
Фиг. 2872.

Фиг. 2872. Нажимные устройства со скользящим или кулачковым упором, воздействующим на конечный выключатель со штифтом.



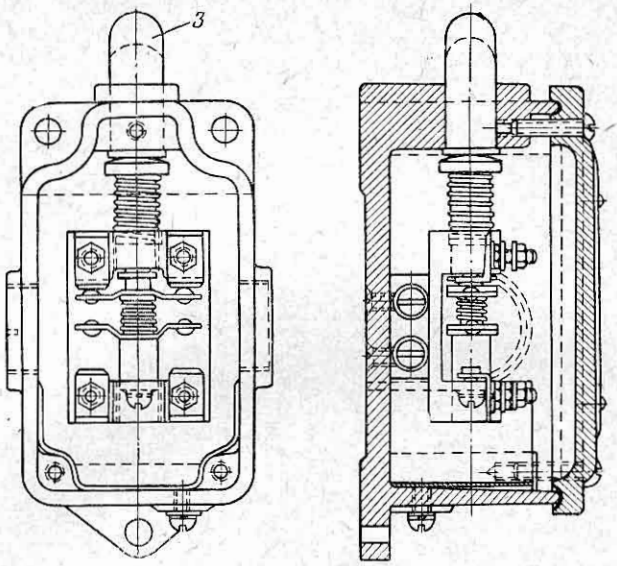
Фиг. 2873.

Фиг. 2873. Нажимные устройства для микропереключателей. Вследствие малого хода штифта микропереключателей неточность нажимного устройства компенсируется пружиной.



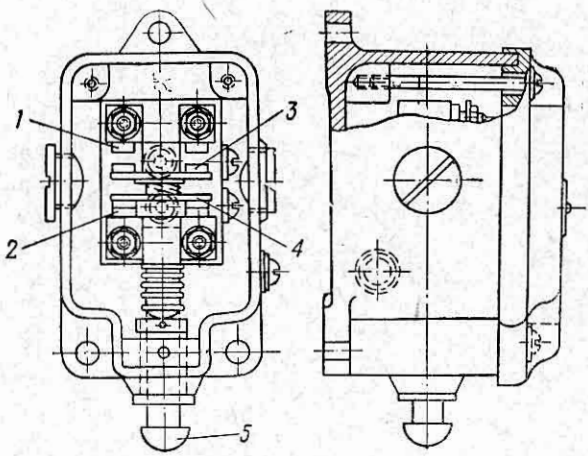
Фиг. 2874.

Фиг. 2874—2875. Концевой выключатель. Разрыв контактов *1—2* производится нажатием на стержень *3*; замыкание — пружиной *4*. Потребное усилие нажатия 250 *г*.



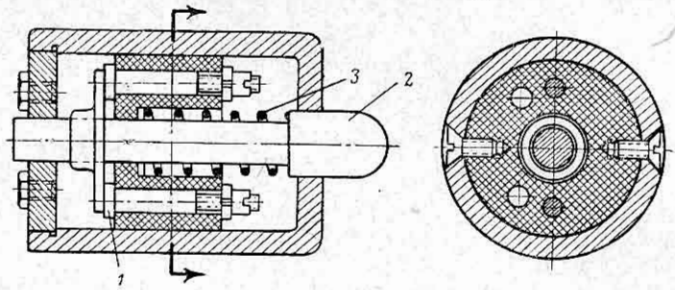
Фиг. 2875.

На фиг. 2875 показана конструкция выключателя, аналогичная фиг. 2874. При нажатии на стержень *3* одна пара контактов размыкается, другая замыкается.



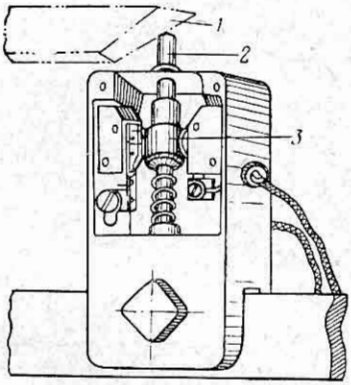
Фиг. 2876.

Фиг. 2876. Путевой переключатель. Пара Н.О. (нормально открытых) контактов *1* и пара Н.З. (нормально замкнутых) контактов *2* переключаются контактными пластинами *3* и *4* при нажатии на стержень *5*.



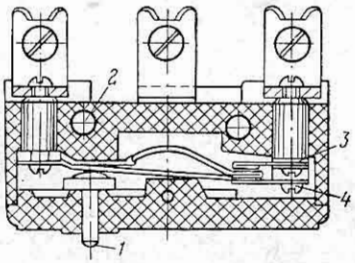
Фиг. 2877.

Фиг. 2877. Концевой выключатель. Размыкание контактов *1* производится нажатием на стержень *2*, замыкание — пружиной *3*.



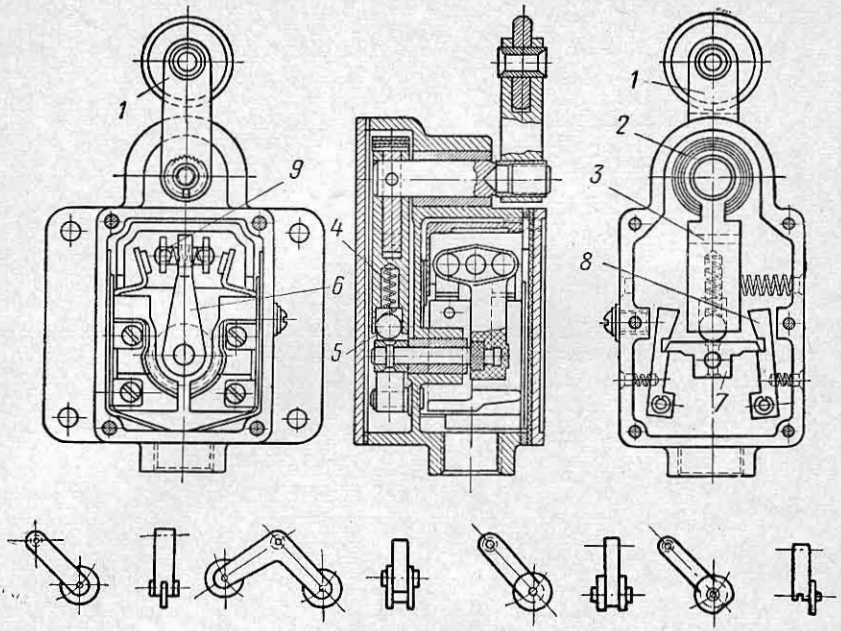
Фиг. 2878.

Фиг. 2878. Концевой выключатель. При нажатии упора *1* на стержень *2* размыкаются Н.З. контакты *3*. Замыкание контактов производится пружиной.



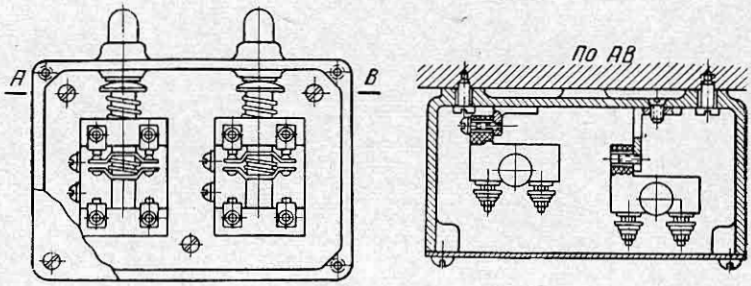
Фиг. 2879.

Фиг. 2879. Микропереключатель. При нажатии на кнопку *1* замыкается Н.О. контакт между клеммами *2* и *3* и размыкается Н.З. контакт между клеммами *2* и *4*. Время с момента размыкания Н.З. контакта до момента замыкания Н.О. контакта составляет 0,01÷0,02 сек.



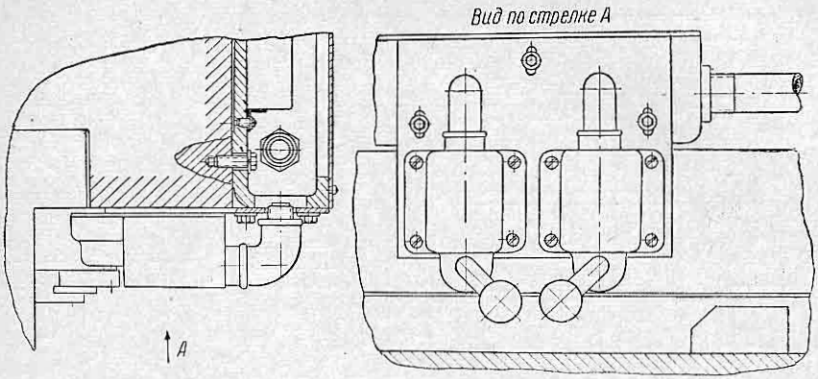
Фиг. 2880.

Фиг. 2880. Концевой выключатель мгновенного действия (путевой переключатель). При повороте рычага *1*, связанного пружиной *2* с поводком *3*, пружина *4* воздействует посредством шарика *5* на жестко соединенную с рычагом *6* планку *7*, которая, освобождаясь от собачки *8*, производит мгновенное переключение контактов *9*. Внизу показаны различные варианты исполнения рычага *1*, применяемые для путевого управления. Усилие нажатия около 8 *кг*.



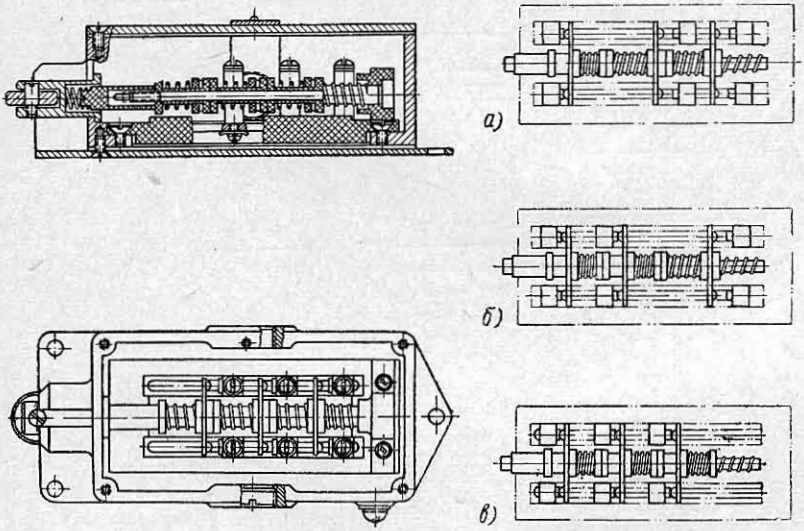
Фиг. 2881.

Фиг. 2881. Двухэлементный концевой выключатель, применяемый для программного управления автоматическими циклами и ограничения хода.



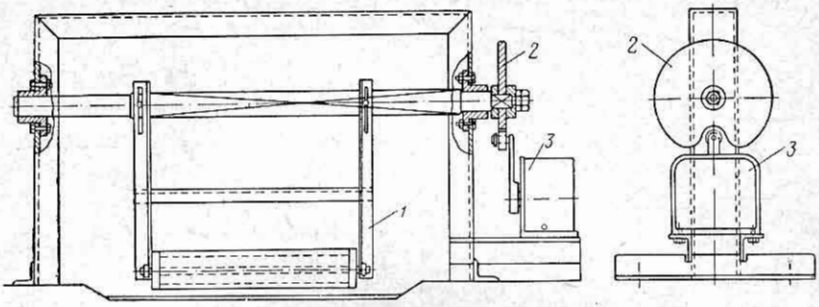
Фиг. 2882.

Фиг. 2882. Блок из двух концевых выключателей, применение которого облегчает общую сборку машины.



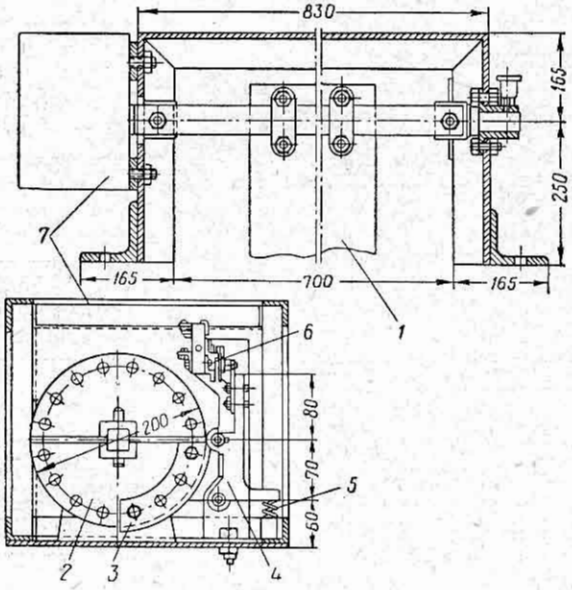
Фиг. 2883.

Фиг. 2883. Путевой переключатель. Варианты исполнения контактов показаны на эскизах: *а* — все контакты нормально замкнуты; *б* — два контакта нормально замкнуты и один нормально открыт; *в* — один контакт нормально замкнут и два нормально открыты. При наличии дополнительного нажимного устройства может быть использован как конечный выключатель.



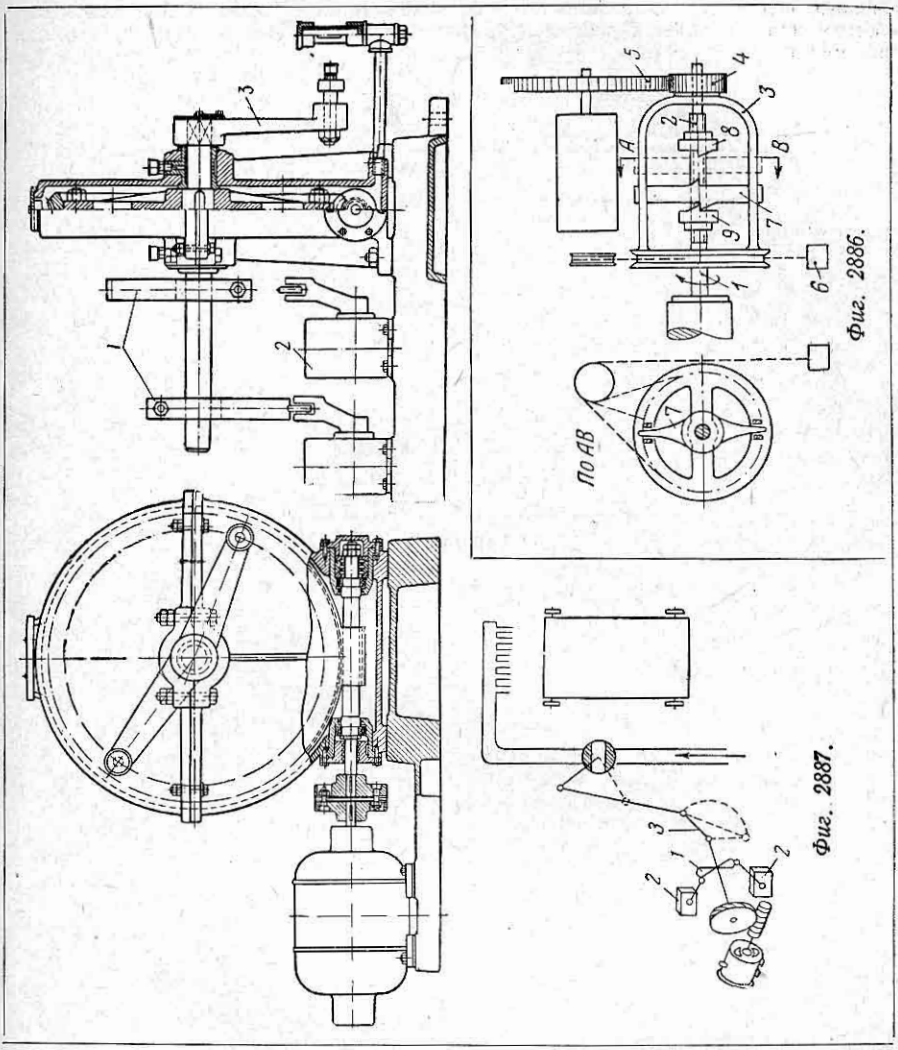
Фиг. 2884.

Фиг. 2884. Флажковый выключатель с командоаппаратом, применяемый в прокатном производстве. При ударе прокатываемой штуки о флажок *1* профилированный диск *2*, поворачиваясь, воздействует на ролик командоаппарата *3*.



Фиг. 2885.

Фиг. 2885. Флажковый выключатель. При повороте флажка *1* прокатываемой штукой повернется заклиненный на валу флажка диск *2*, несущий переставной сегмент *3*, который воздействует на ролик контактного рычага *4*. Рычаг размыкает контакт *6* выключателя *7*. Пружина *5* производит включение.



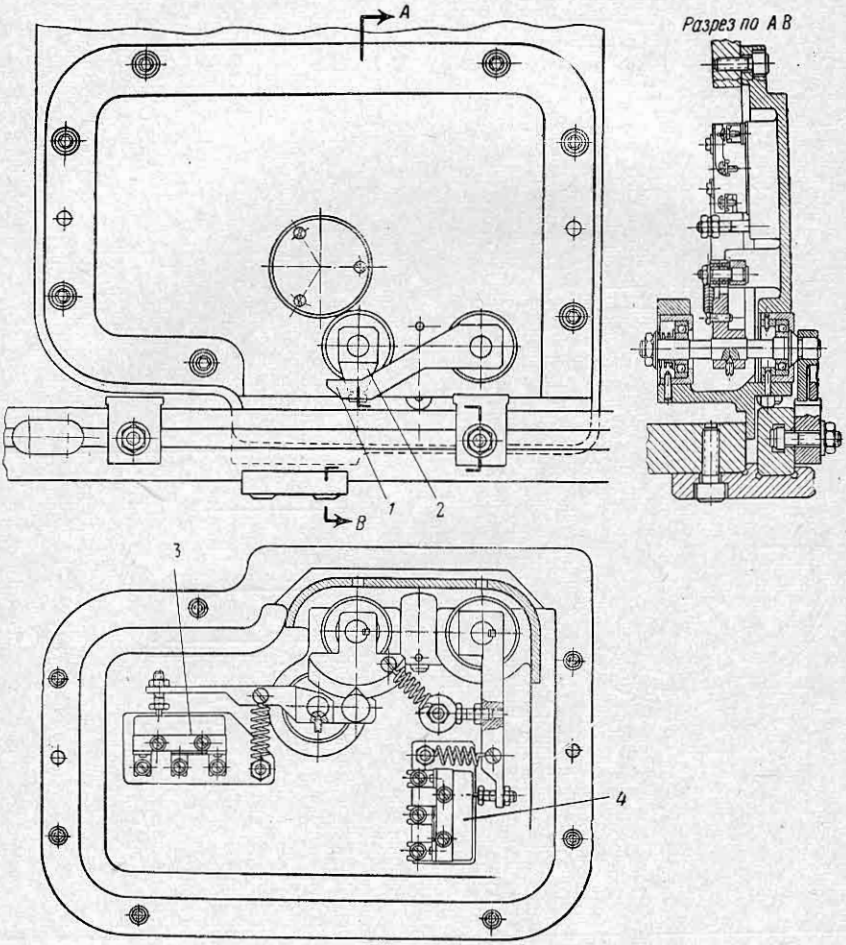
Фиг. 2886.

Фиг. 2887.

Фиг. 2886. Путевой выключатель скиповой лебедки. С валом *1* лебедки соединен винт *2*, на котором свободно вращается ярмо *3* и связанное с ним зубчатое колесо *4*, зацепляющееся с колесом *5* путевого выключателя. Ярмо *3* охватывает цепь, натягиваемую грузом *6*. При вращении вала лебедки и вместе с ним вала *1* по стрелке гайка *7* будет двигаться вдоль оси винта *2* до тех пор, пока выступ гайки *7* не упрется в выступ застопоренной на винте гайки *8*, что соответствует приближению скипа к криволинейному пути. При этом ярмо *3* повернется, выключив путевой выключатель посредством зубчатых колес *4* и *5*. При обратном движении ярмо поворачивается выступом гайки *9*.

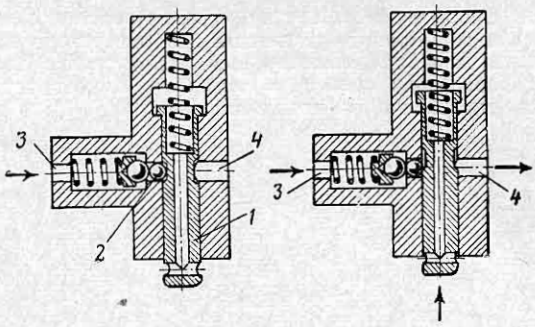
Фиг. 2887. Привод концевых выключателей, открывающих вентили для заливки воды в скип. Кулачки *1*, приводимые в движение от двигателя и чер-

вячного редуктора, воздействуют на конечные выключатели *2*. Кривошип *3* служит для управления вентилем. Внизу показана схема подачи воды в один из скипов.



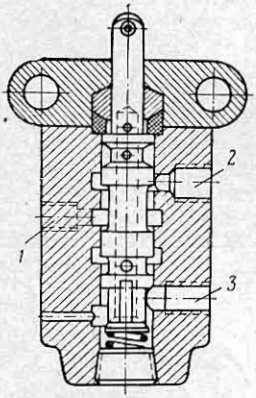
Фиг. 2888.

Фиг. 2888. Устройство путевых выключателей для точной остановки. Упор, воздействуя на рычаг *1*, прекращает нажатие на микропереключатель *4*, переключающий приводной механизм на пониженную скорость. Перемещаясь далее, упор воздействует на рычаг *2*, освобождая кнопку второго микропереключателя *3*, в результате чего наступает полная остановка. Размеры рычага *2* выбираются такими, чтобы при малом перемещении упора происходило быстрое прекращение нажатия на микропереключатель *3*.

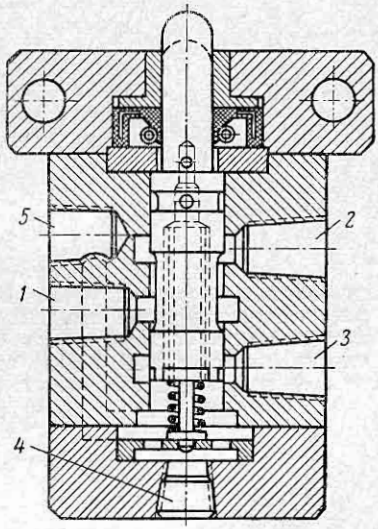


Фиг. 2889.

Фиг. 2889. Гидравлический концевой выключатель. При нажатии на плунжер *1* (эскиз слева) шарик *2* выдавливается из проточки и открывает проход жидкости из штуцера *3* к штуцеру *4*. На эскизе справа показано положение плунжера, при котором проход жидкости к штуцеру *4* отсечен.



Фиг. 2890.

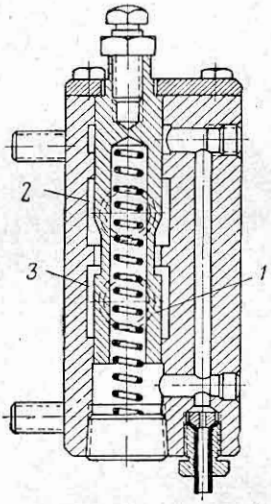


Фиг. 2891.

Фиг. 2890. Гидравлический путевой выключатель (переключатель). Жидкость подводится от напорной линии к отверстию *1*, а через отверстие *2* отводится в цилиндр или к золотниковому распределителю с гидравлическим управлением. Отверстие *3* соединяется со сливной линией. Внутренняя полость золотника, перемещаемого действием упоров на ведомом звене, соединяется радиальными отверстиями с камерами корпуса для отвода жидкости в сливную линию. При опускании золотника напорная линия, подключенная к отверстию *1*, отсекается, а отверстие *2* соединяется со сливной линией.

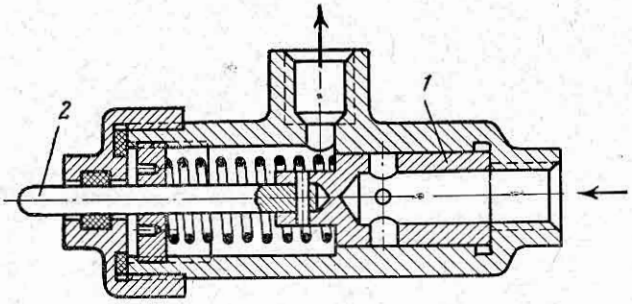
Фиг. 2891. Четырехходовой путевой переключатель, используемый в качестве реверсивного датчика давления. Для положения золотника, приведенного на фигуре, жидкость от насоса через отверстия *1* и *2* попадает в одну камеру золотникового распределителя с гидравлическим управлением, а из другой

камеры жидкость сливается в резервуар через отверстия *3* и *4* или *5*. При осевом перемещении золотника в результате действия упора на ведомом звене направление потока жидкости реверсируется. Если расход жидкости невелик, то при наличии блокировки золотника жидкость может использоваться для непосредственного управления работой цилиндра.



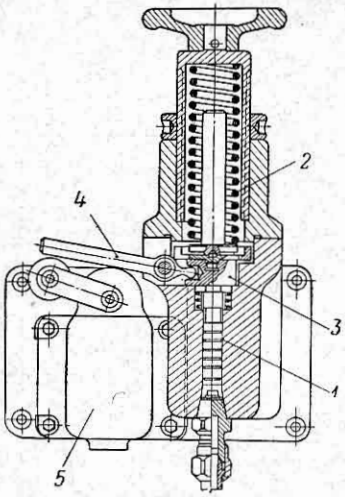
Фиг. 2892.

Фиг. 2892. Гидравлический концевой выключатель, применяемый при реверсировании больших масс, движущихся со значительными скоростями. Во избежание гидравлического удара при мгновенной отсечке потока жидкости при перемещении золотника *1* вниз, золотник снабжен переходной профилированной частью пояска, позволяющей перед отсечкой дросселировать жидкость при перетекании ее из полости *2* в полость *3*.

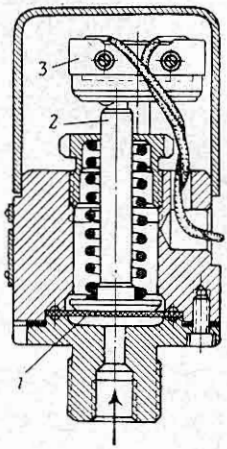


Фиг. 2893.

Фиг. 2893. Реле давления гидравлическое. При достижении заданного значения давления на поршень *1* жидкость сжимает предварительно затянутую пружину и через стержень *2* действует на концевой выключатель.



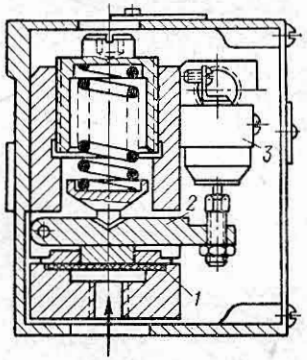
Фиг. 2894.



Фиг. 2895.

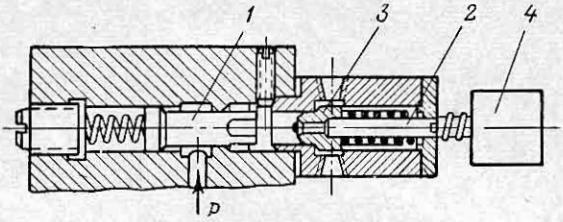
Фиг. 2894. Реле давления гидроэлектрическое. Плунжер *1*, на который с одной стороны действует давление жидкости, а с другой — сила упругости предварительно сжатой пружины *2*, воздействует на поршень *3* и, следовательно, на рычаг *4*, включающий конечный выключатель *5*.

Фиг. 2895. Реле давления гидравлическое. При повышении давления жидкости в магистрали гидравлического механизма сверх установленного мембрана *1*, действуя на шток *2*, включает микропереключатель *3* (см. фиг. 2879). Величина давления устанавливается предварительной затяжкой пружины.



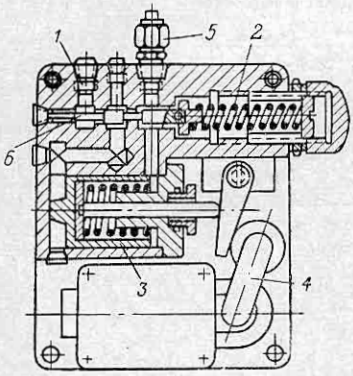
Фиг. 2896.

Фиг. 2896. Реле давления гидроэлектрическое. Давлением жидкости на мембрану *1* (при достижении давления установленного уровня) рычаг *2* поворачивается и включает микропереключатель *3*. Нечувствительность реле не превышает 3 *кг/см²*, при рабочем давлении до 64 *кг/см²*.

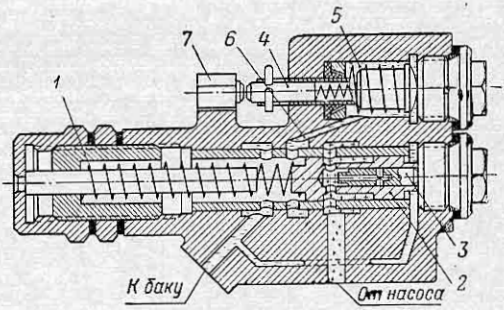


Фиг. 2897.

Фиг. 2897. Реле давления гидроэлектрическое, представляющее собой комбинацию клапана предохранения системы с реле давления. При достижении установленного предохранительным клапаном давления клапан *1* смещается влево и открывает доступ жидкости в камеру под клапаном *3*. Клапан быстро сжимает пружину *2* и включает концевой выключатель *4*. Это реле работает более четко, чем реле давления по фиг. 2894—2896.



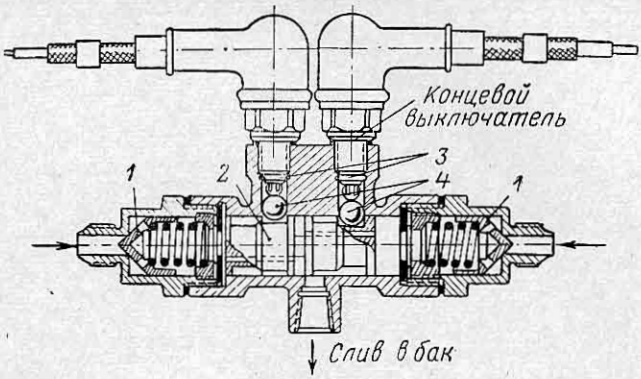
Фиг. 2898.



Фиг. 2899.

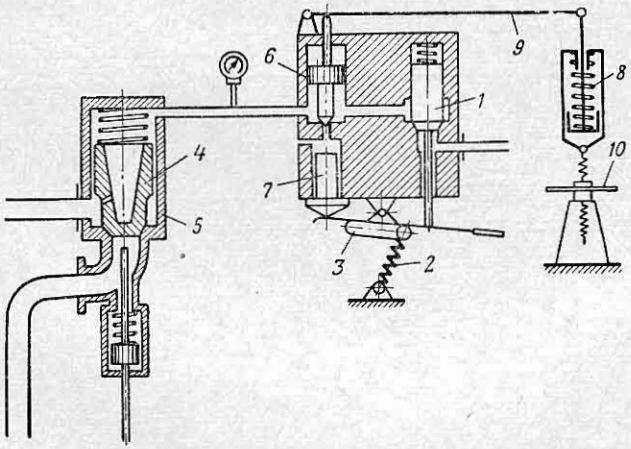
Фиг. 2898. Реле давления гидроэлектрическое. Импульсное давление по дается через отверстие *1*. В случае достижения установленного давления пружина *2* сжимается и плунжер *6* открывает доступ жидкости под поршень *3*. Поршень быстро перемещается вправо, включая концевой выключатель *4*. Отвод жидкости производится через отверстие *5*.

Фиг. 2899. Реле давления гидроэлектрическое. Если дифференциальный поршень *2*, прижатый пружиной *1*, сместится влево настолько, что его проточка установится против подводящего жидкость в камеру *5* канала *6*, то плунжер *3* также переместится под давлением жидкости влево и толкателем *4* включит концевой выключатель *7*. Реле настраивается на заданное давление сжатием пружины *1*.



Фиг. 2900.

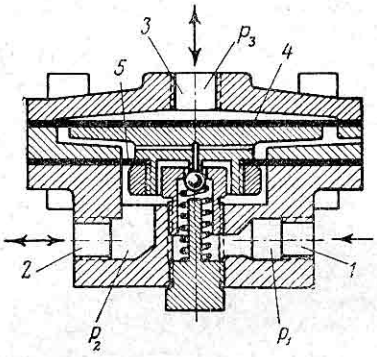
Фиг. 2900. Сдвоенное гидравлическое реле давления. Давление из разных полостей цилиндра в камеры реле давления подается через обратные клапаны *1*. При смещении плунжера *2* вправо или влево один из шариков *4* поднимается, а другой опускается. Два концевых выключателя *3* срабатывают в противоположных направлениях. Может быть использовано как дифференциальное реле давления.



Фиг. 2901.

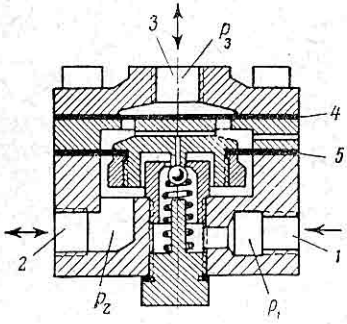
Фиг. 2901. Реле давления, разгружающее гидросистему. Поршень *4* разгрузочного клапана *5* прижимается к седлу тем сильнее, чем больше давление. Когда давление достигает значения, устанавливаемого сжатием пружины *8* при помощи маховика *10*, поршень *6* поднимает рычаг *9*. Жидкость, действуя на плунжер *7*, поворачивает рычаг *3*, фиксируемый пружиной *2* с роликом в пазу, который поднимает клапан *1* вверх. Жидкость сбрасывается в канализацию и давление над поршнем *4*, вследствие дросселирующего действия отверстия малого диаметра, падает. Поршень *4* открывает отверстие большого диаметра, и жидкость из цилиндра быстро сбрасывается в канализацию.

РЕЛЕ ДАВЛЕНИЯ, ВРЕМЕНИ, СКОРОСТИ И ДРУГИЕ

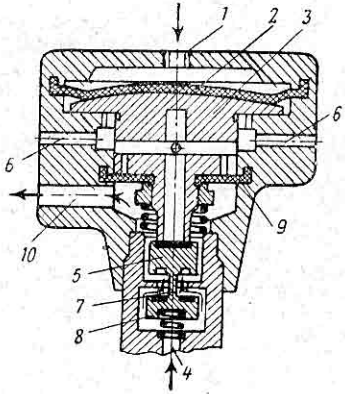


Фиг. 2902.

Фиг. 2902—2903. Пневматическое реле давления. Воздух под давлением p_1 и p_3 (фиг. 2902) подается через штуцеры *1* и *3*. При определенной величине давления p_3 диафрагма *4* прогнется и воздух через штуцер *2* попадет к агрегату. Давление p_2, достигнув некоторого значения, действуя на диафрагму *5*, закроет шариковый клапан. Отношения давлений p_3 и p_2 обратно пропорциональны эффективным площадям диафрагм *5* и *4*.



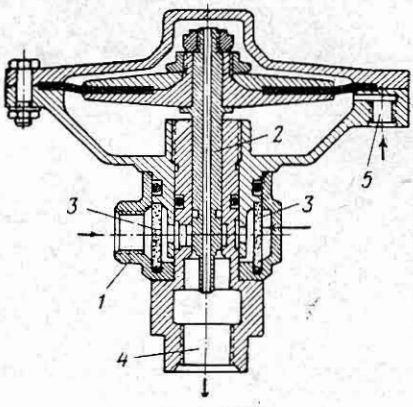
Фиг. 2903.



Фиг. 2904.

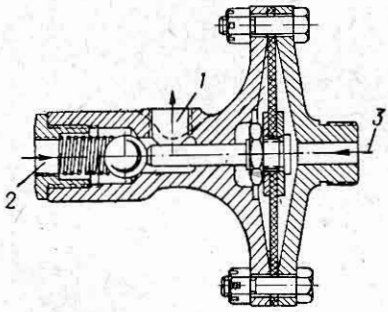
На фиг. 2903 показана аналогичная фиг. 2902 конструкция реле давления, для которого $p_3 > p_2$.

Фиг. 2904. Схема работы реле давления. При подаче давления через штуцер *1* диафрагма *2* с поршнем *3* опустятся, при этом поршень упирается в уплотнительную шайбу клапана *5*, изолируя от каналов *6* штуцер *4*, соединенный с источником сжатого воздуха. Дальнейшее перемещение поршня *3* и клапана *5* вниз откроет доступ воздуху из штуцера *4* через штуцер *10* к управляемому агрегату (например, тормозу). Когда силы, действующие на диафрагмы *2* и *9* уравновесятся, то клапан *8* (с прокладкой *7*) закроет доступ воздуху к штуцеру *10*. При сбросе давления воздуха, подаваемого через штуцер *1*, поршень *3*, поднимаясь, откроет ход воздуху из управляемого агрегата в атмосферу.

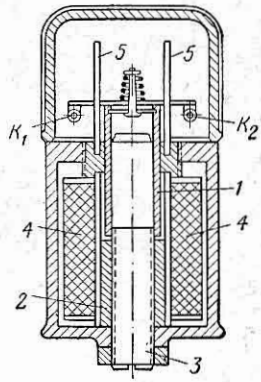


Фиг. 2905.

Фиг. 2905. Пневматическое реле, используемое для редуцирования высокого давления. При подаче воздуха высокого давления через штуцер *1* поршень *2*, поднимаясь вверх, дросселирует воздух, проходящий через фильтры *3* к штуцеру *4*. Степень понижения давления зависит от величины давления, задаваемого через штуцер *5*. Зависимость между давлением у штуцера *4* и подводимым к штуцеру *5* определяется из условия равновесия поршня *2*.



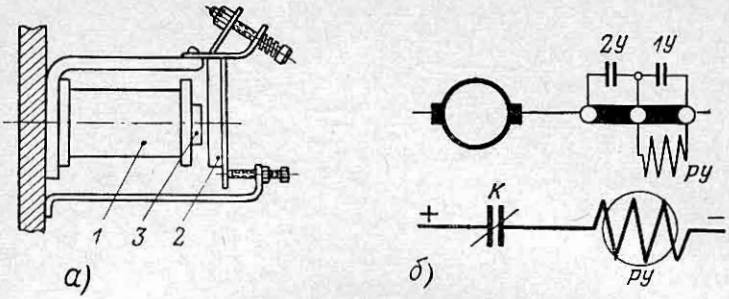
Фиг. 2906.



Фиг. 2907.

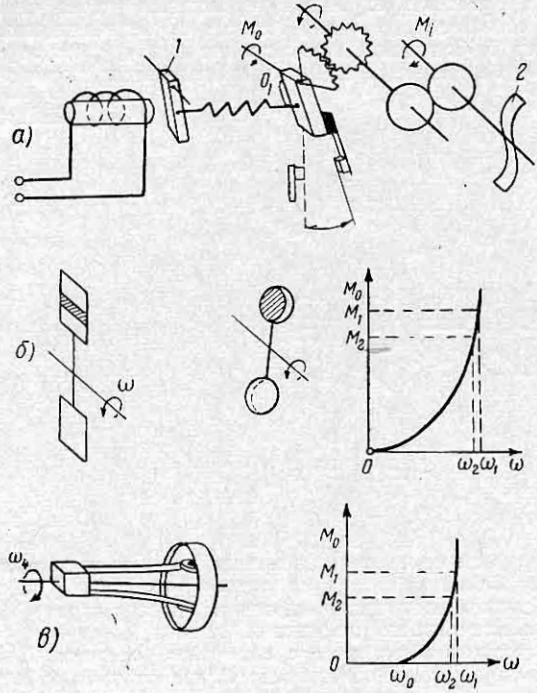
Фиг. 2906. Пневматическое реле давления. Воздух из магистрали, подключенной к штуцеру *2*, подводится к штуцеру *1*, связанному с исполнительным механизмом при подаче командного давления через штуцер *3*, действующего на мембрану и выключающего шариковый клапан.

Фиг. 2907. Электромагнитное реле с выдержкой времени. Алюминиевый стакан *1*, опирающийся на стальной цилиндр *2*, навернутый на винт *3*, представляет собой вторичную обмотку короткозамкнутого трансформатора. При изменении тока, пропускаемого через катушку *4* реле, вследствие взаимодействия между током, протекающим по стакану, и магнитным потоком катушки, стакан *1* выталкивается по направляющим *5* вверх, размыкая контакты K_1 и K_2. Продолжительность размыкания контактов регулируется силой питающего тока.



Фиг. 2908.

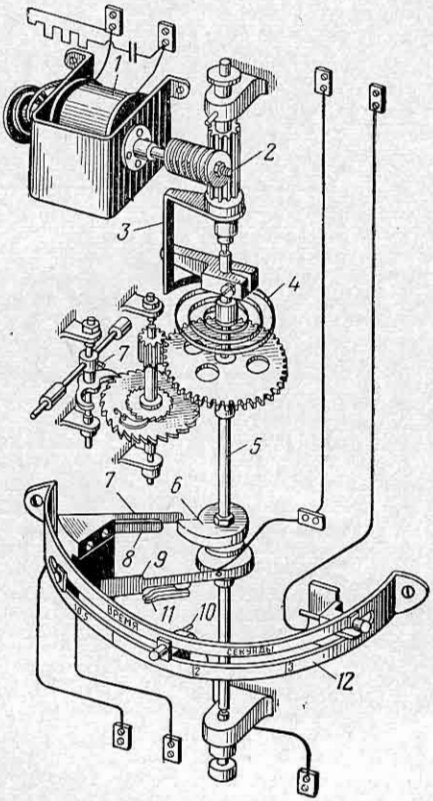
Фиг. 2908. Электромагнитное реле времени. При замыкании цепи катушки *1* якорь *2* притягивается сердечником *3*. Реле включаются с демпфером, представляющим собой короткозамкнутую катушку или медное кольцо, или без демпфера. При включении реле без демпфера (схема *а*) контакты реле шунтируются, вследствие чего реле постепенно теряет свой магнитный поток. Включение реле с демпфером показано на схеме *б*. Здесь *1У* и *2У* — контакторы; *РУ* — реле; *К* — контакты, отключающие реле от сети постоянного тока.



Фиг. 2909.

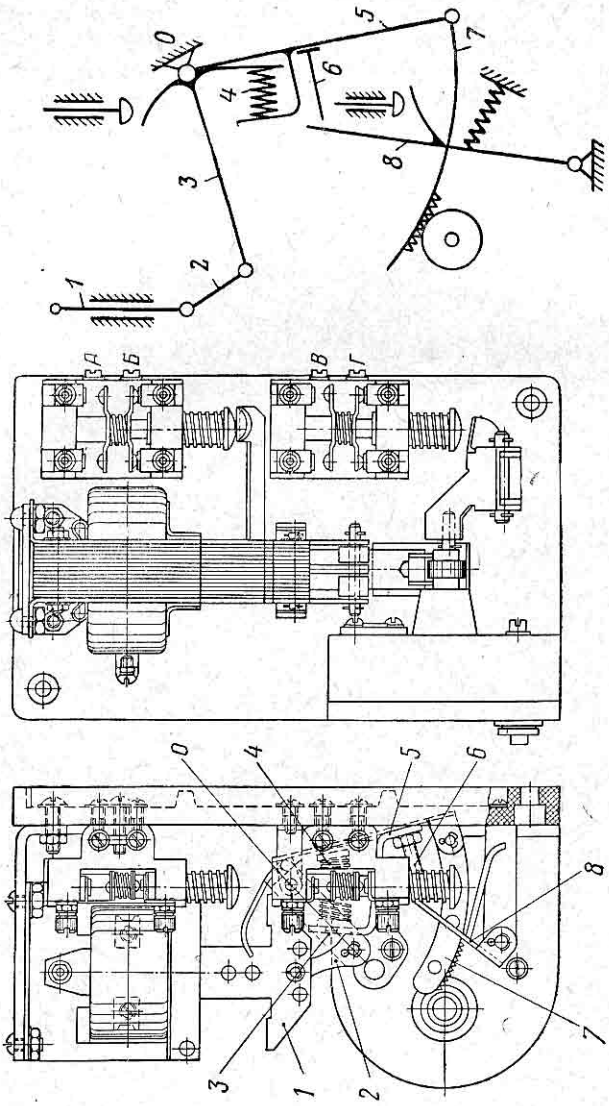
Фиг. 2909. Элементы механического торможения реле. Сопротивление перемещению якоря *1* (эскиз *а*) создается крыльчаткой *2* и значительным, приве-

денным к оси O_1, моментом инерции массы. На эскизе *б* показана крыльчатка с плоскими крыльями и полыми полусферами. На эскизе *в* показан тормозной барабанчик и кривая момента, вращающего вал с грузами на пружинах, в функции угловой скорости тормозного барабанчика.



Фиг. 2910.

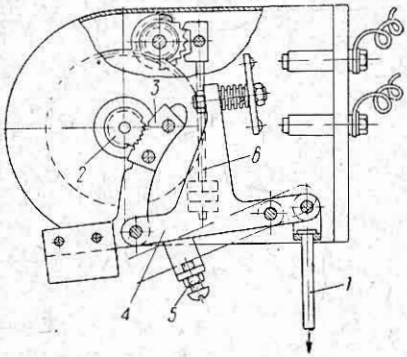
Фиг. 2910. Электромагнитное реле времени. При включении электромагнита *1* перемещение сердечника вызывает поворот зубчатого колеса *2* с поводком *3*, который заводит пружину *4* часового механизма. Действием силы упругости пружины начинает вращаться ось *5*, несущая кулачок *6* для замыкания мгновенного контакта *7—8*, и подвижной контактный мостик *9*, замыкающий переставливаемый по шкале контакт *10*, который замыкает контакты *11*. Выдержка времени зависит от положения переставного контакта на шкале *12*.



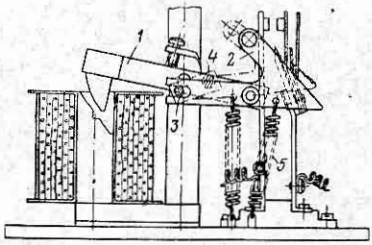
Фиг. 2911.

Фиг. 2911. Маятниковое реле с соленоидным приводом. При включении электромагнита *1*, якорь, втягиваясь в катушку, посредством серьги *2* повернет коромысло *3*, снабженное крючком, и замкнет Н.О. и Н.З. контакты *А—Б* без выдержки времени. Одновременно под действием сжатой пружины *4* начнет вращаться вокруг оси *О* коромысло *5*, шарнирно связанное с дугообразной рейкой *7*, которая зацепляется с колесом часового механизма. Через некоторый момент времени коромысло *5* войдет в соприкосновение с регулировочным

болтом *6*, а затем с угловым рычагом *8* и замкнет Н.О. контакты и разомкнет Н.З. контакты *В—Г*. Выключение контактов произойдет через некоторый отрезок времени, зависящий от настройки часового механизма. Выдержка времени — от 2 до 10 сек. Справа показана кинематическая схема реле.



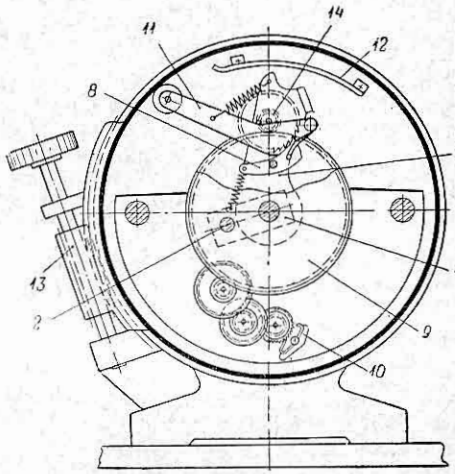
Фиг. 2912.



Фиг. 2913.

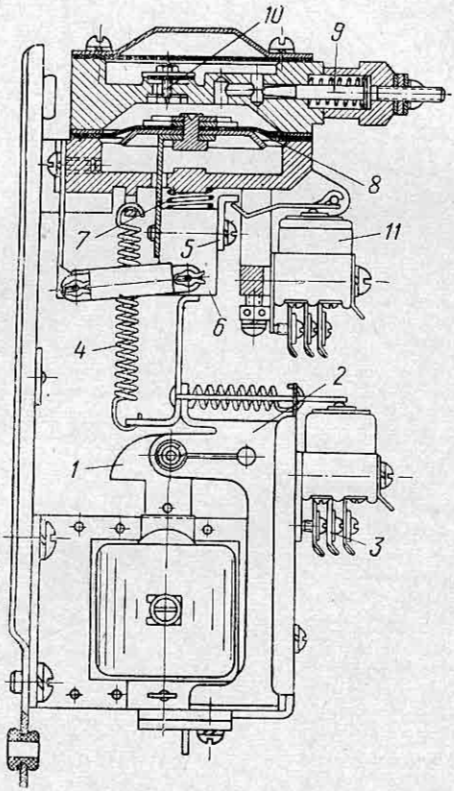
Фиг. 2912. Маятниковое механическое реле времени. При перемещении вниз связанной с якорем электромагнита тяги *1* заводится часовой механизм через храповое колесо *2*. При выходе из зацепления зубчатого сектора *3* рычаг *4* быстро поворачивается, воздействуя на контакторную систему с одной парой контактов. Грубое регулирование времени срабатывания реле производится винтом *5*, точное — изменением длины маятника *6*.

Фиг. 2913—2914. Электромеханическое реле времени. При повороте якоря *1* электромагнита вокруг неподвижной оси на стойке (фиг. 2913) ось вращения рычага *2* поднимается, а рычаг *2* поворачивается против часовой стрелки вследствие того, что палец *3* рычага *4* вращения часового механизма в начальный момент неподвижен. Под действием силы упругости растянутой пружины *5* рычаг *2*, а следовательно, и рычаг *4* начинают вращаться по часовой стрелке. На общей оси с рычагом *4* посажено коромысло *6* (фиг. 2914), на котором смонтирован храповой механизм выключения часового механизма. Храповое колесо *7* в процессе работы часового механизма удерживается собачкой *8*, поэтому зубчатое колесо *9* вращается вместе с коромыслом *6*, причем угловая скорость вращения его определяется периодом колебаний анкера *10*. При некотором положении коромысла *6* ролик выключающего рычага *11* соприкасается с выключающей дугой *12*. В результате поворота рычага *11* собачка *8* выводится из зацепления с храповым колесом *7* и коромысло *6* быстро перемещается в свое крайнее положение, а рычаг *2* включает контактную группу реле. Зубчатое колесо *14*, связанное с



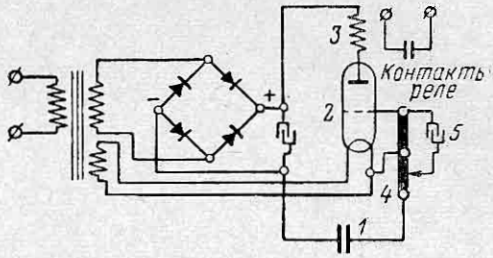
Фиг. 2914.

храповым колесом *7*, свободно обкатывается по колесу *9* часового механизма. Устанавливая при помощи червяка *13* диск с выключающей дугой в различные положения, можно варьировать промежутком времени срабатывания реле между моментом подачи импульса и моментом замыкания контактов реле. Реле этого типа дает возможность осуществлять задержку подачи импульса до 5 сек.



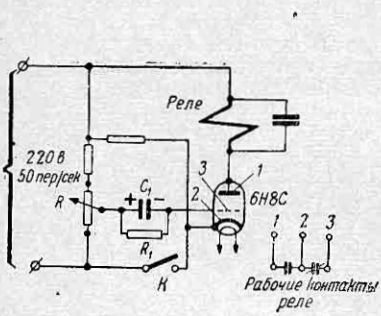
Фиг. 2915.

Фиг. 2915. Пневматическое реле времени. При включении катушки электромагнита якорь *1* сообщает перемещение траверсе *2*, включающей контактную группу *3* мгновенного действия и натягивающей возвратную пружину *4*. Упор *5* освобождает стаканчик *6*, находящийся под действием силы упругости сжатой пружины *7*, связанной с мембраной *8*. В верхнюю полость мембранной коробки воздух может пройти только через дроссель, проходное сечение которого может быть изменено при помощи иглы *9*. Таким образом скорость перемещения мембраны вниз зависит от регулирования дросселя. Пройдя некоторое постоянное расстояние, упор стаканчика *6* включит командную контактную группу *11*. При обесточивании катушки соленоида упор *5* возвращает мембрану в верхнее положение. Воздух из верхней камеры в этом случае свободно выходит через обратный клапан *10*. Регулирование интервала времени срабатывания реле — от 0,4 до 180 сек.

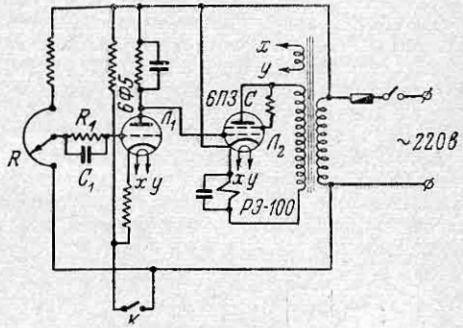


Фиг. 2916.

Фиг. 2916. Электронное реле времени. При замыкании контакта *1* отрицательный потенциал на сетке задержит нарастание тока лампы и катушки *3* реле. В анодной цепи лампы *2* вследствие разряда конденсатора ток в катушке *3* реле начнет возрастать, а вместе с ним начнет увеличиваться падение напряжения на потенциометре *4*, включенном в цепь сетки лампы. Выдержка времени, зависящая от сопротивления потенциометра *4* и емкости *5*, включенных в цепь сетки, регулируется потенциометром *4*. Схема допускает регулирование времени срабатывания реле от 0,05 сек. до 180 сек.



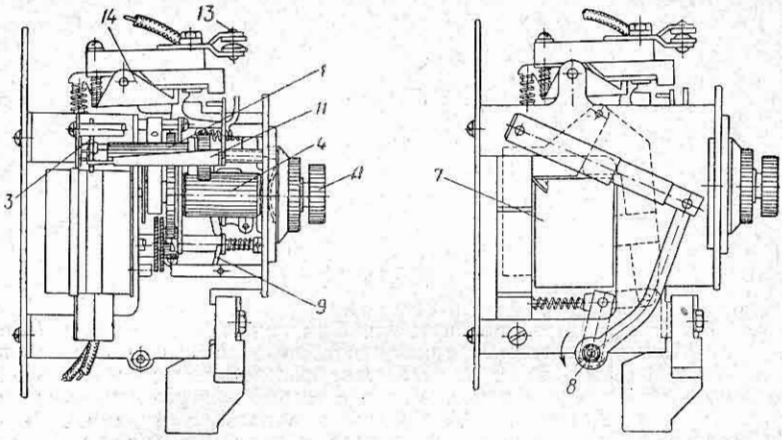
Фиг. 2917.



Фиг. 2918.

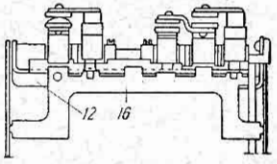
Фиг. 2917. Электронное реле времени ЭРВ-99. При замыкании контакта *К* анод *1* и катод *2* лампы включаются в сеть, а управляющая сетка *3* лампы — на напряжение, падающее на сеточном сопротивлении R_1, и на напряжение заряда конденсатора. Вначале $U_{C_1} > U_{R_1}$ и сетка заряжена отрицательно по отношению к катоду. По истечении некоторого отрезка времени, когда конденсатор разрядится, отрицательный потенциал сетки уменьшится, вследствие чего ток в анодной цепи возрастет до величины, необходимой для срабатывания реле. Потенциал заряда конденсатора, а следовательно, время срабатывания реле регулируются потенциометром *R*. Минимальная выдержка времени, даваемая реле, составляет около 2 сек.

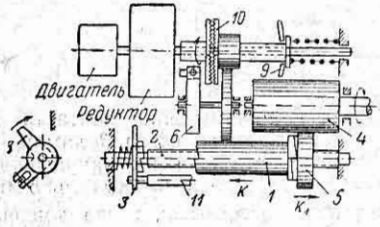
Фиг. 2918. Электронное реле времени ЭРВ-60. При замыкании контакта *К* ток в анодной цепи лампы $Л_1$ и отрицательный потенциал сетки лампы $Л_2$ по отношению к катоду возрастают, благодаря увеличению падения напряжения на сопротивление R_1. Когда отрицательный потенциал сетки лампы $Л_2$ достигнет величины, при которой анодный ток лампы станет недостаточным для удержания ранее замкнутых контактов реле, контакты разомкнутся. Мощность этого реле в четыре раза выше мощности реле по фиг. 2917.



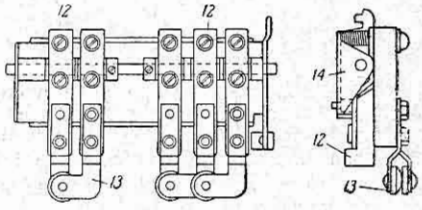
Фиг. 2919.

Фиг. 2919. Моторное реле времени. Реле служит для включения или выключения производственной нагрузки по истечении заданного промежутка времени. Всего для данного типа реле возможны 22 варианта настройки. Реле состоит из механизма отсчета заданного интервала времени (фиг. 2920) и контакторной группы (фиг. 2921). Зубчатое колесо *1* с внутренней винтовой нарезкой механизма отсчета времени (фиг. 2920) может занимать различные исходные положения на неподвижном винте *2*, что достигается соответствующей установкой зубчатого колеса *5*, навинчивающегося на винт при вращении зубчатого колеса *4* с помощью рукоятки *A* настройки (фиг. 2919), фиксируемой зажимом.



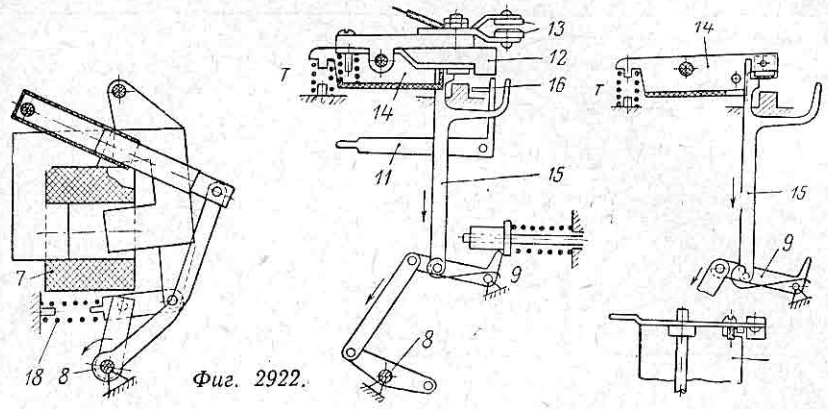


Фиг. 2920.



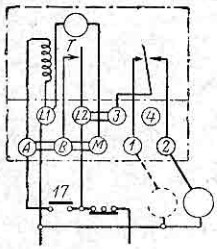
Фиг. 2921.

При включении катушки *7* контактора (фиг. 2919 и 2922) поворачивается валик *8* по стрелке и палец *9* рычага включения (фиг. 2919, 2920 и 2922) освобождает муфту включения *10* (фиг. 2920). Одновременно с этим включается двигатель реле. Колесо *1* при вращении перемещается вдоль оси винта *2* по стрелке *K*; одновременно с этим закручивается возвратная пружина *6*. В левом крайнем положении колеса *1* зубьями на его торце поворачивается угловой рычаг *3* и рычаг *11*, приводящий в действие контакторную группу. Группа эта состоит (фиг. 2921 и 2922) из пяти клавишей *12* из диэлектрика, свободно вращающихся на валу с контактами *13*. На этой же оси вращается полка *14*, отжимаемая пружиной. Под действием индивидуальных пружин каждая из

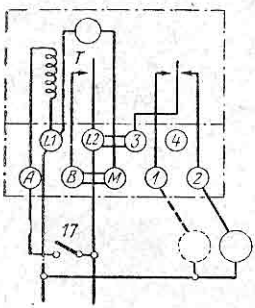


Фиг. 2922.

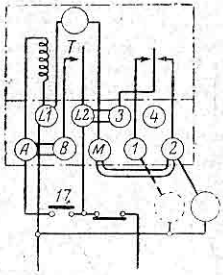
клавишей прижимается к борту полки. При включении контактора упор *15* опускается вниз и, повернувшись, упирается в неподвижный упор, а выступы некоторых клавишей упираются в различно расположенные выступы планки *16* рычага *11*.



Фиг. 2923.



Фиг. 2924.

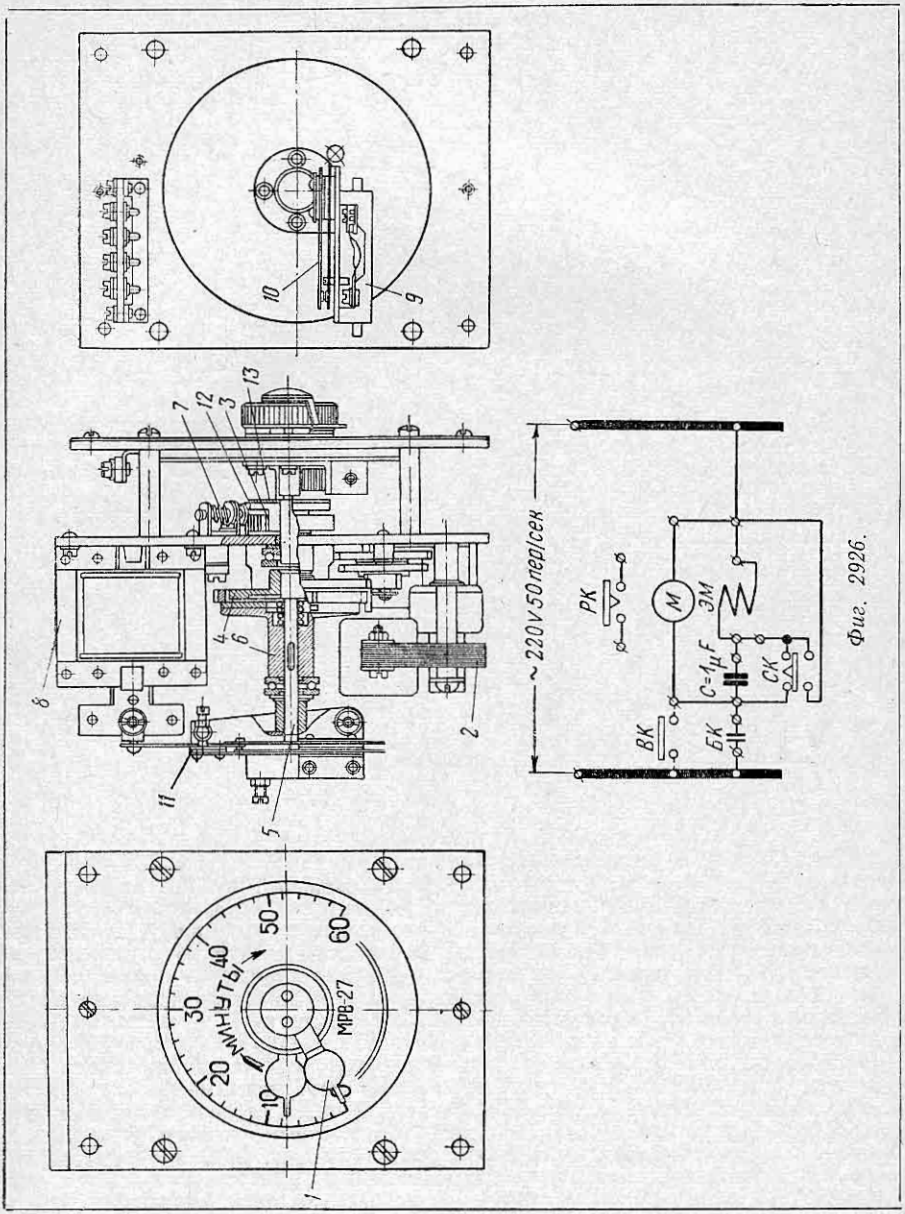


Фиг. 2925.

Фиг. 2923. Схема включения контактов реле времени по фиг. 2919 для переключения исполнительных механизмов через заданный промежуток времени. Реле позволяет выключать производственную нагрузку через заданный промежуток времени. Включением кнопки *17* возбуждается катушка *7* контактора, в результате чего упор *15* опускается и о выступы планки *16* рычага *11* замыкаются блок-контакты *T* и контакты *3—2*, а контакты *3—1* размыкаются (фиг. 2921 и 2922). Включены двигатель реле и двигатель исполнительного механизма; сжаты пружины клавишей нижнего контакта *T* и контакта *3*. При повороте рычага *11* выступы на планке *16* освобождают клавиши и контакторная группа приходит в исходное положение. Катушка *7* контактора обесточена, поэтому упор *15* действием пружины *18* контактора поднимает полку вместе с клавишами, а колесо *1* действием возвратной пружины возвращается в правое крайнее положение, ограничиваемое установочным колесом *5*.

Фиг. 2924. Схема включения реле времени по фиг. 2919 для одновременного включения двух исполнительных механизмов. После исполнения цикла рубильник *17* должен быть выключен, чтобы блок-контакты вернулись в исходное положение.

Фиг. 2925. Схема включения реле времени по фиг. 2924 в систему управления для выключения исполнительного механизма через заданный интервал времени.



Фиг. 2926.

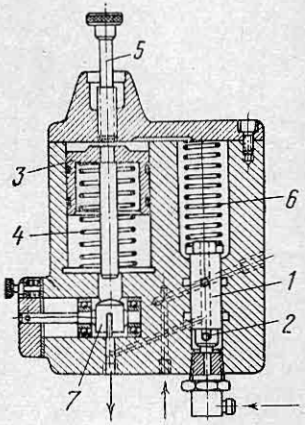
Фиг. 2926. Моторное реле времени МРВ-27. Реле времени предназначено для замыкания командного контакта реле через заданный промежуток времени. Синхронный двигатель *2* через зубчатые колеса сообщает вращение зубчатому

колесу полумуфты *4*, свободно сидящей на валу *5*. При включении электромагнита *8* фрикционный диск на втулке муфты *6* прижимается к диску полумуфты *4* и вал *5* с поводком *12* и стрелкой *1* начинает вращаться. Рабочие контакты *10* реле укреплены на поворачивающемся задатчике с рукояткой, выведенной на панель.

Поворотом рукоятки контакты устанавливаются в положение, соответствующее заданной выдержке времени, в которое должен придти поводок *12* с упором *13* в момент замыкания командных контактов *10* и размыкания контактов *9* цепи электромагнита. При обесточенном электромагните диски полумуфт *6* и *4* расцепляются, блок-контакты *11* размыкаются и действием ранее закрученной пружины *3* вал *5* быстро возвращается в исходное положение, определяемое пружинным упором *7*. Реле подготовлено к новому циклу работы.

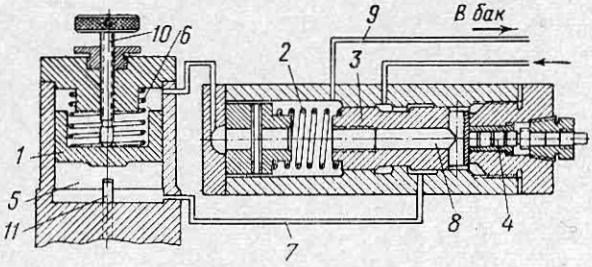
Реле изготовляется со шкалами 0—30 мин., 0—60 мин. и 0—120 мин. Минимальная выдержка времени соответственно равна 1, 2 и 4 мин.

Внизу показана принципиальная электрическая схема моторного реле времени.



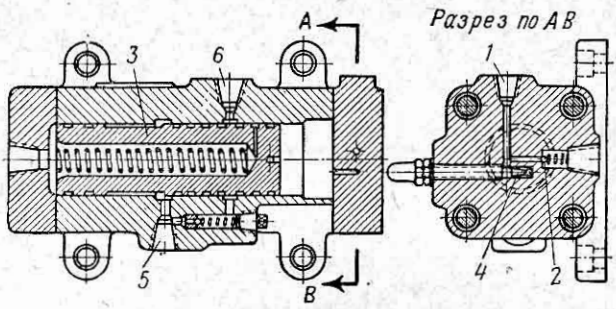
Фиг. 2927.

Фиг. 2927. Реле времени гидравлическое объемное. Под действием импульсного давления плунжер *1* отжимается вверх и открывает выход маслу из камеры поршня *3* через отверстие *2*. Действием давления пружины *4* масло выжимается из камеры и поршень занимает положение, ограничиваемое винтом *5*. При снятии давления плунжер *1* действием пружины *6* опускается (занимает положение, показанное на фигуре) и открывает доступ маслу от насоса в камеру поршня *3*. Поршень опускается вниз и действием стержня поворачивает упор *7*. Время заполнения цилиндра поршня *3* зависит от регулировки положения винта *5*.



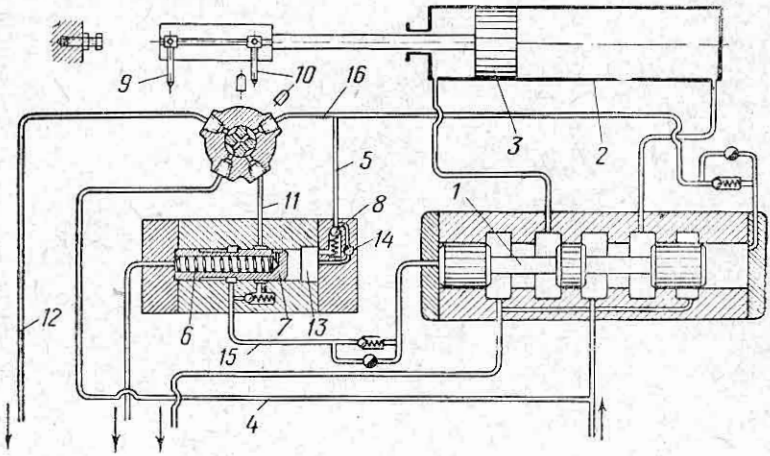
Фиг. 2928.

Фиг. 2928. Реле времени гидравлическое объемное. Нормально полость *5* реле давления находится под давлением и поршень *1* занимает верхнее положение, ограниченное винтом *10*. При даче командного давления плунжер *4* перемещает золотник *3* в левое положение, сжимая пружину *2*. Из полости *5* масло под действием пружины *6* сливается по трубопроводу *7*, через отверстие *8* золотника и по трубопроводу *9* в бак. В конце хода поршень переключает командный штифт *11*.



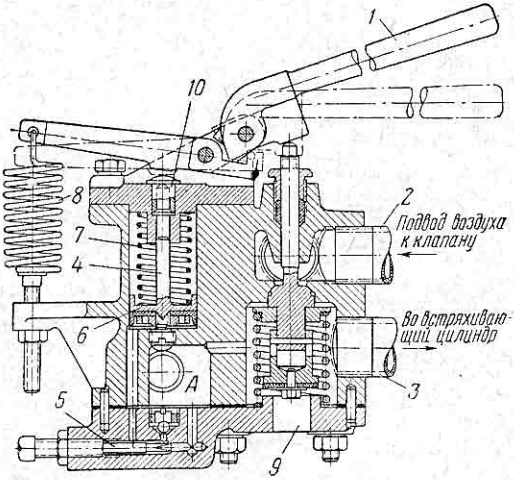
Фиг. 2929.

Фиг. 2929. Реле времени гидравлическое дроссельное. Нормально давление подводится к штуцеру *1* и через обратный шариковый клапан *2* в полость золотника *3*, который занимает левое положение. При снятии давления жидкость вытесняется из полости золотника *3* через дроссель *4*, регулированием которого устанавливается требуемый интервал времени. В конце хода при помощи проточки на золотнике соединяются магистрали *5* и *6*, подавая импульс давления на гидравлический распределитель.



Фиг. 2930.

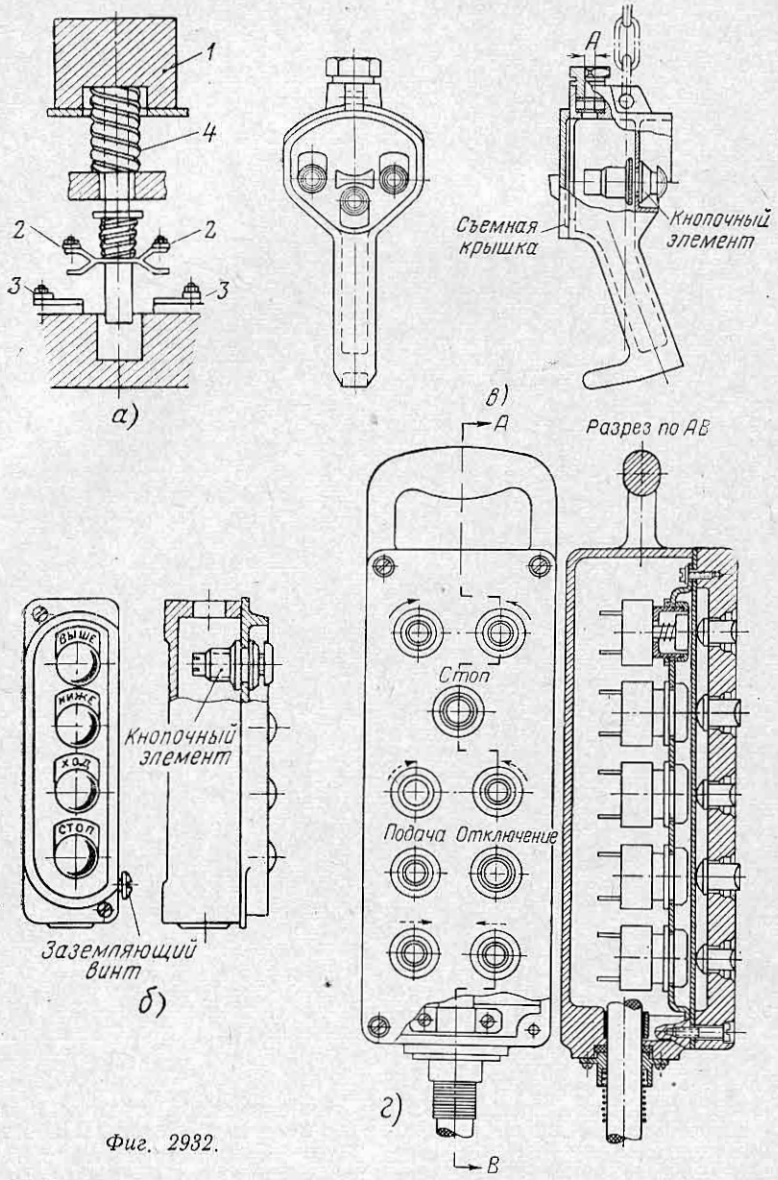
Фиг. 2930. Включение дроссельного реле времени по фиг. 2929 в схему управления. *1* — золотниковый распределитель; *2* — цилиндр; *3* — поршень; *4* — магистраль от насоса; *5* — подвод и отвод жидкости от реле времени *6*; *7* — золотник реле времени; *8* — обратный клапан; *9* и *10* — упоры, поворачивающие пробку крана; *11* — подвод давления; *12* — отвод жидкости; *13* — постоянный объем жидкости в камере реле времени; *14* — дроссель; *15* и *16* — подвод командного давления к гидравлическому распределителю.



Фиг. 2931.

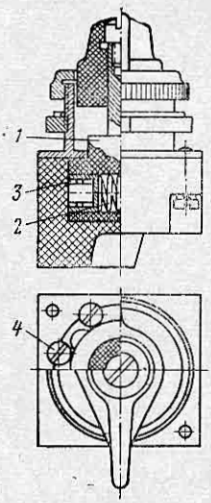
Фиг. 2931. Гидравлическое объемное реле времени. Поворотом рукоятки *1* вниз воздух от трубы *2* подается к трубе *3* исполнительного механизма, при этом воздух поступает также в полость *A* гидравлического цилиндра *4*, заставляя масло перетекать через дроссель *5* под поршень *6*. Поршень *6*, поднимаясь вверх, преодолевая силы упругости пружин *7* и *8*, через некоторый отрезок времени при нажатии стержня поршня на кнопку *10* освободит защелку рукоятки *1* и отключит от трубы *2* трубу *3*, соединив ее с выхлопным отверстием *9*. Время срабатывания реле регулируется натяжением пружины дросселем *5*.

ДИСТАНЦИОННОЕ УПРАВЛЕНИЕ

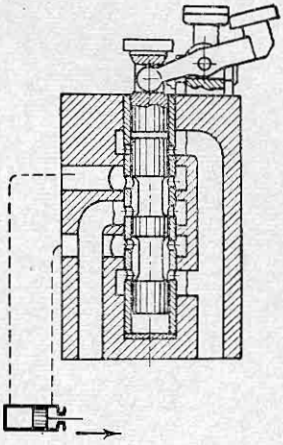


Фиг. 2932.

Фиг. 2932. Кнопочное управление. Нажимная кнопка *1* (эскиз *а*) при нажатии замыкает контакты *2* и *3*, возвращаясь в исходное положение действием пружины *4*. На эскизе *б* показан четырехкнопочный пост, на эскизе *в* — подвесной трехкнопочный пост, на эскизе *г* — переносная кнопочная станция.



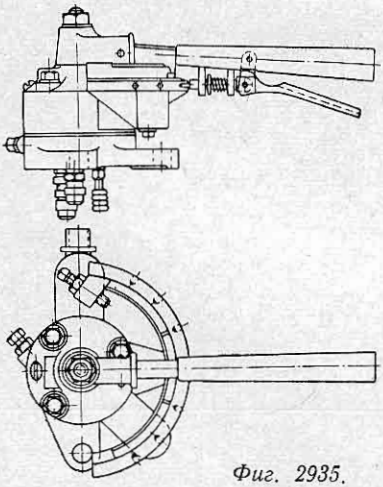
Фиг. 2933.



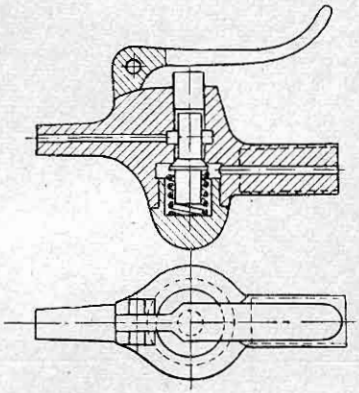
Фиг. 2934.

Фиг. 2933. Переключатель цепей управления. Поворотом валика *1* с встроенной в него пружиной *2* контактный ролик *3* замыкает неподвижные контакты *4*.

Фиг. 2934. Золотниковый датчик давления кнопочного типа, используемый для посылки импульса давления в золотниковый распределитель с гидравлическим управлением.



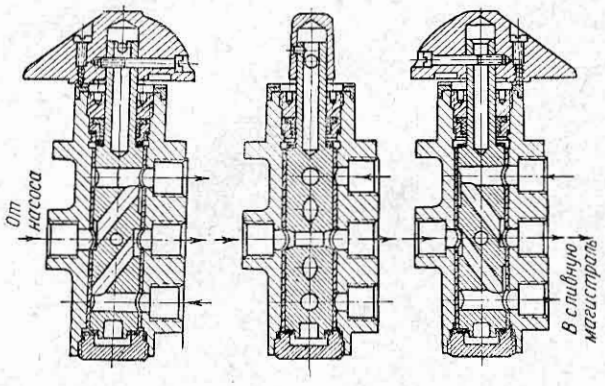
Фиг. 2935.



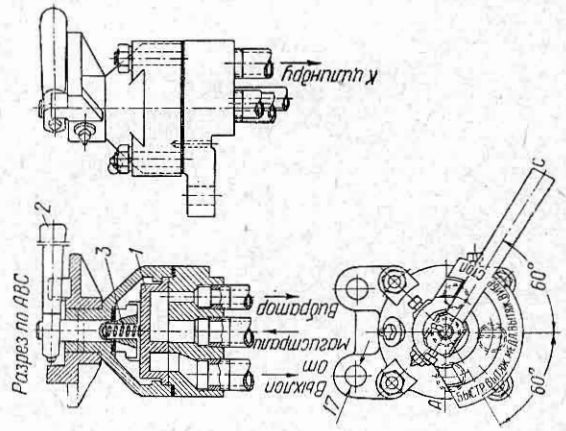
Фиг. 2936.

Фиг. 2935. Кран дистанционного управления с предохранительным запором для рукоятки. Надежная фиксация рукоятки осуществляется пружинным фиксатором.

Фиг. 2936. Воздушное сопло. Нажатием рукоятки открывается клапан, соединяющий канал подачи воздуха с потребителем.



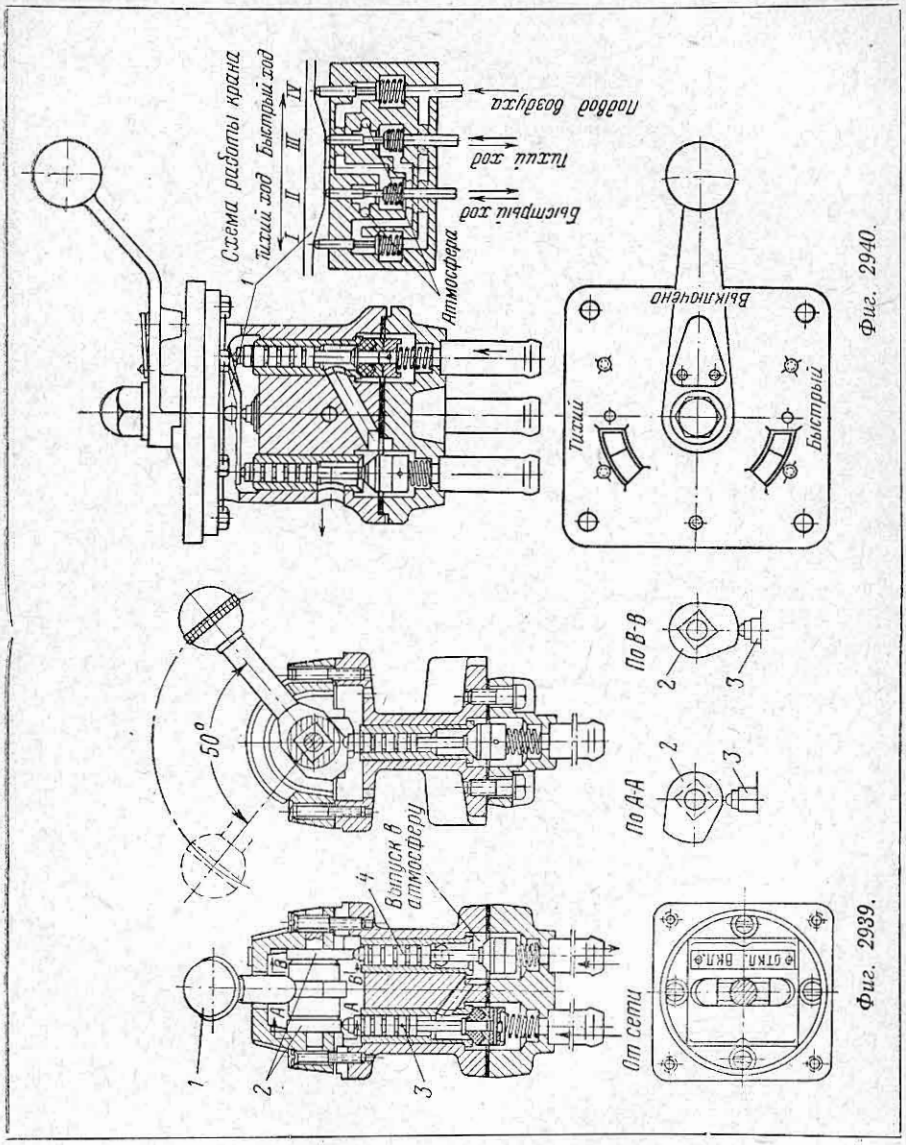
Фиг. 2938.



Фиг. 2937.

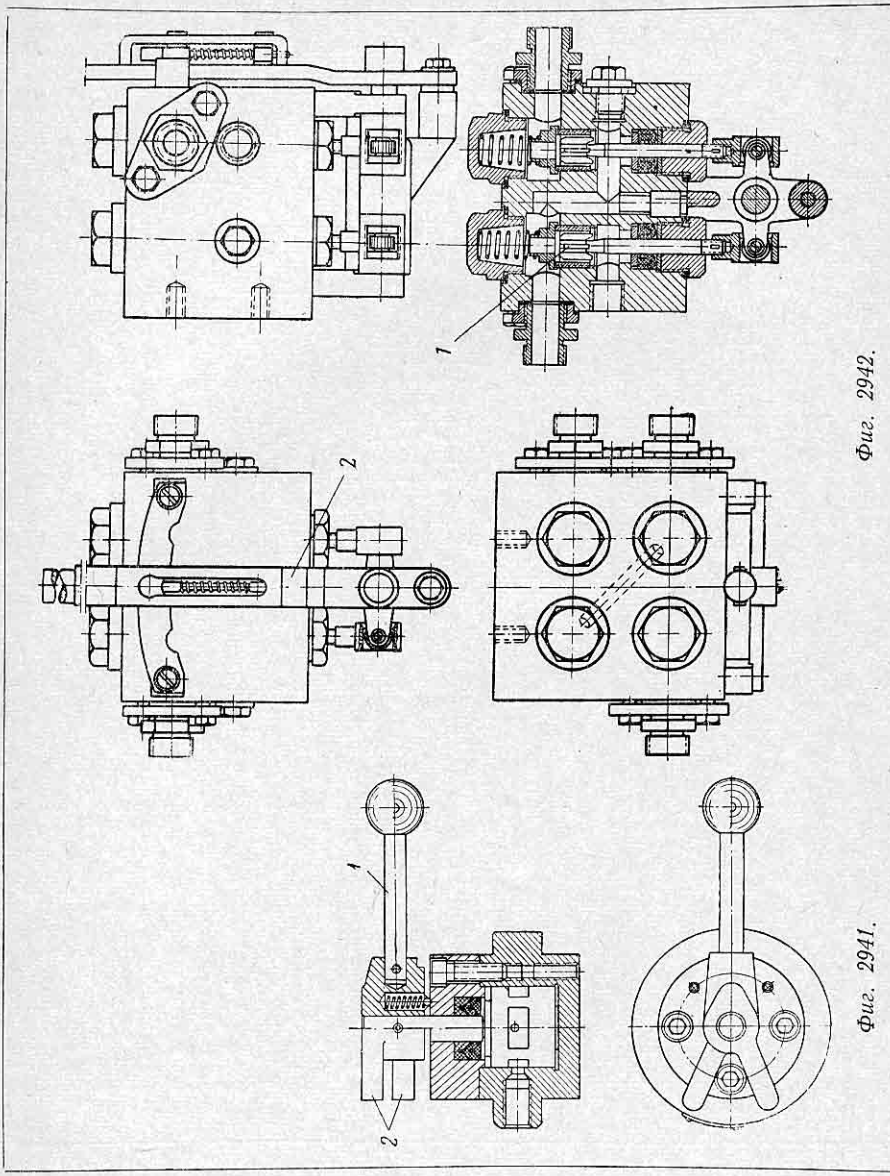
Фиг. 2937. Кран управления с плоским золотником. При повороте золотника *1* рукояткой *2* воздух перепускается из одной магистрали в другие. Плотное прижатие золотника к зеркалу корпуса осуществляется пружиной *3* и давлением воздуха, подаваемого в пространство над золотником.

Фиг. 2938. Четырехходовой кран с цилиндрической пробкой для распределения потока жидкости от насоса к потребителю и из нерабочих полостей в резервуар. Положение рукоятки крана фиксируется шариком.



Фиг. 2939. Двухходовой кран. Соединение сети с потребителем или с атмосферой производится поворотом рукояткой *1*, валика, несущего два кулачка *2*, воздействующих на плунжеры *3* и *4* перепускных клапанов.

Фиг. 2940. Трехходовой кран с перепуском воздуха посредством кулачковой шайбы *1*, управляющей перераспределением воздуха посредством перепускных клапанов.

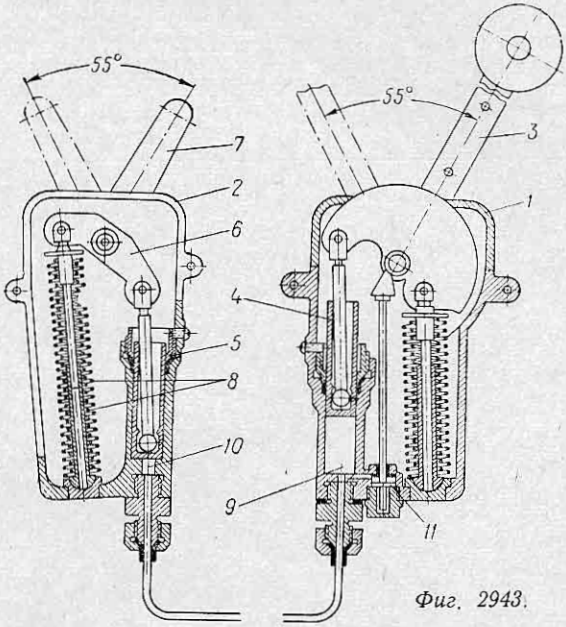


Фиг. 2942.

Фиг. 2941.

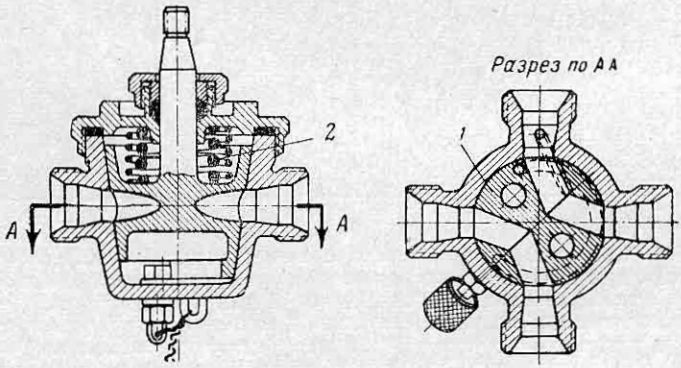
Фиг. 2941. Кран дистанционного управления с цилиндрической пробкой. Перепускание воздуха производится поворотом пробки рукояткой *1* или от упоров, воздействующих на рожки *2*.

Фиг. 2942. Воздушный клапан ручного дистанционного управления. Четыре клапана *1* попарно открываются и закрываются при покачивании рукоятки *2*.



Фиг. 2943.

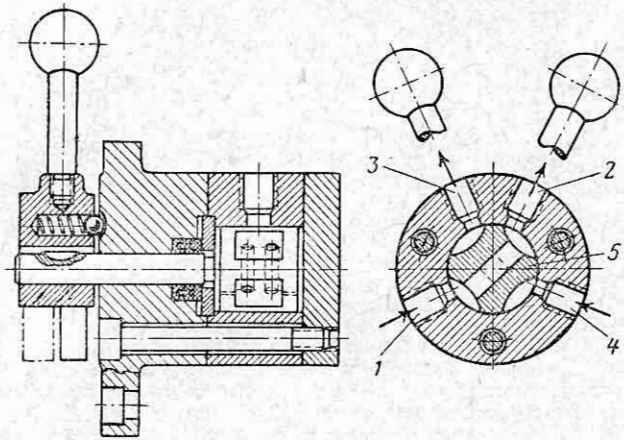
Фиг. 2943. Схема дистанционного управления дросселем, состоящая из датчика *1* и приемника *2*. Поворотом влево рукоятки *3* датчика поршень *4* опустится, а поршень *5* приемника поднимется, повернув при этом рычагом *6* рукоятку *7*. При повороте рукоятки *3* вправо поршень *4* переместится вверх, а поршень *5* приемника действием пружин *8* опустится, осуществляя обратный поворот рукоятки. Для пополнения цилиндров *9* и *10* жидкостью при наличии утечек служит клапан *11*.



Фиг. 2944.

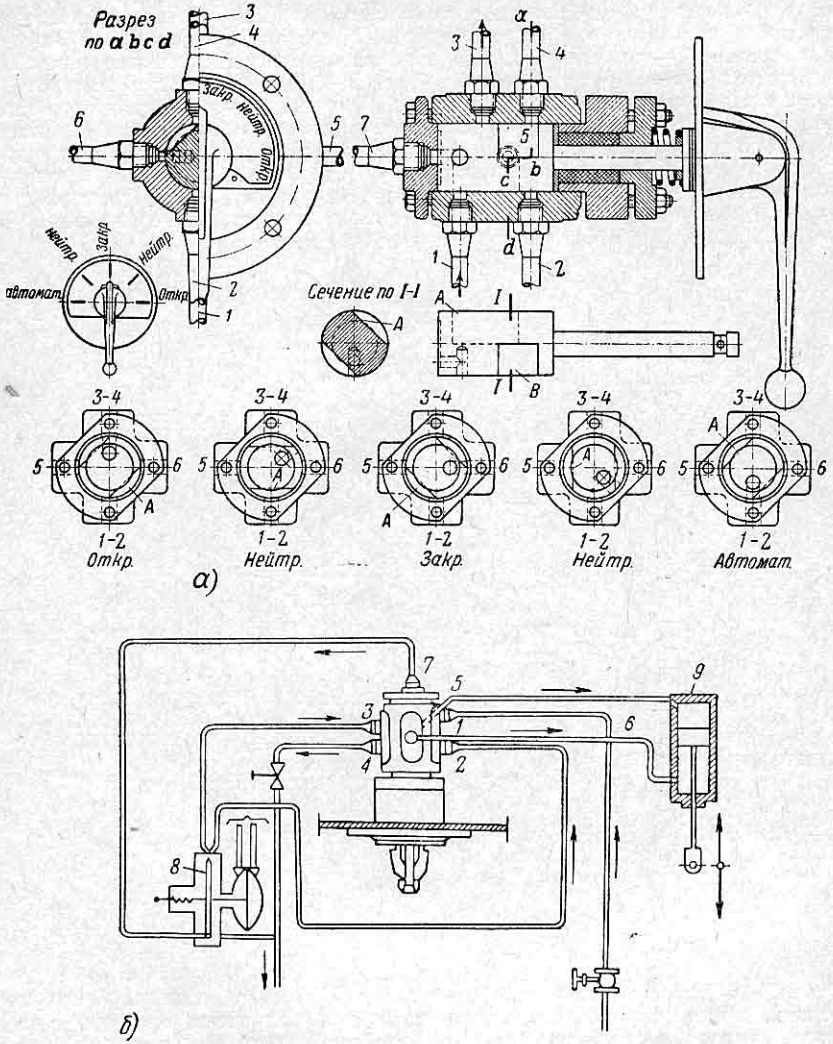
Фиг. 2944. Четырехходовой крановый распределитель с конической пробкой Действием неуравновешенного давления жидкости пробка *1* прижимается к

боковой поверхности гнезда со стороны низкого давления. Пробка уравновешивается жесткой пружиной *2* или давлением рабочей жидкости, если камеры над и под пробкой соединить с нагнетательной линией каналами. С целью использования крана для автоматического управления стержень пробки крана снабжается вилкой, приводимой в движение упорами на ведомом звене исполнительного механизма.



Фиг. 2945.

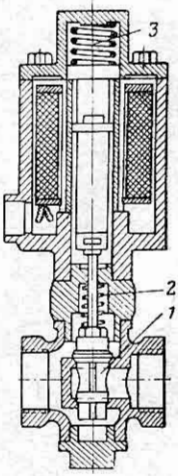
Фиг. 2945. Крановый переключатель с цилиндрической пробкой. Уравновешенность пробки *5* обеспечивается диаметрально противоположным расположением камер крана, находящихся под одним и тем же давлением при любом из двух фиксированных положений пробки. Штуцер *1* связан с напорной магистралью, а штуцер *3* со сливной. Полости цилиндра связываются со штуцерами *2* и *4*. При положении пробки, показанном на фигуре, жидкость нагнетается через штуцер *1*. После поворота пробки на 45° по часовой стрелке жидкость в цилиндр будет нагнетаться через штуцер *4*. Для стопорения поршня пробка крана ставится в промежуточное положение, перекрывая таким образом штуцеры *2* и *4*. Фиксация положений пробки производится шариком.



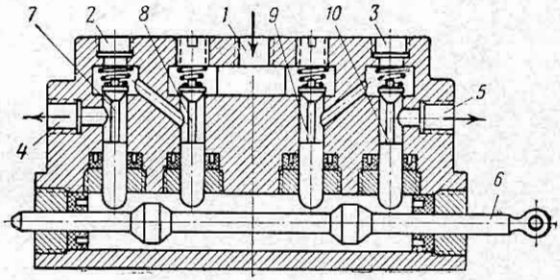
Фиг. 2946.

Фиг. 2946. Семиходовой пробковый кран для дистанционного управления работой исполнительных механизмов автоматических гидравлических регуляторов. Жидкость от насоса подается к крану по трубе *1* (фиг. 2946,*а*), а отводится в бак по трубе *4*. Через штуцер *7* жидкость подается от крана в струйное реле *8* регулятора (фиг. 2946,*б*), а оттуда подводится к штуцерам линий *2* и *3*. Штуцеры линий *5* и *6* служат для присоединения полостей цилиндра *9*. Пробка крана снабжена двумя смещенными друг относительно друга срезами *A* и *B* различной длины. Линии *1* и *6* или *3* и *5* соединяются полостью, образуемой корпусом крана и плоскостью среза *A*; линии *5* и *4* или *6* и *2* — полостью,

образуемой корпусом крана и плоскостью среза *В*. При установке радиального отверстия в пробке против штуцера трубы *1* срезом *А* соединяются линии *3* и *5*, а срезом *В* — линии *6* и *2*, при этом питание исполнительного механизма производится через струйное реле *8* (фиг. 2946,*б*). При подаче жидкости от насоса в сервомотор через штуцер линии *6* крана, полагая сервомотор работающим на открытие регулирующего органа, следует для перевода системы на автоматическое регулирование повернуть рукоятку крана так, чтобы жидкость при даче импульса регулятором на открытие подводилась к штуцеру трубы *2*, а отводилась в корпус регулятора через штуцер линии *3*, соединенный с камерой противодавления цилиндра *9* срезом *В* через штуцер линии *5*. Положение пробки крана контролируется указателем.



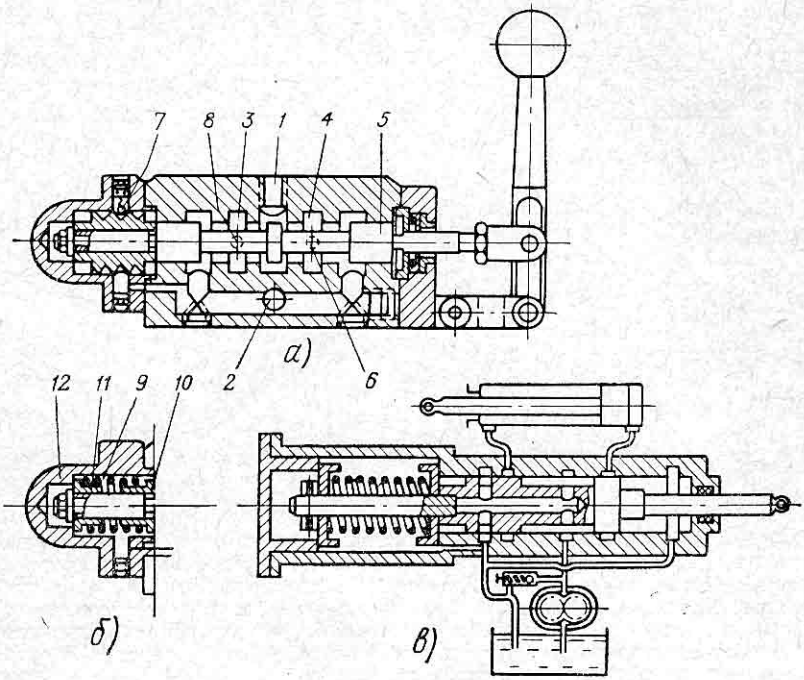
Фиг. 2947.



Фиг. 2948.

Фиг. 2947. Двухседельный дифференциальный отсечной клапан. В рабочем состоянии, когда катушка соленоида находится под током и якорь втянут, клапан *1* поднят и пружина *2* сжата, вследствие чего проход для жидкости свободен. Пружины *3* предохраняют клапан от ударов о корпус в верхнем положении. Резкая посадка клапана на седло при обесточивании катушки соленоида приводит к гидравлическим ударам в системе. Для гидравлических механизмов, управляющих перемещениями больших масс с большими скоростями, клапан неприменим.

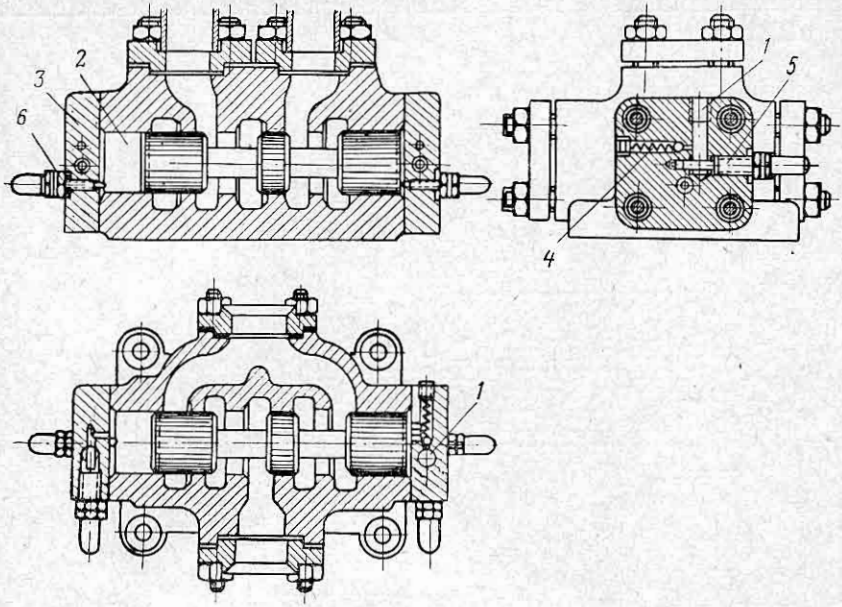
Фиг. 2948. Клапанный распределитель тарельчатого типа. В нейтральном положении стержня *6* все клапаны *7, 8, 9, 10* прижаты к седлам. Отверстия *2* и *3* сообщаются с полостями цилиндра. При смещении стержня *6* влево кулачками поднимаются клапаны *7* и *9* и отверстие *2* соединяется со сливными отверстиями *4* и *5*, а отверстие *3* — с напорным отверстием *1* штуцера. При смещении стержня *6* вправо происходит реверсирование потока жидкости.



Фиг. 2949.

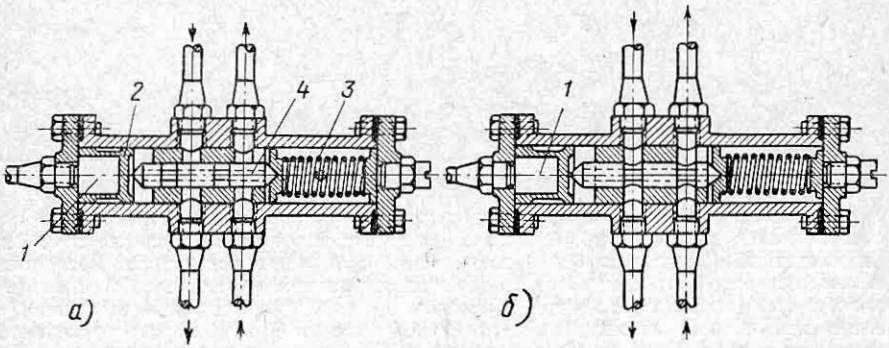
Фиг. 2949. Реверсивный золотник с ручным управлением. Жидкость от насоса подается к отверстию *1* (эскиз *а*), отработанная жидкость сливается в бак через отверстие *2*; камеры *3* и *4* соединяются с полостями цилиндра. В среднем положении золотника все камеры корпуса соединяются между собой, поэтому нагнетаемая насосом жидкость сливается в бак. При смещении золотника *5* влево жидкость в цилиндр подается через отверстие *6*, а через отверстие *8* сливается в бак. При смещении золотника *5* вправо жидкость подается через отверстие *8*, а сливается через отверстие *6*.

Фиксация золотника осуществляется шариком *7*. Принудительный возврат золотника *5* в нейтральное положение может производиться пружиной *9* (эскиз *б*), заключенной между втулками *10* и *11*, упирающимися в корпус или крышку *12*. Схема принудительного возврата золотника в нейтральное положение показана на эскизе *в*.



Фиг. 2950.

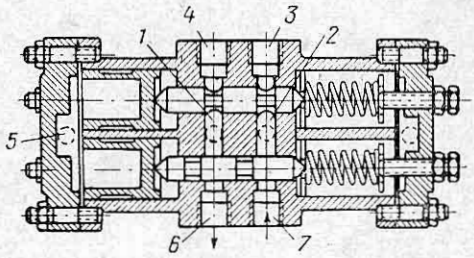
Фиг. 2950. Золотниковое распределительное устройство с гидравлическим управлением. Импульсное давление подводится к торцам золотника через отверстия *1*. Жидкость в камеру *2* может свободно проходить через обратный шариковый клапан *4*, а вытекает из камеры через смонтированные в каждой из двух крышек *3* распределителя дроссели *5*, регулированием которых создается противодавление при перемещении золотника для устранения ударов его о торцы регулирующих ход золотника винтов *6*.



Фиг. 2951.

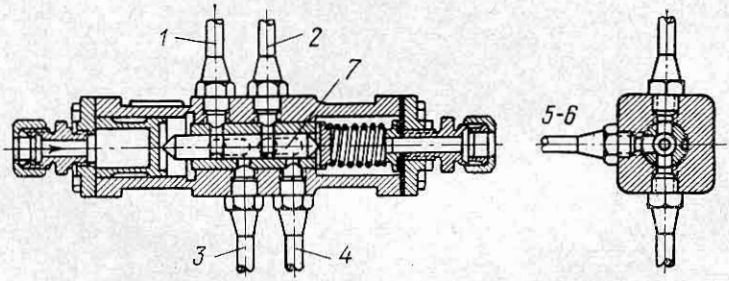
Фиг. 2951. Запорно-отсечной клапан, включаемый в систему гидравлических регуляторов. При посылке датчиком давления (эскиз *а*) гидравлического импульса в камеру *1* поршня *2* золотник *4* откроет жидкости ход в исполнительный механизм. При снятии давления золотник отсекает линии исполнительного

механизма действием пружины *3*. На эскизе *6* показана разновидность запорно-отсечного клапана, в котором при посылке гидравлического импульса производится отсечка магистралей.



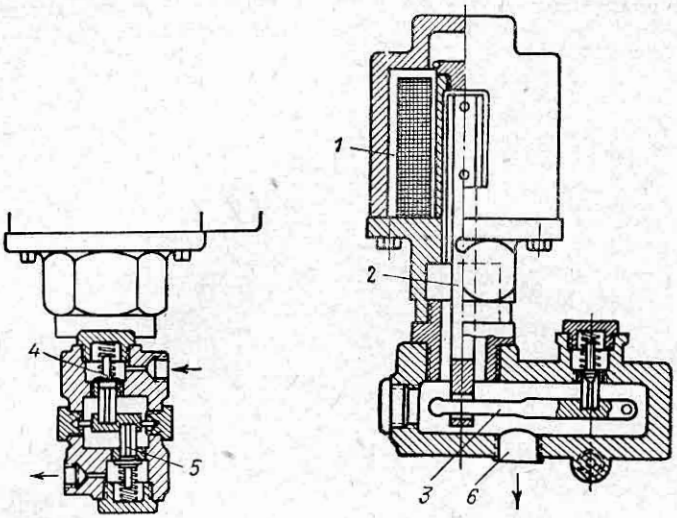
Фиг. 2952.

Фиг. 2952. Двойной запорно-отсечной клапан. Камеры *1* и *2* соединены с полостями цилиндра, отверстия *3* и *4* — с одним из источников подачи жидкости (регулятор), отверстия *6* и *7* — с другим источником (насос). При подаче гидравлического импульса давления через штуцер *5* золотники переключают магистрали исполнительного механизма на питание с одного источника подачи жидкости на другой.



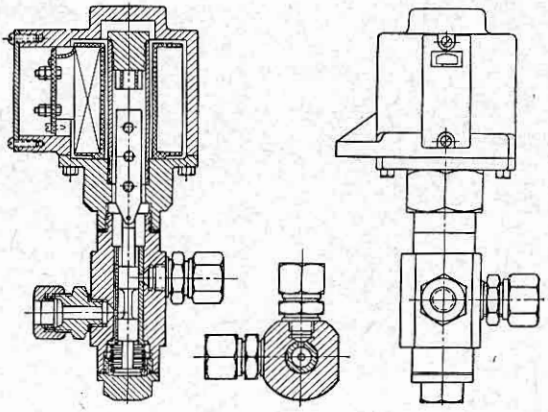
Фиг. 2953.

Фиг. 2953. Двойной запорно-отсечной клапан. При отсутствии гидравлического импульса магистрали *5—6*, ведущие к полостям цилиндра, соединяются с магистралями *1—2*, а магистрали *3—4* перекрыты. При смещении золотника вправо магистрали *1—2* отсекаются от цилиндра, а магистрали *3—4* посредством канавок *7* во втулке золотника соединяются с магистралями *5—6*.



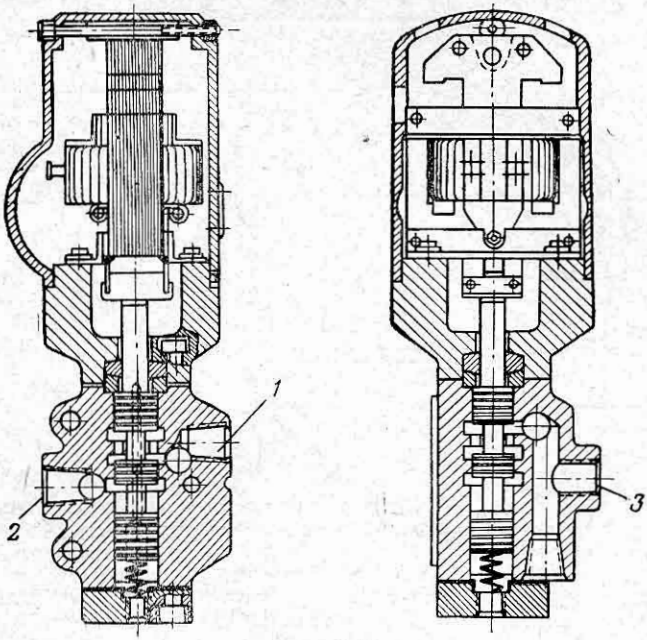
Фиг. 2954.

Фиг. 2954. Соленоидный клапан. При возбуждении катушки *1* соленоида якорь *2* поворачивает рычаг *3*, открывающий напорный клапан *4* и закрывающий сливной клапан *5*. Через отверстие *6* посылается командный импульс давления к распределителю.



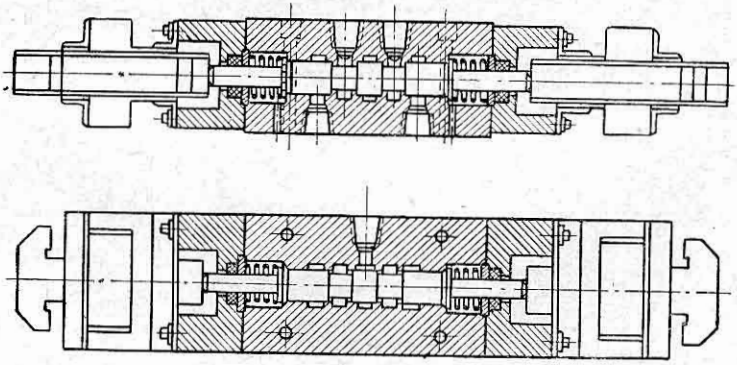
Фиг. 2955.

Фиг. 2955. Соленоидный клапан с золотником, преобразующий электрический импульс в гидравлический и работающий аналогично схеме по фиг. 2954.



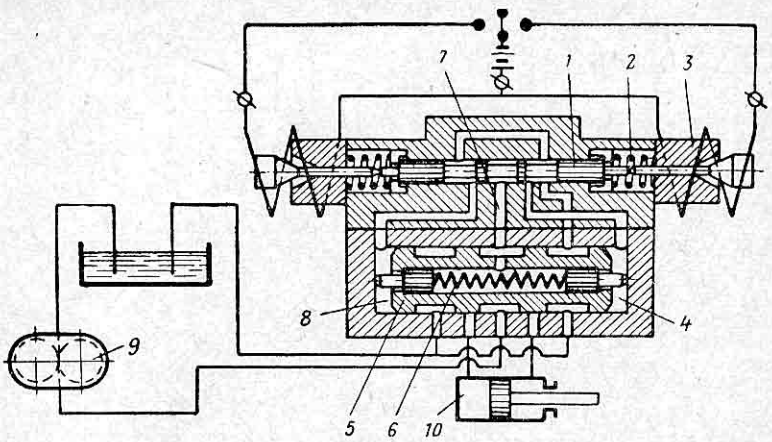
Фиг. 2956.

Фиг. 2956. Реверсивный золотниковый гидравлический распределитель с управлением от электромагнита толкающего типа. Полость цилиндра соединяется отверстием *1* с напорной и сливной линиями. В зависимости от того, должна ли жидкость подаваться в цилиндр при включенных или обесточенных катушках электромагнита, напорная линия подводится к отверстиям *3* или *2*.



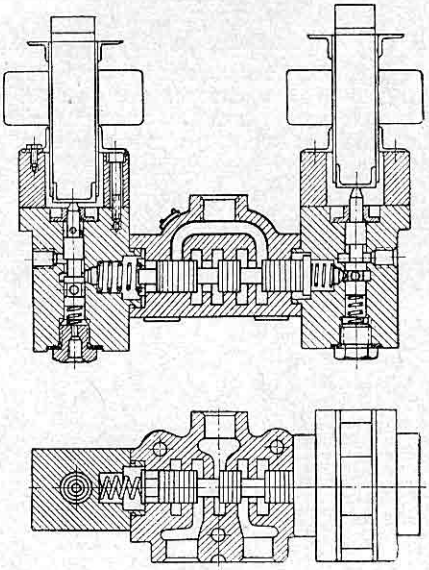
Фиг. 2957.

Фиг. 2957. Реверсивный трехпозиционный золотниковый распределитель с двумя толкающими электромагнитами. При обесточенных катушках соленоида золотник, находясь в нейтральном положении, блокирует обе полости цилиндра.



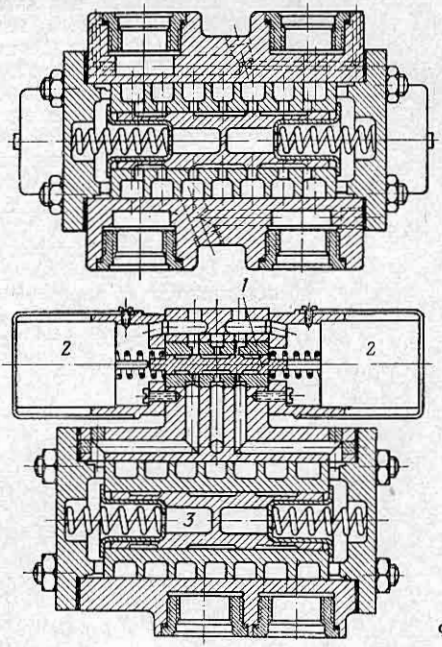
Фиг. 2958.

Фиг. 2958. Электрогидравлический распределитель. Толкающие электромагниты *3* воздействуют на вспомогательный золотник *1*, посылающий из канала *7* импульс давления жидкости в камеры *8* или *4* распределительного золотника *5*, что вызывает его смещение влево или вправо. При обесточенных катушках соленоида золотники *1* и *5* под действием пружин *2* и *6* возвращаются в нейтральное положение. *9* — насос, *10* — исполнительный механизм.



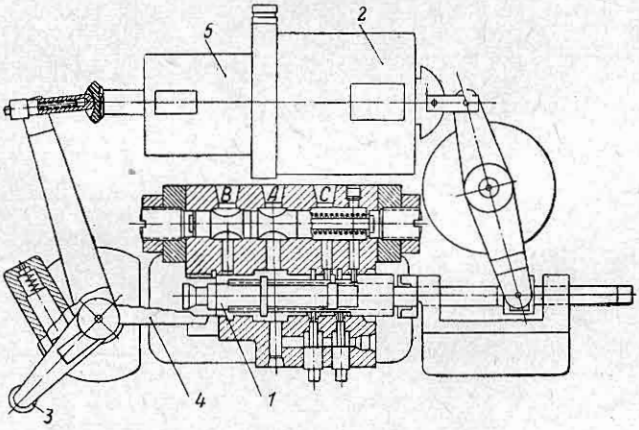
Фиг. 2959.

Фиг. 2959. Золотниковый распределитель с электрогидравлическим управлением.



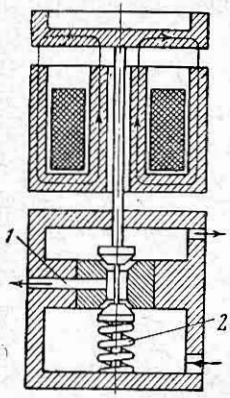
Фиг. 2960.

Фиг. 2960. Трехпозиционный распределительный золотник с электрогидравлическим управлением. Вспомогательный золотник *1*, перемещаясь под действием соленоидов *2*, управляет перемещением плунжера *3*, соединяя с нагнетательным каналом ту или иную полость основного золотника.



Фиг. 2961.

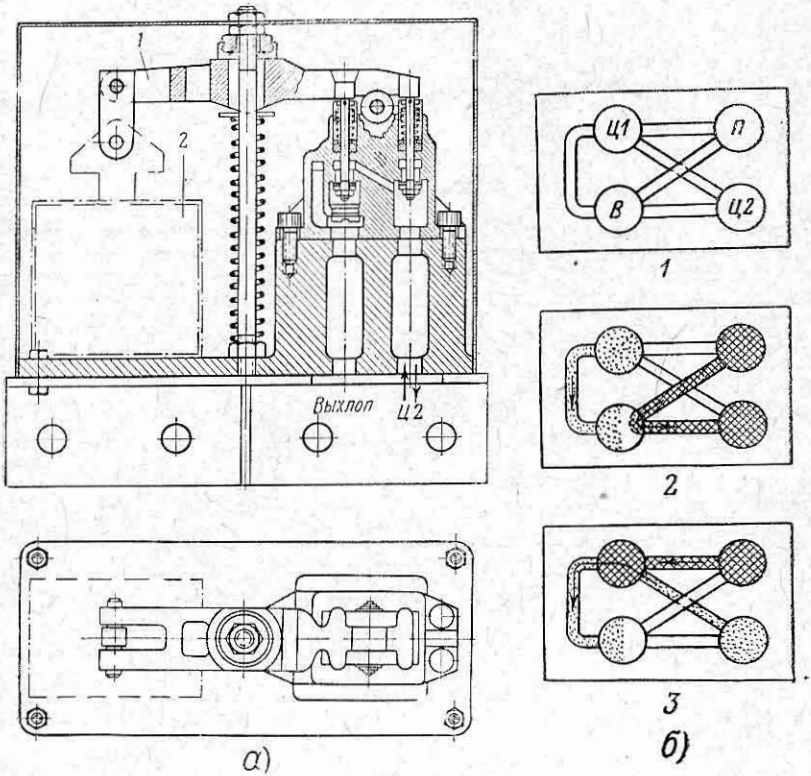
Фиг. 2961. Золотник управления сверлильной головкой. Быстрое перемещение головки соответствует показанному на фигуре положению золотника *1*,



Фиг. 2962.

полученному в результате кратковременного включения втяжного электромагнита *2*. При подходе головки к детали упор воздействует на ролик *3*, опуская рычаг *4*, вследствие чего золотник перемещается влево, обеспечивая рабочую скорость головки. После окончания рабочего хода второй электромагнит *5* автоматически включается, золотник перемещается в крайнее левое положение, заставляя головку вернуться с большой скоростью в исходное положение.

Фиг. 2962. Электропневматический клапан. При срабатывании электромагнита канал *1* соединяется с резервуаром и отсекается от атмосферы; при выключении электромагнита действием пружины *2* канал *1* соединяется с атмосферой.

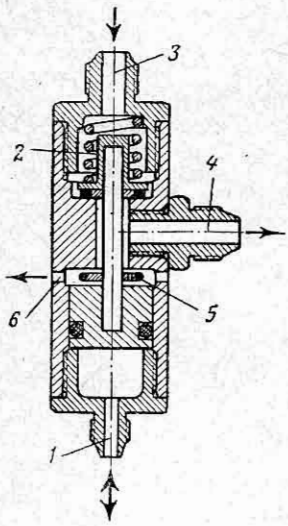


Фиг. 2963.

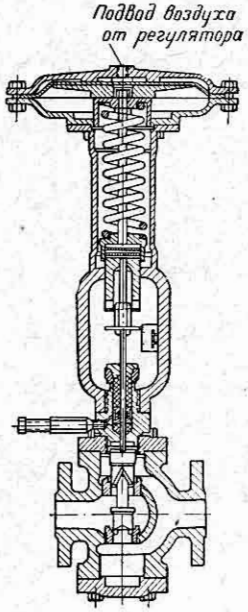
Фиг. 2963. Электромагнитный воздушный клапан. Четыре клапана (фиг. 2963,*а*) попарно открываются и закрываются коромыслом *1* посредством

электромагнита *2*. На фиг. 2963,*б* показана схема переключения клапанов. *1* — расположение клапанов и соединительных каналов; *2* — электромагнит включен; *3* — электромагнит выключен.

П — подвод воздуха, *В* — выхлоп, *Ц1* и *Ц2* — цилиндры. Заштрихованные полости и каналы — под воздухом, незаштрихованные — под выхлопом.



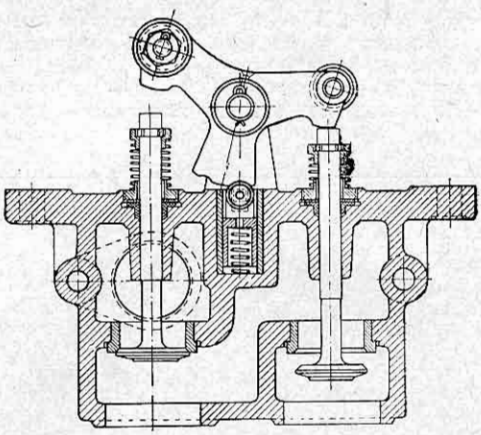
Фиг. 2964.



Фиг. 2965.

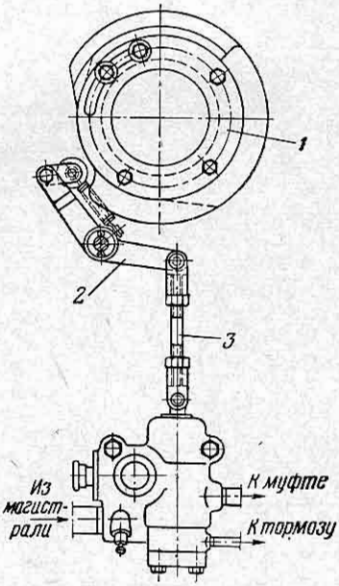
Фиг. 2964. Трехходовой клапан. Воздух, подводимый через штуцер *1*, поднимает клапан *2*, соединяя штуцер *3* со штуцером *4* и отсекая последний клапаном *5* от выхлопного канала *6*. При падении давления у штуцера *1* штуцер *4* отсоединится от штуцера *3* и соединится с атмосферой.

Фиг. 2965. Дозирующий клапан. При увеличении командного давления вследствие пропорционального ему перемещения мембраны, опирающейся на пружину, проходное сечение параболического клапана уменьшается. Таким образом, пропускная способность клапана поставлена здесь в зависимость от командного давления воздуха.



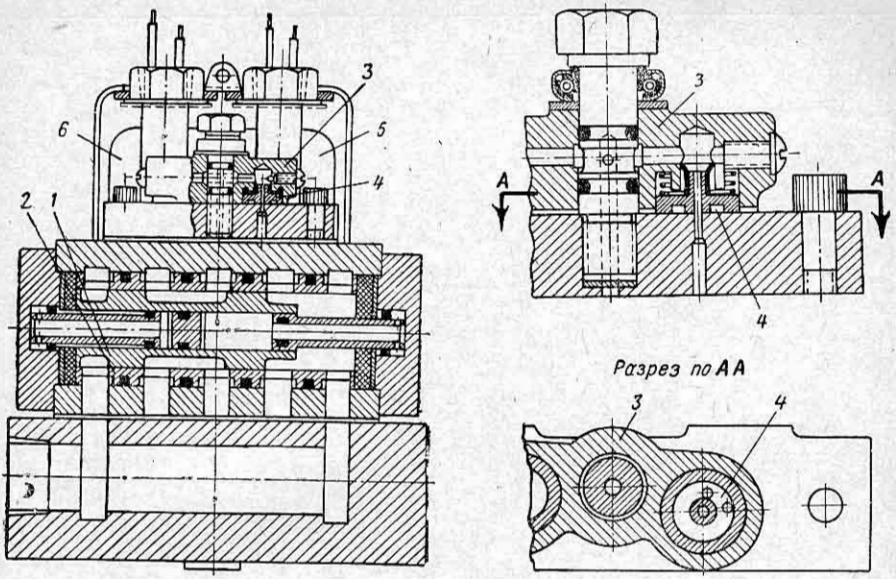
Фиг. 2966.

Фиг. 2966. Двухклапанный распределитель. Качающийся двуплечий рычаг фиксируется шариком в двух положениях.



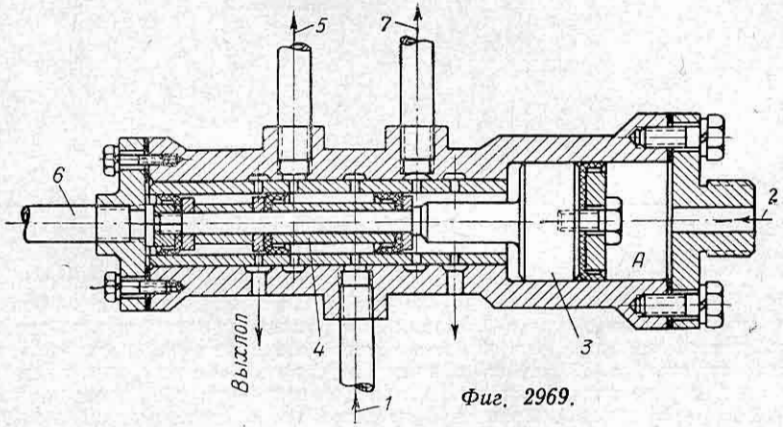
Фиг. 2967.

Фиг. 2967. Механизм автоматического управления горизонтально-ковочной машиной. Регулируемый кулачок *1*, заклиненный на коленчатом валу, через ролик отклоняет угловой рычаг *2* и, следовательно, через тягу *3* золотника, перепускающего воздух из магистрали к муфте и тормозу, управляет их включением и выключением.



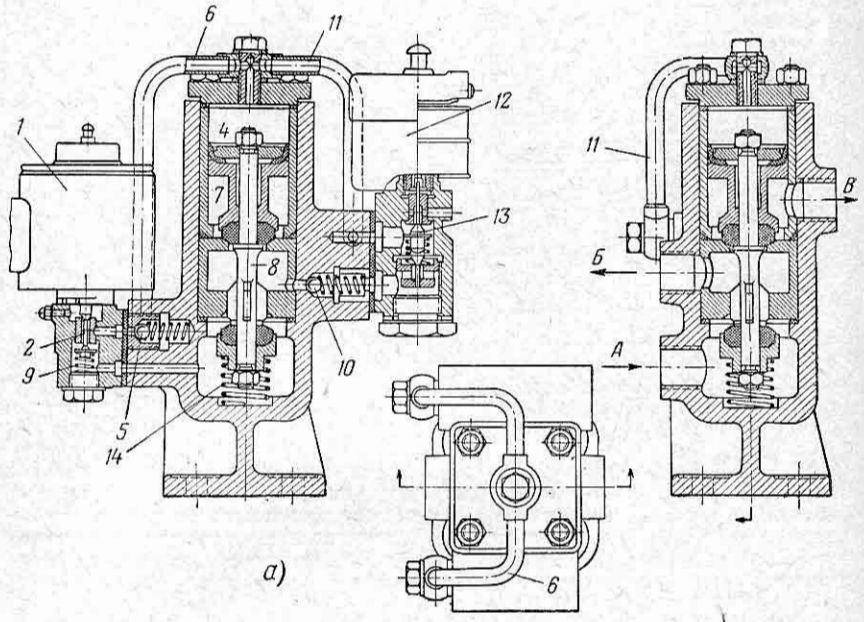
Фиг. 2968.

Фиг. 2968. Пневмораспределитель с краном-пилотом. Перемещение золотника *1* (на фигуре слева) во втулке *2* производится подачей воздуха в соответствующие камеры золотникового устройства посредством крана-пилота *3* (на фигуре справа). В кране смонтированы два плоских золотника *4*, к которым через ось крана подводится воздух. При повороте крана при помощи электромагнитов *5* и *6* происходит перераспределение воздуха.



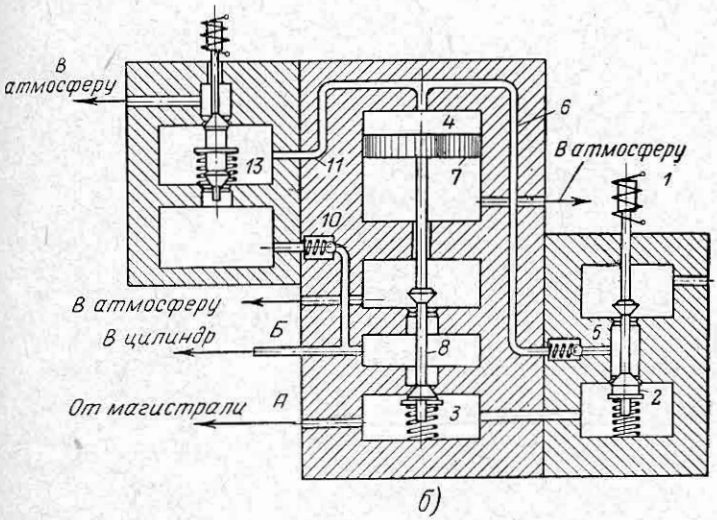
Фиг. 2969.

Фиг. 2969. Золотник пневматического управления. Сжатый воздух из сети подается по трубе *1*. Командное давление подается по трубе *2*, в результате чего поршень *3* сместит золотник *4* влево и воздух от сети пойдет по трубе *5*. При снятии командного давления в камере *А* и подаче его по трубе *6* воздух подается в трубу *7*, а из трубы *5* стравливается в атмосферу.



Фиг.

Фиг. 2970. Электропневматический трехходовой клапан дистанционного управления. При включении соленоида *1* (фиг. 2970,*а* и *б*) действием давления воздуха при открытом клапане *2* шарик *5* обратного клапана пропускает воздух из полости *3* по трубе *6* в полость *4*, вследствие чего поршень *7* клапана *8* опускается вниз, соединяя питающую магистраль *А* с трубопроводом *Б* цилиндра. В случае понижения давления в полости *4* при обесточивании катушки соленоида *1* блокировка клапана *8* производится обратным клапаном *10*. При понижении давления в полости *4* воздух из магистрали попадает в полость *4* через обратный клапан *10*, клапан *13* и трубку *11*. Выключение клапана *10* производится соленоидом *12*, клапан *13* которого опускается, открывая выход воздуху из полости *4* по трубке *11* и далее через выпускное отверстие соленоида *12* в атмосферу. Пружина *14*, поднимая клапан *8* вверх, отключает питаю-

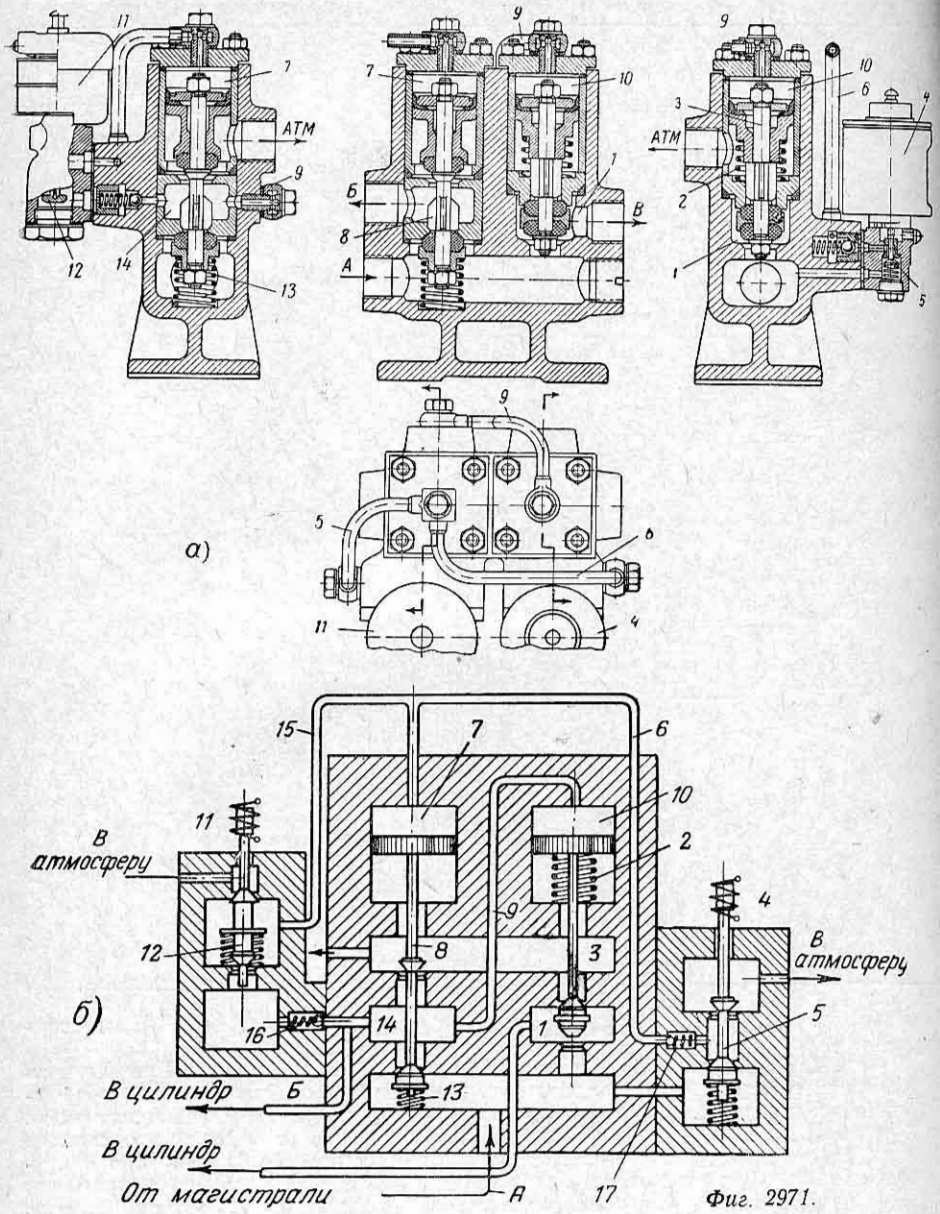


б)

2970.

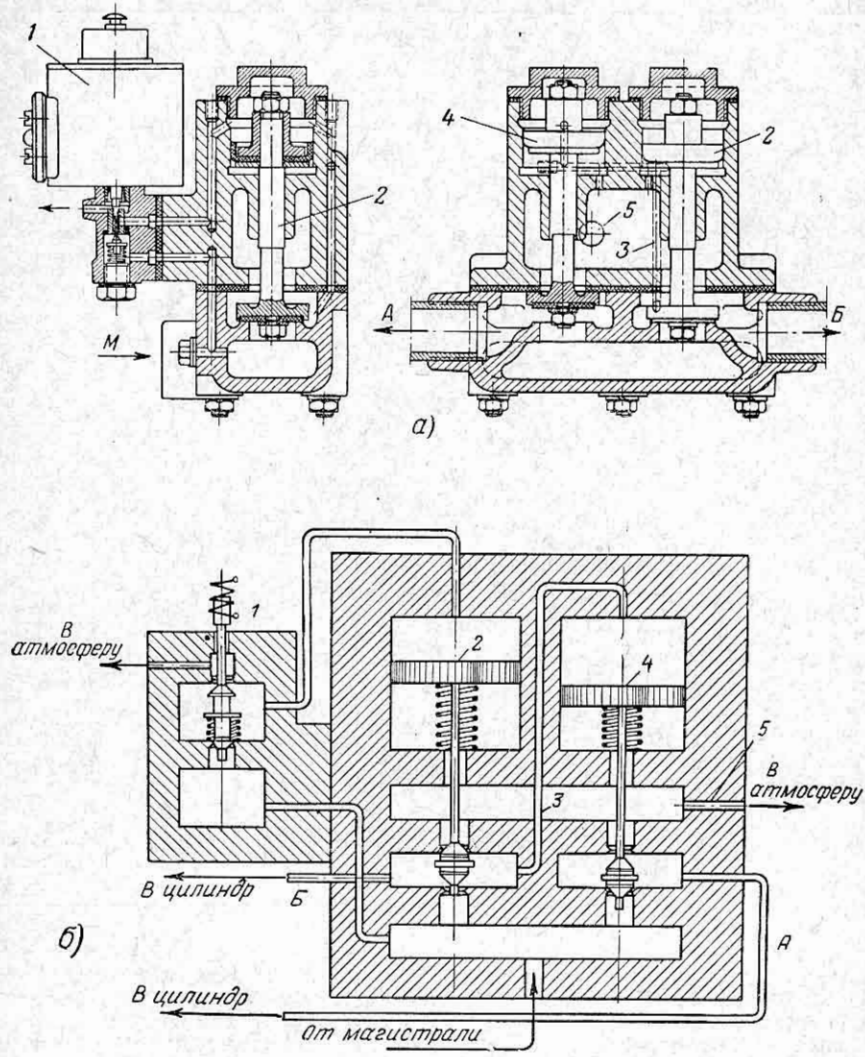
щую магистраль *А* от цилиндра, соединяя его через магистраль *В* с атмосферой. *9* — клапан.

Фиг. 2971. Сдвоенный соленоидный пневматический клапан. Предназначен для управления работой пневматического реверсивного исполнительного механизма от командных приборов импульсного типа. При выключенных соленоидах *4* и *11* (фиг. 2971,*а* и *б*) трубопровод *В* соединяется с магистралью сжатого воздуха, а трубопровод *Б* — с атмосферой, потому что оба клапана *3* и *8* пружинами *2* и *13* отжаты вверх. При включении соленоида *4* клапан *5* опускается и воздух по трубке *6* попадает в полость *7* клапана *8*, перемещая его вниз и подсоединяя трубопроводы *А* и *Б*. Одновременно с этим воздух по трубке *9* подается в камеру *10*, что приводит к соединению магистрали *В* с атмосферой. При обесточивании катушки соленоида *4* утечки в камере *7* пополняются через обратный клапан *16*. Таким образом производится самоблокировка системы обратными клапанами *16* и *17*.



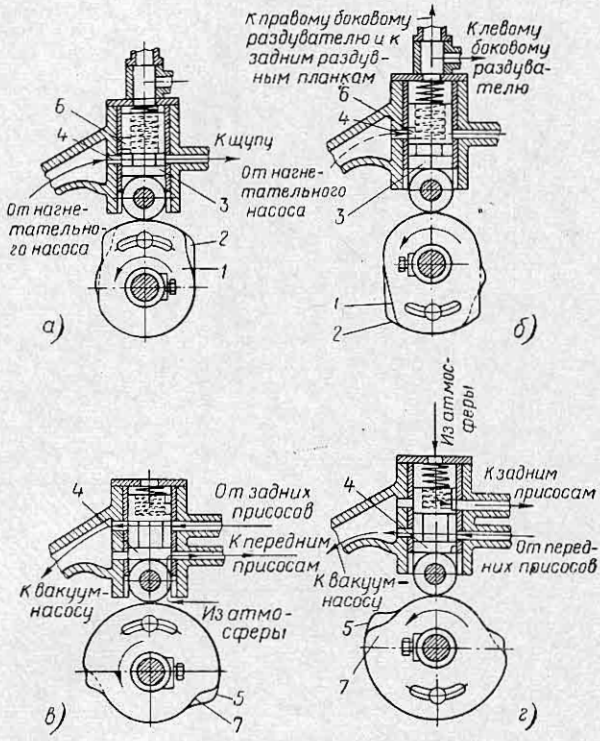
Фиг. 2971.

При включении соленоида *11* клапан *12* соединяет полость *7* с атмосферой, клапан *8* поднимается, что ведет также к стравливанию воздуха из камеры *10*. Оба клапана приходят в исходное положение. *1* и *14* — полости клапанов, *15* — трубопровод.



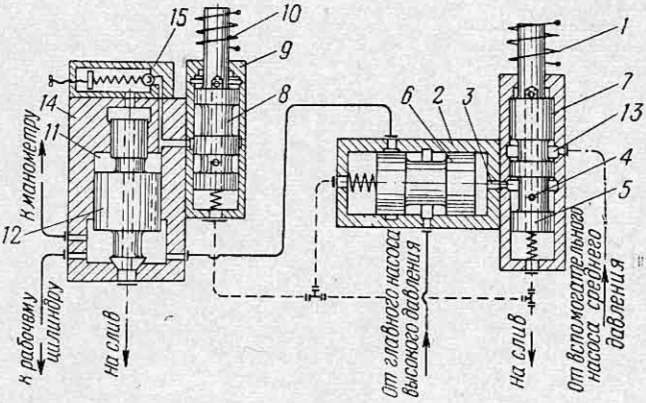
Фиг. 2972.

Фиг. 2972. Соленоидный пневматический клапан. При выключении электромагнита *1* в полость над клапаном *2* (фиг. 2972,*а* и *б*) подается воздух, в результате чего магистраль *Б*, ведущая в одну полость цилиндра, а также полость над клапаном *4* соединяются с атмосферой, а магистраль *А* с воздушной линией. При включении соленоида клапаны *2* и *4* перестанавливаются, а поршень в управляемом цилиндре реверсируется. *3* и *5* — воздушные каналы.



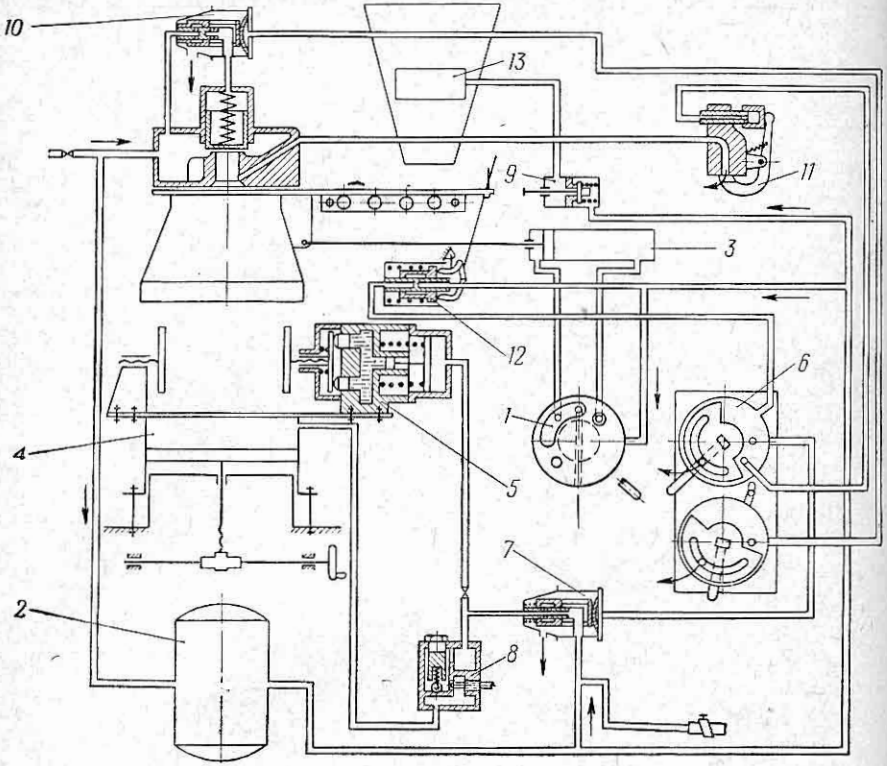
Фиг. 2973.

Фиг. 2973. Схема работы пневматического золотникового устройства самонакладчика. Кулачки *1* и *2* (эскизы *а* и *б*), заклиненные на главном валу, сообщают движение нагнетательному золотнику *3*, эксцентрики *7* и *5* (эскизы *в* и *г*) — вакуумному золотнику *4*. В нижнее положение золотники возвращаются с помощью пружин. Золотниковая коробка производит включение и выключение вакуума в присосах, подающих листы бумаги к печатающему аппарату, и воздуха к раздувателям бумаги. В верхнем положении кулачка золотник *3* соединяет нагнетательный насос со щупом. В нижнем положении золотник открывает доступ воздуха через окно *6* к боковым раздувателям. Продолжительность раздувания регулируется относительным смещением кулачков *1* и *2*. Вакуумный золотник *4* в верхнем положении сообщает с вакуум-насосом задние присосы и прекращает выкачивание воздуха из передних присосов; потеря вакуума и освобождение листов бумаги ускоряется частичным поступлением атмосферного воздуха в передние присосы (см. эскиз *в*). В нижнем положении золотника *4* передние и задние присосы по воздушному режиму (эскиз *г*) меняются местами.



Фиг. 2974.

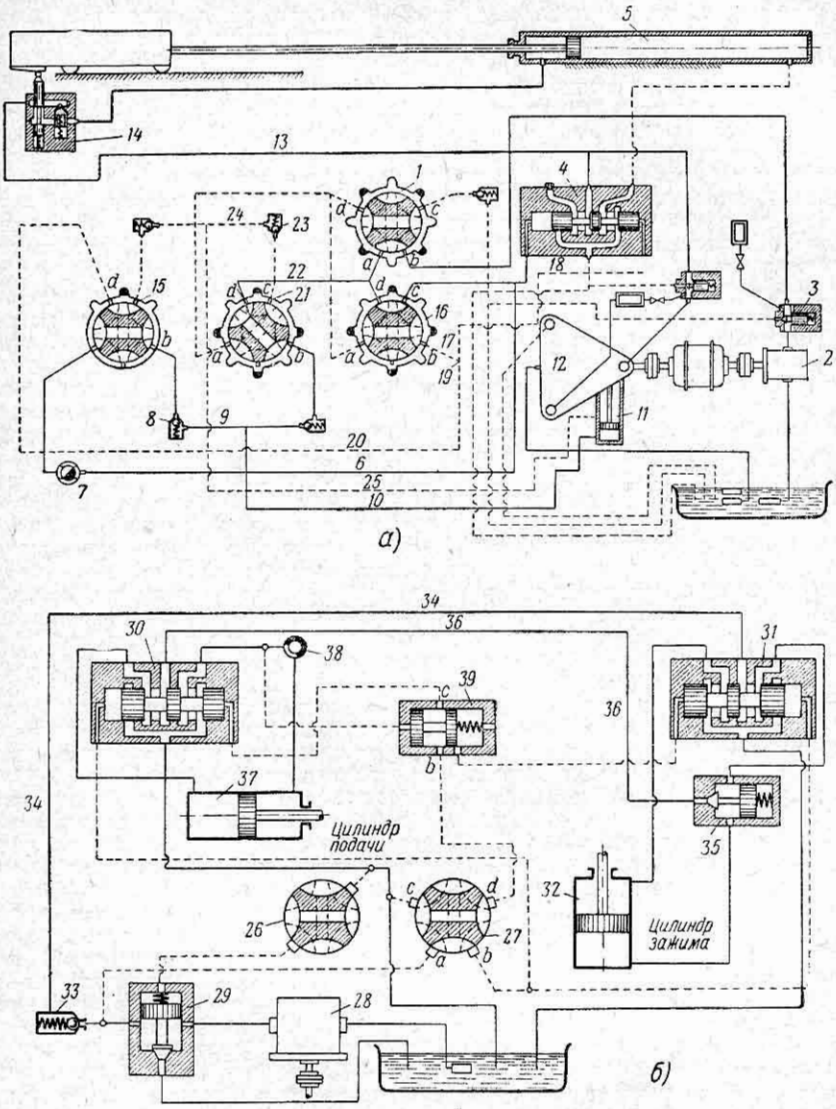
Фиг. 2974. Схема включения аппаратов управления в гидравлической системе пресса. При выключенном электромагните *1* правая полость золотниковой коробки *2* через отверстия *3* и *4* и канал *5* сообщена со сливом, а доступ масла от насоса высокого давления к рабочему цилиндру закрыт. Самовыключение золотника *6* исключено, так как золотник *7* уравновешен. Золотник *8* пилота *9* разгрузочного клапана *14* опускается действием включенного толкающего электромагнита *10* и разобщает полость *11* над золотником *12* со сливом. При включенном толкающем электромагните *1* золотник *7*, опустившись, соединит полость *13*, питаемую вспомогательным насосом, с правой полостью золотниковой коробки *2*, вследствие чего золотник *6* переместится влево, соединив рабочий цилиндр с насосом высокого давления через разгрузочный клапан *14* с регулятором давления *15*.



Фиг. 2975.

Фиг. 2975. Схема управления вертикальной пескодувной машины. Машина включает: 1) стол с механизмами вытяжки стержня и зажима стрежневого ящика, 2) пескодувный резервуар с толкателем, 3) бункер стержневой смеси у механизма дутья. При повороте крана *6* управления дутьем и зажимом стержневого ящика, устанавливаемого на столе вытяжного механизма *4*, воздух от баллона *2* подается через мембранный клапан *7* к регулируемому клапану *8*, управляющему подъемом стола, который приближает стержневой ящик к пескодувному резервуару, и одновременно в пневмогидравлический цилиндр *5* механизма зажима ящика (для стержневых ящиков с вертикальным разъемом).

Пескодувный резервуар для зарядки стержневой смесью периодически передвигается по рольгангу под бункер посредством управляемого краном *1* пневматического толкателя *3*. Бункер снабжен вибратором *13*. К концу хода пескодувного резервуара он козырьком открывает клапан *9* включения вибратора. Для блокировки механизма передвижения резервуара и механизмов зажима и выдувки стержня служит контрольный клапан *12*, пропускающий воздух из сети в кран управления зажимом ящика и дутья. Впуск воздуха в пескодувный резервуар производится с помощью мембранного клапана *10* дутья, а выпуск оставшегося воздуха — через клапан выхлопа *11* в атмосферу.



Фиг. 2976.

Фиг. 2976. Схема управления гидравлическими механизмами летучих ножниц. Цикл работы ножниц состоит из: 1) движения летучих ножниц сначала ускоренного, а затем с постоянной скоростью, равной скорости трубы, выходящей из сварочного агрегата; 2) зажима трубы; 3) разрезки трубы; 4) освобождения зажимов; 5) остановки ножниц и 6) возвращения ножниц в исходное положение.

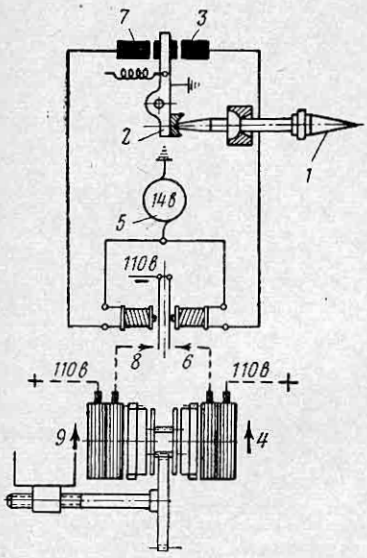
Гидроавтоматика перемещения ножниц имеет питаемую от отдельного насоса систему управления и рабочую систему, питающую цилиндр маслом от насоса переменной производительности.

Труба из калибровочного стана проходит сквозь патрон летучих ножниц и флажком поворачивает пробку пилота *1* в положение, показанное на фиг. 2976,*а* сплошными линиями. Масло цепи управления от насоса *2* через клапан *3*, штуцеры *b* и *a*, *d* и *c* пилота *16* попадает в левую полость клапана *4*, вследствие чего золотник пропускает масло из правой полости цилиндра *5* в бак. Одновременно масло по трубе *6* через дроссель *7* и обратный клапан *8* и далее по трубам *9* и *10* поступает в нижнюю полость цилиндра *11*, управляющего производительностью основного насоса *12*, а следовательно, и скоростью движения ножниц.

После первого переключения золотника клапана *4* насос *12* подает масло по трубе *13* через тормозное устройство *14* в левую полость цилиндра *5*, перемещая его поршень и корпус ножниц ускоренно на некоторую длину. После этого упором на корпусе ножниц поворачивается пилот *15* и подача масла в цилиндр *11* прекращается, производительность насоса стабилизируется, а корпус ножниц начинает движение с постоянной скоростью. После окончания разрезки (реверсирование) поворотом от путевого выключателя пилота *16* масло (см. пунктирные линии) через штуцеры *a* и *b* пилота *1* направляется к штуцерам *d* и *b* пилота *16* по магистралям *17* и *18*, перемещая золотник клапана *4* влево. Кроме того, от тройника *19* масло по трубе *20*, через штуцеры *d* и *b* пилота *15*, обратный клапан *8*, по трубам *9* и *10* направляется в нижнюю полость цилиндра *11*, устанавливая наивысшую производительность насоса *12*, который будет нагнетать масло через клапан *4* в правую полость цилиндра *5*, а из левой его полости через тормозное устройство *14* и трубу *13* — в напорную линию. При подходе ножниц к исходному положению пилоты *1* и *15* поворачиваются в исходное положение, а также пилот *21*, которые направят поток масла (см. пунктирные линии) по трубе *22* через штуцеры *d* и *c* пилота *21*, клапан *23* и трубопроводы *24* и *25* в верхнюю полость цилиндра *11*. Производительность насоса *12* станет наименьшей. В конце обратного хода корпуса ножниц тормозное устройство *14* замедляет движение каретки, создавая гидравлическую подушку.

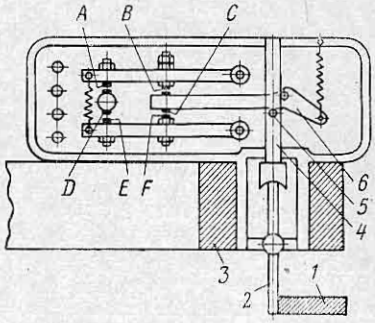
Механизмы зажима трубы и подачи круглых резцов, смонтированные в корпусе ножниц, управляются клапанами последовательности (фиг. 2976,*б*). В исходном положении корпуса ножниц пробки пилотов *26* и *27* находятся в положении, показанном пунктиром, и масло от насоса *28* через разгрузочный клапан *29* сливается в бак. В начале движения каретки пробка пилота *26* поворачивается в положение, показанное сплошными линиями, свободный слив прекращается и в системе создается давление (золотники распределителя находятся: *30* в левом, а *31* в правом положениях). Когда корпус ножниц переместится на требуемую длину (203 *мм*), пробка пилота *27* поворачивается, штуцеры *a* и *b* соединяются, золотник распределителя *31* смещается влево, а золотник распределителя *30* вправо, как это показано на фигуре. Масло поступает в нижнюю полость цилиндра *32* через клапан *33*, трубу *34*, распределитель *31* и клапан последовательности *35*. В процессе зажатия трубы давление масла повышается, клапан *35* перемещается вправо и жидкость по трубе *36* через распределитель *30* поступает в левую полость цилиндра *37*. Слив масла в бак будет происходить через дроссель *38*, допускающий регулирование скорости подачи резцов. После отрезки трубы пробка пилота *27* пружиной возвращается в исходное положение (см. пунктирные линии), а масло через штуцер *d* пробки пилота *27*, клапан последовательности *39* и штуцеры *b* и *c* направляется к распределителю *30*, смещая его золотник влево. Масло попадает в правую полость цилиндра *37* и смещает поршень влево. При работе поршня на упор срабатывает клапан последовательности *39*, смещая золотник распределителя *31* вправо, перепуская поток жидкости в верхнюю полость цилиндра. После отвода зажимов пробка пилота *26* устанавливается в положение, показанное пунктиром, и система разгружается.

СЛЕДЯЩИЕ УСТРОЙСТВА И РЕГУЛЯТОРЫ



Фиг. 2977.

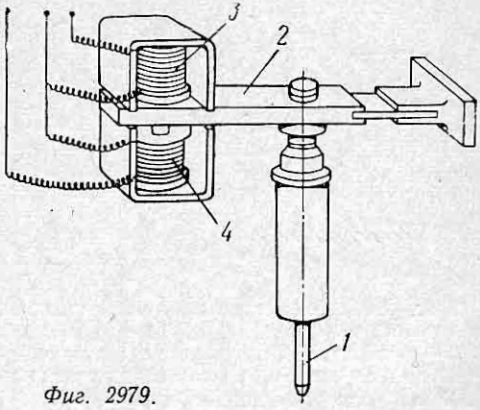
Фиг. 2977. Копировальное устройство, используемое при обточке. При соприкосновении копировального штифта *1* с наклонной поверхностью шаблона рычаг *2* замкнет контактом *3* цепь моторгенератора *5*, включив посредством реле *6* магнитную муфту *4*, включающую поперечную подачу резца. При отсутствии давления на штифт замыкается контакт *7*, при этом сработает реле *8*, которое включит муфту *9* обратного хода. При скольжении штифта по прямолинейному участку шаблона (цилиндрическая обточка) контакты *3* и *7* разомкнуты и поперечная подача резца выключена.



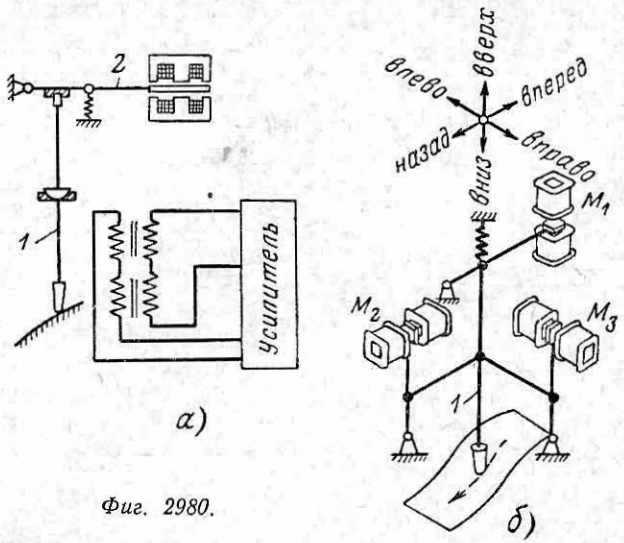
Фиг. 2978.

Фиг. 2978. Копировальное устройство, применяемое на токарных станках. При повороте скользящего по шаблону *1* штифта *2*, шарнирно соединенного с поперечными салазками суппорта *3*, стержень *4*, снабженный шпилькой *5*, перемещается вдоль оси, поворачивая стержень *6* и производя необходимые переключения контактов *A*, *B*, *C*, *D*, *E* и *F* для управления продольной и поперечной подачами суппорта.

Фиг. 2979. Индукционное измерительное устройство, применяемое для изменения в процессе копирования токов возбуждения привода Леонардо, обслуживающего цепи подач. Измерительный штифт *1* соединен с подвижным якорем *2*, помещенным в зазоре между катушками *3* и *4*, включенными в измерительный мостик. При перемещении штифта в процессе копирования в диагонали мостика, в которую включена электронная лампа, изменяется напряжение на ее сетке, вызывающее плавное изменение токов возбуждения генераторов, а следовательно, и скоростей подач.

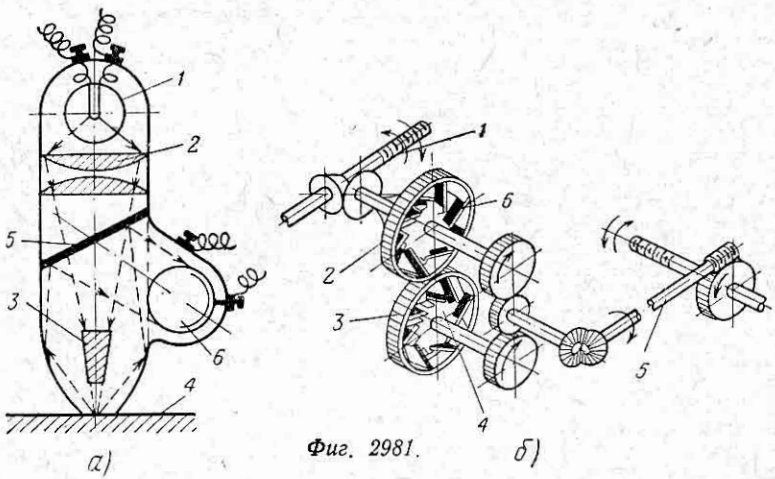


Фиг. 2979.



Фиг. 2980.

Фиг. 2980. Схемы индуктивных копировальных приборов. *а* — копировальный штифт *1* воздействует на якорь *2* дифференциального трансформатора. Отклонение якоря создает напряжение во вторичной обмотке трансформатора. Распределение импульса между составляющими подачи при движении по профилю модели осуществляется усилителем; *б* — копировальный штифт *1* отклоняет якорьки элементов M_1, M_2, M_3, управляющих вертикальной и двумя горизонтальными подачами соответственно.



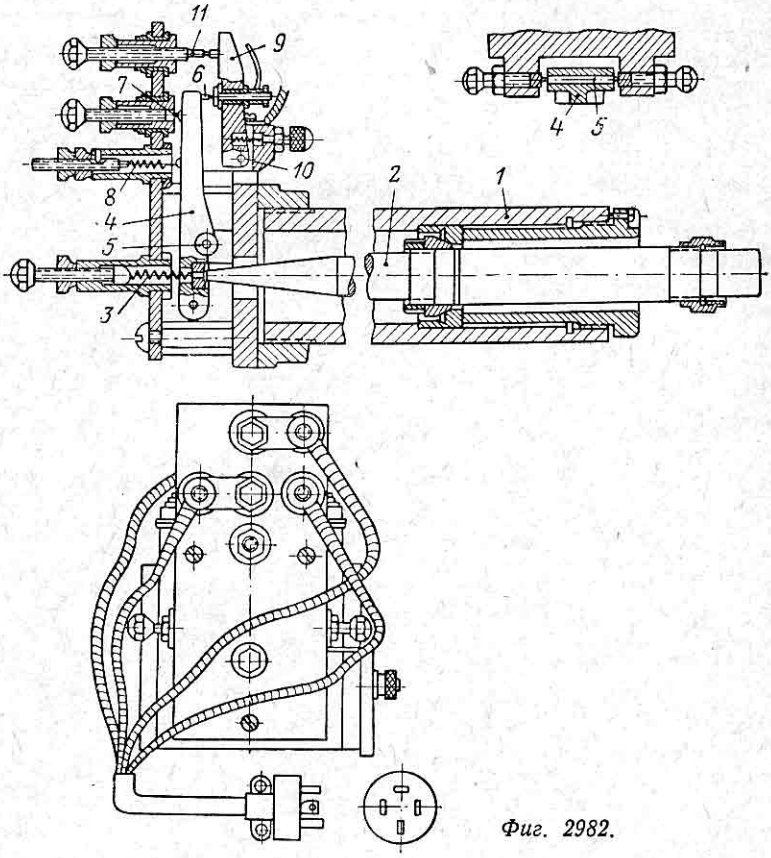
Фиг. 2981.

Фиг. 2981. Элементы схемы копировального станка с фотоэлектромеханическим управлением.

а — фотовизор. От источника света *1* пучок света проходит оптический конденсатор *2* и микрообъектив *3*, превращаясь в световую точку (диаметр до 0,001 *мм*) на чертеже *4*. Отражаясь от плоскости чертежа, свет попадает на

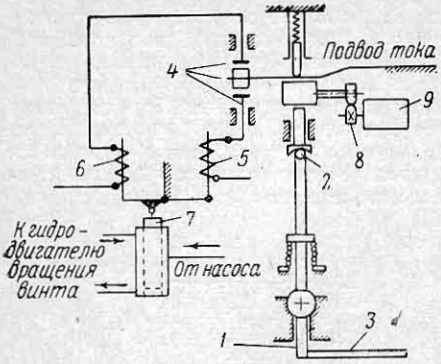
зеркало *5* и отражается на фотоэлементе *6*. Если световая точка смещается с контурной линии чертежа, то освещенность фотоэлемента увеличивается, вследствие чего возрастает сила тока, воздействующая на сетки ламп, управляющих перемещением ходовых винтов продольной и поперечной подач.

б — устройство для преобразования направления вращения. При движении вала *1* по часовой стрелке зубчатое колесо *2* вращает колесо *3*, которое через храповик *4* сообщает движение винту *5*, при этом храповик *6* вращается вхолостую. При вращении вала *1* против часовой стрелки колесо *2* через храповик *6* вращает винт *5* в том же направлении, а храповик *4* вращается вхолостую.



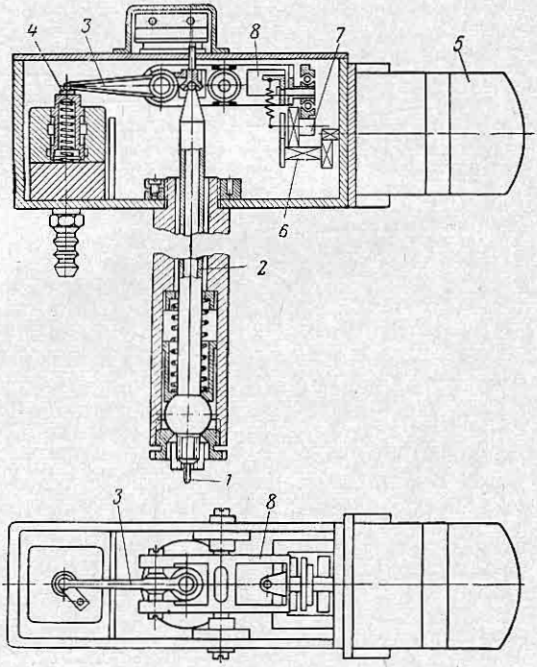
Фиг. 2982.

Фиг. 2982. Контактный копировально-измерительный прибор. В корпусе *1* в шаровой опоре смонтирован шпиндель *2*, к которому силой пружины *3* прижат вращающийся на оси *5* рычаг *4*, оснащенный двумя вольфрамовыми контактами *6* и *7*. Пружины *3* и *8* подобраны так, что при нажатии на шпиндель с силой 150—250 *г* включается контакт *6*. При нажатии с силой 500—600 *г* рычаг *4* через контакт *6* повернет рычаг *9* вокруг оси *10*, размыкая «аварийные» контакты *11*.



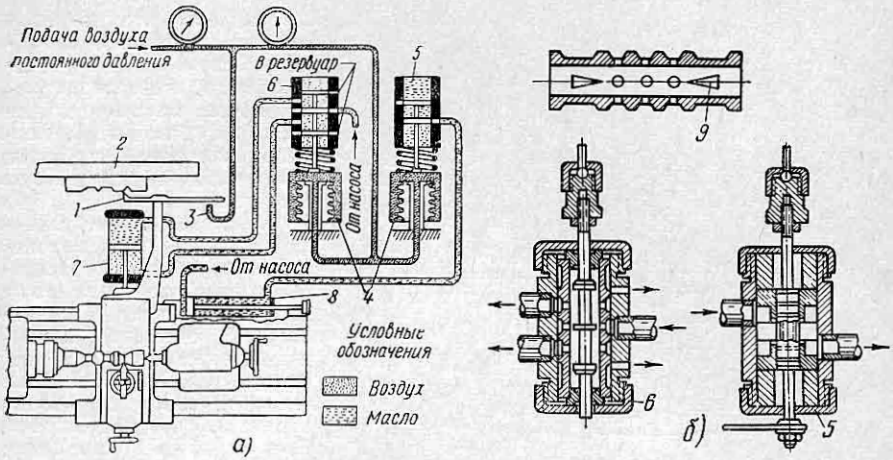
Фиг. 2983.

Фиг. 2983. Схема следящего устройства копировальной головки токарного станка. Палец *1*, снабженный сферическим наконечником *2*, перемещаясь по копиру *3*, замыкает контакты *4* электромагнитов *5* и *6*, управляющих золотником *7*, перепускающим масло от гидронасоса к гидродвигателю винта поперечной подачи станка. Контакты *4*, кроме перемещений, вызываемых смещением пальца *1*, получают колебательные движения с большой частотой и амплитудой в несколько десятых миллиметра от эксцентрика *8*, приводимого в движение быстроходным двигателем *9*. При этом надежность работы контактов улучшается.



Фиг. 2984.

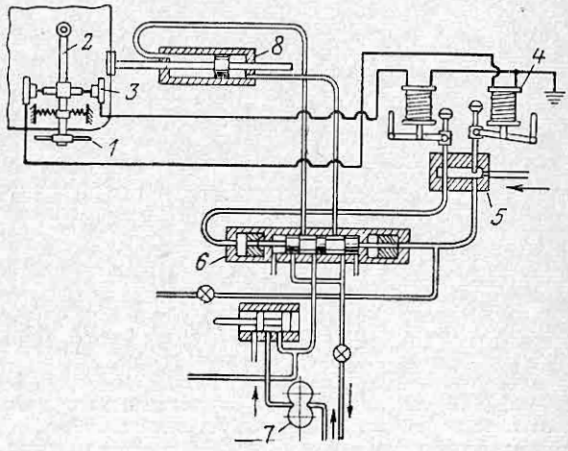
Фиг. 2984. Гидравлическое копирное устройство (дубликатор). При вертикальном перемещении копирного пальца *1*, укрепленного в державке *2*, рычаг *3* поворачивается, смещая вместе с этим малый вспомогательный золотник *4* который осуществляет быстрое переключение главного золотника. Для улучшения работы всей системы, устранения мертвых ходов и исключения трения покоя предусмотрен двигатель *5* с редуктором *6* и эксцентриком *7*, сообщающим рычагу *8*, а следовательно, и рычагу *3* быстрые качательные движения с малой амплитудой.



Фиг. 2985.

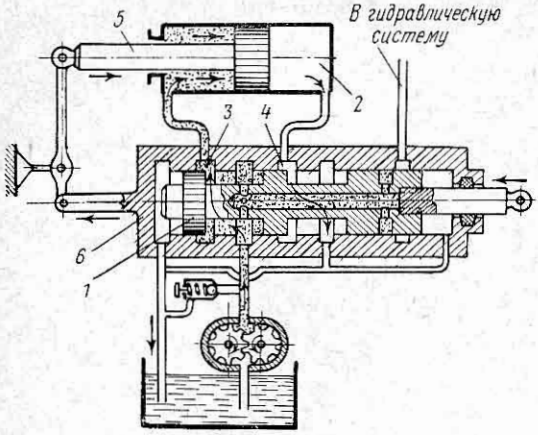
Фиг. 2985. Схема гидропневматического копировального устройства к токарному станку. Связанный с суппортом копирный палец *1* (фиг. 2985,*а*), перемещаясь по шаблону *2*, изменяет величину открытия сопла *3* пневматического управления (см. фиг. 3101,*а*). Изменяющееся давление воздуха при смещении заслонки воздействует на сильфоны *4*, управляющие золотниками *5* и *6*. Золотники перепускают масло в цилиндры *7* и *8* продольной и поперечной подач. При перемещении копирного пальца по участку копира, имеющего подъем, расход воздуха через сопло увеличится и вследствие понижения давления в камерах сильфонов золотник *6* поперечной подачи переместится вниз, а поперечные салазки — вперед. На участках снижения профиля копира произойдет перемещение суппорта в обратном направлении. При цилиндрической обточке золотник *6* запирает доступ масла в полости цилиндра *7* и поперечная подача исключается.

На фиг. 2985,*б* показаны втулка *9* золотника *6* с треугольными окнами для получения требуемого изменения потока масла и разрезы золотников *6* и *5*.



Фиг. 2986.

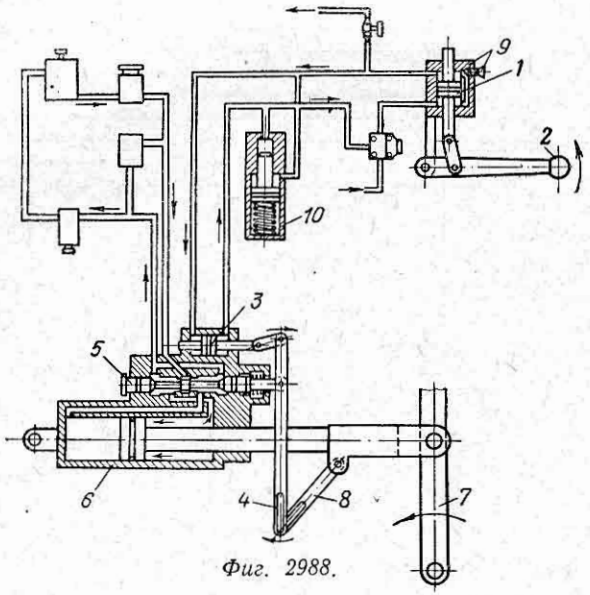
Фиг. 2986. Схема гидро-электропневматического контактного копировального устройства станка для обработки фасонных отверстий. Копир *1*, воздействуя на палец *2*, укрепленный на столе станка, замыкает контакты *3*, включая при этом один из двух соленоидов *4*, управляющих клапанами пневматической или гидравлической коробки *5*. От



Фиг. 2987.

коробки *5* воздух или жидкость поступают в гидравлическую золотниковую коробку *6*, реверсируя поток масла, идущего от насоса *7* к цилиндру *8*, поршень которого сообщает столу станка поперечную подачу.

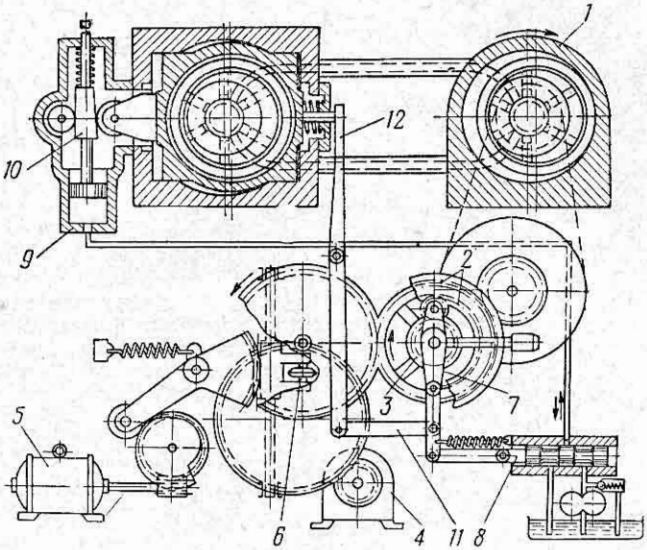
Фиг. 2987. Схема следящей системы. При перемещении плунжера *1* распределителя влево жидкость от насоса поступает в левую полость силового цилиндра *2*, перемещая его поршень вправо, вследствие чего переместится влево корпус *6* распределителя. Если плунжер *1* остановить, то подача жидкости в левую полость цилиндра *2* будет продолжаться до тех пор, пока каналы *3* и *4* не будут перекрыты, после чего поршень *5* силового цилиндра остановится. При смещении плунжера *1* вправо процесс повторится в обратном направлении.



Фиг. 2988.

Фиг. 2988. Схема мощного гидравлического дистанционного управления следящим устройством. Поршень *1*, перемещаемый рычагом *2*, управляет движением сервопоршня *3*, который посредством рычага *4* перемещает следящий золотник *5*. Золотник *5* подает жидкость в главный цилиндр *6*, поршень кото-

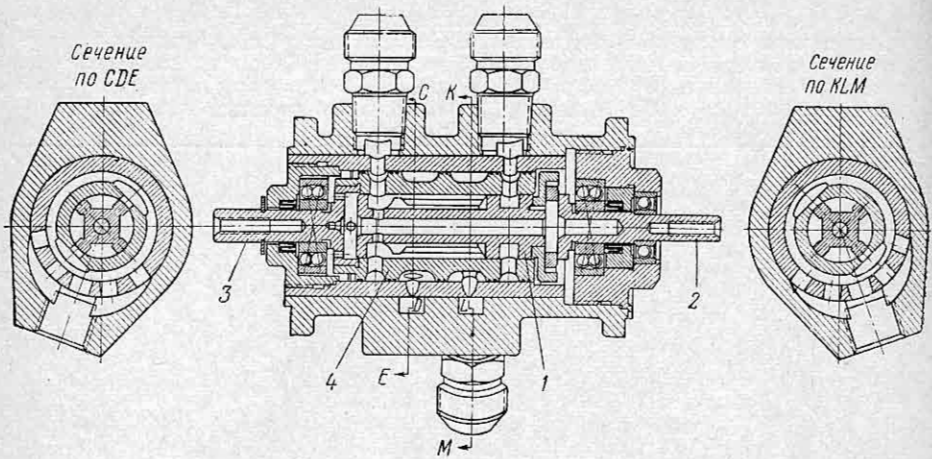
рого воздействует на рычаг рабочего механизма *7*, устанавливая его в соответствии с положением управляющего рычага *2*. Золотник *5* возвращается в исходное положение рычагами *4* и *8* обратной связи. Синхронизация движений поршня *1* и поршня *3* обеспечивается краном *9*. Компенсация температурных изменений объема масла в системе управления производится клапаном *10*.



Фиг. 2989.

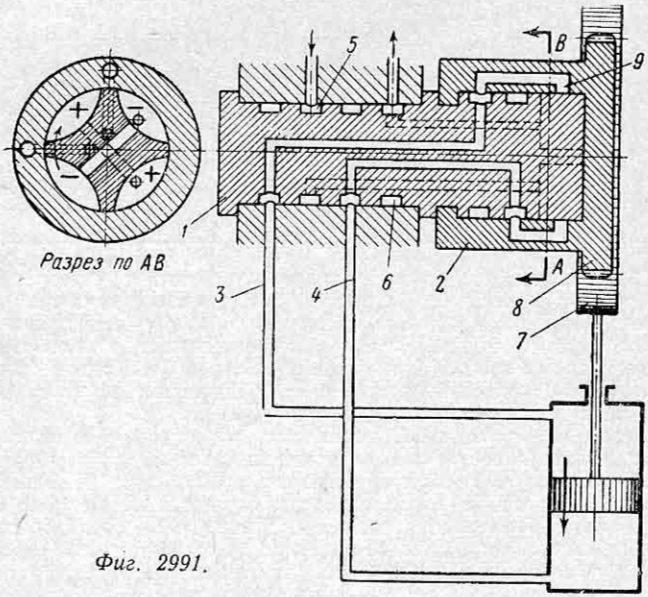
Фиг. 2989. Следящее синхронизирующее устройство с управлением посредством планетарного механизма. От вала гидравлического двигателя *1*, скорость вращения которого необходимо поддерживать на постоянном уровне, движение передается посредством цепной передачи и пары зубчатых колес центральному колесу *2* планетарной передачи, имеющему число зубьев вдвое большее числа зубьев центрального колеса *3*, приводимого в движение от двигателя *4* через двойную лобовую фрикционную передачу.

Вспомогательный двигатель *5*, перемещающий ролик *6* фрикционной передачи для изменения передаточного отношения, включается при необходимости воспроизвести некоторую программу движения. Подвижной поводок ролика *6* связан системой рычагов с управляющим золотником *8*, который перепускает жидкость в цилиндр *9* управления насосом. При падении числа оборотов насоса с увеличением нагрузки поводок *7* вращается против часовой стрелки, золотник *8* смещается влево, посылая жидкость в цилиндр *9*. В результате смещения кулачка *10* эксцентриситет насоса увеличится, что вызовет увеличение производительности насоса. Рычаги *12* и *11* являются жесткой обратной связью, возвращающей золотник *8* в исходное положение.



Фиг. 2990.

Фиг. 2990. Следящее распределительное устройство. При повороте распределительной пробки *1*, связанной муфтой с валиком *2* и далее с управляющей рукояткой, жидкость подается к гидродвигателю, который через обратную связь вращает валик *3* и вместе с ним втулку *4* в ту же сторону, куда поворачивалась пробка *1*. Если управляющую рукоятку и, следовательно, пробку *1* остановить, то втулка перекроет каналы и пропуск масла к гидродвигателю прекратится.

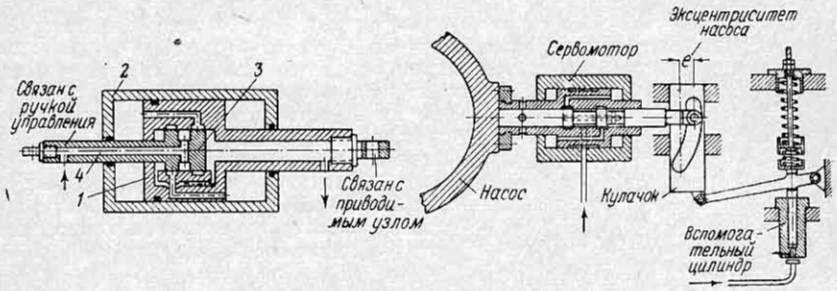


Фиг. 2991.

Фиг. 2991. Следящее устройство с вращательным задающим и воспроизводимым движениями с жесткой обратной связью. Движение задается втулке *1*,

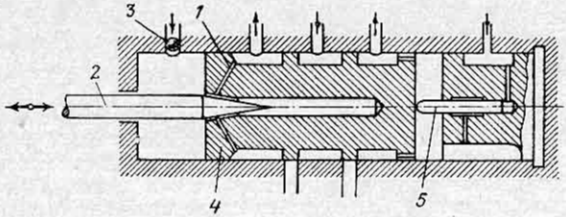
снабженной на правом конце четырьмя сегментными расточками, причем расточки, расположенные диаметрально противоположно, находятся под одинаковым давлением. Жидкость от насоса подводится к кольцевой проточке *5*, а отводится в резервуар — от кольцевой проточки *6*, связанных продольными отверстиями с расточками кранового распределителя (знак «+» на фигуре обозначает, что жидкость к расточке подводится, знак «—» обозначает, что жидкость от расточки отводится).

Втулка *2* механизма обратной связи с зубчатым венцом *8* зацепляется с рейкой *7*, укрепленной на детали, воспроизводящей заданное движение. При повороте втулки *1* относительно втулки *2* по часовой стрелке жидкость по каналу *9* втулки *2* поступает в канал *3* и далее в верхнюю полость цилиндра, вследствие чего следящая втулка *2* будет вращаться по часовой стрелке до тех пор, пока перегородки пробки крана не перекроют отверстия во втулке *2*. *4* — трубопровод.



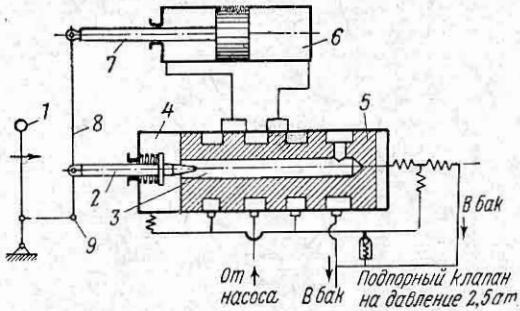
Фиг. 2992.

Фиг. 2992. Следящее распределительное устройство. Внутри поршня *1* (фигура слева) силового цилиндра *2* помещен плунжер золотника *3*, который смещается при повороте ручки управления и подключает канал *4* от насоса к левой или правой полостям цилиндра *2*, вследствие чего перемещается поршень *1*. Таким образом поршень *1* будет следовать за плунжером золотника *3*. На фигуре справа показана схема следящего устройства для регулирования производительности насоса постоянной мощности.



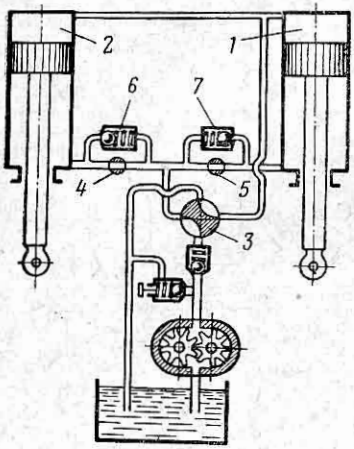
Фиг. 2993.

Фиг. 2993. Следящее устройство. Жидкость под давлением, регулируемым дросселем *3*, подается к левому торцу золотника *4*, а затем через отверстие *1* малого диаметра сливается в резервуар. При смещении иглы *2* влево давление в левой камере золотниковой полости падает. Золотник *4* будет перемещаться влево до тех пор, пока сила, действующая на его правый торец и на поршенек *5*, не уравновесится возрастающим давлением на левом торце золотника. Золотник всегда устанавливается так, чтобы силы, действующие на его торцы, уравновешивались.

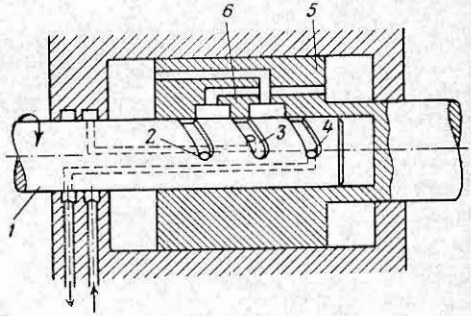


Фиг. 2994.

Фиг. 2994. Схема золотникового распределителя с обратной связью. При смещении рукоятки *1* вправо игла *2* перекроет канал *3*, давление в полости *4* возрастет и плунжер *5* сместится вправо, соединяя насос с правой полостью цилиндра *6*. Поршень *7*, переместившись влево, сдвинет иглу влево. Если рукоятку *1* остановить, то рычаг *8*, повернувшись вокруг оси *9* при движении плунжера *5* влево, сместит иглу *2* в ту же сторону, вследствие чего плунжер *5* будет двигаться до тех пор, пока не будут перекрыты каналы, питающие цилиндр, после чего поршень остановится.



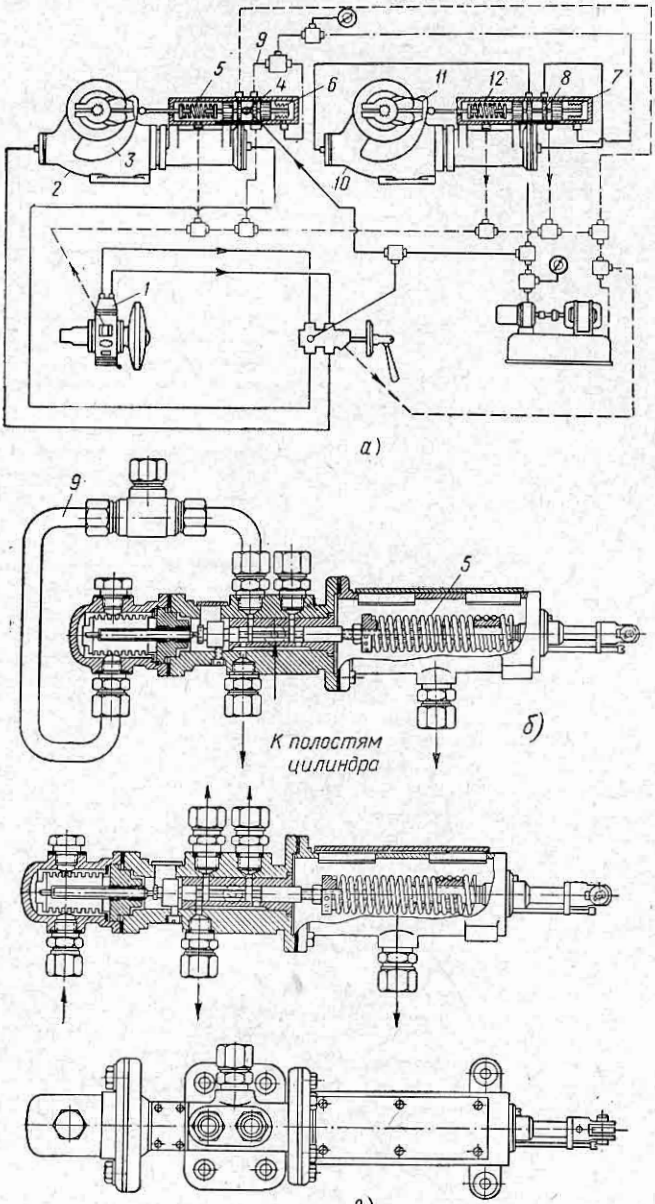
Фиг. 2995.



Фиг. 2996.

Фиг. 2995. Схема синхронизации движения двух поршней. Насос подает жидкость в полости цилиндров *1* и *2* через распределитель *3* и дроссели *4* и *5*, регулированием которых можно синхронизировать движения поршней. Для ускоренного перемещения одного из поршней использованы обратные клапаны *6* и *7*, шунтирующие дроссели. Схема работает неустойчиво и при изменении силового или температурного режимов регулировка дросселей нарушается.

Фиг. 2996. Следящее устройство с вращательным задающим и поступательным воспроизводимым движениями. Втулка *1* снабжена тремя винтовыми канавками *2, 3* и *4*. Канавка *3* соединена осевым сверлением с нагнетательной линией, а канавки *2* и *4* — со сливной. При повороте втулки *1* по стрелке давление жидкости будет подведено к правому торцу поршня *5*, поэтому поршень будет перемещаться влево до тех пор, пока перегородка *6* не установится против канавки *3*. Поворотом втулки *1* в обратном направлении осуществляется реверсирование поршня. Закон движения поршня зависит от профиля канавок.

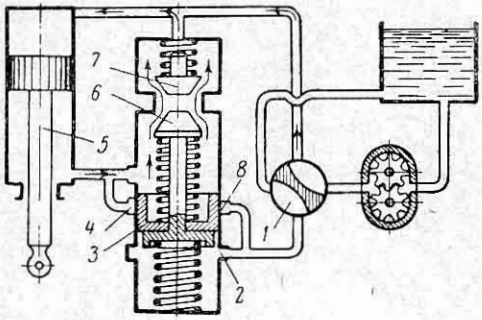


Фиг. 2997.

Фиг. 2997. Позиционер. Струйный регулятор *1* (эскиз *а*) посылает поток масла в исполнительный механизм *2*, вал которого начинает вращаться. Дат-

чик давления имеет золотник *4*, на который действуют в противоположных направлениях сильфон *6* и пружина *5*, сжатие которой зависит от положения кулачка *3* исполнительного механизма *2*. Камеры сильфона *6* датчика давления и сильфона *7* позиционера связаны трубопроводом. Жидкость от насоса подается по трубопроводам в камеры между поясками золотника *4* датчика давления и золотника *8* позиционера.

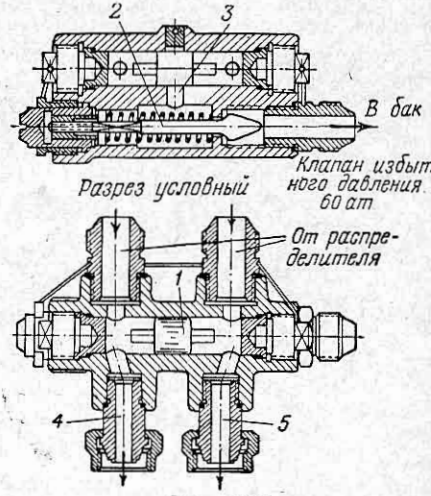
При повороте кулачка *3* против часовой стрелки пружина *5* сжимается и золотник *4* перемещается вправо. Жидкость от насоса поступает в магистраль *9* и сжимает оба сильфона: *6* датчика давления и *7* позиционера, вследствие чего золотник *4*, возвратившись в исходное положение, перекроет пояском полностью или частично канал магистрали *9* и, кроме того, золотник *8* перепустит жидкость в левую полость цилиндра исполнительного механизма *10*. Кулачок *11*, вращаясь в ту же сторону, что и кулачок *3*, сжимает пружину *12* и возвращает золотник *8* позиционера в нейтральное положение. Поворотом кулачка *5* в другую сторону исполнительный механизм *10* реверсируется.



Фиг. 2998.

На эскизе *б* приведены конструктивные разрезы датчика давления, а на эскизе *в* — то же для позиционера.

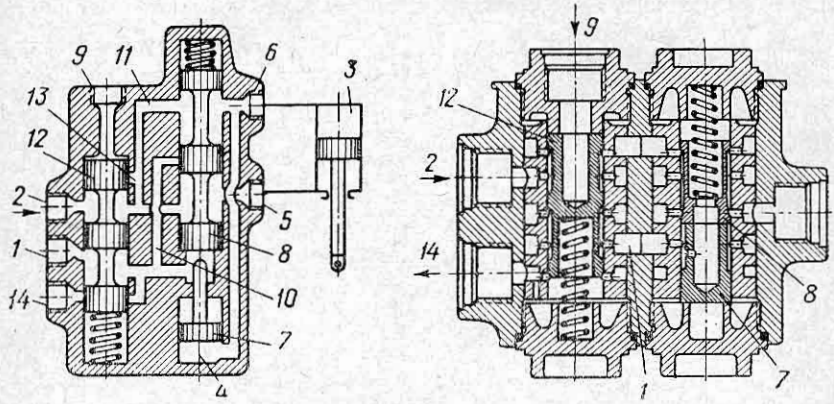
Фиг. 2998. Схема автоматического клапана, используемого для управления шасси самолета. При уборке шасси масло от насоса через распределитель *1* по каналу *2* подводится под поршень *3*, который, приподнимаясь, пропустит масло по каналу *4* под поршень *5* силового цилиндра, верхняя полость которого при закрытом клапане *6* будет соединена с баком. При выпуске вес шасси будет уравновешиваться давлением жидкости, заключенной в нижней полости силового цилиндра, которая, действуя на поршень *3*, переместит клапан *6* вниз и вместе с жидкостью, подаваемой насосом, поступит в полость над поршнем *5*. После выпуска шасси клапан *7* закроется и поршень *5*, переместившись вниз, выпустит масло через канал *8* и распределитель *1* в бак.



Фиг. 2999.

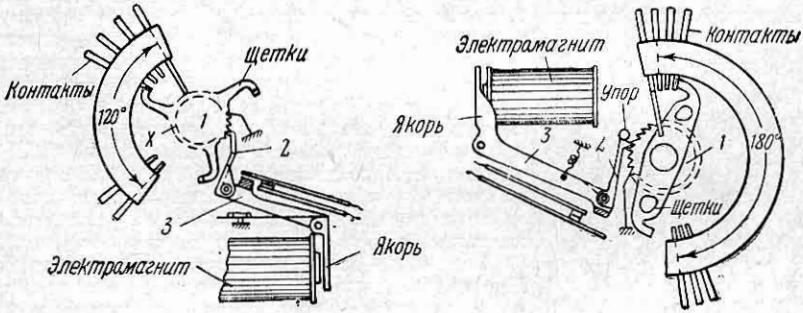
Фиг. 2999. Предохранитель асинхронизации действия двух силовых цилиндров, питающихся от одного насоса. Предохранитель состоит из корпуса с плавающим поршеньком *1* и клапана избыточного давления *2*, который должен быть отрегулирован на давление ниже давления, необходимого для выключения переключателя насоса на холостой ход, но выше давления, которое требуется для привода узлов. При наличии разности давлений потоков жидкости, протекающих с обеих сторон поршенька *1*, поршенек сместится в сторону меньшего давления, открывая проход через канал *3* к клапану *2* жидкости, которая направляется распределителем в тот цилиндр (через

штуцеры *4* или *5*), где операция закончена. Когда поршень отставшего цилиндра закончит ход, давление в обоих потоках уравновесится и поршенек *1* вновь займет среднее положение.



Фиг. 3000.

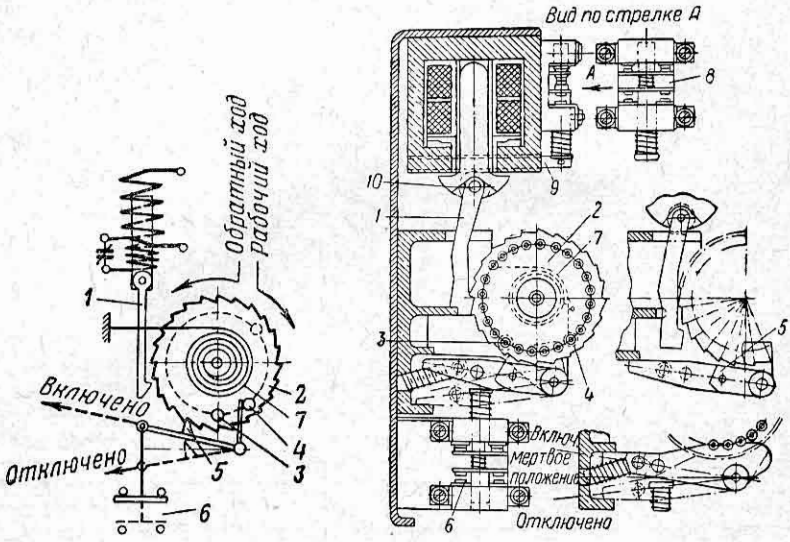
Фиг. 3000. Схема автоматического клапана механизма управления шасси при аварийном выпуске. При выпуске шасси масло от насоса через штуцер *2* (фигура слева) поступает далее через штуцеры *5* и *6* в полости цилиндра *3* управления шасси. Вначале давление в нижней полости цилиндра *3*, а следовательно, и в полости *4*, будет низким и поршень *7* не сможет сместить плунжер *8*. Когда шасси достигнет положения, при котором в полости *4* давление повысится, поршень *7* сместит плунжер *8* вверх и нижняя полость цилиндра *3* соединится с каналом *10* и далее со штуцером *1* сливной магистрали. При подъеме шасси жидкость под давлением подводится через штуцер *1*, поднимает плунжер *8* вверх, проходит по каналу *10* к штуцеру *5* и отводится по каналу *11* через штуцер *2*. При аварийном выпуске шасси жидкость, подаваемая от ручного насоса к штуцеру *9*, смещает вниз плунжер *12*, открывая проход жидкости от штуцера по каналу *13* к штуцеру *6*. Слив масла происходит через аварийную сливную магистраль *14*. На фигуре справа показана конструкция клапана (позиции те же).



Фиг. 3001.

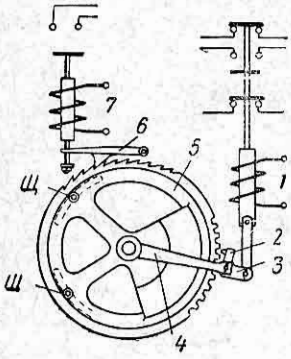
Фиг. 3001. Шаговые распределители. Контакты управления цепями воспринимают управляющие импульсы при помощи снабженного щетками храпового колеса *1*, поворачиваемого с помощью собачки *2*, укрепленной на рычаге *3*.

Рычаг соединен с якорем электромагнита, получающим электрические управляющие импульсы. Для устранения холостого пробега щеток их делают двух- или трехлучевыми. На фигуре слева показана схема распределителя прямого хода, на фигуре справа — обратного хода.



Фиг. 3002.

Фиг. 3002. Схема счетного реле. При включении электромагнита тяга *1*, снабженная крючком, поворачивает храповое колесо *2*, имеющее *z* зубьев и столько же нарезанных отверстий, в которые могут ввертываться штифты *3* и *4*. При вращении храпового колеса *2* штифт *3* поворачивает коленчатый рычаг *5*, зуб которого отпускает храповое колесо. Через некоторое число импульсов, зависящее от числа отверстий между штифтами *3* и *4*, рычаг *5*, повернувшись, переключит контакты реле *6*, а спиральная пружина *7* при выключенном электромагните вернет колесо *2* в исходное положение.



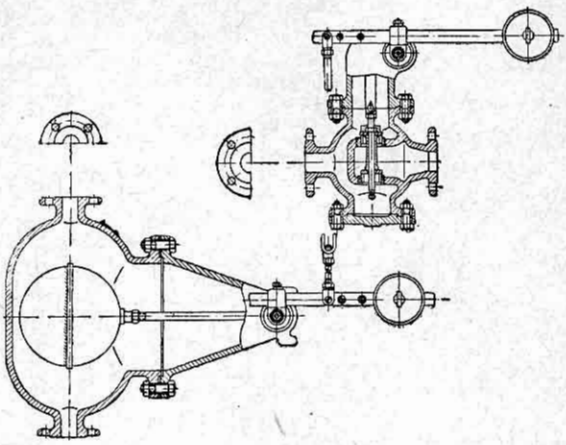
Фиг. 3003.

Справа показана конструкция счетного реле, выполненная по вышеупомянутой схеме (номера позиций те же). Значительное усилие для втягивания сердечника электромагнита может быть получено шунтированием нижней секции катушки Н.З. контактом переключателя *8* в нижнем положении сердечника. В результате втягивания сердечника рамка *9* поднимется роликами *10* и разомкнет Н.З. контакты, включив нижнюю секцию катушки.

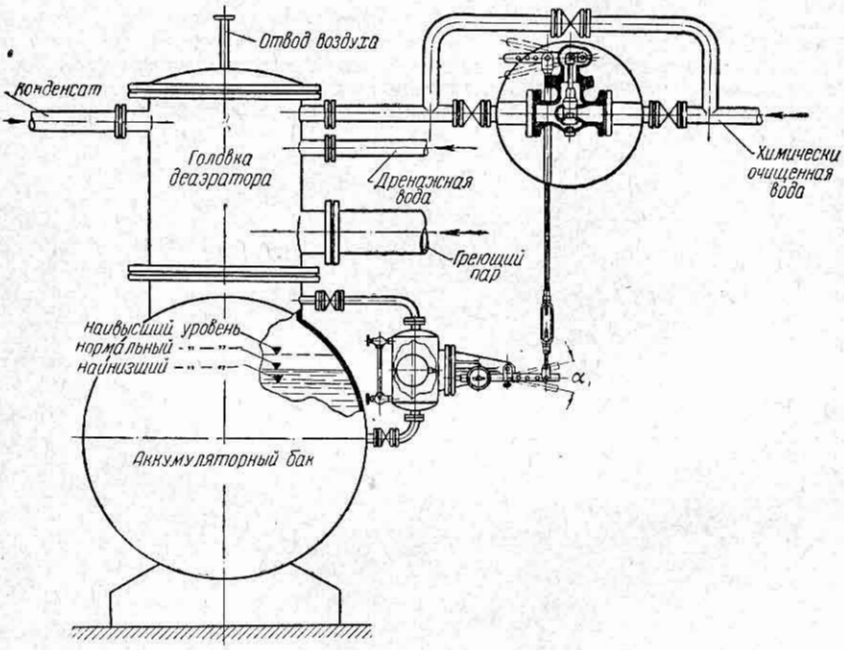
Фиг. 3003. Схема контроллера для счета скипов. При срабатывании включающего селеноида *1* собачка *2*, шарнирно соединенная с рычагами *3* и *4*, поворачивает снабженное противовесом и удерживаемое защелкой *6* колесо *5*. Защелка *6* управляется селеноидом *7*. При обесточивании селеноида *7* колесо *5* возвращается в исходное положение. На торце колеса *5* установлены две электрически соеди-

ненные щетки, одна из которых скользит по сегменту, другая — по круглым контактам. Схема получает импульс от путевого выключателя главного подъема. По окончании подачи требуемого числа скипов подается импульс на соленоид *7*, вследствие чего колесо *5* освобождается от защелки и возвращает схему в исходное положение.

Фиг. 3004. Регулятор уровня поплавковый прямого действия. Поплавковая камера трубами связывается с резервуаром, уровень которого регулируется. При изменении уровня поплавковый рычаг изменяет положение регулирующего клапана.

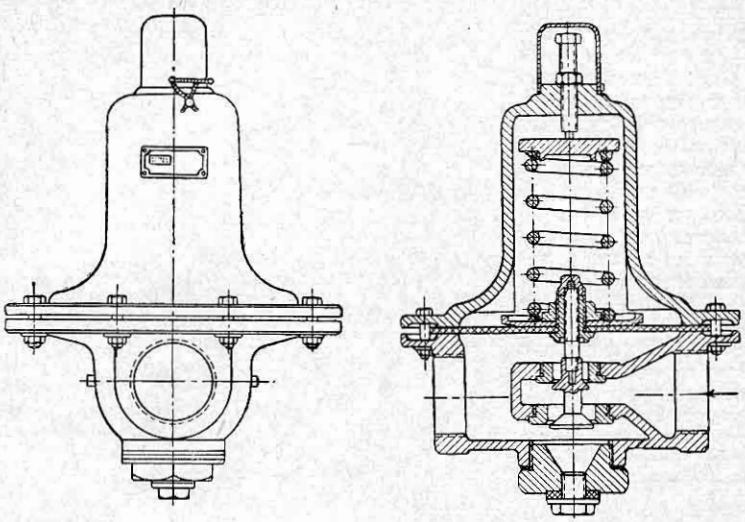


Фиг. 3004.



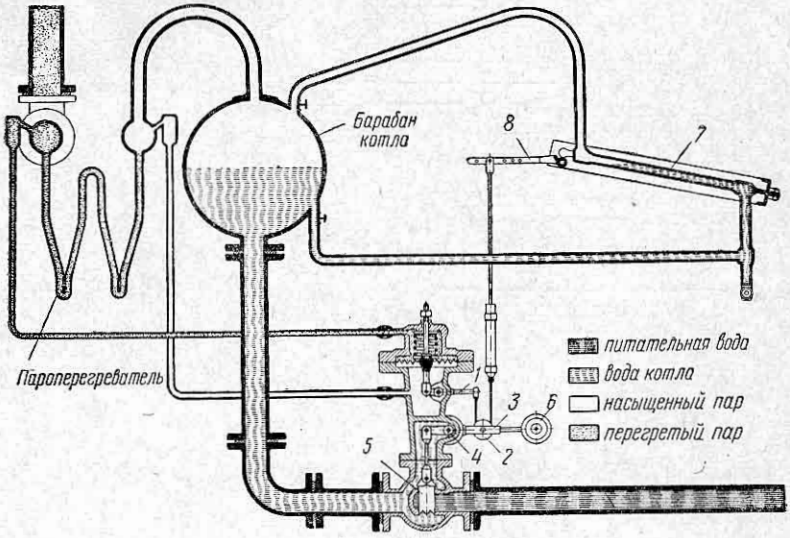
Фиг. 3005.

Фиг. 3005. Установка регулятора уровня непосредственного действия для регулирования уровня воды в деаэраторе.



Фиг. 3006.

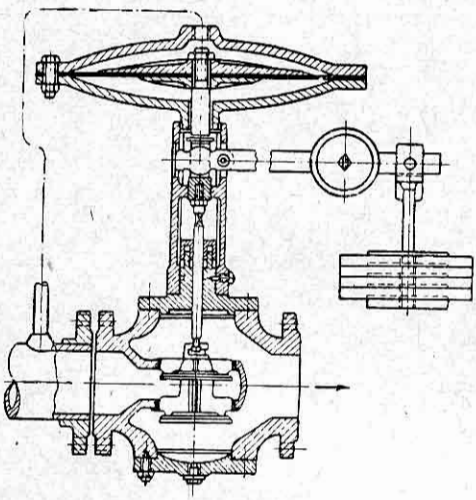
Фиг. 3006. Регулятор давления непосредственного действия. Мембрана уравновешивается давлением жидкости и силой упругости пружины. Регулируемое давление может в некоторых пределах изменяться. Регулятор предназначен для поддержания постоянного давления «после себя» при колебаниях давления «до себя».



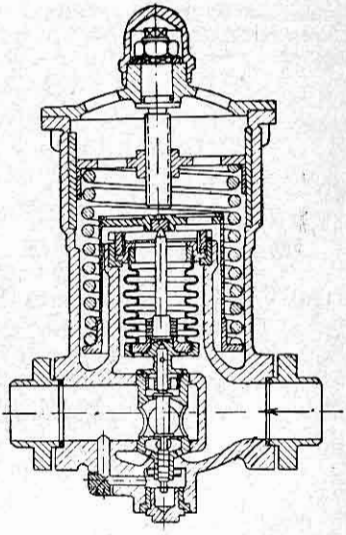
Фиг. 3007.

Фиг. 3007. Двухимпульсный регулятор уровня воды в паровом котле. Перемещение питательного клапана *5* зависит от колебания уровня воды в котле и

оси нагрузки. В качестве измерителя уровня здесь использован дилатометрический элемент. Верхняя часть наклонной трубки обогревается насыщенным паром, нижняя — конденсатом. Вследствие того, что температура насыщенного пара выше температуры конденсата при понижении уровня воды, большая часть трубки *7* находится в зоне более высокой температуры и трубка удлиняется, воздействуя таким образом на малое плечо рычага *8* трубки дилатометрического элемента и заставляя его поворачиваться против часовой стрелки, а клапан *5* подниматься. Расход воды через клапан увеличивается. С увеличением расхода пара перепад давления при проходе через пароперегреватель увеличивается, поэтому мембрана стремится перемещаться вверх, рычаг *3* с грузом *6* опускается и клапан *5* увеличивает проходное сечение. В реальных условиях работы регулятора оба чувствительных элемента воздействуют на исполнительный орган — клапан и их действия суммируются на ролике *2*. *1* — передаточный рычаг, *4* — ось вращения управляющего рычага.



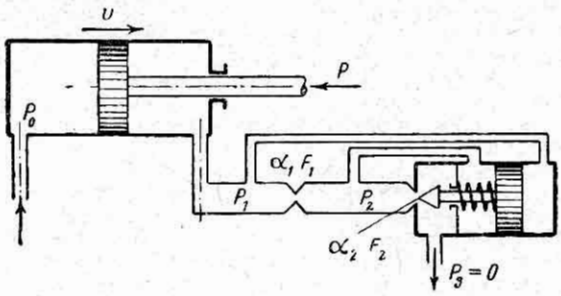
Фиг. 3008.



Фиг. 3009.

Фиг. 3008. Регулятор давления непосредственного действия. Регулятор поддерживает давление в магистрали «до себя». Величина регулируемого давления устанавливается грузами на рычаге, уравновешиваемыми давлением на мембрану.

Фиг. 3009. Сильфонный регулятор давления непосредственного действия с уравновешивающей пружиной. Сильфон служит уплотнением. Регулятор поддерживает давление «до себя».

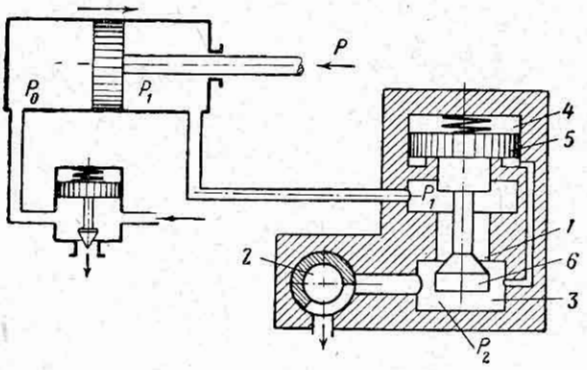


Фиг. 3010.

Фиг. 3010. Схема регулирования скорости поршня гидравлического механизма. При постоянной разности давлений в первом дросселе путем изменения площади проходного сечения во втором дросселе можно сохранить расход жидкости, а следовательно, и скорость поршня при переменном сопротивлении, приложенном к поршню. Изменение F_2 можно установить из выражения

$$F_2\alpha_2 = \alpha_1 F_1 \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1}.$$

Здесь p_1 — давление жидкости перед дросселем;
p_2 — давление после дросселя;
α_1 и α_2 — коэффициенты расхода;
F_1 и F_2 — проходные сечения дросселей.



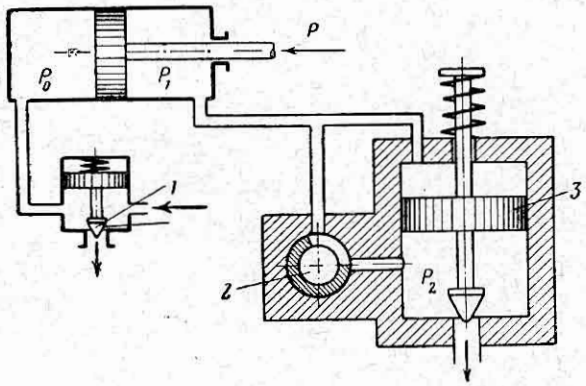
Фиг. 3011.

Фиг. 3011. Схема регулирования скорости поршня гидравлического механизма путем регулирования давления перед вторым дросселем на сливной линии.

Жидкость насосом через перепускной клапан, создающий постоянное давление в напорной линии, подается в рабочую полость цилиндра. Из другой полости жидкость вытесняется через дозирующее устройство. Вытесняемая из цилиндра жидкость по сливной линии проходит дроссель *1* с переменным проходным сечением и дроссель *2*, настроенный на заданную скорость поршня. Камера *3*, где должно быть установлено давление p_2, соединяется каналом малого диаметра с цилиндром *4* регулятора давления, в котором перемещается поршень *5*, связанный с клапаном *6*. На поршень *5* с одной стороны действует давление жидкости p_2, а с другой — сила Q упругости пружины. Если диаметр поршня обозначить d_5, то

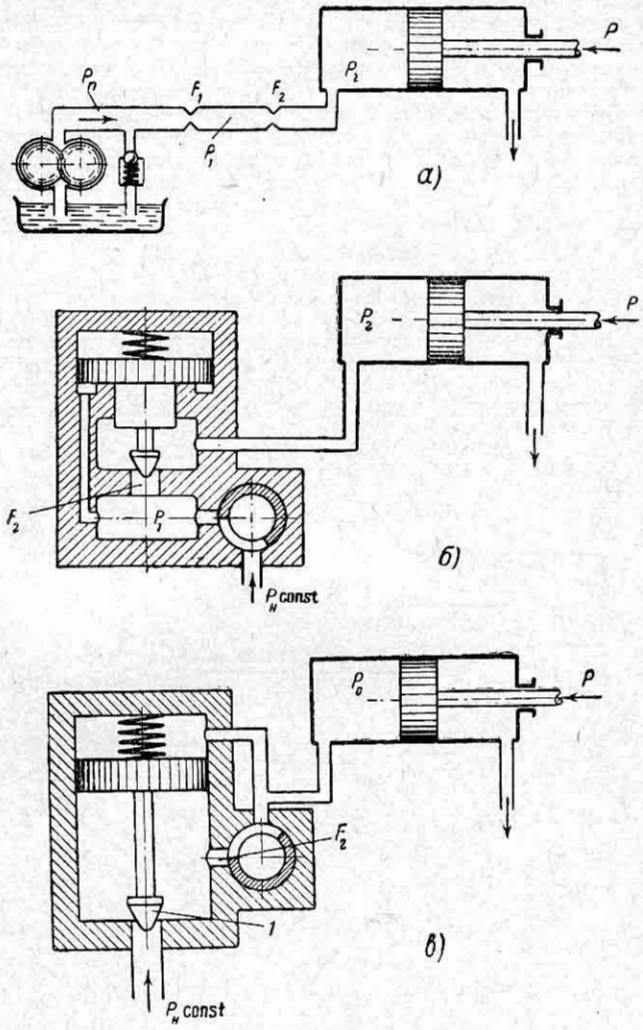
$$p_2 = \frac{4Q}{\pi d_5^2}.$$

Если противодавление p_1 в рабочем цилиндре уменьшится, то количество жидкости, проходящей через щель дросселя *1*, также уменьшится, вместе с чем уменьшится и давление p_2 в камере *3*; при этом действием пружины клапан опустится, проходное сечение увеличится и давление в камере *3* восстановится.



Фиг. 3012.

Фиг. 3012. Схема регулятора скорости поршня гидравлического механизма. На поршень регулятора *3* с противоположных сторон действуют давления p_1 и p_2 и сила Q упругости пружины. Поршень может быть заменен мембраной. Давление жидкости в напорной линии регулируется перепускным клапаном *1* и независимо от нагрузки на поршень остается постоянным. Жидкость, выходящая из цилиндра по сливной линии, проходит через настроенный на заданную скорость щелевой дроссель *2*, затем через регулятор разности давления *3*, в котором производится дополнительное дросселирование жидкости, после чего она сливается в резервуар.



Фиг. 3013.

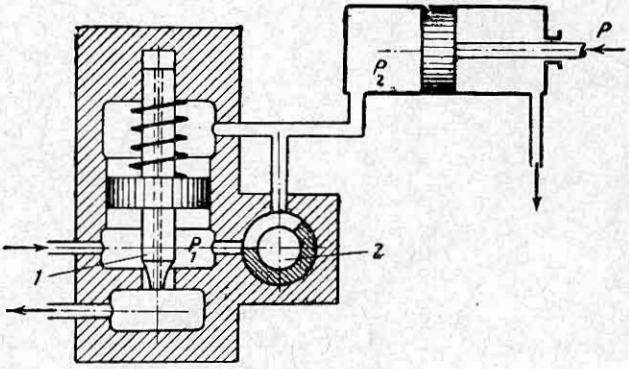
Фиг. 3013. Схема регулирования скорости поршня сервомотора, на который действует переменное давление p_2 при постоянном давлении p_n в напорной линии, поддерживаемом перепускным клапаном. Площадь F_2 (фиг. 3013,*а*) проходного сечения регулирующего клапана может быть определена по формуле

$$F_2 = \sqrt{\frac{\gamma}{2g}} \frac{Q}{\sqrt{p_n - \Delta p_{n,1} - p_2}},$$

где $\Delta p_{n,1}$ — перепад давлений;
Q — расход жидкости.

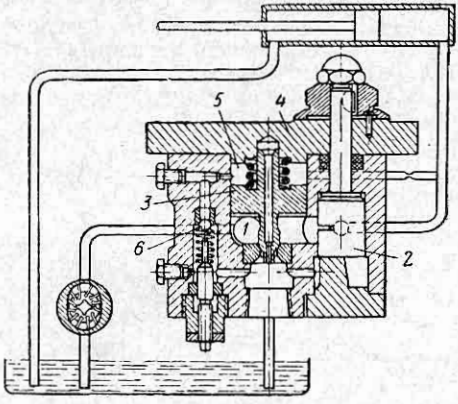
На фиг. 3013,*б* показана схема установки регулятора давления для поддержания постоянства давления p_1.

На фиг. 3013,*в* показана схема установки регулятора разности давления, управляющего клапаном *1* для поддержания постоянства расхода жидкости.



Фиг. 3014.

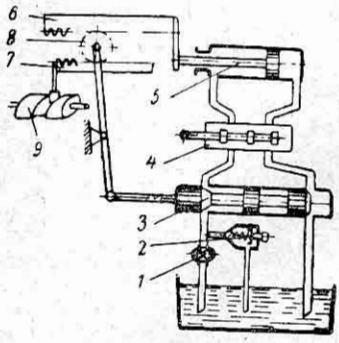
Фиг. 3014. Принципиальная схема регулирования скорости поршня гидравлического механизма путем изменения давления жидкости, нагнетаемой насосом. Регулятор разности давления управляет перепускным клапаном *1*, устанавливая его в такое положение, при котором для дросселя *2* создается заданный перепад давлений и, следовательно, заданный расход жидкости, определяющий скорость поршня.



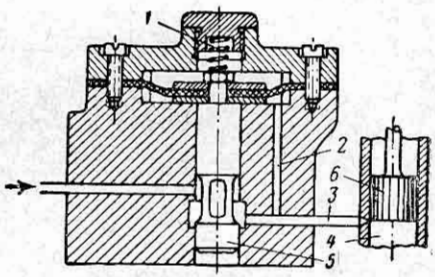
Фиг. 3015.

Фиг. 3015. Конструктивная схема регулятора по фиг. 3014. Насос постоянной производительности нагнетает жидкость в камеру *1*, из которой жидкость через дроссель *2* нагнетается в рабочую полость цилиндра, а излишек ее через клапан сливается в резервуар. Поршень *3* клапана находится с одной стороны под действием давления, создаваемого насосом, а с другой — редуцированного давления жидкости, прошедшей дроссель. Разность давлений уравновешивается

пружиной *4* малой жесткости. Если давление в цилиндре резко возрастает, то жидкость из камеры *5* сливается в резервуар через клапан *6*, вследствие чего поршень *3* поднимается вверх и жидкость свободно сливается в резервуар. Регулятор работает при давлении насоса, равном сумме давлений в цилиндре и перепада давления в регулируемом дросселе, настроенном на заданную скорость.



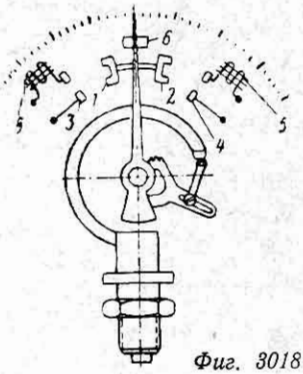
Фиг. 3016.



Фиг. 3017.

Фиг. 3016. Регулятор скорости поршня *5* гидравлического механизма со следящим устройством. При движении рейки *6* ведомого звена со скоростью, равной и противоположно направленной скорости задающей рейки *7*, определяемой профилем кулачка *9*, колесо *8* неподвижно. При появлении разности указанных скоростей колесо *8* через рычаг воздействует на дросселирующее устройство *3*, устраняя появившуюся разность скоростей. *1* — насос, *2* — предохранительный клапан, *4* — золотник.

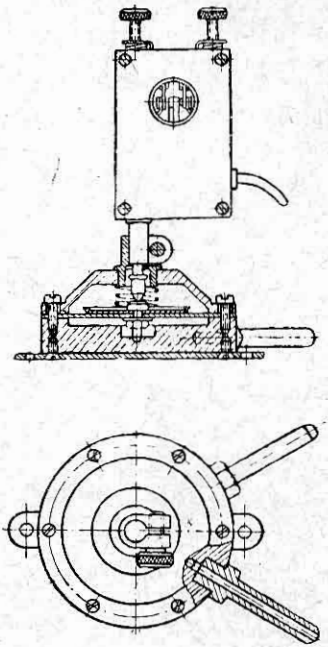
Фиг. 3017. Регулятор скорости. Золотник *5* редукционного клапана перемещается с помощью мембраны. Жесткость пружины *1* выбирается в соответствии с требуемым давлением в трубе *3* перед дросселем *6*. Масло под мембрану подается по каналу *2*, а из канала *4* — в гидроцилиндр.



Фиг. 3018.

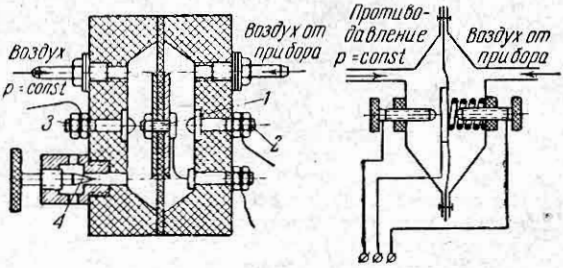
Фиг. 3018. Электроконтактный манометр, стрелка *6* которого снабжена двумя скобами *1* и *2*, замыкающими контакты *3* при минимальном давлении и контакты *4* при максимальном давлении. Для устранения искрения контактов при сотрясениях манометра контактная система снабжается добавочными электро-

магнитами *5*, включенными последовательно в цепи контакторов, а стрелка — якорем *6*. Вместо линейных или точечных контактов иногда применяются стеклянно-ртутные контакты.



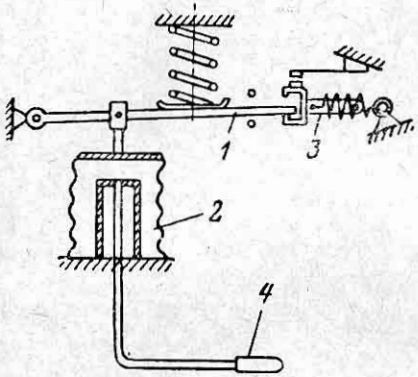
Фиг. 3019.

Фиг. 3019. Мембранный манометр с электроконтактным прибором и большим передаточным отношением (микропереключатель). Установка величины давления, при котором посылается импульс на регулирование, производится смещением контактного прибора относительно тарелки мембраны.

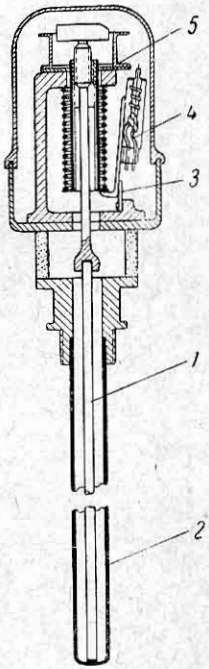


Фиг. 3020.

Фиг. 3020. Мембранный электроконтактный датчик дифференциального типа. В одну из полостей коробки подается постоянное давление, в другую — переменное, зависящее от регулируемого параметра. При достижении разности давлений минимального или максимального значения замыкаются соответствующие контакты *1* и *2* или *1* и *3*. Противодавление может регулироваться дросселем *4*.



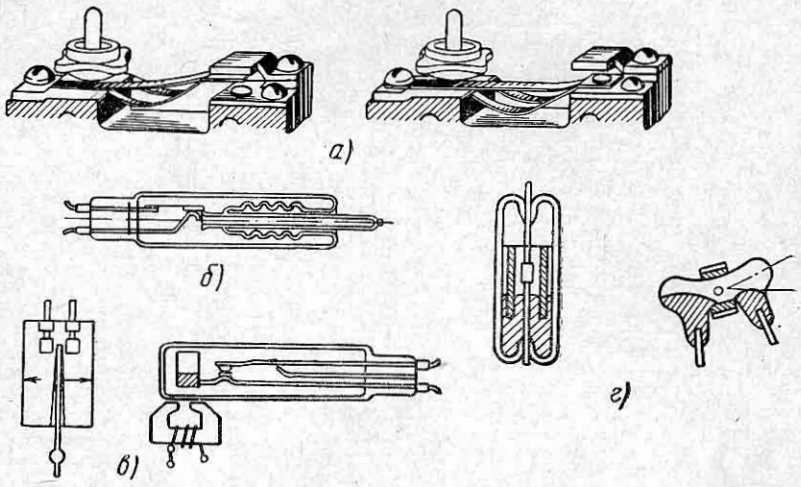
Фиг. 3021.



Фиг. 3022.

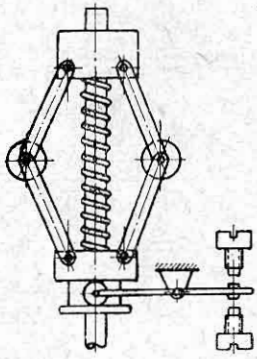
Фиг. 3021. Сильфонный электроконтактный датчик. Рычаг *1* при расширении сильфона *2* от f_0 до f_0+f поворачивает рычаг *3* мгновенного переключения контактов (см. фиг. 3023). При обратном вращении рычага *1* контакты размыкаются. При наличии двух пар контактов рычаг *1* будет их переключать. *4* — патрон жидкостного или газового термометра.

Фиг. 3022. Дилятометрический электроконтактный датчик. При повышении температуры удлинение кварцевого стержня *1* и металлической трубки *2* различно, поэтому выступающий конец стержня *1* втягивается в трубку и пружиной нажимает на малое плечо контактного рычага *3*. При повороте рычага *3* вакуумный контакт *4* (см. фиг. 3023,*б*) упирается своим концом в установочную шайбу *5* и его электроконтакты размыкаются. Установочная шайба с переменным радиусом-вектором позволяет установить различное значение температуры срабатывания контактов. При охлаждении стержня и трубки происходит замыкание контактов.



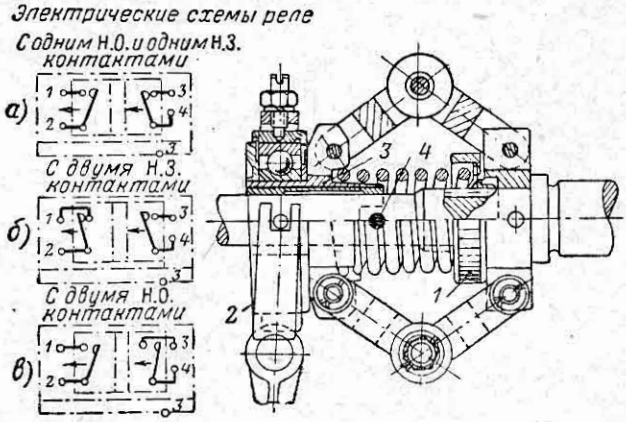
Фиг. 3023.

Фиг. 3023. Особые конструкции контактов.
а — спускного действия, в которых при повышении усилия нажатия на кнопку сверх некоторого значения контакт переходит скачком из одного положения (слева) в другое (справа); *б* — вакуумные, в которых замыкание электрических контактов происходит при нажатии на конец трубки, связанной с сильфоном. Из баллона воздух выкачан; *в* — вакуумные с магнитной связью; *г* — стеклянно-ртутные контакты с погружающимися стальными поплавками-сердечниками (слева) и поворотные (справа).



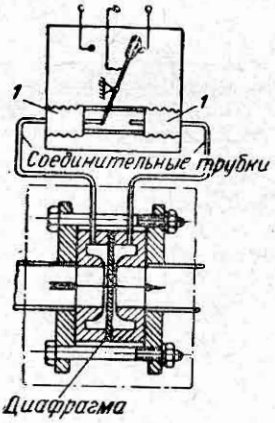
Фиг. 3024.

Фиг. 3024. Реле оборотов. При достижении контролируемым валом установленного числа оборотов муфта действием центробежных грузов смещается и производит переключение контактов.



Фиг. 3025.

Фиг. 3025. Конструктивная схема реле оборотов по фиг. 3024. Гайка *1* служит для предварительного регулирования усилия нажатия; *2* — рычаг, переключающий контакторную группу; ход муфты *3* ограничивается упорным штифтом *4*; *а*, *б* и *в* — схемы контакторных групп реле.



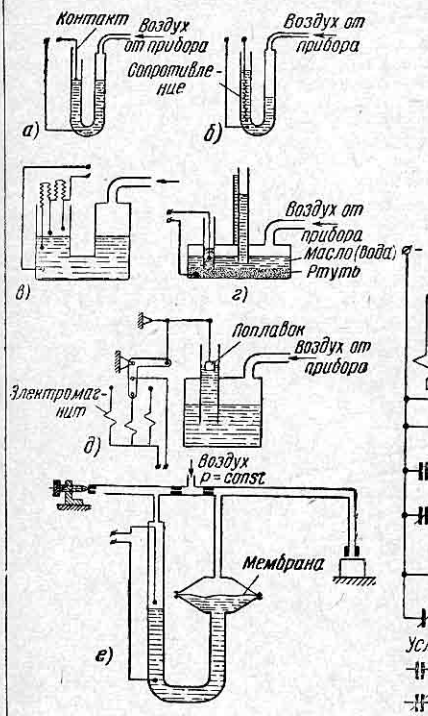
Фиг. 3026.

Фиг. 3026. Схема реле позиционного регулирования расхода жидкости или газа. При прохождении жидкости или газа квадрат расхода жидкости пропорционален перепаду давления

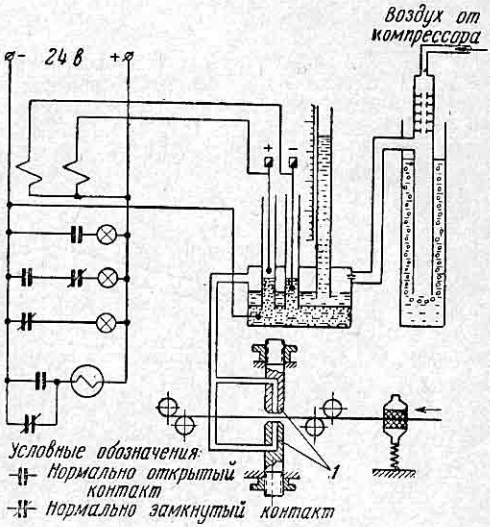
$$Q=\alpha F\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_1-p_2)}.$$

α — коэффициент расхода, F — площадь отверстия диафрагмы.

Соединяя сильфоны *1* с полостями до и после диафрагмы, можно управлять переключающим контактором мгновенного действия.



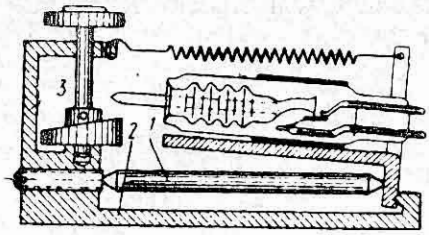
Фиг. 3027.



Фиг. 3028.

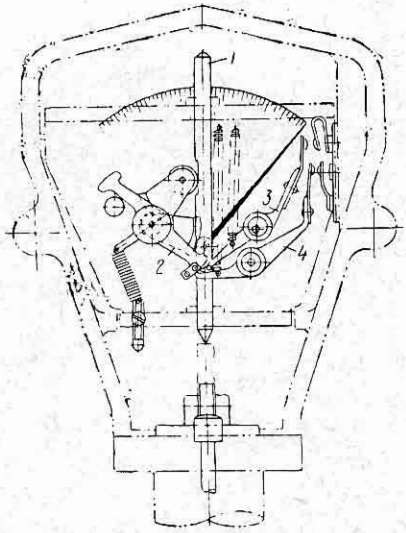
Фиг. 3027. Типы жидкостных электроконтактных датчиков для измерения давления или разности давления. *а* — контактный U-образный манометр, наполненный ртутью или электролитом; *б* — с переменным активным сопротивлением; *в* — многопозиционный; *г* — ртутный с визуальным отсчетом; *д* — поплавковый датчик; *е* — дифференциальный.

Фиг. 3028. Схема автоматического контроля при прокатке ленты постоянной толщины, которая может быть использована при позиционном регулировании. Воздух от компрессора подается в дифференциальное реле «сопло—заслонка» *1*. При увеличении толщины ленты давление в манометрической камере повышается и ртутью замыкается левый контакт; при уменьшении размера ниже номинала размыкается правый контакт. Замыкание и размыкание контактов могут быть использованы для управления механизмами перемещения прокатных валков.



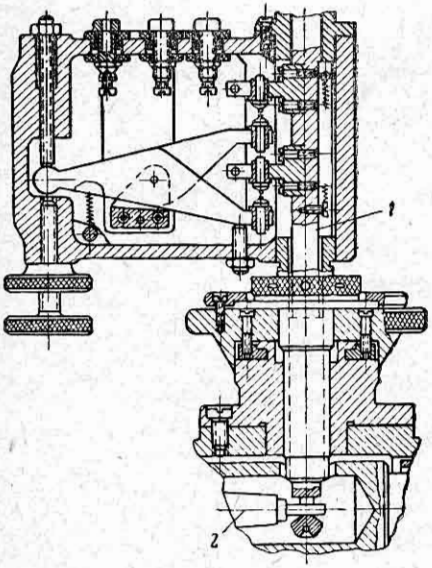
Фиг. 3029.

Фиг. 3029. Термореле, срабатывающее в зависимости от температуры. Стержень *1* и основание *2* изготовлены из материалов с различными коэффициентами линейного расширения. При удлинении основания больше чем стержня держатель вакуумного контакта (см. фиг. 3023,*б*) поворачивается и его стержень упирается в профильную шайбу *3*, устанавливающую температуру, при которой контакт срабатывает.

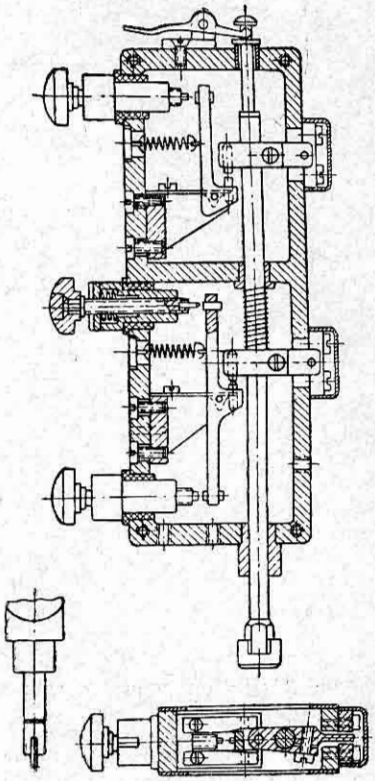


Фиг. 3030.

Фиг. 3030. Позиционное управление скоростью подачи круга при шлифовании. Шток *1*, опирающийся на контролируемую деталь, через зубчатый сектор поворачивает рычаг *2*. При достижении определенного размера шлифуемой детали, конец рычага *3* соскакивает и замыкает контакты цепи управления. Механизм подачи переходит на режим чистового шлифования. При достижении окончательного размера включаются контакты *4*, выключающие станок.



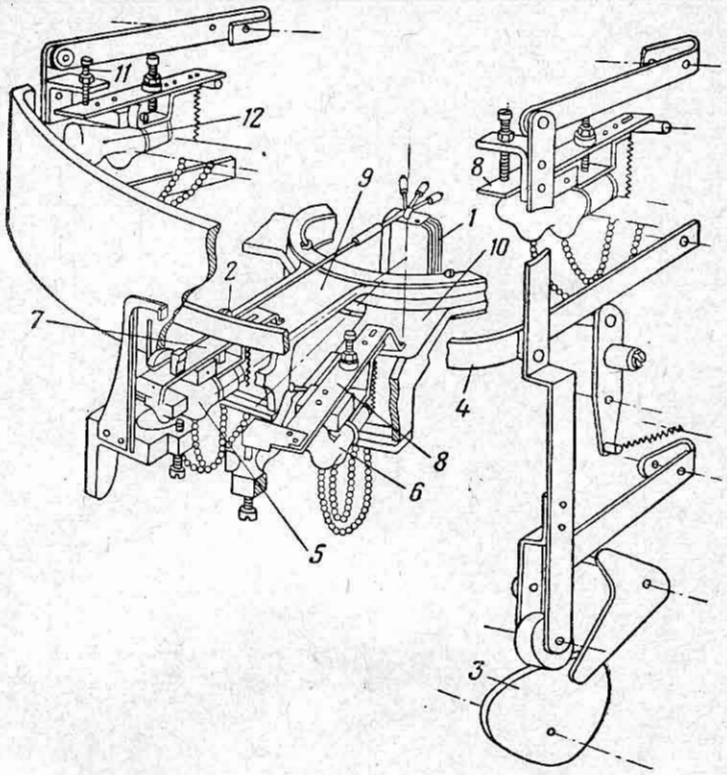
Фиг. 3031.



Фиг. 3032.

Фиг. 3031. Позиционное управление скоростью подачи шлифовального круга. Шток *1*, связан коленчатым рычагом *2* с контролируемой деталью. При замыкании контактов происходит изменение режима подачи станка.

Фиг. 3032. Трехконтактный измеритель линейных размеров НИЭЛ.

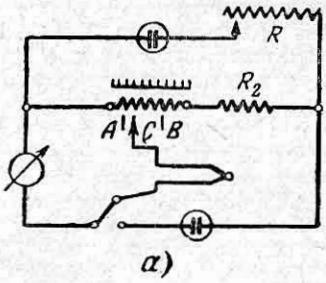


Фиг. 3033.

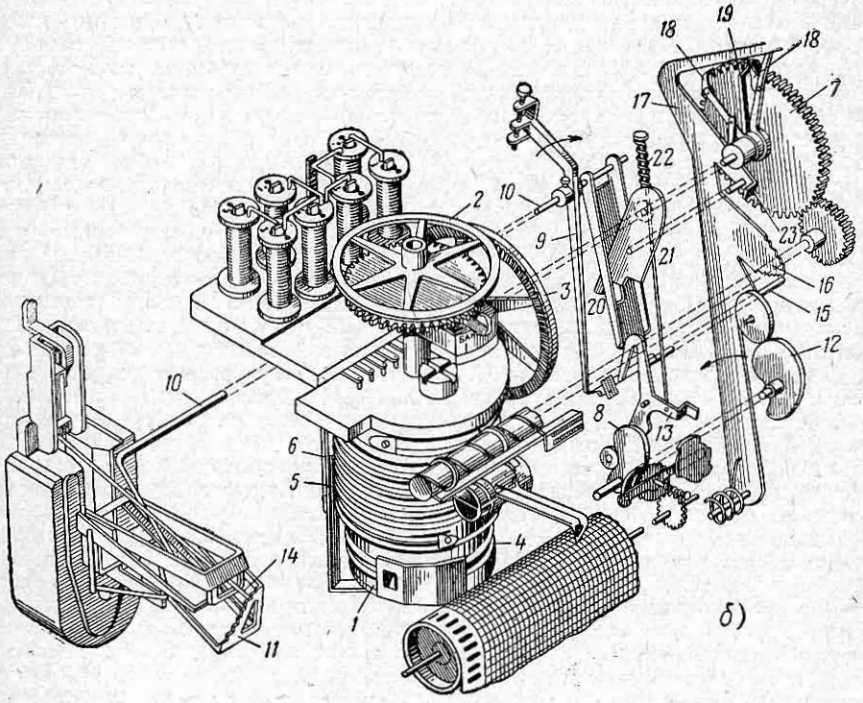
Фиг. 3033. Контактный гальванометр, предназначенный для подачи электрических импульсов в случае, если регулируемый параметр отклонился за установленные пределы. С рамкой *1* гальванометра, находящейся в постоянном магнитном поле, связана стрелка *2*. Кулачок *3*, вращающийся с постоянной угловой скоростью, сообщает падающей дужке *4* вращение вокруг неподвижной оси. Контактная группа состоит из двух стеклянно-ртутных контактов *5* и *6*, устанавливаемых на полочках *7* и *8*, упруго закрепленных на поворотных рычагах *9* и *10*. Рычаги устанавливаются в положения, соответствующие минимальному и максимальному значениям пределов регулируемого параметра, внутри которых импульс на регулирование не подается. Если выступ стрелки гальванометра располагается между полочками *7* и *8*, то при падении дужки стрелка прогибается и винт *11* нажимает на площадку стеклянно-ртутного контакта *12*, включенного в цепь сигнальной лампы «нормально». Если выступ стрелки установится против полочки *7* или *8*, что соответствует достижению меньшего или большего значений регулируемого параметра, то контакты *5* или *6* замыкаются и включают соответствующие цепи управления исполнительными механизмами регулируемой системы. При подъеме дужки контакты размыкаются.

В пятипозиционных контактных гальванометрах имеются еще два контакта, соответствующих позициям «очень мало» и «очень много», и так называемое удерживающее реле, позволяющее удерживать дополнительные контакты зам-

кнутыми в пределах времени цикла работы падающей дужки. Если значение регулируемого параметра не уменьшилось в нужную сторону, то исполнительный механизм работает без остановки до тех пор, пока при очередном падении дужки стрелка не расположится или между полочками или против полочки «мало» или «много». Применяется для позиционного регулирования процессов, регулируемый параметр которых можно обратить в изменение электродвижущей силы.



а)



Фиг. 3034.

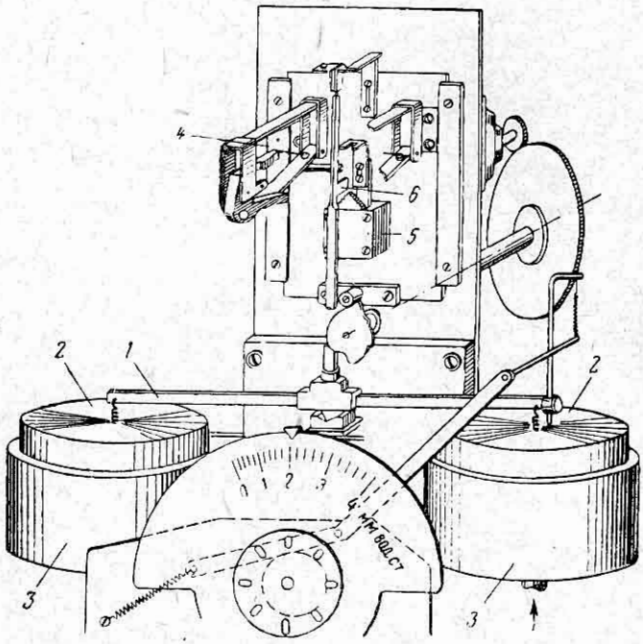
Фиг. 3034. Автоматический потенциометр. Измерительная схема, показанная на фиг. 3034,*а*, применяется в случае использования потенциометра для изме-

рений температуры при помощи термопары. Напряжение на клеммах *A* и *B* реохорда должно поддерживаться постоянным. Положение точки *C* ползушки реохорда должно быть выбрано так, чтобы разность потенциалов на участке *AC* уравновешивалась электродвижущей силой термопары, увеличивающейся с ростом температуры. В этом случае в цепи измерительного прибора ток отсутствует.

Потенциометр, кроме описанной измерительной системы, имеет механизм автоматической балансировки, позволяющий смещать ползушку реохорда так, чтобы в цепи прибора ток отсутствовал (фиг. 3034,*б*). Механизм автоматической балансировки позволяет производить перемещение ползушки реохорда на величину, пропорциональную изменению регулируемого параметра в заданном направлении.

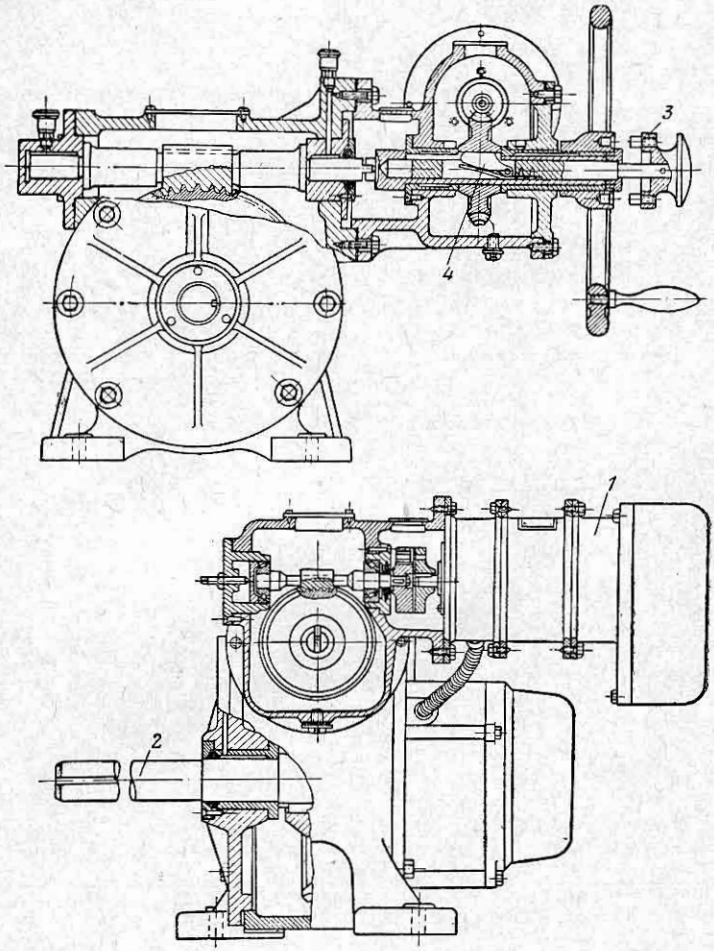
Реохорд *4* помещен на цилиндре *1* и выполнен в виде винтовой линии, по которой перекатывается шарик *5*, помещенный в направляющем пазу планки *6*, если колеса *2* и *3* вращаются вместе с храповым колесом *7*; при этом изменяется длина *AC* (фиг. 3034,*а*) участка реохорда, с которого снимается напряжение. Храповое колесо *7* поворачивается в одну или другую сторону за цикл, равный 3,6 сек., на угол, пропорциональный изменению регулируемого параметра. На одном валике, приводимом в движение от двигателя, закреплены кулачки *8* и *12*. Первый из них сообщает качательное движение коленчатому рычагу *13*, отклоняющему коромысло *9* по стрелке в крайнее положение и вместе с ним через деталь *10* — ступенчатый столик *11* в нижнее положение. Обратное перемещение коромысла *9* ограничивается высотой подъема ступенчатого столика *11*, зависящей от положения стрелки *14* нуль-прибора, т. е. в зависимости от того, против какой из ступенек установится стрелка. Выступ *15* коромысла *9* в зависимости от положения стрелки нуль-прибора может установиться против одной из ступенек *16* коромысла *17*, движение которому сообщается кулачком *12*. Если выступ *15* установился против наиболее высокой (средней) ступеньки, то кулачок *12* не касается ролика коромысла и оно неподвижно. В то же время угол качания коромысла тем больше, чем в более удаленную от средней ступеньку упирается выступ *15*, т. е. тем больше, чем больше отклонение стрелки нуль-прибора от среднего положения. Очевидно, что знак отклонения столика *11* от среднего положения не влияет на угол отклонения коромысла *17*. На оси храпового колеса *7* вращаются в противоположных направлениях два коромысла, несущие собачки *18* и связанные шатунами с коромыслом *17*. Колесо *7* ведется правой или левой собачкой, что зависит от положения включающей пружины *19*, причем оно поворачивается на угол, пропорциональный углу отклонения коромысла *17*. Включение правой или левой собачки зависит от знака отклонения стрелки нуль-прибора от среднего положения. На оси *10* рядом с коромыслом *9* свободно сидит вторичная стрелка *20*, в прорезь которой входит селекторный столик *21*, прижимающийся ко вторичной стрелке пружиной *22* и имеющий три ступеньки. Пружина *19* укреплена на втулке селекторного столика. При отклонении рычага *17* по стрелке его выступ *23* отводит селекторный столик, освобождая вторичную стрелку, которая свободно падает и затем вместе с коромыслом *9* поворачивается в угловое крайнее положение. Действием пружины освобожденный выступом *23* столик *21* возвращается обратно и фиксирует одной из своих трех ступенек вторичную стрелку *20*; при этом пружинка *13* займет одно из своих крайних положений или среднее. Таким образом положение пружины *19*, а следовательно, и направление вращения храпового колеса *7* зависит от положения селекторного столика, т. е. от знака отклонения стрелки нуль-прибора от среднего положения.

С храповым колесом *7* связан винт, приводящий в движение ползушку пишущего механизма или же ползун с выступами, включающими при определенных положениях командные контакты исполнительных механизмов.



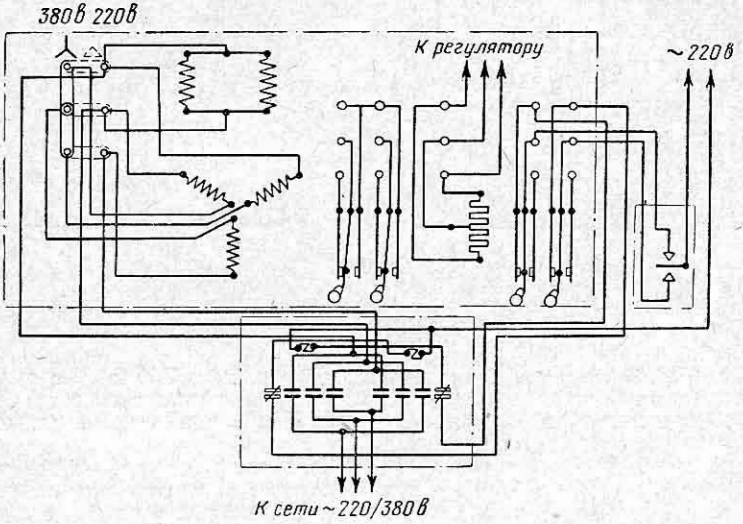
Фиг. 3035.

Фиг. 3035. Регулятор давления дифференциальный РДМЗ. Давление или разность давлений подводится по импульсным трубкам под колокола *2*, погруженные в масло в бачках *3* и подвешенные на коромысле *1*. При заданном давлении или разности давлений коромысло уравновешивается пружиной задатчика. Кулачком, приводимым в движение двигателем, доска с контактами *4* и выключающим устройством совершает периодические вертикальные перемещения. При отклонении стрелки с выступом *6*, например, влево, и движении доски вниз включается левый контакт *4* командной цепи электродвигателя. Выключение производится угольником, который останавливается, как только выступ *6* отклонившейся стрелки упрется в соответствующую ступеньку выключающего механизма *5*, которая выключает контакт при дальнейшем движении доски. Контакт замкнут на тем больший промежуток времени, чем больше отклонение давления от установленного номинала. В среднем положении выступ *6* свободно проходит в прорези угольника и включения контактов не происходит.



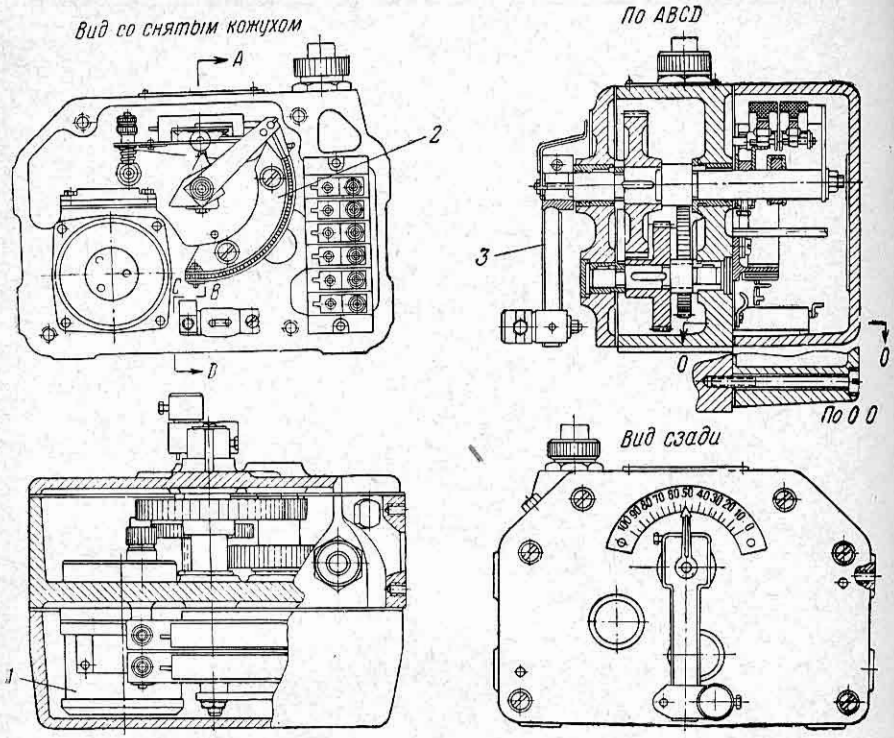
Фиг.

Фиг. 3036. Электрический исполнительный механизм ИМ 25/120. Электрические исполнительные механизмы предназначены для перемещения регулирующих органов в системах автоматического регулирования, в которых применяются электрические регуляторы изодромного, пропорционального, астатического или двухпозиционного регулирования. Движение от двигателя *1* к ведомому валу *2* передается через двухступенчатый червячный редуктор. Переход на ручное



3036.

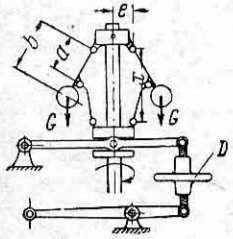
управление осуществляется воздействием кнопки *3* на вытяжную шпонку *4*. Механизм снабжен тормозом для точной установки. Для изодромных регуляторов с ведомым валом связывается ползушка реостатного датчика обратной связи. Команда на работу двигателя в ту или иную сторону дается контактами регулятора. Справа показана электрическая схема включения исполнительного механизма.



Фиг. 3037.

Фиг. 3037. Электрический исполнительный механизм ИМ 2/120 с приводом от конденсаторного двигателя, управляемый электрическим регулятором. *1* — двигатель, *2* — реостат обратной связи, *3* — кривошип, соединяемый с регулирующим органом.

Фиг. 3038. Конический центробежный регулятор. Число оборотов машины устанавливается маховичком *D* вращение которого изменяет длину звена, соединяющего верхний и нижний горизонтальные рычаги. Приведенная к муфте центробежная сила инерции грузов



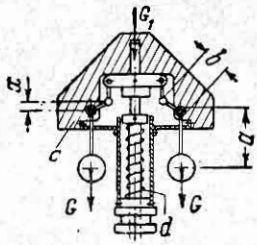
$$C=-\frac{G}{2g}\frac{b^2}{a^2}x\left(1+\frac{e}{b}\frac{1}{\sqrt{1-\frac{x^2}{4a^2}}}\right)\omega^2.$$

Приведенная к муфте сила тяжести шаров

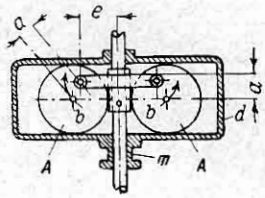
$$P=G_{\text{м}}+G\frac{b}{a},$$

где $G_{\text{м}}$ — вес муфты.

При равновесном движении машины $P=C$.



Фиг. 3039.



Фиг. 3040.

Фиг. 3039. Конический центробежный регулятор с грузом c или пружиной d или с тем и другим вместе.

Центробежная сила, приведенная к муфте регулятора,

$$C=-2\frac{G}{g}\omega^2\frac{a}{b}\left(1-\frac{a}{b}x\right).$$

Приведенная к муфте восстанавливающая сила веса шаров, муфты и упругости пружин

$$P=G_1+2G+k\frac{x_0-x}{L},$$

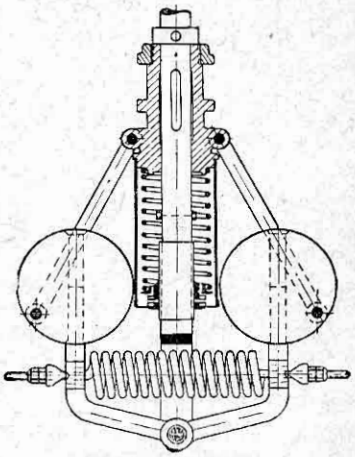
где k — жесткость пружины; при $x=x_0$ длина свободной пружины равна L.

Фиг. 3040. Плоский центробежный регулятор. Грузы A с центрами тяжести в центре b подвешены эксцентрично. При вращении грузы A центробежной силой удаляются от оси и поднимают вверх корпус d, муфта m которого соединена с регулирующим механизмом. Если e — расстояние между точкой подвеса шаров и осью регулятора, a — эксцентриситет груза, то приведенная к муфте m центробежная сила инерции шаров

$$C=-2\frac{G}{g}\omega^2 x\left(1+\frac{e}{a}\frac{1}{\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}}\right).$$

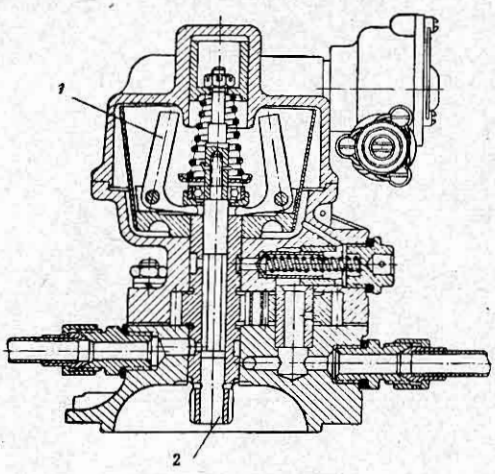
Приведенная к муфте сила тяжести шаров и корпуса

$$P=G_1+G.$$



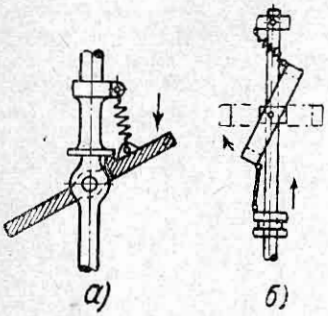
Фиг. 3041.

Фиг. 3041. Пружинный конический регулятор. Центробежная сила инерции груза в основном воспринимается пружиной, вследствие чего трение в регуляторе незначительно. Регулятор допускает установку степени неравномерности независимо от числа оборотов.

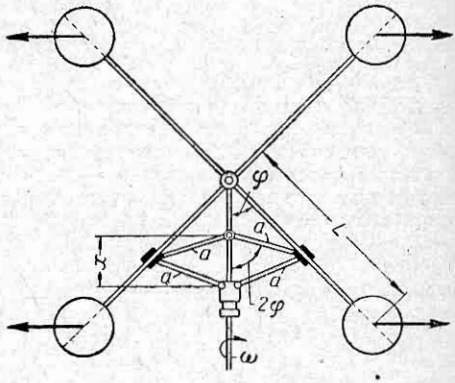


Фиг. 3042.

Фиг. 3042. Конический пружинный регулятор с гидравлическим сервомотором. При увеличении скорости грузы *1* расходятся и посредством муфты переставляют золотниковый шток *2*, управляющий направлением потока жидкости, поступающей в цилиндры поворота лопасти пропеллера.



Фиг. 3043.

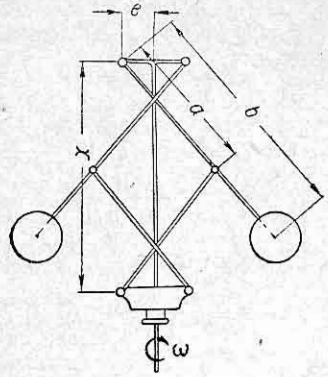


Фиг. 3044.

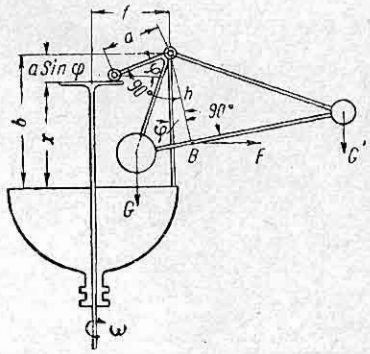
Фиг. 3043. Косая шайба (схема *а*) или кольцо (схема *б*) с изменяющимся в зависимости от величины центробежной силы наклоном. Схема применяется во многих системах тахометров. Может быть использована также в датчиках конических регуляторов.

Фиг. 3044. Изохронный регулятор. Приведенная к муфте сила инерции четырех шаров

$$C = -\frac{G}{2g}\omega^2\frac{L^2}{a}.$$



Фиг. 3045.



Фиг. 3046.

Фиг. 3045. Конический регулятор с перекрещивающимися тягами. Благодаря перекрещивающимся тягам регулятор может иметь неустойчивое положение динамического равновесия. Приведенная к муфте сила тяжести шаров

$$P=G_1+G\,\frac{b}{a}$$

и приведенная сила инерции

$$C=-\frac{G}{2g}\,\omega^2\,\frac{b^2}{a^2}\,x\left(1-\frac{e}{b}\,\frac{1}{\sqrt{1-\dfrac{x^2}{4a^2}}}\right).$$

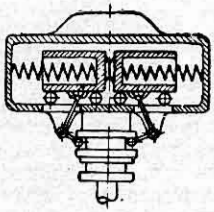
Фиг. 3046. Конический косинус-регулятор. Приведенная к муфте центробежная сила инерции массы обоих шаров определяется по формуле. При двух шарах

$$C=-2\,(G'+G)\,\frac{\omega^2}{g}\,\frac{f}{a}\,h.$$

Приведенная восстанавливающая сила

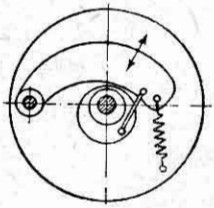
$$P=G_1+2\,(G'+G)+2\,(G'+G)\,\frac{\delta\,(h\cos\varphi)}{\delta x}.$$

Здесь G' и G — веса шаров;
G_1 — вес муфты.

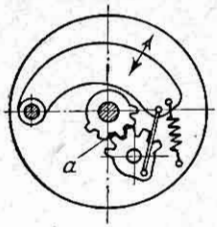


Фиг. 3047.

Фиг. 3047. Плоский центробежный регулятор с радиально перемещающимися грузами.



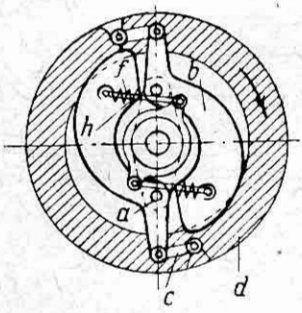
Фиг. 3048.



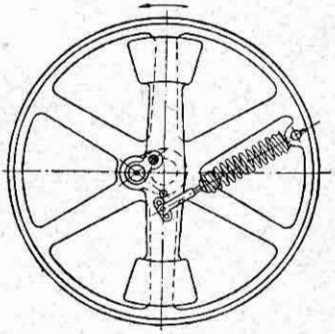
Фиг. 3049.

Фиг. 3048. Плоский центробежный регулятор. Груз регулятора перестанавливает эксцентрик. Чаще всего регулятор делают с двумя грузами (ср. со схемой фиг. 3050).

Фиг. 3049. Плоский центробежный регулятор. Груз регулятора поворачивает зубчатый сектор *a*.



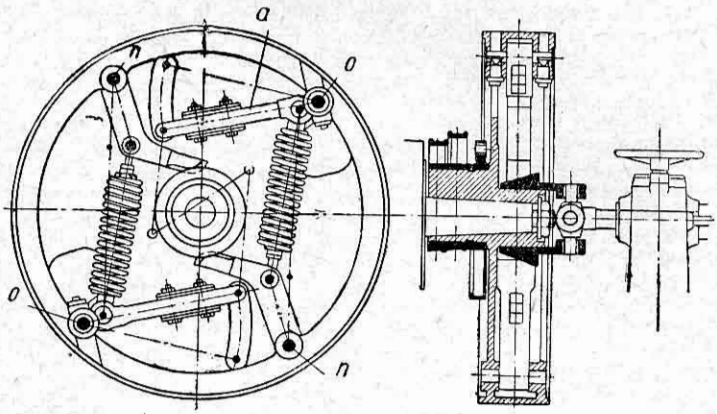
Фиг. 3050.



Фиг. 3051.

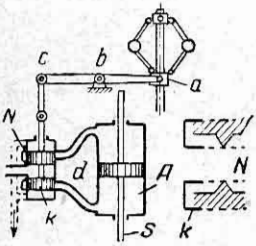
Фиг. 3050. Плоский инерционный регулятор. На оси втулки, надетой на вал, укрепляются шарнирно в точках *a* два груза *b*. Грузы притягиваются к валу пружинами *f*. Звеньями *c* грузы шарнирно соединены с массивным кольцом *d*, вращающимся на валу с малым трением. Если скорость вращения изменяется хотя бы на незначительную величину, кольцо *d*, имеющее большую массу и по инерции стремящееся сохранить скорость вращения постоянной, начинает вращаться в относительном движении на валу и переставлять массы *b* и связанный с ними тягами *h* регулирующий механизм.

Фиг. 3051. Плоский инерционный регулятор. Ось инерционного груза расположена нормально к направлению движения эксцентрика. При ускоренном движении вала машины, под действием момента тангенциальных сил инерции, грузы поворачивают эксцентрик, управляющий работой регулирующего органа.

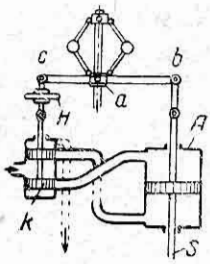


Фиг. 3052.

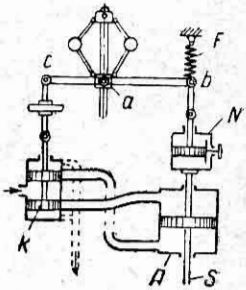
Фиг. 3052. Плоский регулятор. Опережающий маятниковый груз *a* действует как инерционная масса. Рычаги, вращающиеся вокруг точек *n*, поворачиваются при смещении конуса вдоль оси регулятора, изменяя при этом момент силы упругости пружины относительно точки *o*. В результате поворота рычагов изменяется натяжение пружин и, следовательно, установившееся число оборотов.



Фиг. 3053.



Фиг. 3054.



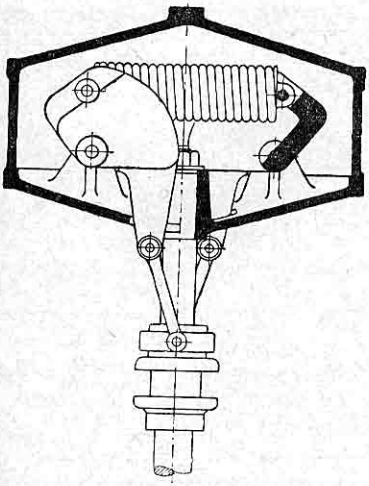
Фиг. 3055.

Фиг. 3053—3055. Регуляторы скорости непрямого действия. При больших перестановочных силах, необходимых для приведения в действие регулирующих механизмов, регуляторы заставляют действовать сервомотор, который и приводит в действие регулирующие механизмы. В схеме фиг. 3053 муфта центробежного регулятора рычагом *abc* связана с уравновешенным цилиндрическим золотником *k* сервомотора, поршневой шток *s* которого приводит в движение регулирующее устройство. При движении перестанавливающей муфты регулятора вверх золотник *k* опускается вниз и сообщает нижнюю полость цилиндра *A* сервомотора с трубой, подводящей рабочую жидкость. Для того, чтобы в начале хода поршень сервомотора двигался плавно, на входе в трубки *d*, соединяющие золотниковую камеру с цилиндром, устроены треугольные канавки *N*, благодаря которым рабочая жидкость поступает в цилиндр постепенно. Поршень сервомотора, передвигаясь вверх, переставляет регулирующее устройство и число оборотов машины изменяется. Достигнув требуемых оборотов, машина вследствие инерции в течение некоторого времени будет продолжать изменять число обо-

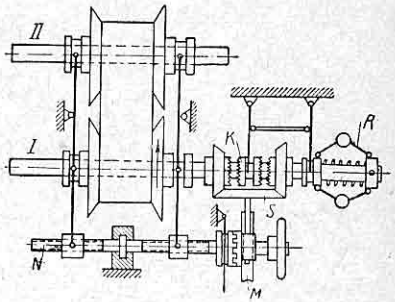
ротов. Для возвращения машины к заданному числу оборотов требуется повторение процесса регулирования в обратном порядке. Вследствие этого числа оборотов машины колеблются около среднего номинального значения. Это явление, так называемое перерегулирование, является недостатком приведенной схемы, ограничивающим ее распространение.

Лучше схема фиг. 3054 с жесткой обратной связью, в которой перестанавливающая муфта центробежного регулятора соединена со средней точкой *a* рычага *abc* обратной связи, точка *c* которого соединена с золотником *k*, а точка *b* — с поршневым штоком сервомотора. Если, например, перестанавливающая муфта регулятора движется вверх, то золотник *k* опускается вниз, нижняя полость цилиндра сервомотора сообщается с трубой, подводящей рабочую жидкость, поршень поднимается вверх, точка *c* рычага *abc* опускается вниз, золотник приходит в нейтральное положение и разобщает полость цилиндра с питающей трубой. Благодаря такому устройству регулятор чувствительнее регулятора по схеме фиг. 3053 и явление перерегулирования устраняется. В данном случае необходимо установить предельный ограничитель числа оборотов. Аналогичного эффекта можно достигнуть, если в схеме фиг. 3053 точку *b* рычага *abc* соединить со штоком поршня сервомотора. Изменение номинального числа оборотов производится маховичком *H*.

На фиг. 3055 приведена схема изодромного регулятора. Точка *b* соединена с поршневым штоком сервомотора через масляный катаракт *N*. Кроме того, в точке *b* присоединена пружина *F*, работающая на растяжение — сжатие. Скорость реакции регулятора устанавливается регулирующим винтом катаракта. Если винт отвернуть полностью, т. е. выключить катаракт, то регулятор будет работать подобно схеме фиг. 3053. При завернутом винте катаракт обращается в жесткое звено и схема становится идентичной схеме фиг. 3054.



Фиг. 3056.

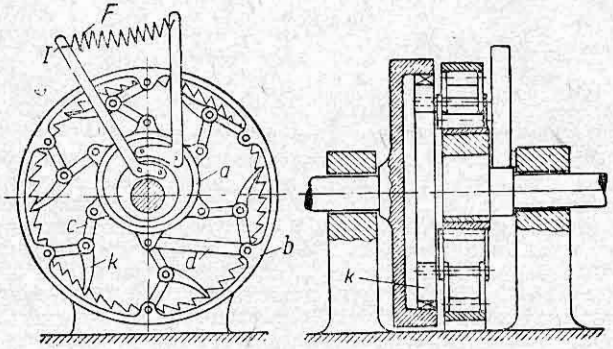


Фиг. 3057.

Фиг. 3056. Регулятор мощности. Ход муфты этого регулятора распадается на две части. В нижней части хода, которая применяется для нормальных условий работы, регулятор вполне устойчив. Верхняя часть хода, соответствующая псевдоастатическому состоянию регулятора, имеет предохранительное значение. Как только скорость машины превосходит известные пределы, регулятор переводит машину на холостой ход. Переход регулятора из статического в псевдоастатическое состояние достигается тем, что точка соединения пружины с маятниками понижается при увеличении размаха грузов.

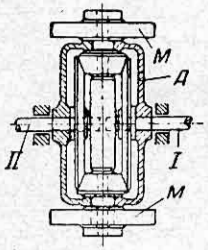
Фиг. 3057. Саморегулирующая передача. Двойная кулачковая муфта *K*, насаженная на ведущий вал *1*, включает конические зубчатые колеса, сцеплен-

ные с третьим коническим колесом *S*. Включение колес производится поводком центробежного регулятора *R*. При понижении числа оборотов ведущего вала муфта регулятора передвигается влево и включает левое колесо, отчего начинает вращаться червячное колесо *M*. Сидящие на винте *N* муфты расходятся, радиус охвата конических дисков ремнем на ведущем валу уменьшается, а на ведомом — увеличивается. В результате число оборотов ведомого вала уменьшается, а ведущего — увеличивается. При увеличении числа оборотов ведущего вала процесс регулирования происходит в обратном порядке. При перемене местами ведущего и ведомого валов передача сохраняет постоянное число оборотов ведомого вала.

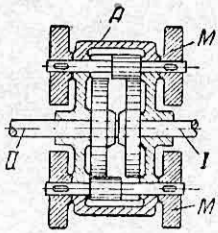


Фиг. 3058.

Фиг. 3058. Саморегулирующаяся передача. Двойной эксцентрик сообщает при помощи тяг *c* и собачек *k* вращение храповому колесу. Эксцентрик *a* и храповик *b* должны быть связаны между собой подвижной связью, например, тягой или шлицевой направляющей. Эксцентрики соединены спиральной пружиной *F*. При увеличении сопротивления на ведомом валу внешний эксцентрик поворачивается в обратную сторону, вследствие чего общий эксцентриситет и величина рабочего хода уменьшаются. Эксцентрик не должен быть самотормозящимся.

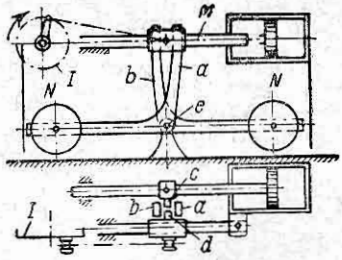


Фиг. 3059.

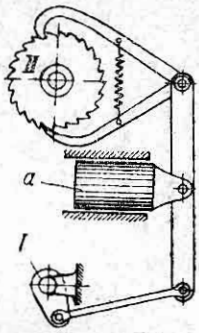


Фиг. 3060.

Фиг. 3059—3060. Корпус *A* свободно вращается на ведущем и ведомом валах. В корпусе помещен дифференциальный механизм (на фиг. 3059 дифференциальный механизм с коническими колесами, а на фиг. 3060 — с цилиндрическими). На осях малых колес сателлитов имеются массивные диски *M*. Когда диски разовьют достаточное число оборотов, они в силу жироскопического эффекта стремятся сохранить свое мгновенное положение, являясь, таким образом, условной опорой. Корпус *A* не остается совершенно неподвижным и всегда будет медленно вращаться. *I* — ведущий вал, *II* — ведомый.



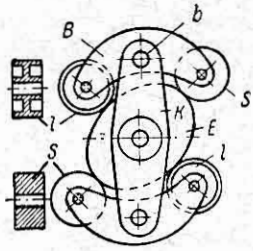
Фиг. 3061.



Фиг. 3062.

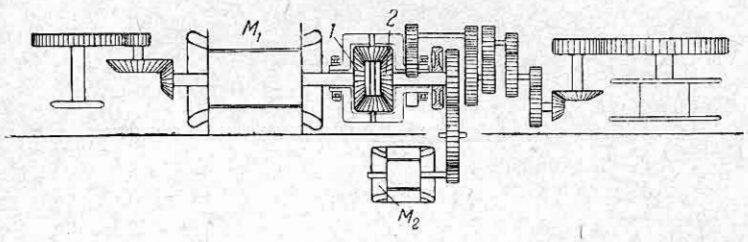
Фиг. 3061. На штоке M поршня насоса укреплен палец c. Другой такой же палец d прикреплен к ползуну кривошипного механизма, приводящего в действие насос. Два угловых рычага с грузами N вращаются на оси e на горизонтальных плечах; вертикальными плечами a и b рычаги опираются на пальцы c и d. При вращении кривошипа палец d ползуна отводит поочередно плечи a и b рычагов в крайние положения. До тех пор, пока мощность, потребная для работы насоса, не превосходит определенной величины, рычаг под действием веса груза N успевает переместиться на длину полного хода. При увеличении мощности, потребляемой насосом, ход поршня уменьшается и, наконец, становится равным нулю. В этой схеме наибольший ход поршня соответствует резонансному режиму.

Фиг. 3062. Рычажный привод храпового колеса. Ось вращения приводного рычага прикреплена к массе a, могущей перемещаться в направляющих. При нагрузке храповика, не превышающей нормальной, масса a остается неподвижной; при перегрузке масса a начинает совершать колебательные движения, вследствие чего подача храповика уменьшается. Массу a обычно фиксируют пружинами.



Фиг. 3063.

Фиг. 3063. На ведущем валу укреплено плечо K, в крайних точках которого имеются двуплечие рычаги B с осью вращения в точке b. На плечах рычагов надеты ролики S — массивные и l — легкие, которые обкатываются по шайбе E — овального или какого-либо другого профиля. При вращении ведущего вала ролик S центробежной силой отклоняется к периферии, а ролик l прижимается к шайбе. Шайба E сидит на ведомом валу. Тангенциальная слагающая давления ролика l на шайбу приводит ее во вращение. Пока мощность, потребляемая ведомым валом, не превосходит нормальной, шайба вращается с числом оборотов, равным числу оборотов ведущего вала. При перегрузке шайба начинает проскальзывать относительно ролика l, преодолевая его давление, и число оборотов ведомого вала уменьшается.

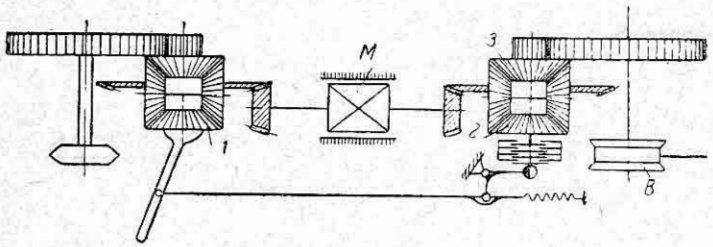


Фиг. 3064.

Фиг. 3064. Автоматическое регулирование подачи врубовой машины ВЭИ при резании. Колеса *1* и *2* дифференциала, приводимые в движение от основного двигателя M_1 и вспомогательного M_2, вращаются в противоположных направлениях; число оборотов поводка

$$n_0=\frac{n_1-in_2}{2}$$

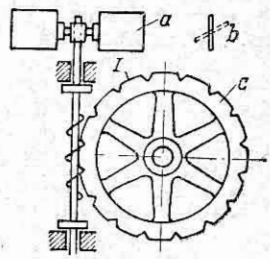
изменяется при нагрузке. Если нагрузка возрастает, то при одном и том же нормальном скольжении двигателей n_0 уменьшится, а мощность двигателей останется приближенно постоянной.



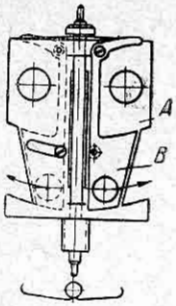
Фиг. 3065.

Фиг. 3065. Регулирование скорости подачи врубовой машины. При увеличении сопротивления момент на удерживаемом центральном колесе *1* дифференциала увеличится, пружина вытянется и нажатие на фрикцион уменьшится. Колесо *2* начинает вращаться, вследствие чего число оборотов колеса *3*, а следовательно, и подача (число оборотов барабана *B*) уменьшается. *M* — двигатель.

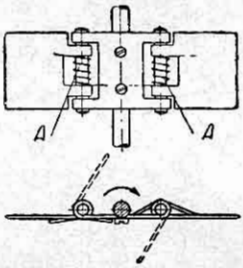
Фиг. 3066. Модератор с крыльчаткой. Скорость вращения крыльчатки ограничивается аэродинамическим тормозящим моментом лопастей *a*. Угол наклона лопастей можно изменять (см. поз. *b*) в зависимости от требуемого числа оборотов и величины вращающего момента на колесе *c*.



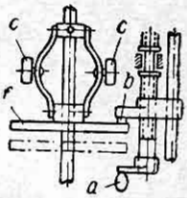
Фиг. 3066.



Фиг. 3067.



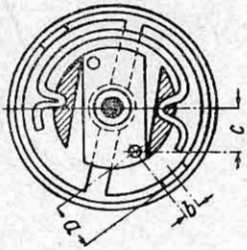
Фиг. 3068.



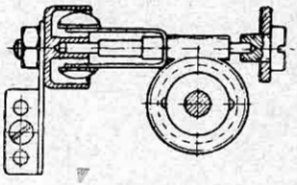
Фиг. 3069.

Фиг. 3067—3068. Ветрянки с автоматической установкой крыльев. К неподвижной части *A* крыла шарнирно присоединены коленчатые рычаги *B* (фиг. 3067) с широкими лопастями и инерционными грузами. На короткие плечи действует плоская пружина. При увеличении скорости лопасти расходятся и сопротивление увеличивается. В ветрянке по фиг. 3068 при увеличении скорости крылья поворачиваются.

Фиг. 3069. Центробежный модератор. Грузы *c* модератора прикреплены к плоским пружинам, один конец которых прикреплен к неподвижной втулке, надетой на ось регулятора, а другой — к диску *f*, скользящему по оси. При вращении центробежная сила грузов изгибает пружины, вследствие чего диск *f* поднимается вверх. Движение диска по оси ограничивается тормозной подушкой *b*. Изменяя положение подушки *b* (вращением рукоятки *a*), устанавливают требуемое число оборотов. Этот механизм часто применяется в часовых механизмах приборов.



Фиг. 3070.



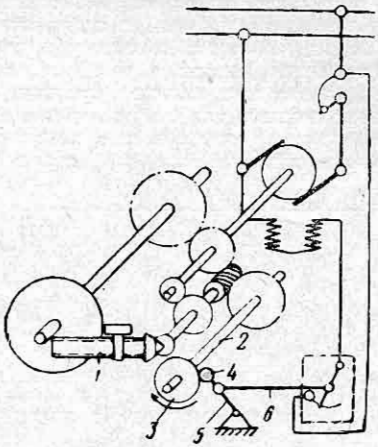
Фиг. 3071.

Фиг. 3070. Модератор нумерного включателя автоматической телефонной станции. При вращении грузы, преодолевая силу упругости пружины, расходятся и прижимаются площадкой трения к неподвижному цилиндру. Момент трения грузов о барабан

$$M_F = 2Fr = \frac{2cGs\omega^2}{\frac{b}{\mu}+a} - \frac{2crP}{\frac{b}{\mu}+a},$$

где s — расстояние между осью вращения и центром тяжести грузов;
r — радиус барабана;
P — сила упругости пружины.

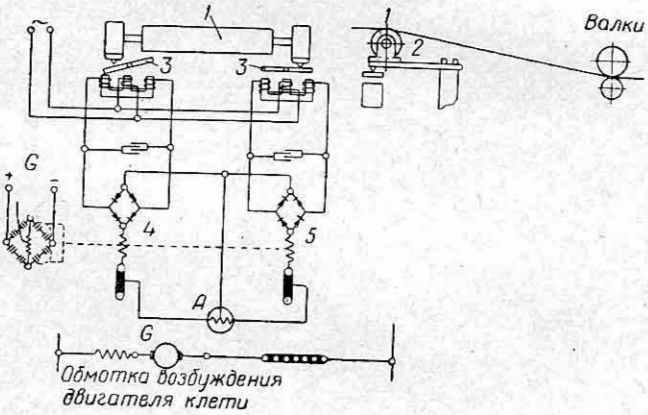
Фиг. 3071. Модератор нумерного включателя автоматической телефонной станции.



Фиг. 3072.

Фиг. 3072. Схема автоматического регулирования скорости шпинделя станка в зависимости от диаметра обработки. С винтом *1* поперечной подачи соединен вал *2*, на конце которого заклинена кулачковая шайба *3*. Шайба через ролик *4* воздействует на рычаг *5*, связанный тягой *6* с регулятором шунтового двигателя.

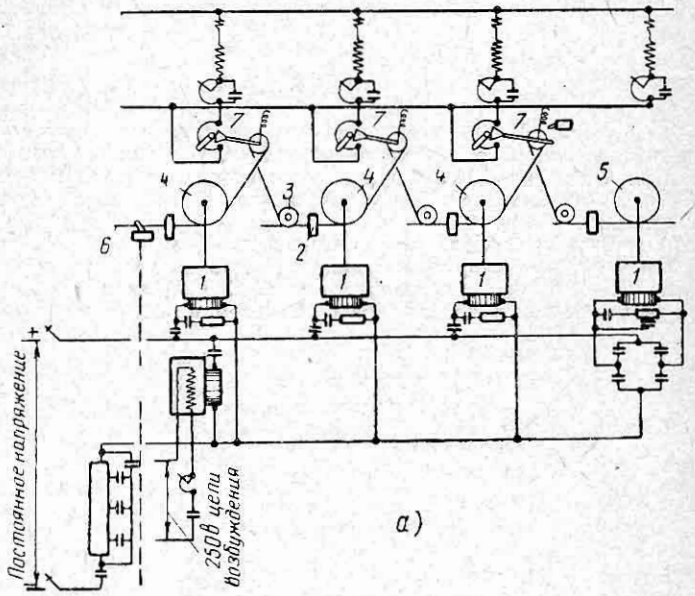
Профиль кулачковой шайбы выбирается так, чтобы между диаметром обработки и угловой скоростью шпинделя была в пределах регулирования приблизительно обратная пропорциональность. Схема находит применение на слиткоразрезных станках для колесной заготовки и др.



Фиг. 3073.

Фиг. 3073. Схема регулирования натяжения полосы в непрерывных станах холодной прокатки. На ролик *1*, смонтированный в подшипниках, установленных на пружинящих плитах *2* между клетями, оказывает давление прокатывае-

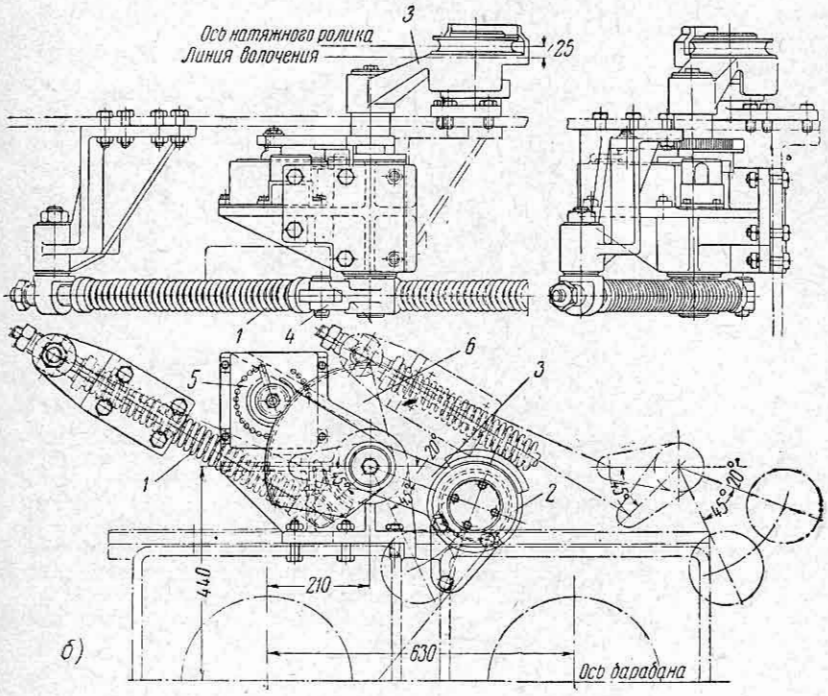
мая полоса, вследствие чего отклоняются якори *3* трансформаторов. Первичная обмотка трансформаторов включена в сеть, а одинаковые вторичные включены таким образом, что их э. д. с. действуют навстречу друг другу. При отклонении якоря под действием натяжения полосы в измерительной диагонали мостиков появляется ток, который после выпрямления проходит через катушки *4* и *5* угольного регулятора, изменяющего ток возбуждения маленького генератора *G*. Якорь генератора *G* включен в цепь обмотки возбуждения двигателя клети, подающего полосу, и таким образом натяжение полосы автоматически поддерживается постоянным.



Фиг.

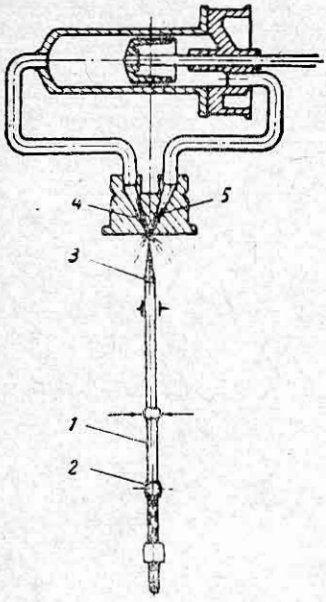
Фиг. 3074. Схема автоматического регулирования скорости вращения барабана многократного волочильного стана с приводом от двигателей постоянного

тока. Двигатели *1* (эскиз *а*) вращают барабаны *4*. Проволока *6*, огибая барабан, направляется вокруг натяжного ролика *7*, затем вокруг холостого ролика *3* и далее через фильер *2* к следующему барабану. Чтобы исключить образование петель и проскальзывание проволоки натяжной ролик *2* (эскиз *б*), посаженный на ось рычага *4*, связанного с зубчатым сектором *6*, при повороте смещает ползунок реостата *5*, включенного в цепь обмотки возбуждения предшествующего двигателя. Величина натяжения проволоки механически регулируется связанной с роликом *2* пружиной *1*. Рычаги *3* и *4* должны располагаться так, чтобы

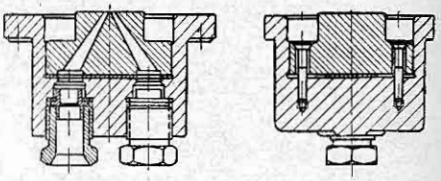


3074.

противонатяжение составляло 10—30% от усилия волочения с отклонением не более 10% от принятой величины.



Фиг. 3075.



Фиг. 3076.

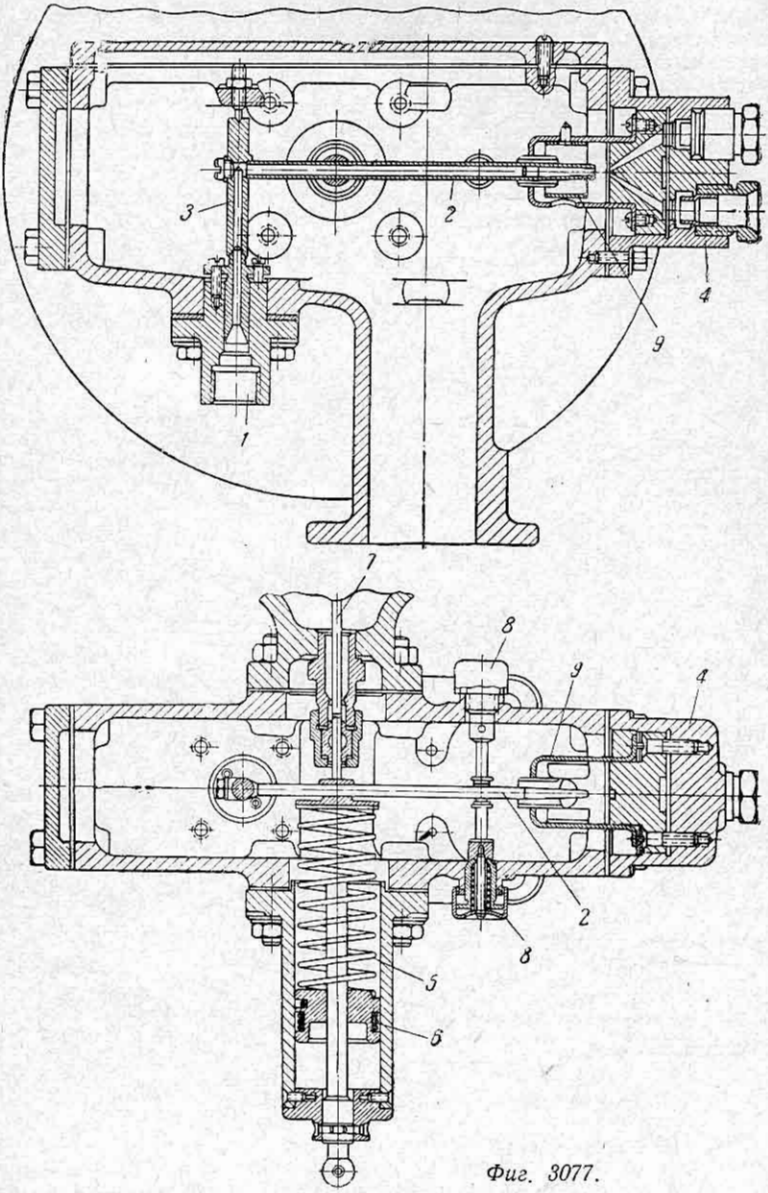
Фиг. 3075. Схема струйного реле. Жидкость под некоторым давлением подается по струйной трубке *1*, заканчивающейся соплом *3*, к сопловой головке, снабженной косыми каналами *4* и *5*, соединенными с маслопроводами. При среднем положении струйной трубки *1* и равных сопротивлениях в маслопроводах давление в каналах *4* и *5* будет одинаковым. Если струйную трубку повернуть на некоторый угол вокруг оси *2*, то давление возрастет в том канале, в сторону которого переместится трубка, и упадет в соседнем. Давление жидкости при ударе струи о препятствие определяется по формуле

$$p = v\frac{a_1 a_2}{g(a_1 + a_2)}.$$

Здесь v — нормальная составляющая скорости жидкости;
a_1 и a_2 — скорости распространения упругих колебаний в жидкости и в материале твердого тела $\left(a = \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}}\right)$;
E — модуль упругости.

Если каналы *4* и *5* сопловой головки соединить с полостями цилиндра, то поршень будет перемещаться в сторону полости цилиндра меньшего давления. Струйное реле используется в астатических регуляторах со скоростью, пропорциональной отклонению регулируемого параметра от номинала.

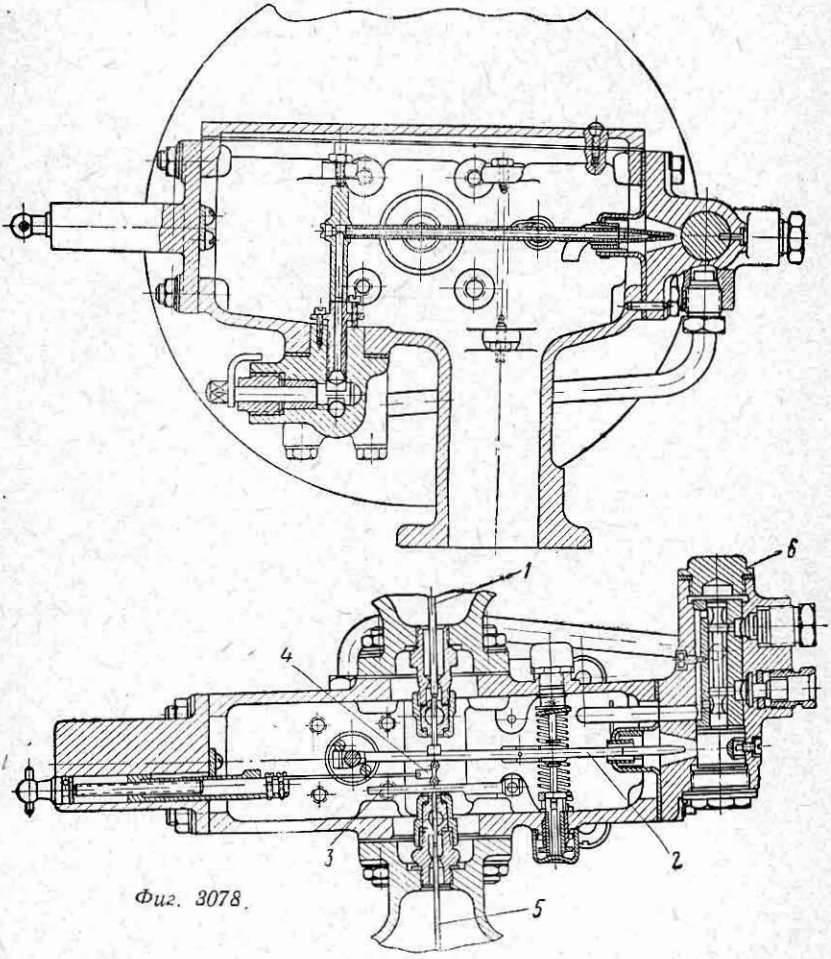
Фиг. 3076. Сопловая головка старой конструкции. Центры выходных отверстий каналов сопловой головки располагаются в плоскости движения оси струйной трубки. Выходные отверстия имеют оси, расположенные на одной вертикали.



Фиг. 3077.

Фиг. 3077. Струйное реле старой конструкции с одним чувствительным элементом. Жидкость от насоса подается через штуцер *1* и ось *3* в струйную трубку *2*. Сопловая головка *4*, от которой ведутся магистрали к исполнительному механизму, крепится к корпусу регулятора. На струйную трубку действует пружина *5* задатчика регулируемого параметра, сжатие которой регулируется гай-

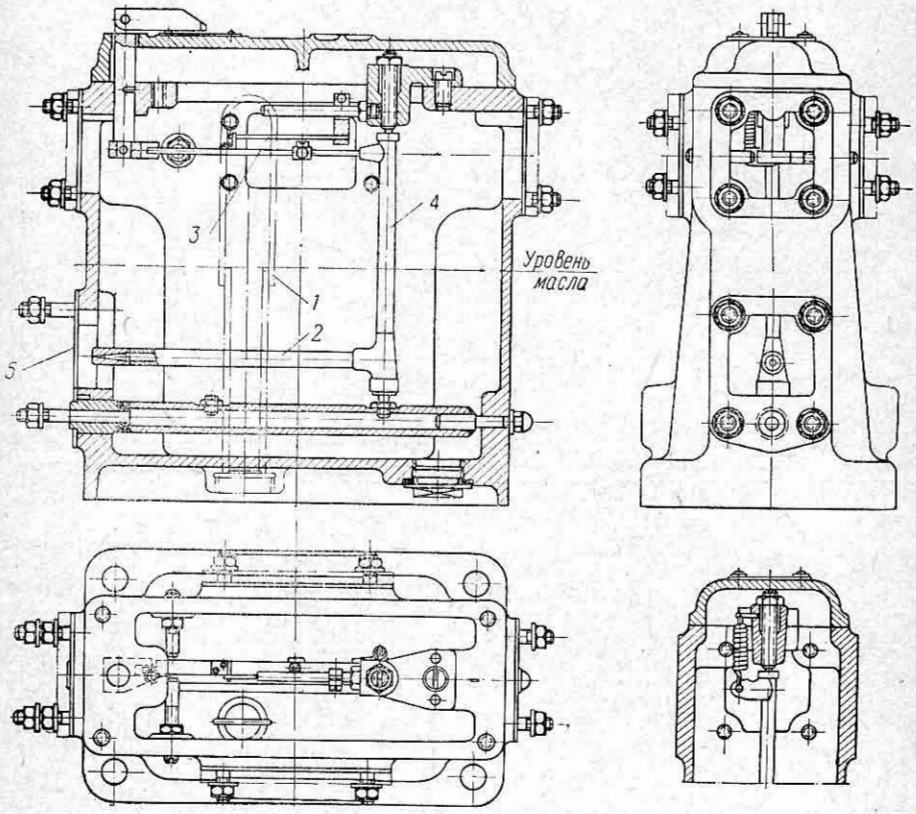
кой *6* и стержнем *7*, передающим усилие от чувствительного элемента. Среднее положение струйной трубки соответствует случаю, когда значение регулируемого параметра соответствует номиналу. Отклонение регулируемого параметра в ту или иную сторону соответствует изменению усилия, действующего со стороны стержня на струйную трубку *2*. Трубка отклоняется от нейтрального положения и посылает импульс избыточного давления в соответствующий канал сопловой головки. Гидравлический исполнительный механизм срабатывает на восстановление нарушенного равновесия. Кнопки *8* служат для ручного перемещения струйной трубки. Колпачок *9* предохраняет от образования воздушной эмульсии вследствие инжекции воздуха.



Фиг. 3078.

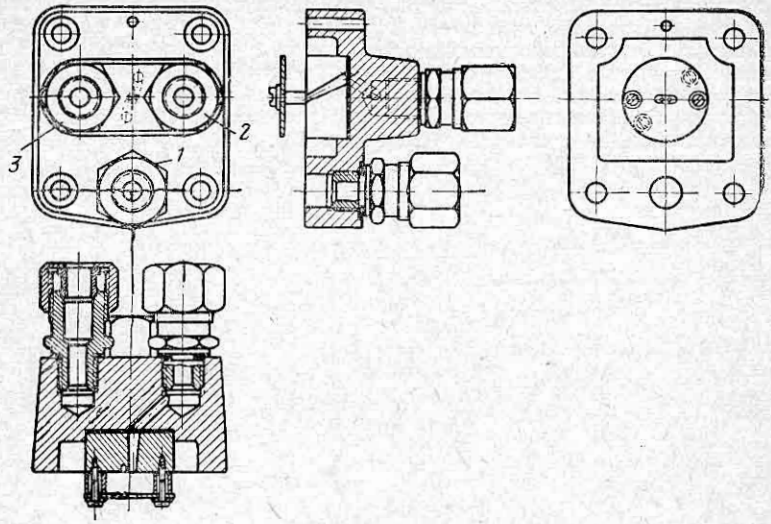
Фиг. 3078. Струйное реле старой конструкции с двумя чувствительными элементами, используемое также в регуляторах с обратной связью. Усилие от одного чувствительного элемента передается через стержень *1* непосредственно на струйную трубку *2*, а от второго — через вспомогательный рычаг *3* и роли-

ки *4* задатчика соотношения. При выбранном положении роликов *4* задатчика соотношения нейтральное положение струйной трубки будет соответствовать определенному соотношению усилий, действующих вдоль стержней *1* и *5*, а следовательно, и определенному соотношению регулируемых параметров. Если один из параметров принять за основной, то исполнительный механизм может поддерживать при помощи этого регулятора значение другого параметра в заданном отношении. *6* — усилитель (см. фиг. 3082).



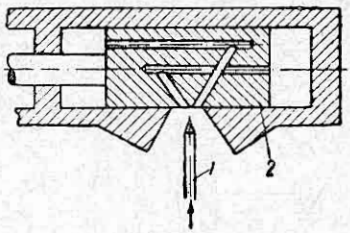
Фиг. 3079.

Фиг. 3079. Струйное реле новой конструкции. Жидкость от насоса подается к струйной трубке *2*, находящейся все время в масляной ванне, благодаря чему исключена инжекция воздуха, вредно отражающегося на работе регулятора. Чувствительный элемент воздействует на стержень *3*, сидящий на той же оси *4*, что и струйная трубка. К фланцу *5* крепится сопловая головка, через которую подается также жидкость от насоса. Жидкость из корпуса регулятора сливается через трубу *1*.



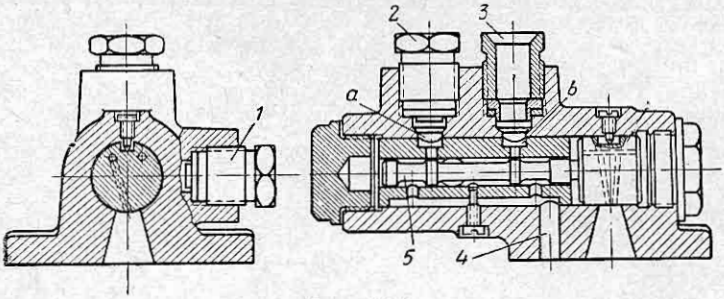
Фиг. 3080.

Фиг. 3080. Сопловая головка струйного реле, которая крепится к фланцу *5* корпуса реле по фиг. 3079. Жидкость от насоса подается к штуцеру *1*. Штуцеры *2* и *3* служат для связи регулятора с полостями цилиндра исполнительного механизма (см. фиг. 2643 и 2645).



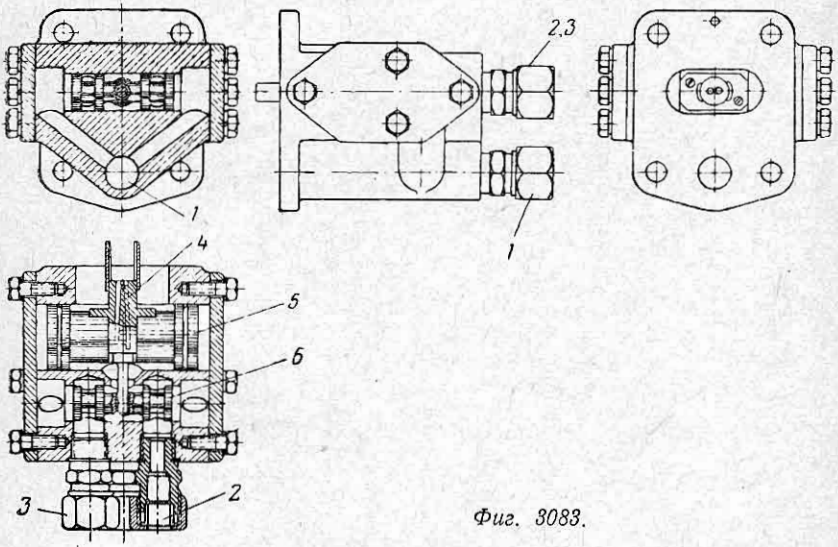
Фиг. 3081.

Фиг. 3081. Схема усилителя струйного гидравлического регулятора. Во многих случаях производительность струйного реле оказывается недостаточной для перемещения с требуемой скоростью поршня исполнительного механизма. В таких случаях вместо сопловой головки (см. фиг. 3080) к фланцу корпуса регулятора крепится усилитель с плавающим золотником. В головке золотника *2* делаются приемные каналы, как и у сопловой головки, с выходом на торцы головки золотника. При смещении трубки *1* вправо на левом торце золотника *2* давление окажется больше, чем на правом, вследствие чего золотник будет перемещаться вправо до тех пор, пока перегородка между каналами сопловой головки на золотнике не установится против середины струи.



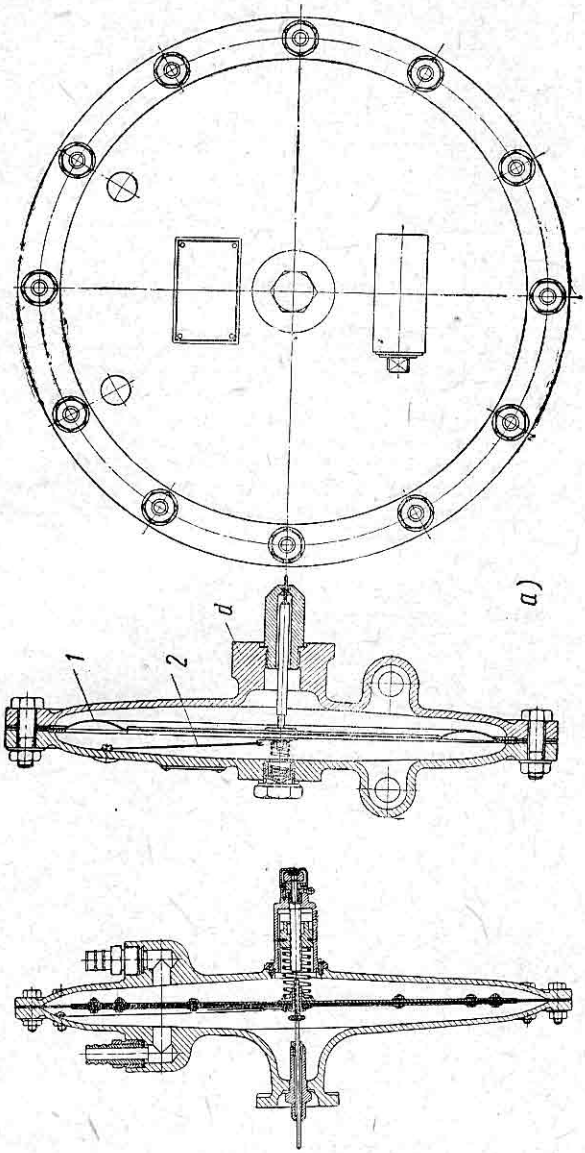
Фиг. 3082.

Фиг. 3082. Усилитель с плавающим золотником по фиг. 3081. Жидкость от насоса подается через штуцер *1*. Штуцеры *2* и *3* соединяются трубопроводами с полостями цилиндра. Через отверстие *4* жидкость сливается сначала в корпус регулятора, а затем в резервуар. При отклонении струйной трубки от нейтрального положения золотник *5*, переместившись, соединит магистраль через штуцер *1* с каналом *a* или с каналом *b*, при этом количество жидкости, проходящее через щели в золотниковом распределителе, больше количества, проходящего через каналы сопловой головки при том же отклонении струйной трубки. Кратность увеличения потока определяется углом поворота струйной трубки.



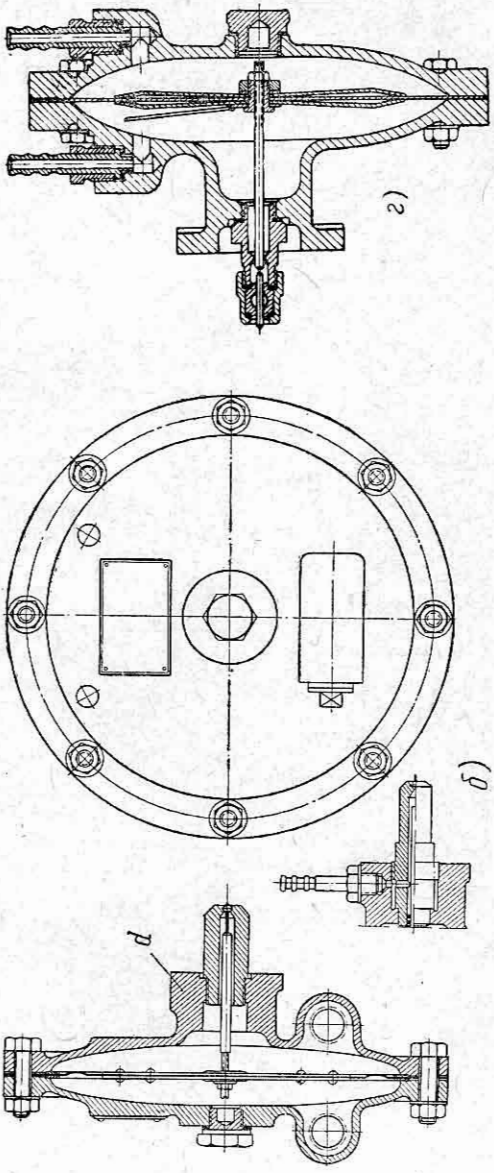
Фиг. 3083.

Фиг 3083. Усилитель с плавающим золотником для струйного регулятора по фиг. 3079. Жидкость от насоса к усилителю подводится через штуцер *1* и через штуцеры *2* и *3* поступает в полости цилиндра. Сопловая головка *4* укреплена на плавающем поршне *5* с каналами, подводящими давление к его торцам. Поршень *5* сообщает движение золотниковому распределителю *6* посредством цилиндрического стержня. Усилители выполняются различной мощности.

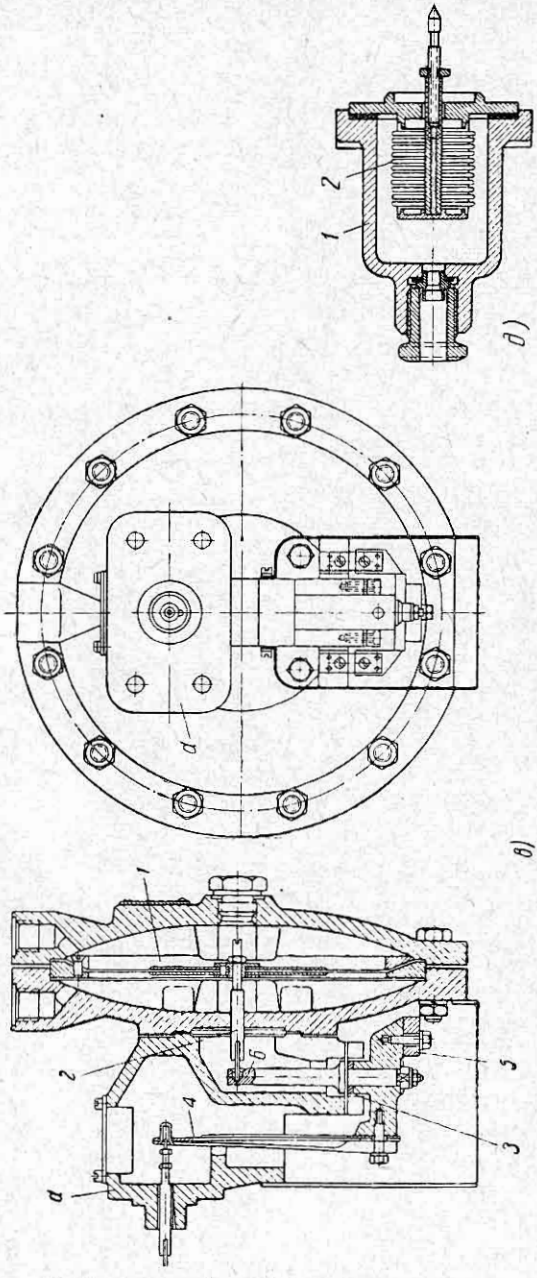


Фиг. 3084а.

Фиг. 3084. Типы чувствительных элементов для струйных регуляторов. Струйную трубку можно использовать для регулирования в том случае, если изменение регулируемого параметра можно будет преобразовать в линейное перемещение стержня, действующего на струйную трубку. Для регулирования



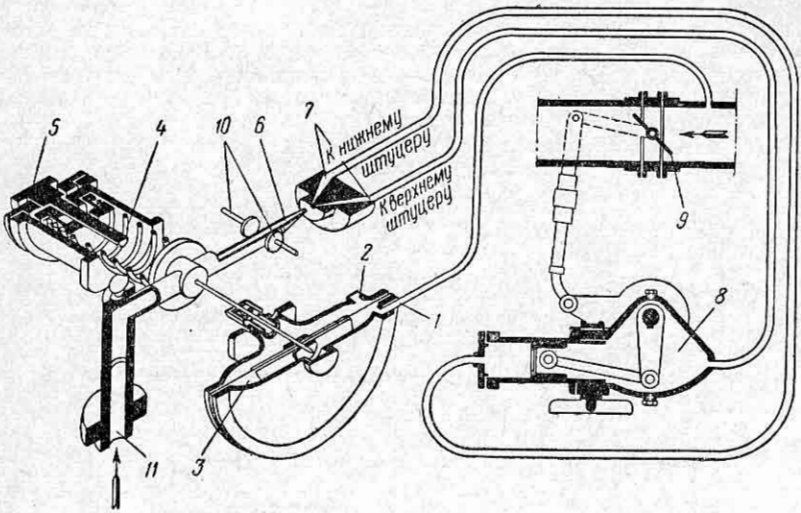
Фиг. 30846 и г.



Фиг. 3084 в и д.

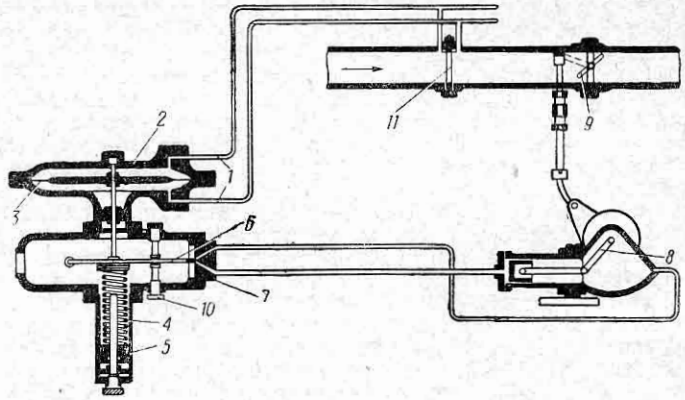
давления, количества и соотношения используются чувствительные элементы в виде мембран, сильфонов, брауновских трубок и др. Для измерения температур — дилятометрические элементы и др. В регуляторах с обратной связью и регуляторах, включенных в систему связанного регулирования, на стержни, передающие движение струйной трубки, воздействуют кулачки, лекала и пр.

На фиг. 3084 показаны мембранные чувствительные элементы, используемые для регулирования давления, количества и соотношения. *а* — для малых давлений (или перепада давлений) до 5—10 *мм* H_2O, в котором мембрана *1* с жестким центральным кругом во избежание перекоса подвешена на пластинке *2*; *б* — для давлений до 250 *мм* H_2O; *в* — для бо́льших давлений. В последнем типе мембранной коробки во избежание утечек через неплотности в направляющих передаточного стержня уплотнение сделано мембранным. Здесь перемещение мембраны *1* передается через стержень *2* на рычаг *6*, связанный с корпусом при помощи мембраны *3*. Конец рычага *4* сообщает перемещение струйной трубке. Центр тяжести передаточного устройства должен лежать на вертикали, проходящей через центр мембраны, что достигается установкой уравновешивающего груза *5*. Фланцы *d* служат для монтажа мембранных коробок на корпусе регулятора. Присоединение импульсных линий производится штуцерами, если имеются трубопроводы, или наконечниками (эскиз *г*), если импульс давления подводится по гибким шлангам. На эскизе *д* показан сильфонный чувствительный элемент. При подаче давления в камеру, образуемую корпусом *1* и сильфоном *2*, сильфон сжимается.



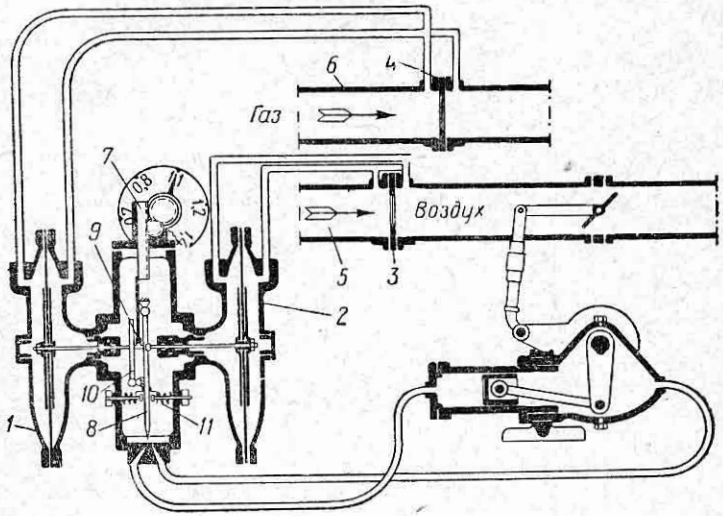
Фиг. 3085.

Фиг. 3085. Схема струйного регулятора давления. Импульс регулируемого давления передается к штуцеру *1* мембранной коробки *2*, мембрана *3* которой находится также под действием сжатой пружины *4* задатчика давления *5*. При изменении давления струйная трубка *6* отклоняется и давление в каналах *7* сопловой головки перераспределяется. Поршень исполнительного механизма поворачивает кривошип *8* и, следовательно, дроссельную заслонку *9*. При увеличении давления поворотом дроссельной заслонки увеличивается проходное сечение. *10* — кнопки ручного управления. *11* — подвод масла к регулятору.



Фиг. 3086.

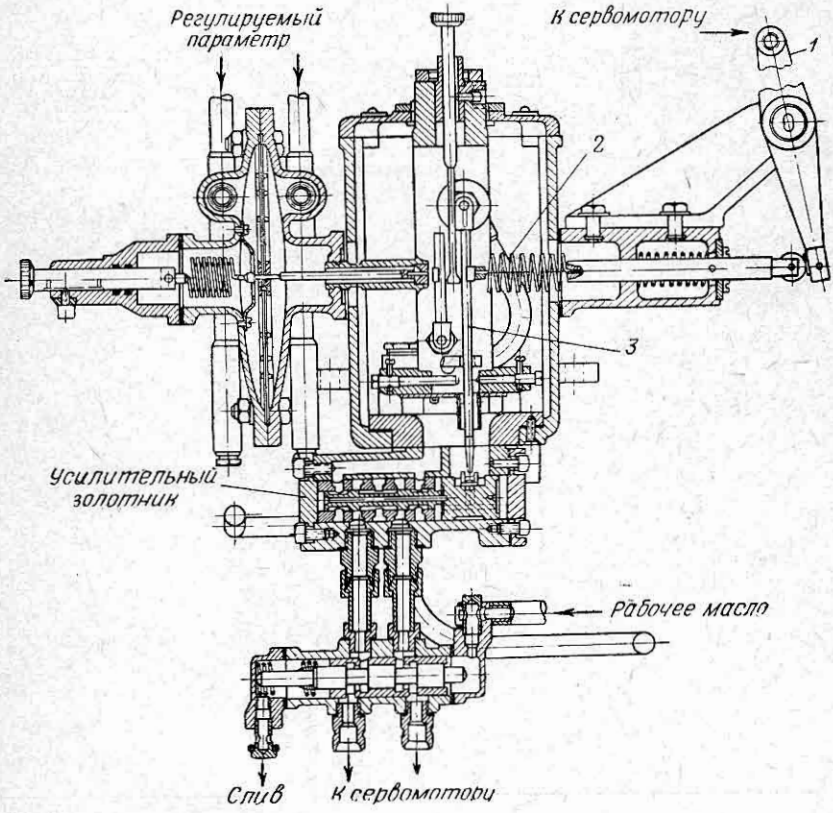
Фиг. 3086. Схема струйного регулятора количества. В качестве измерительного органа в трубопроводе устанавливается диафрагма *11*, создающая перепад давления, пропорциональный квадрату количества протекаемой жидкости. Давление перед диафрагмой подводится к внешней полости мембранной коробки, а давление после диафрагмы — к внутренней. Избыточное давление на мембрану уравновешивается пружиной *4* задатчика количества *5*. Изменению расхода соответствует изменение перепада давления, в результате чего струйная трубка отклонится. В остальном регулирование протекает так же, как и в регуляторе давления по фиг. 3085. Позиции те же.



Фиг. 3087.

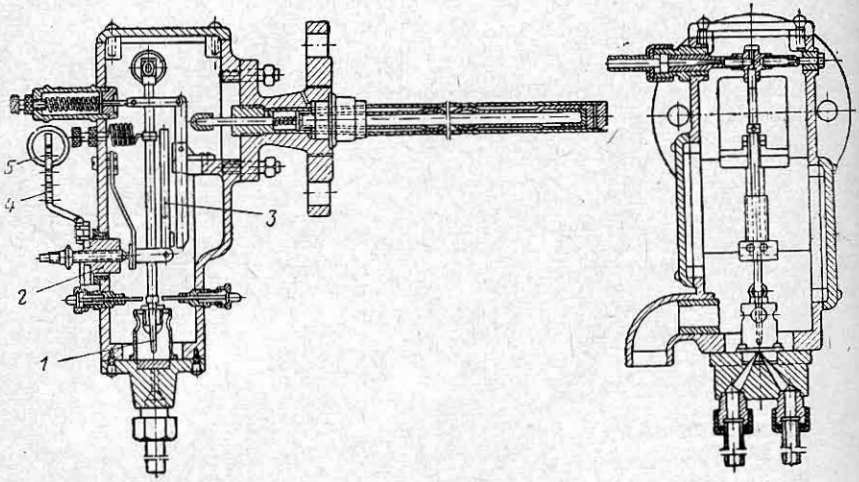
Фиг. 3087. Схема струйного регулятора соотношения количеств газа. При сжигании газов необходимо поддерживать расход воздуха и газа в определенном соотношении. На корпусе регулятора устанавливаются две мембранные

коробки *1* и *2*, к которым подводятся магистрали от диафрагм *3* и *4*, установленных в соответствующих трубопроводах *5* и *6*. При заданном отношении расходов газов будет определенное отношение перепадов давлений. Струйная трубка *8* в нейтральном положении будет в равновесии, если установить каретку *9* задатчика соотношения в соответствующее положение между струйной трубкой и вспомогательной трубкой *10*. *11* — кнопки ручного управления трубкой, *7* — шкала задатчика соотношения.



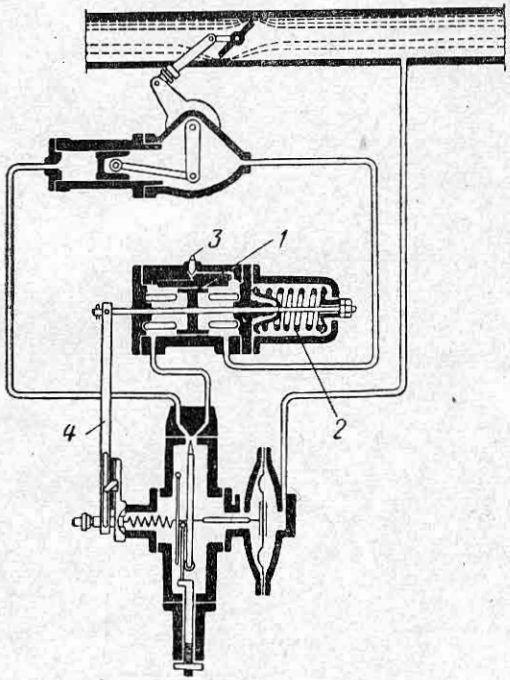
Фиг. 3088.

Фиг. 3088. Струйный регулятор количества с обратной связью. При нарушении установленного значения регулируемого параметра струйная трубка *3* отклонится и пошлет импульс в исполнительный механизм (сервомотор). Для уменьшения времени на возврат трубки в нейтральное положение используется механизм обратной связи (механизм обратной перестановки), связывающий исполнительный механизм со струйной трубкой. В данном случае рычаг *1* этого механизма при увеличении давления на мембрану дополнительно сжимает пружину *2* пропорционально перемещению поршня и, наоборот, освобождает ее частично при уменьшении давления.



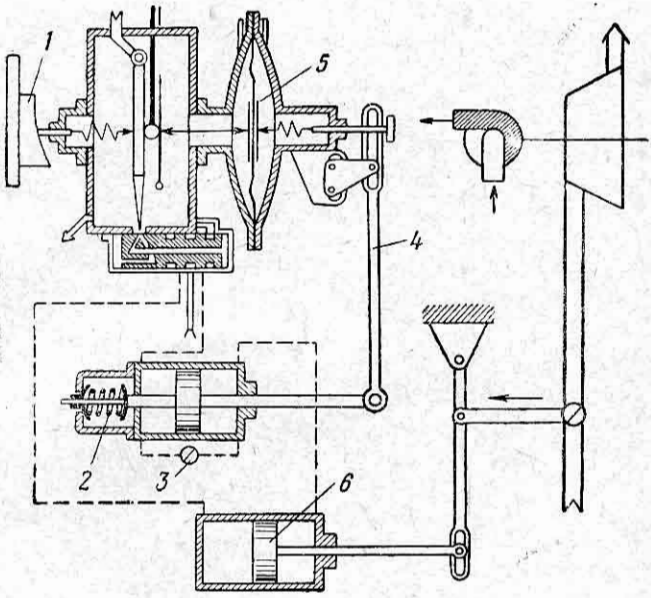
Фиг. 3089.

Фиг. 3089. Струйный регулятор температуры с обратной жесткой связью. В качестве чувствительного элемента здесь использован дилатометрический элемент (см. фиг. 3022). Рычаг *4* нарезной пробки *2* приводится в движение от исполнительного механизма, регулирующего температуру. При изменении температуры относительно номинала струйная трубка отклоняется от нейтрального положения и приводит в движение исполнительный механизм. Последний через звено *5* поворачивает в соответствующую сторону рычаг *4*, нарезная пробка *2* ввинчивается или вывинчивается из корпуса и перемещает через рычаг *3* струйную трубку *1* в сторону, обратную перемещению от дилатометрического элемента.



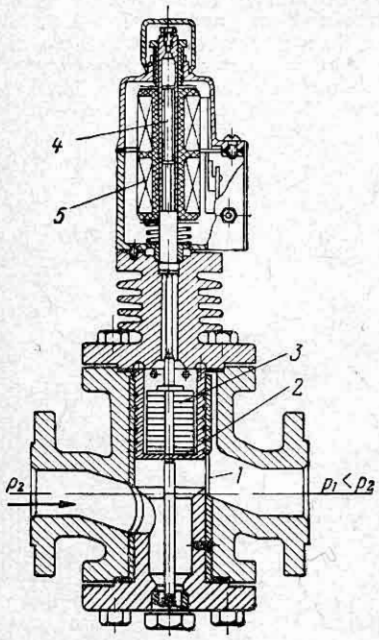
Фиг. 3090.

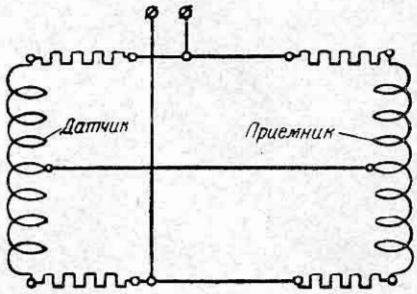
Фиг. 3090. Изодромный струйный регулятор давления. Отличается от регулятора давления по фиг. 3085 наличием изодрома (упругая обратная связь), состоящего из поршня *1*, связанного с пружиной *2*, дросселя *3*, через который жидкость перетекает из одной полости цилиндра в другую, и рычага *4* обратной перестановки струйной трубки. В процессе работы регулятора в зависимости от отклонения давления жидкость в полость цилиндра изодрома попадает или из правого канала сопловой головки или из правой полости исполнительного механизма. При подаче жидкости в любую полость поршень изодрома, перемещаясь, производит перестановку струйной трубки и сжатие пружины *2*, под действием которой жидкость перетекает из одной полости цилиндра в другую через дроссель. Цикл регулирования заканчивается, когда пружина изодрома не напряжена и струйная трубка находится в нейтральном положении, что соответствует давлению, совпадающему с установленным номиналом.



Фиг. 3091.

Фиг. 3091. Изодромный струйный регулятор давления в котельной. *1* — задатчик, связанный с главным регулятором; *2* — пружина изодрома; *3* — дроссель; *4* — рычаг обратной перестановки; *5* — мембрана чувствительного элемента для измерения давления; *6* — поршень исполнительного механизма, управляющего жалюзи вентилятора.





Фиг. 3092.

Фиг. 3092. Расходомер постоянного перепада давления. Включается трубопровод с контролируемым давлением. Жидкость проходит через окно *1* постоянной ширины. На поршень *2* с грузами *3* действует давление p_2 снизу и p_1 — сверху. При любом расходе жидкости

$$p_2 F_{\text{п}} = p_1 F_{\text{п}} + G,$$

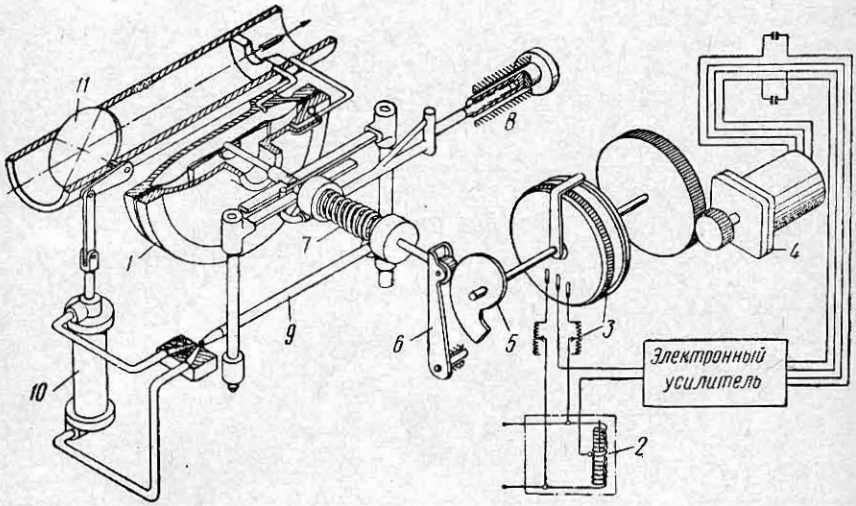
где $F_{\text{п}}$ — площадь поршня; G — вес поршня и грузов.

Таким образом перепад давлений $p_2 - p_1 = \dfrac{G}{F_{\text{п}}}$ остается постоянным. Расход жидкости

$$Q = aF\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_2 - p_1)} = abx\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_2 - p_1)}$$

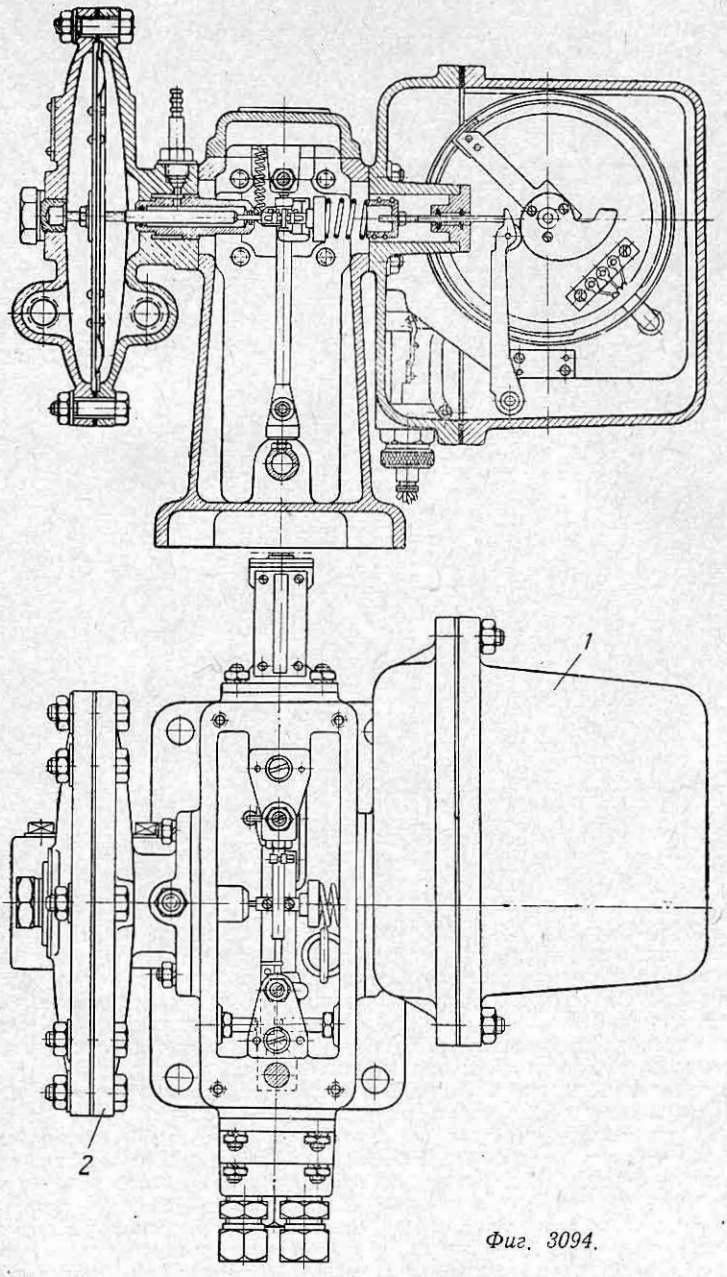
пропорционален перемещению x поршня; b — ширина окна. С поршнем связан сердечник *4* индуктивного датчика *5*, включенного в схему мостика (фигура справа). Для дистанционного отсчета расхода приемник имеет также две катушки, сердечник которых перемещается при разбалансировке мостика в результате перемещения сердечника *4* датчика. В случае использования расходомера в качестве чувствительного элемента в регуляторах соотношения катушки приемника заменяются реохордом.

Фиг. 3093. Струйный регулятор соотношения с электронным преобразователем. Струйный регулятор (см. фиг. 3078) может быть использован для пропорционирования газа и жидкости (например, воздуха и мазута). В качестве чувствительных элементов должны быть использованы мембранная коробка *1* для реагирования на изменение количества газа и расходомер *2* постоянного перепада давления (см. фиг. 3092) для реагирования на изменение количества жидкости. Катушки датчика расходомера *2* включены в качестве двух плеч



Фиг. 3093.

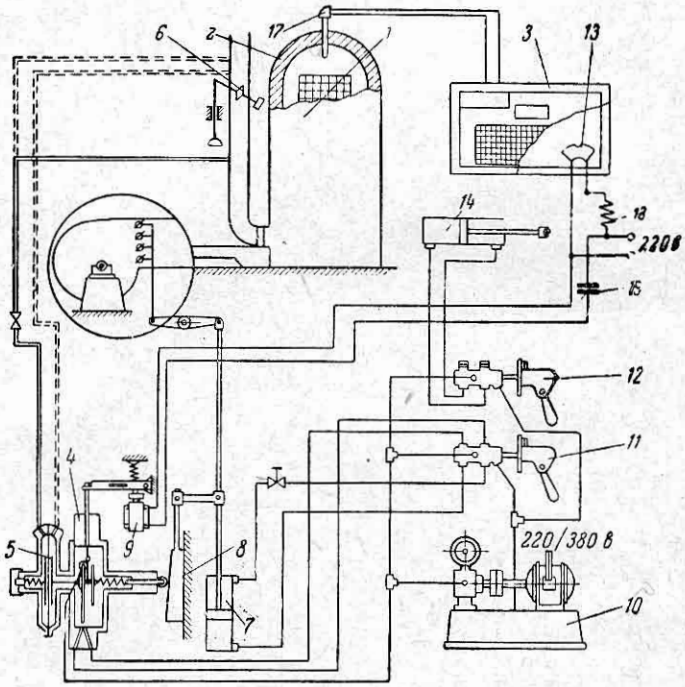
мостика электронного преобразователя, двумя другими плечами которого являются активные сопротивления реохорда *3*. В измерительную диагональ мостика включен электронный усилитель, управляющий реверсивным двигателем *4*. Изменение количества расходуемого газа или жидкости вызывает разбалансировку мостика и вращение ротора двигателя в направлении, соответствующем восстановлению нарушенного равновесия. С валом ротора двигателя связаны ползушка реохорда *3* и кулачок *5* задатчика, воздействующий через рычаг *6* на пружину *7* регулятора соотношения. Необходимое соотношение, которое должен поддерживать регулятор, устанавливается задатчиком *8*. Изменение количества расходуемой жидкости вызывает вращение кулачка *5* задатчика и, следовательно, смещение в соответствующую сторону струйной трубки *9*, воздействующей на сервомотор *10*. При перемещении поршня сервомотора вращается дроссельная заслонка *11*, изменяющая в нужную сторону количество расходуемого газа.



Фиг. 3094.

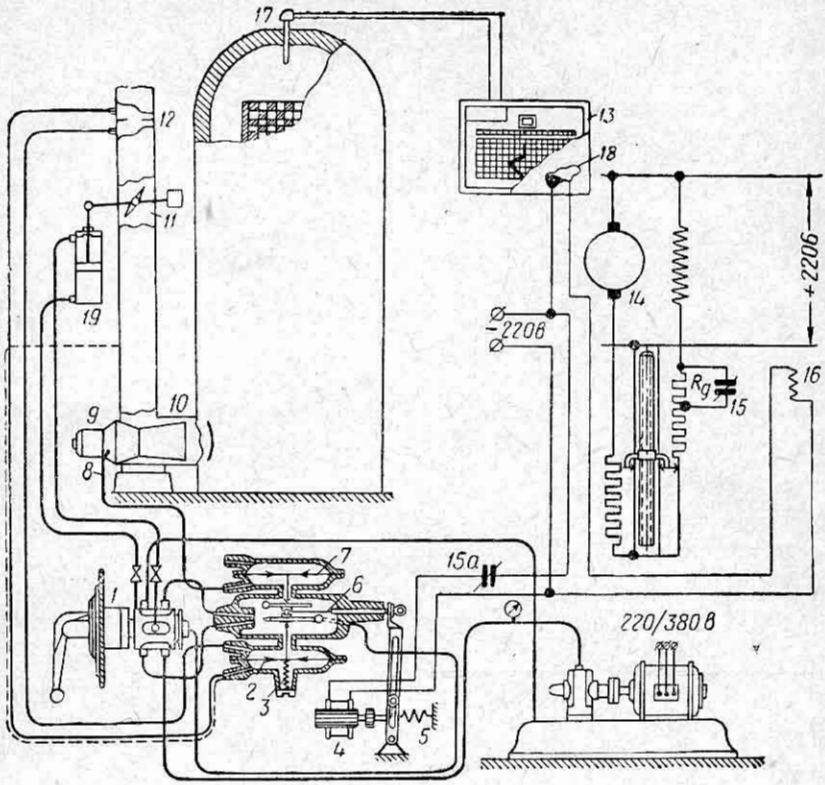
Фиг. 3094. Регулятор соотношения с электронным преобразователем по фиг. 3093. *1* — блок электронного преобразователя, *2* — мембранная коробка,

подключаемая к диафрагме, установленной после дроссельной заслонки в трубопроводе регулируемого газа.



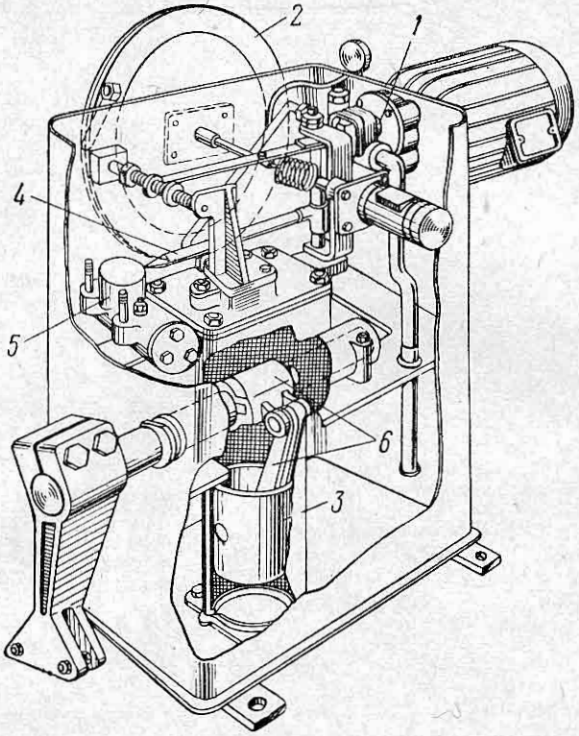
Фиг. 3095.

Фиг. 3095. Струйный регулятор нагрева воздухонагревателей *1* доменных печей. Назначением регулятора является пропорционирование воздуха, нагнетаемого вентилятором с двигателем переменного тока. Количество подаваемого воздуха регулируется поворотом шторок жалюзи при помощи сервомотора *7*. Отбор командного импульса расхода доменного газа производится у диафрагмы *6* газопровода и подается в коробку *5* регулятора *4* соотношения. Вследствие неодинаковых расходных характеристик диафрагмы и жалюзи, датчиком расхода воздуха является кулачок *8* (лекало), профиль которого может быть изменен в нужную сторону для согласования характеристик. В случае перегрева купола *2*, температура которого измеряется термопарой *17*, выключается контакт *13* потенциометра (см. фиг. 3034,*б*) *3*, выключающий при помощи реле *16* (размыкается контакт *15*) электромагнит *9* задатчика соотношения. В результате смещения каретки задатчика поршень *7* поднимается вверх и дополнительно открывает жалюзи, что приводит к увеличению расхода воздуха при неизменном расходе горючего. Это влечет за собой перенос тепла газами от купола к насадке и охлаждение купола. Сервомотор *14* прижимает горелку к воздухонагревателю. *10* — маслонасосная установка. *11* и *12* — краны дистанционного управления (см. фиг. 2946,*а*).



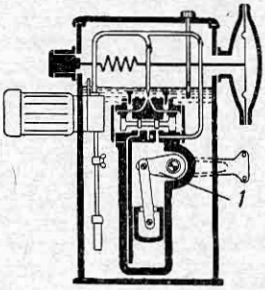
Фиг. 3096.

Фиг. 3096. Струйный регулятор нагрева воздухонагревателей с двигателем постоянного тока. На мембрану *2* действует перепад давлений до и после диафрагмы *12* газопровода доменного газа к воздухонагревателю, а на мембрану *7* — разрежение на всасывающей стороне вентилятора *9* горелки *10*, подводимое к мембранной коробке по трубке *8*. Расход газа изменяется дросселем *11*, управляемым исполнительным механизмом *19*. Соотношение между воздухом и газом устанавливается задатчиком *6*. При перегреве купола срабатывает контакт *18* потенциометра *13*, в результате чего катушка реле *16* размыкает контакты *15* и *15а*. При размыкании контактов *15* в цепь обмотки возбуждения вводится дополнительное сопротивление R_g, вследствие чего число оборотов ротора двигателя *14* возрастает и количество воздуха, нагнетаемого в воздухонагреватель, увеличивается. При размыкании контактов *15* катушка *4* соленоида обесточивается и пружиной *5* задатчик *6* переводится на регулирование меньшего соотношения газа и воздуха. Количество продуктов горения увеличивается, а температура снижается, что способствует перераспределению тепла между куполом и насадкой. *1* — рукоятка; *3* — пружина; *17* — термопара.



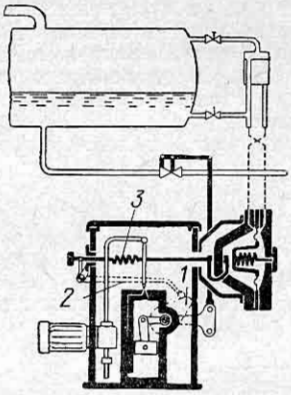
Фиг. 3097.

Фиг. 3097. Блок-регулятор. При изменении разности давлений в полостях мембранной коробки *2* в результате прогиба мембраны поворачивается струйная трубка *4*, направляющая поток масла в соответствующие полости цилиндра *3*. На фигуре: *1* — шестеренный насос, *6* — поворотный кривошипный исполнительный механизм, *5* — сопловая головка.

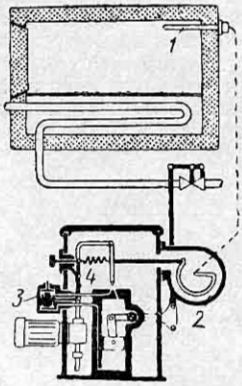


Фиг. 3098.

Фиг. 3098. Блок-регулятор давления газа с гидравлическим усилителем, работающим по принципу струйного регулятора (фиг. 3079, 3083). *1* — кривошип, связанный с регулирующим органом.



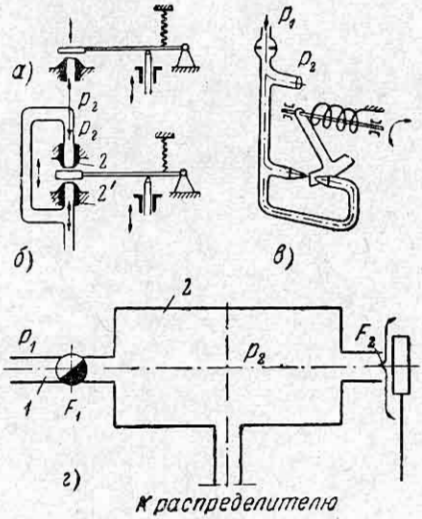
Фиг. 3099.



Фиг. 3100.

Фиг. 3099. Струйный блок-регулятор уровня с жесткой обратной связью, осуществляемой профилированным кулачком *1*, коромыслом *2* и пружиной задатчика *3*.

Фиг. 3100. Струйный блок-регулятор температуры с упругой обратной связью (изодромом). В качестве чувствительного элемента использован жидкостный термометр, расширение жидкости в патроне *1* которого вызывает деформацию трубки *2* Бурдона. На фигуре: *3* — изодром (см. фиг. 3090), *4* — рычаг обратной связи.



Фиг. 3101.

Фиг. 3101. Принципиальная схема действия реле «сопло—заслонка».

а — простейшая заслонка, перемещающаяся относительно сопла; *б* — дифференциальная заслонка, приближающаяся к одному и одновременно удаляющаяся от другого сопла; *в* — поворотная заслонка в виде задвижки.

Изменение давления p_2 перед выходом из сопла при изменении положения заслонки возможно при наличии дросселя с проходным сечением F_1 (эскиз *г*). При полностью открытом сопле давление p_2 будет минимальным; величина p_2 определяется сопротивлением жидкости или воздуха при истечении их из открытого отверстия. Связь между перемещением заслонки, определяющей величину F_2, и давлением p_2 определяется по формуле:

при истечении жидкости в атмосферу для простой заслонки

$$p_2 = p_1 \frac{1}{1 + \frac{\alpha_2^2 F_2^2}{\alpha_1^2 F_1^2}};$$

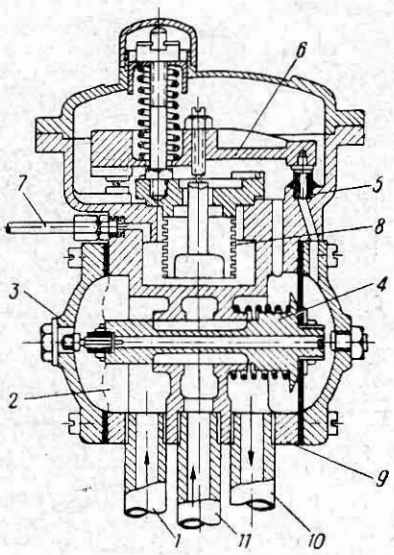
для дифференциальной заслонки, в которой сопла *2* и *2′* питаются из одной магистрали,

$$p_2 = p_1 \frac{1}{1 + \frac{\alpha_2^2 F_2^2 + \alpha_2'^2 F_2'^2}{\alpha_1^2 F_1^2}}.$$

Здесь $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_2'$ — коэффициенты расхода;

F_1, F_2, F_2' — площади сечений сопел.

Изменение давления p_2, а следовательно, и изменение дифференциального реле «сопло—заслонка» для регулирования возможно при разных диаметрах сопел *2* и *2′*.



Фиг. 3102.

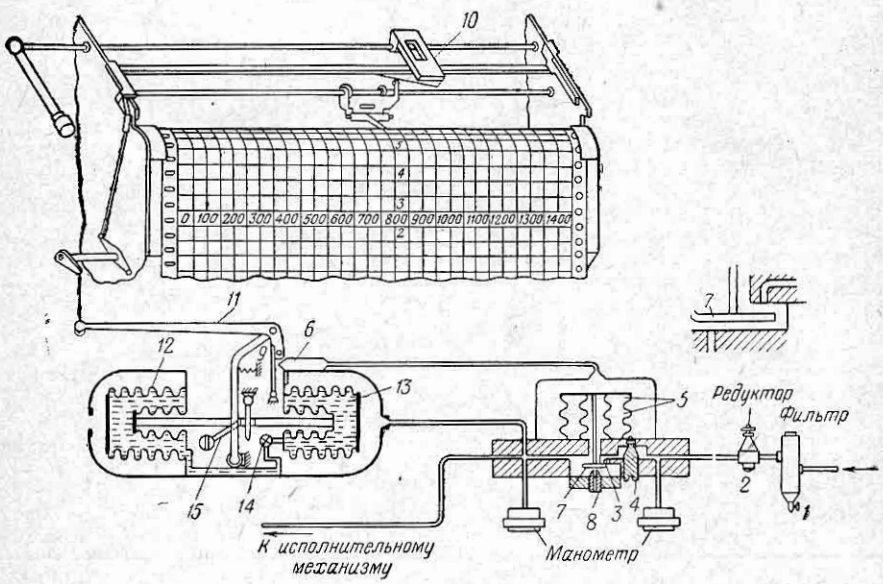
Фиг. 3102. Гидравлическое реле «сопло—заслонка». Импульс давления подается по трубке *7*. В результате изменения командного давления деформируется сильфон *8*, вызывая перемещение подпружиненного рычага *6* заслонки. Основной поток жидкости, подводимый по трубе *1*, перемещается двумя путями:

а) через фильтр *2*, регулируемый дроссель *3*, отверстие в золотнике *4*, правую полость коробки, отделяемую мембраной *9*, к соплу *5* и далее сливается по трубе *10* в бак;

б) при смещении золотника *4* влево — через прорези золотника в трубу *11* и далее в цилиндр исполнительного механизма; при смещении золотника *4* вправо жидкость из цилиндра через трубопроводы *11* и *10* сливается в резервуар.

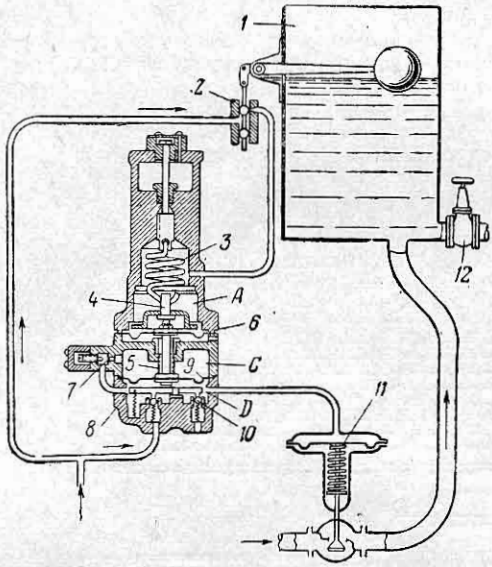
Если давление в трубке *7* уменьшилось, то заслонка действием пружины приблизится к соплу, давление на мембрану *9* справа увеличится, пружина сожмется и золотник *4* переместится влево, открывая доступ маслу из трубопровода *1* в трубопровод *11*.

Если давление в трубке *7* увеличилось, то пружина сожмется, заслонка отойдет от сопла *5*, золотник переместится вправо и жидкость из трубопровода *11* свободно сольется в трубопровод *10*.



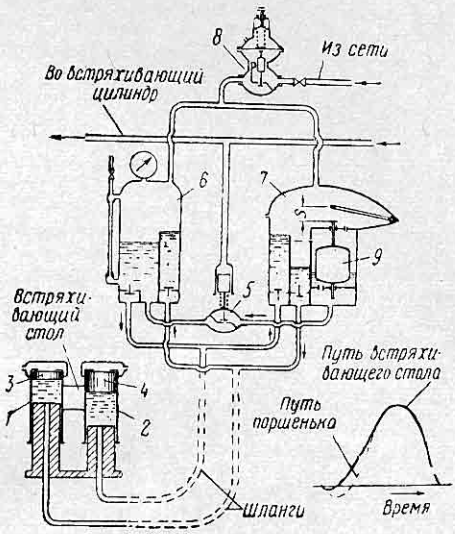
Фиг. 3103.

Фиг. 3103. Изодромный регулятор температуры. Положение каретки *10* потенциометра (см. фиг. 3034,*б*) зависит от температуры; при повышении температуры каретка смещается вправо, а рычаг *11* поворачивается по часовой стрелке. Заслонка *9* отходит от сопла *6*, давление во внешней камере сильфона *5* понижается и дифференциальная заслонка *7* открывает большее проходное сечение выхлопного сопла *8* и прикрывает сопло *3*. Давление в магистрали к исполнительному механизму уменьшается. Это вызывает уменьшение давления также и во внешней камере сильфона *13*, в результате чего жидкость начинает перетекать из сильфона *12* через дроссель *14* в сильфон *13* и рычаг обратной связи приблизит заслонку *9* к соплу *6*. Передаточное отношение механизма обратной связи можно регулировать рычагом *15*. *1* — фильтр, *2* — редуктор, *4* — дроссель, создающий перепад давления между редуктором и камерой сильфона *5*.



Фиг. 3104.

Фиг. 3104. Пневматический изодромный регулятор уровня. Поплавок в сосуде *1* с регулируемым уровнем воздействует на золотник *2*, соединяющий камеру *A* с атмосферой при увеличении уровня сверх нормы или с воздушной магистралью при понижении уровня. В последнем случае мембрана *6* через стержень *5* и качающееся коромысло открывает шариковый клапан *10* и давление в камере *D*, а следовательно, и в мембранной коробке *11* исполнительного механизма повышается. Действием на мембрану *9* увеличенного давления в камере *D* стержень *5* поднимается и впускной клапан частично закрывается. Однако противодавление в камере *C*, в которую воздух может попасть из камеры *D* через дроссель *7*, возрастает, что приводит к обратной перестановке впускного клапана. Цикл регулирования заканчивается тогда, когда сила упругости пружины *3* будет уравновешена давлением на мембраны в камерах *A*, *C* и *D* и клапан коробки *11*, регулирующий приток жидкости, установится в положение, соответствующее расходу жидкости из сосуда через выпускной клапан *12*. *4* — стержень; *8* — трубопровод.



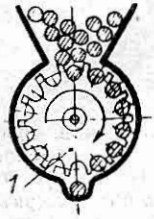
Фиг. 3105.

Фиг. 3105. Автоматический регулятор работы. Для регулирования применен поршневой дифференциальный масляный насос. Корпус насоса с цилиндрами *1* и *2* прикреплен к встряхивающему столу. При падении стола корпус толкает вниз тяжелый *4* и легкий *3* поршни. Поршень *4* качает масло из резервуара *6* в резервуар *7*, а поршень *3* — из резервуара *7* в резервуар *6* в меньшем количестве. При каждом ударе под поплавок *9* в резервуар *7* будет поступать разность подач масла обоих поршней. Когда поплавок *9* поднимется на некоторую величину *s*, он нажимает на рычаг механического реле и прекращает встряхивание. На фигуре: *8* — редукционный вентиль; *5* — клапан для обратного перепуска масла.

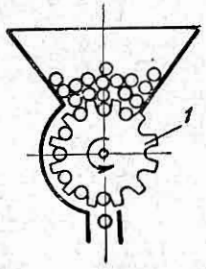
Раздел VIII

ПИТАТЕЛИ, МАГАЗИНЫ, БУНКЕРЫ

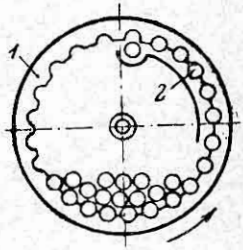
Фиг. 3106. Бункерный магазин с дисковым питателем. На вращающийся диск *1* питателя укладываются заготовки, которые при своем нижнем положении по одной сбрасываются в желоб с отверстием для толкателя.



Фиг. 3106.



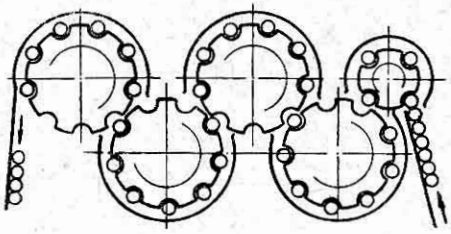
Фиг. 3107.



Фиг. 3108.

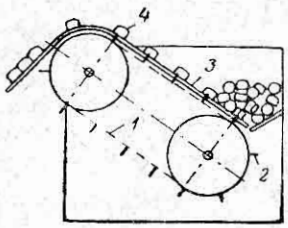
Фиг. 3107. Бункерный магазин с дисковым питателем, который препятствует образованию сводов. Бункер имеет большое выпадное отверстие, перекрываемое питателем *1*. При вращении питателя заготовки приходят в движение и препятствуют образованию свода.

Фиг. 3108. Дисковый питатель. Заготовки, расположенные в нижней части диска *1*, укладываются в канавки *2* по внутренней части обода. В положении выше горизонтальной оси заготовки поддерживаются щитком с желобом для приема заготовок.

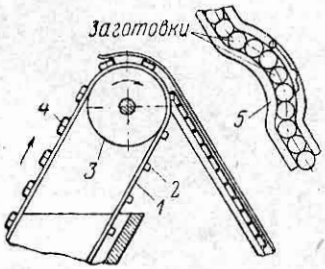


Фиг. 3109.

Фиг. 3109. Питатель из нескольких роторов. Заготовки транспортируются по сложному пути с последовательной передачей от одного ротора к другому. На каждом роторе может осуществляться технологическая операция.



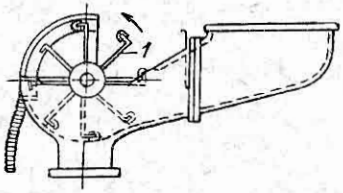
Фиг. 3110.



Фиг. 3111.

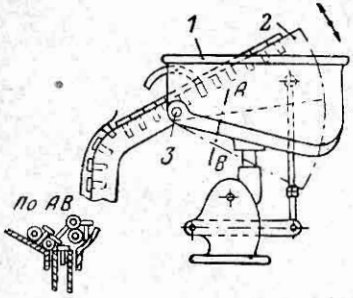
Фиг. 3110. Питатель для заготовок колпачковой формы. К замкнутой цепи *1* транспортера прикреплены стержни *2*, которые в верхней части устройства проходят через прорезь в плоскости *3*. Заготовки *4*, загружаемые в магазин, захватываются стержнями *2* донышком вверх.

Фиг. 3111. Питатель с захватом из ремня со штырями. Ремень *1* с прикрепленными к нему штырями *2* получает движение от шкива *3*. В нижней части бункера, в котором расположен второй шкив, штыри *2* захватывают заготовки *4* и передают их на лоток *5* через приемник.

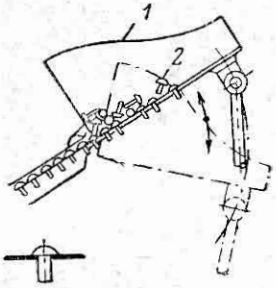


Фиг. 3112.

Фиг. 3112. Механизм питания с вращающимися крючками. Применяется для заготовок колпачковой формы. Вращающиеся крючки *1* в нижней части бункера захватывают заготовки и сбрасывают их в приемник.



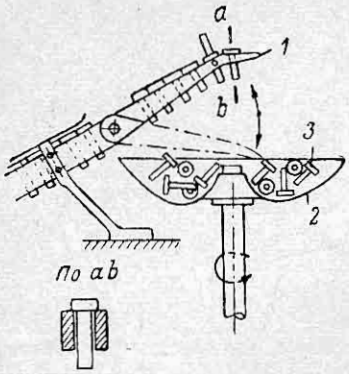
Фиг. 3113.



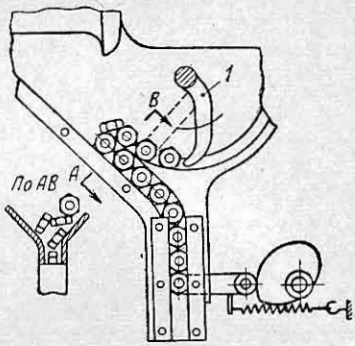
Фиг. 3114.

Фиг. 3113. В наклонном днище неподвижного бункера *1* имеется щель, в которой покачивается рычаг *2* относительно оси *3*. Рычаг *2* изготовлен из двух параллельно расположенных пластинок с зазором, равным меньшему диаметру заготовки.

Фиг. 3114. Качающийся бункер *1* перекатывает находящиеся в нем заготовки *2*, вследствие чего создается возможность попадания стержня заготовки в щель днища. Заготовки, направляемые щелью, подаются в приемник.



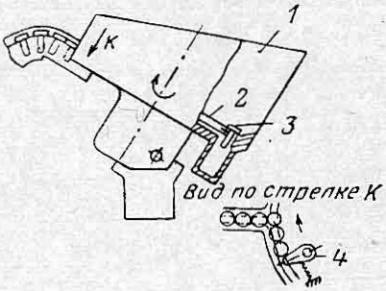
Фиг. 3115.



Фиг. 3116.

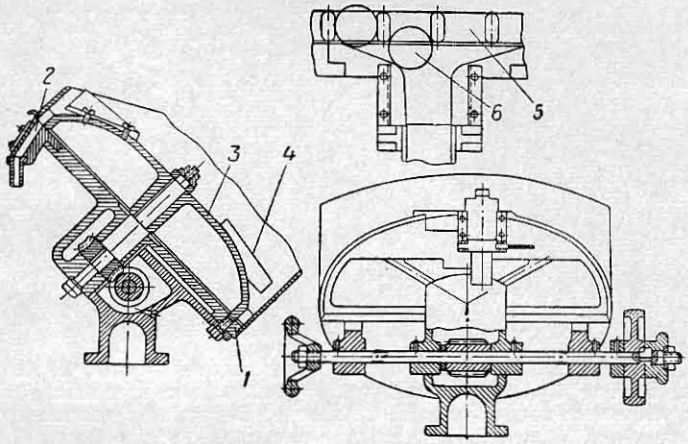
Фиг. 3115. Конец качающегося рычага *1*, изготовленный из двух параллельно расположенных пластинок, в нижнем своем положении касается днища вращающегося стола *2*, наполненного заготовками *3*. Некоторые из заготовок, встречающиеся с рычагом, заходят тонким концом в пространство между пластинками и удерживаются за утолщенные концы. В верхнем положении рычага *1* заготовки перемещаются под действием собственного веса к приемнику.

Фиг. 3116. Питатель для заготовок призматической шестигранной формы. Колебательным движением рычага *1* достигается перемещение шестигранных заготовок, которые, получая соответствующее положение, укладываются в направляющих питателя.



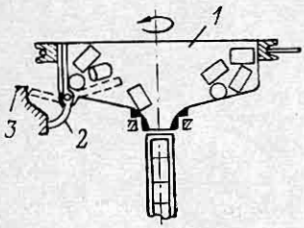
Фиг. 3117.

Фиг. 3117. Бункер *1* с вращающимся диском *2* расположен под некоторым углом к вертикали. По периметру днища бункера имеется паз, в котором заготовки *3* свободно перемещаются собачкой *4* в том случае, когда они занимают положение, показанное на фигуре. В верхней части питателя заготовки направляются в приемник.

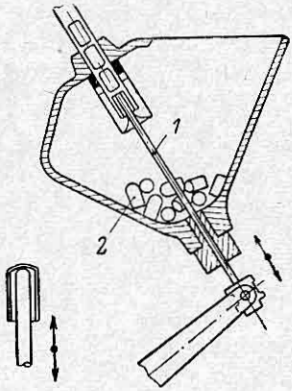


Фиг. 3118.

Фиг. 3118. Питатель для дисков и шайб. В корпусе бункера *1* с наклонно расположенным днищем встроена червячная передача, посредством которой вращается тарельчатый диск *3* с перегородками *4* и гнездами *5* (эскиз сверху). Наклонное положение диска *3* позволяет транспортируемым шайбам *6* устанавливаться в гнезда на ребро. При вращении диска шайбы перемещаются вверх, где они выкатываются по наклонной плоскости в приемник *2*, а затем по лотку — в питатель.



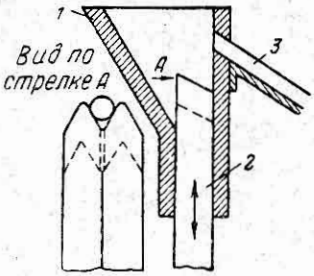
Фиг. 3119.



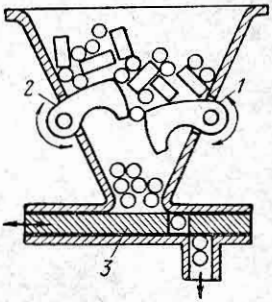
Фиг. 3120.

Фиг. 3119. Питатель для цилиндрических заготовок. Бункер *1* вращается со скоростью, при которой заготовки удаляются от центра и прижимаются к боковой поверхности бункера центробежной силой. Рычаг *2*, прикрепленный к бункеру, встречаясь с неподвижным кулачком *3*, отбрасывает заготовки к центру и часть из них попадает в отверстие вертикально расположенного приемника.

Фиг. 3120. Питатель для заготовок, имеющих форму колпачка. Стержень *1* совершает возвратно-поступательное движение. Заготовки *2*, подхватываемые стержнем *1* донышком вверх, поступают в трубку приемника.



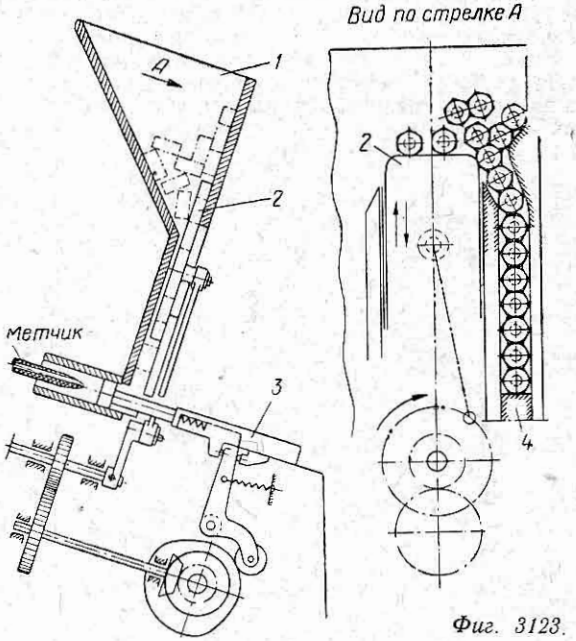
Фиг. 3121.



Фиг. 3122.

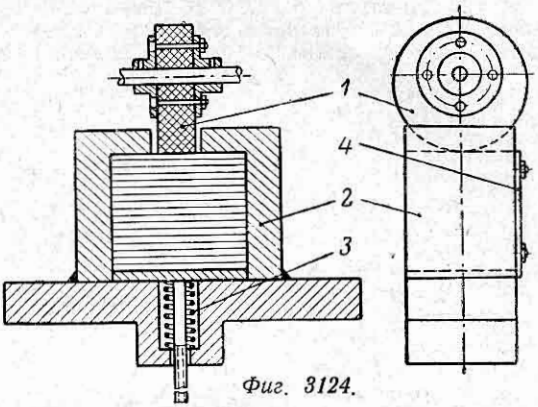
Фиг. 3121. Механизм для подачи стержней, высота которых не больше трех диаметров. Внутри бункера *1* ползун *2* с наклонным призматическим пазом совершает возвратно-поступательное движение. В нижнем положении ползуна заготовки ложатся в желоб, в верхнем — соскальзывают в лоток *3* под действием силы веса.

Фиг. 3122. Питатель с качающимися рычагами *1* и *2* для подачи коротких цилиндрических заготовок. *3* — толкатель.



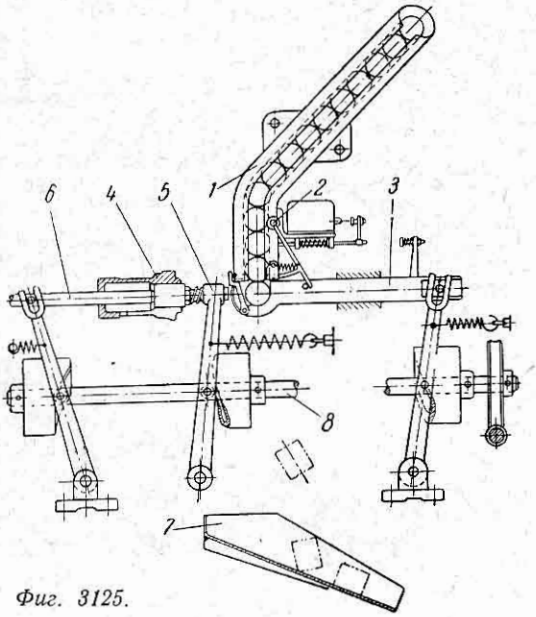
Фиг. 3123.

Фиг. 3123. Загрузочное устройство для резьбонарезного станка. Гайки загружаются в бункер *1*, в котором посредством шибера *2*, совершающего возвратно-поступательное движение, направляются в желоб *4*. Из желоба гайки подаются к метчику толкателем *3*.



Фиг. 3124.

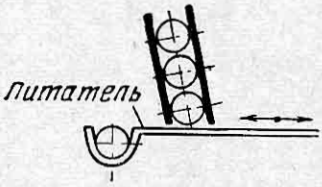
Фиг. 3124. Схема фрикционного питателя для тонких плоских заготовок. Вращающийся диск *1*, изготовленный из войлока или резины и установленный на валу эксцентрично, силой трения выталкивает верхнюю деталь из стопки, собранной в накопителе *2*. Пружина *3* удерживает стопку в соприкосновении с верхним упором. Заслонкой *4* регулируется высота щели для выхода заготовки. Питатель применяется для полуавтоматов.



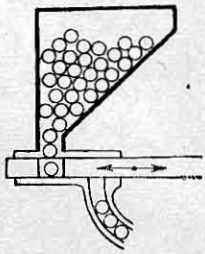
Фиг. 3125.

Фиг. 3125. Схема магазинного устройства. Из магазина *1* детали цилиндрической формы пропускаются отсекателем *2* в питатель *3*, который перемещает их к зажимному устройству *4*. Заготовка заталкивается рычагом *5* и выталки-

вается после обработки толкателем *6* в лоток *7*. Питатель *3*, рычаг *5* и толкатель *6* управляются кулачками, заклиненными на распределительном валу *8*. При израсходовании заготовок автомат механизмом конечного выключателя выключается.



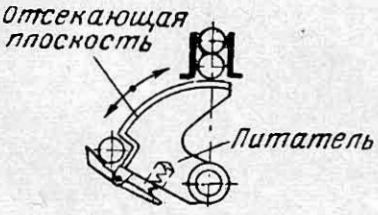
Фиг. 3126.



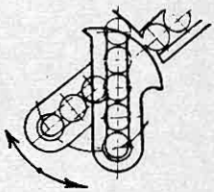
Фиг. 3127.

Фиг. 3126. Отсекатель с возвратно-поступательным движением регулирует количество заготовок, поступающих из магазина в питатель. Верхняя площадка питателя перекрывает канал магазина.

Фиг. 3127. Отсекатель с возвратно-поступательным движением питателя и подачей заготовок в канал.



Фиг. 3128.



Фиг. 3129.

Фиг. 3128. Отсекатель с колебательным движением питателя.

Фиг. 3129. Отсекатель с колебательным движением питателя.



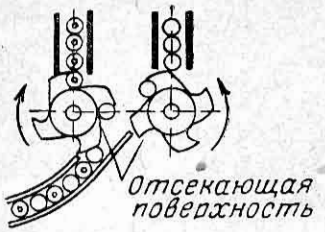
Фиг. 3130.



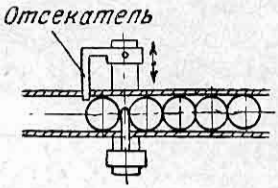
Фиг. 3131.

Фиг. 3130. Отсекатель с вращающимся диском. По окружности диска изготовлены профильные канавки, в которые западают заготовки.

Фиг. 3131. Отсекатель с вращающимся диском.



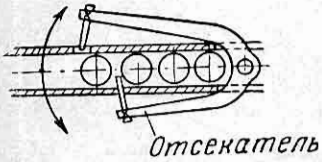
Фиг. 3132.



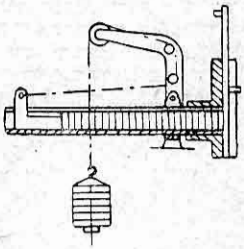
Фиг. 3133.

Фиг. 3132. Отсекатель с двумя вращающимися дисками, которые подают заготовки в один канал из двух разных каналов.

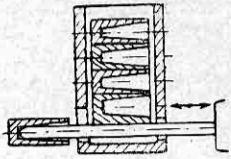
Фиг. 3133. Отсекатель с возвратно-поступательным движением для заготовок, транспортируемых по горизонтальному каналу.



Фиг. 3134.



Фиг. 3135.

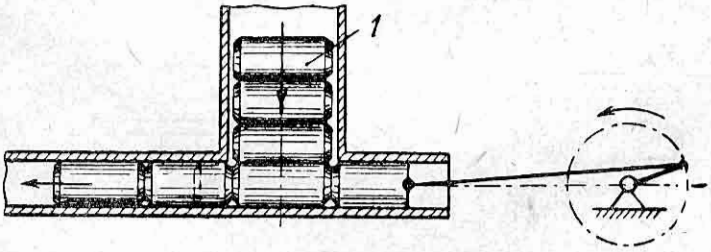


Фиг. 3136.

Фиг. 3134. Отсекатель с исполнительным звеном, которое совершает колебательное движение.

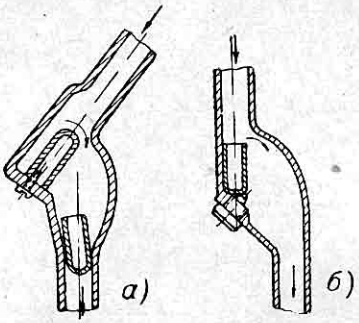
Фиг. 3135. Отсекатель для крупных заготовок, транспортируемых по горизонтальному каналу. Трение между заготовками и горизонтальными направляющими преодолевается грузом.

Фиг. 3136. Отсекатель для деталей, имеющих форму колпачка.



Фиг. 3137.

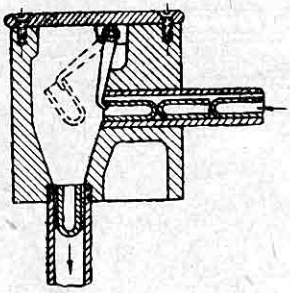
Фиг. 3137. Отсекатель для круглых заготовок. Ход ползуна кривошипно-шатунного механизма равен длине заготовки *1*.



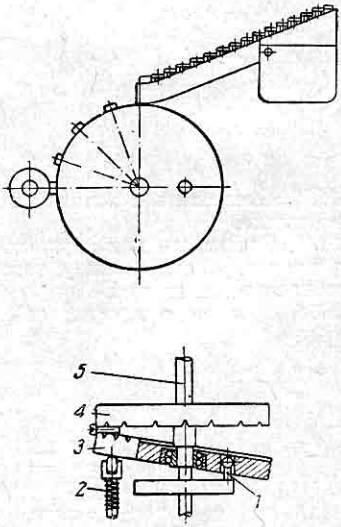
Фиг. 3138.

Фиг. 3138. Устройство для контроля правильности положения заготовок, имеющих форму колпачка, и транспортируемых по трубе. В устройстве по эскизу *а* колпачки поворачиваются и падают донышком вниз. В устройстве по эскизу *б* колпачки поворачиваются донышком вверх.

Фиг. 3139. Устройство для контроля правильности положения колпачков, транспортируемых по горизонтальной трубе.

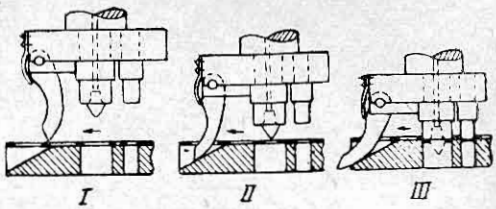


Фиг. 3139.



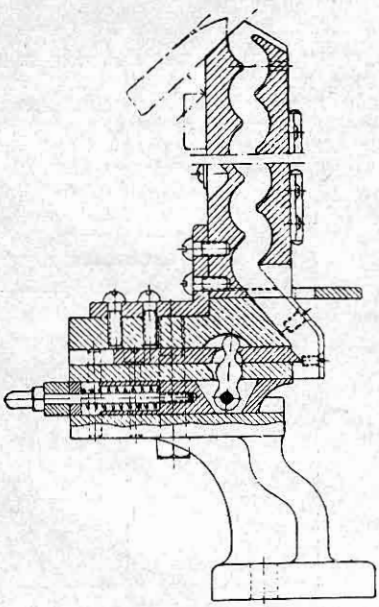
Фиг. 3140.

Фиг. 3140. Механизм для автоматического непрерывного нарезания шлицев в винтах. Винты зажимаются между непрерывно вращающимися дисками *3* и *4*, которые установлены на валу *5*. Диск *4* закреплен на валу жестко, а диск *3* — на сферическом подшипнике и соединяется с валом поводком *1*. *2* — поддерживающий ролик.

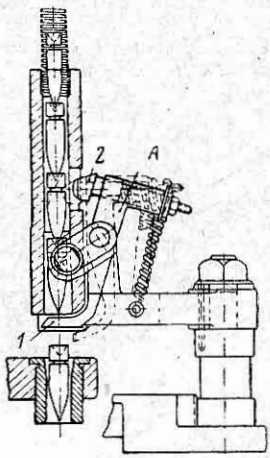


Фиг. 3141.

Фиг. 3141. Штамп последовательного действия с автоматической подачей полосы.



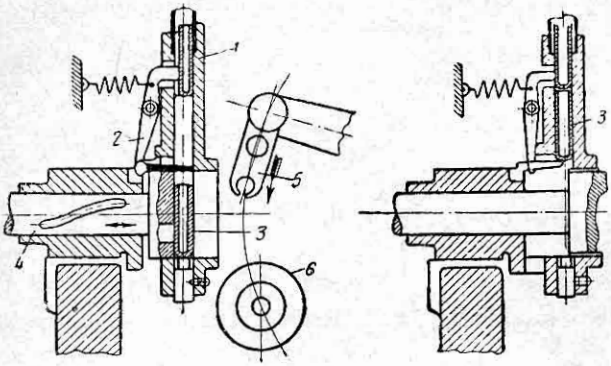
Фиг. 3142.



Фиг. 3143.

Фиг. 3142. Отсекатель для поштучной выгрузки заготовок, транспортируемых по лотку-змейке.

Фиг. 3143. Отсекатель двойного действия. Рычаг *A* совершает колебательное движение; при одном крайнем положении рычага зажим *2* удерживает столбик заготовок, при другом — отверстие закрывается заслонкой *1* и весь столбик опускается на высоту одной заготовки.



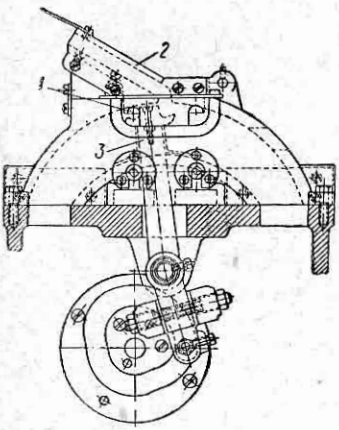
Фиг. 3144.



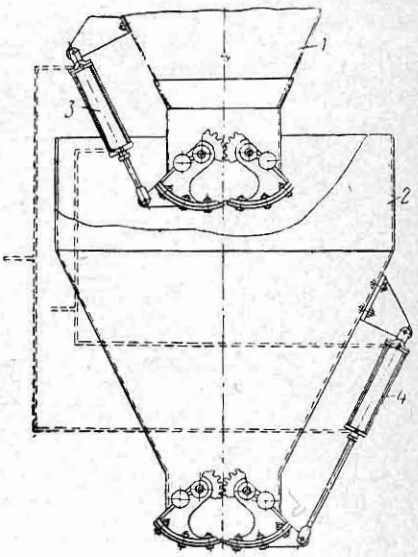
Фиг. 3145.

Фиг. 3144. Загрузочное устройство с поворотом детали на 90°. Деталь *3* подается по вертикальной трубе *1* к месту загрузки. Поштучная подача деталей в питатель осуществляется колебательным движением рычага *2*. Питатель — вал *4* с криволинейным шпоночным пазом и диаметрально расположенным отверстием для детали, поворачиваясь на 90°, перемещается направо. Рычаг *5* захватывает деталь и подает к патрону станка *6*.

Фиг. 3145. Механизм деления потока заготовок на два ручья — *A* и *B*.



Фиг. 3146.

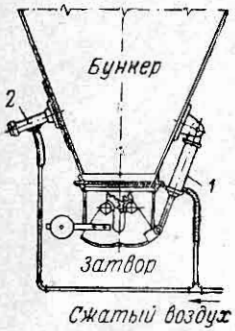


Фиг. 3147.

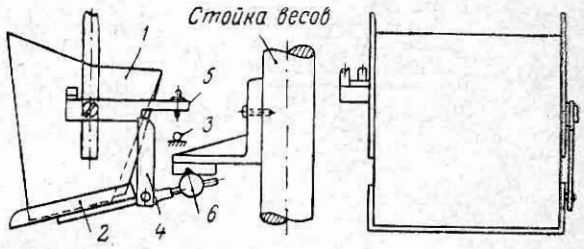
Фиг. 3146. Механизм деления потока заготовок на два ручья. Заготовки *1*, перемещаясь по лотку *2*, падают на отсекатель *3*, который поочередно устанавливается в левом и правом положениях.

Фиг. 3147. Бункерный дозатор. Затворы двух бункеров *1* и *2*, расположенных один над другим, приводятся в действие пневматическими цилиндрами *3*

и *4*, работа которых сблокирована так, что при одном открытом затворе второй — закрыт.



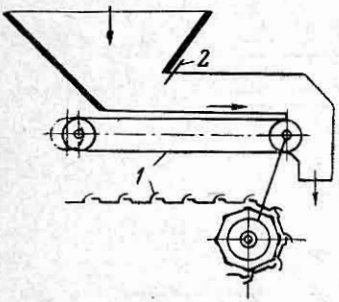
Фиг. 3148.



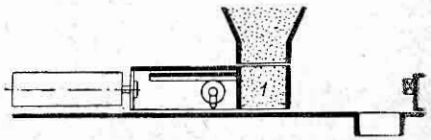
Фиг. 3149.

Фиг. 3148. Пневмозатвор расходного бункера. Затвор открывается посредством пневматического цилиндра *1*. К стенке бункера прикрепляется пневматический вибратор *2*, работа которого создает препятствия образованию сводов внутри бункера.

Фиг. 3149. Ковш автоматических весов для сыпучих материалов. При опускании наполненного ковша *1* защелка *5* освобождает собачку *4* в результате соприкосновения с упором *3*; при этом днище *2* открывается под действием веса материала, а освобожденный ковш поднимается вверх. Днище закрывается под действием противовеса *6*.



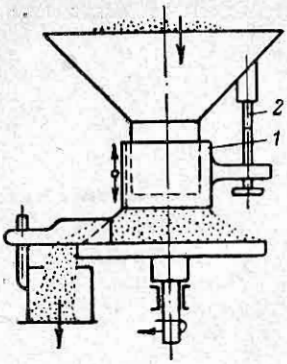
Фиг. 3150.



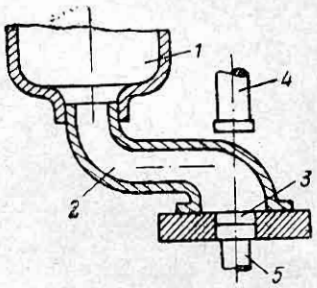
Фиг. 3151.

Фиг. 3150. Питатель непрерывного действия для сыпучих материалов. Высота насыпаемого слоя на пластинчатый транспортер *1* регулируется заслонкой *2*.

Фиг. 3151. Дозатор для сыпучих материалов. Возвратно-поступательное движение дозирующей коробке *1* сообщается пневматическим механизмом.



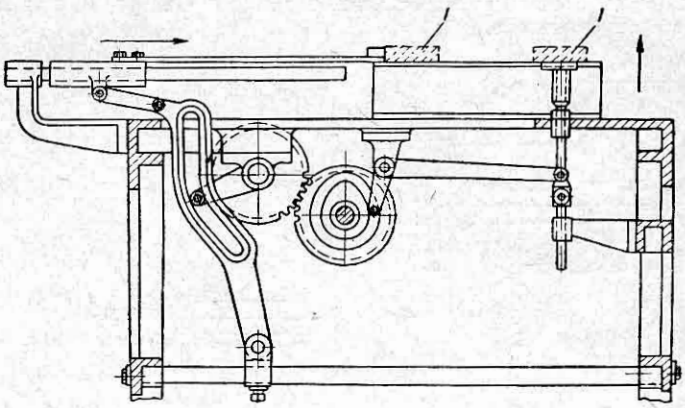
Фиг. 3152.



Фиг. 3153.

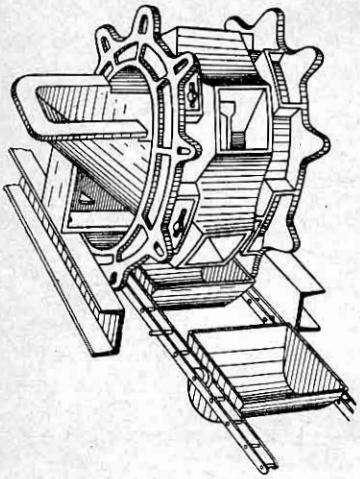
Фиг. 3152. Дисковый питатель для сыпучих материалов. Производительность питателя зависит от числа оборотов стола и положения манжеты *1*, которая устанавливается на заданной высоте вращением винта *2*.

Фиг. 3153. Схема дозатора для прессования сыпучих материалов. Поворачивающийся относительно оси бункера *1* рукав *2* устанавливается при подаче материала над отверстием матрицы *3*, а затем отводится в сторону. *4* — пуансон, *5* — выталкиватель.

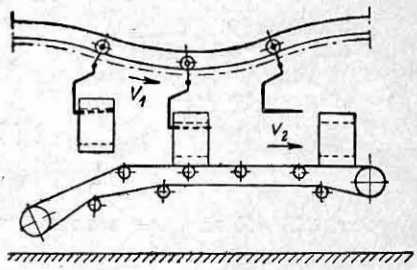


Фиг. 3154.

Фиг. 3154. Устройство для транспортировки деталей в двух перпендикулярных направлениях. Кулисный механизм сообщает детали *1* движение по горизонтали; кулачково-рычажный — по вертикали.

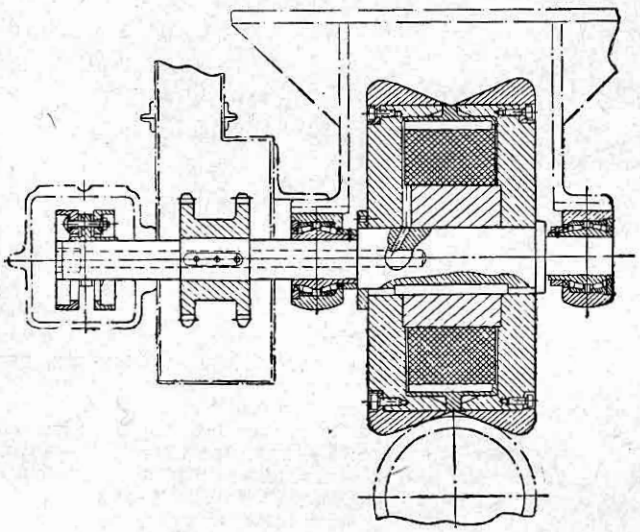


Фиг. 3155.



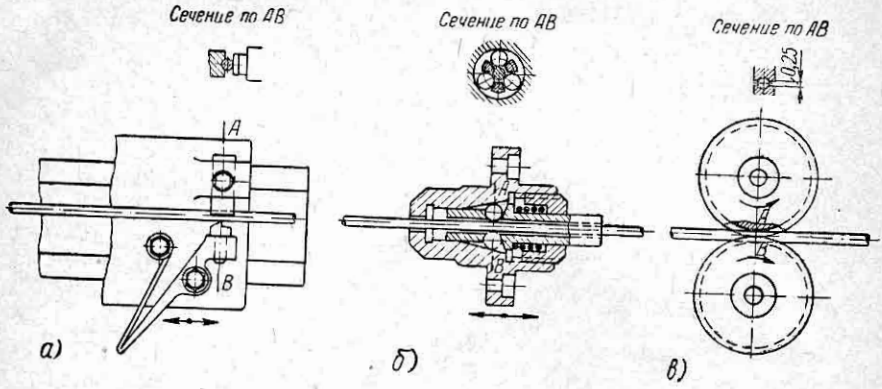
Фиг. 3156.

Фиг. 3155. Вращающийся погрузочно-распределительный барабан.
Фиг. 3156. Автоматическая перегрузка деталей с конвейера на ленточный или пластинчатый транспортер. Скорость v_2 должна быть больше v_1 на 30÷40%.



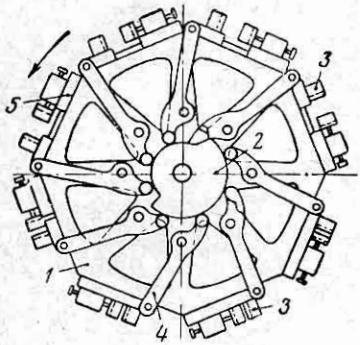
Фиг. 3157.

Фиг. 3157. Электромагнитный ролик. Применяется для транспортировки труб с нижней стороны ролика в непрерывных станах печной сварки труб, для извлечения труб из ванн электролитического покрытия и др.

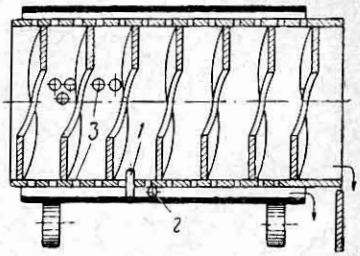


Фиг. 3158.

Фиг. 3158. Механизмы подачи бунтового материала. *а* — рычажный; *б* — шариковый; *в* — роликовый. Пруток подается вращением роликов.



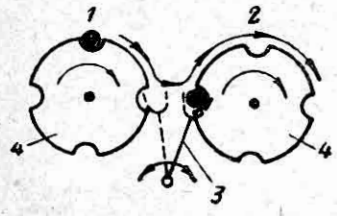
Фиг. 3159.



Фиг. 3160.

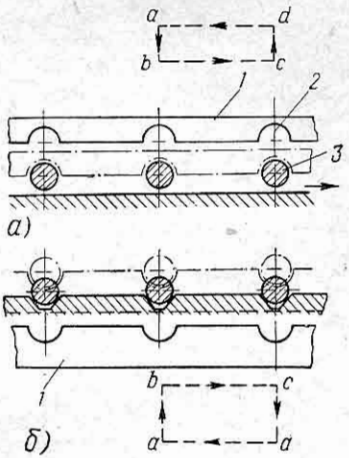
Фиг. 3159. Барабан гибочно-закалочной машины. Во время вращения барабана *1* рычаги *4* под действием неподвижного кулачка *2* передают движение подвижным штампам *3*. Рессорные листы, установленные между подвижными и неподвижными штампами *5*, изгибаются и подаются на конвейер закалочного бака.

Фиг. 3160. Два барабана, расположенных под некоторым углом к горизонту, вращаются с одинаковой скоростью и служат для сортировки длинных и коротких трубок. На фигуре: *1* — длинные трубки; *2* — короткие трубки; *3* — отверстия во внутреннем барабане.



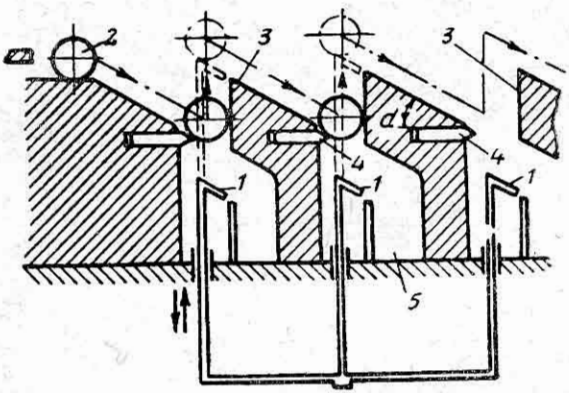
Фиг. 3161.

Фиг. 3161. Схема транспортирующего устройства при автоматическом контроле размеров изделия *1*. В случае несоответствия размера вилка *3* устанавливается (в зависимости от вида брака) левее или правее траектории *2* падения изделия и направляет бракованные изделия по двум лоткам. Годные изделия передаются на диск *4*.



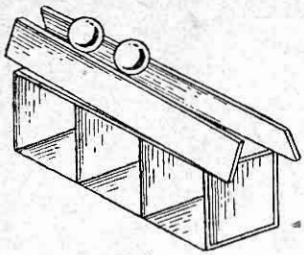
Фиг. 3162.

Фиг. 3162. Транспортирующее устройство с движением изделия по траектории прямоугольной формы. Параллельно расположенные гребенки *1* с вырезами *2* на определенном расстоянии получают движение по замкнутой траектории прямоугольной формы от сдвоенного кулачкового механизма. Изделия *3*, расположенные против вырезов, могут или передвигаться (эскиз *а*) по направляющим, или перекладываться (эскиз *б*).

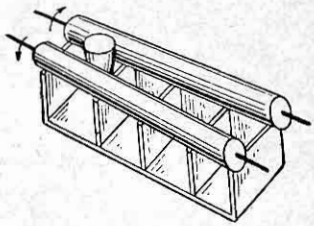


Фиг. 3163.

Фиг. 3163. Транспортирующее устройство с движением изделия по ломаной линии. Толкатели *1*, совершая возвратно-поступательное движение, поднимают изделие *2* до уровня наклонной плоскости *3* следующей измерительной позиции; изделие или проходит между измерительными губками *4* и падает в лоток через канал *5*, или транспортируется на следующие позиции. Расстояние между измерительными губками (при настройке) последовательно увеличивается.



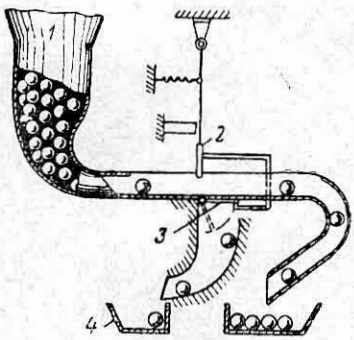
Фиг. 3164.



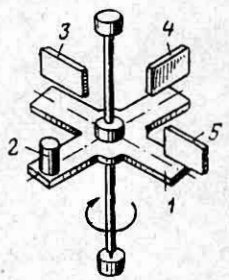
Фиг. 3165.

Фиг. 3164. Устройство для транспортировки и сортировки шариков по размерам. По двум линейкам, расположенным наклонно и под некоторым углом друг к другу, катятся шарики, проваливаясь между линейками в соответствующий лоток.

Фиг. 3165. Устройство для транспортировки и сортировки конических роликов. Принцип сортировки тот же, что и устройства по фиг. 3164.



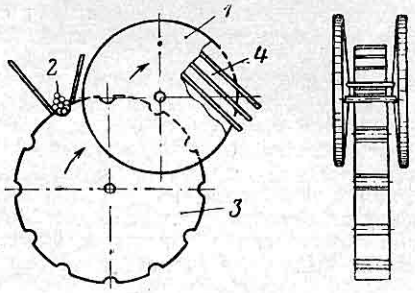
Фиг. 3166.



Фиг. 3167.

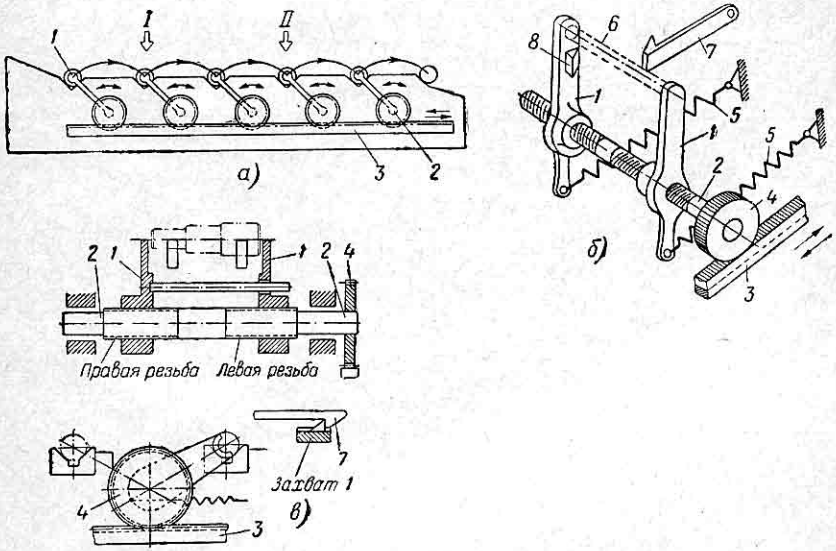
Фиг. 3166. Автоматический прибор для сортировки и подачи подшипниковых шариков на конвейер. Шарики, поступающие из бункера *1* на конвейер и имеющие размеры больше заданного, задевают за конец заслонки *2*, открывают люк *3* и падают в ящик *4* для бракованных изделий.

Фиг. 3167. Устройство для сортировки изделий по высоте. Установленные на звездочку *1* изделия *2* сбрасываются упорами *3*, *4* и *5*, расстояние между которыми и плоскостью звездочки постепенно уменьшается.



Фиг. 3168.

Фиг. 3168. Транспортирующее устройство с калибром для сортировки игл по длине. Иглы *2* подаются из бункера в канавки транспортирующего диска *3*, который вращается между двумя коническими дисками *1* калибра. В зависимости от длины, иглы заклиниваются между дисками на различных расстояниях от оси вращения калибра, поэтому каждый ручеек отсека *4* заполняется иглами определенного размера.



Фиг. 3169.

Фиг. 3169. Транспортирующее устройство при автоматическом контроле размеров изделий системы ЭНИМС. Транспортировка контролируемых изделий от позиции *I* к позиции *II* и т. д. (эскиз *а*) осуществляется захватами *1*, которые, совершая колебательное движение относительно оси вала *2*, захватывают из-

делие по торцам с двух сторон. Рейка *3* в зацеплении с зубчатым колесом *4* (эскизы *а* и *б*), которое присоединено к валу *2*, совершает возвратно-поступательное движение.

Вращению захватов *1* (эскиз *б*) по часовой стрелке препятствуют пружины *5*, поэтому при вращении колеса *4* в том же направлении вначале происходит сближение захватов по левой и правой резьбе на валу *2* до тех пор, пока изделие не будет зажато с достаточной силой, а затем — поворот с изделием *6*.

При повороте против часовой стрелки захваты *1* задерживаются защелками *7*, которые находятся в зацеплении с кулачками *8*. После поворота колеса *4* на некоторый угол захваты расходятся, освобождают изделие и, отключаясь от защелок *7*, возвращаются в исходное положение.

На эскизе *в* приведена конструктивная схема устройства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Азаров А. С., Автоматизация обработки на токарных станках, Машгиз, 1948.
2. Аксенов Н. П. и Аксенов П. Н., Оборудование литейных цехов, т. I, Машгиз, 1949.
3. Аксенов Н. П. и Аксенов П. Н., Оборудование литейных цехов, т. II, Машгиз, 1950.
4. Артоболевский И. И., Теория пространственных механизмов, ОНТИ НКТП СССР, М., 1937.
5. Ачеркан Н. С., Расчет и конструирование металлорежущих станков, Машгиз, 1952.
6. Баранов Г. Г., Кинематика пространственных механизмов, Труды Военно-воздушной академии, № 18, 1936.
7. Башта Г. М., Самолетные гидравлические приводы и агрегаты, Оборонгиз, 1951.
8. Бежанов Б. Н. и Бушунов В. Т., Производственные машины-автоматы, Машгиз, 1953.
9. Бруевич Н. Г., Кинематика простейших пространственных механизмов с парами пятого класса, Труды Военно-воздушной академии, № 18, 1936.
10. Бруевич Н. Г., Кинетостатика пространственных механизмов, Труды Военно-воздушной академии, № 22, 1937.
11. Брюнин А. Н., Пневматический самонакладчик марки «П», Геодезиздат, 1940.
12. Булгаков И. С., Счетные машины, Машгиз, 1950.
13. Виткин А. И., Белая жесть, Металлургиздат, 1951.
14. Герасимов С. Г. и др., Автоматическое регулирование котельных установок, Госэнергоиздат, 1950.
15. Городецкий Ю. Г. и Полянский П. М., Применение пневматических методов контроля в машиностроении, Машгиз, 1949.
16. Гулько М. М., Автоматические линии станков, Машгиз, 1951.
17. Десов А. Е., Вибраторы для бетона, Машгиз, 1949.
18. Добровольский В. В., Теория механизмов, Машгиз, 1951.
19. Добровольский В. В., Теория сферических механизмов, Машгиз, М., 1947.
20. Доброгурский С. О., Счетно-решающие механизмы, Оборонгиз, 1950.
21. Емельяненко П. Т., Пильгерстаны, Гостехиздат, ГНТИ Украины, 1937.
22. Ерохин А. П. и Самохин А. П., Механизация и автоматизация в термических цехах, Машгиз, 1953.
23. Зиновьев В. А., Кинематический анализ пространственных четырехзвенных механизмов. Труды семинара по теории машин и механизмов, АН СССР, т. VIII, вып. 28, 1949.
24. Ильинский В. И., Электродвигательный привод в доменном производстве, ГНТИ Украины, 1938.
25 Кожевников С. Н., Теория механизмов и машин, Машгиз, 1949.

26. Кожевников С. Н., К вопросу о кинематике и синтезе пространственных кривошипно-коромысловых механизмов. Труды семинара по теории машин и механизмов, АН СССР, т. IV, вып. 14, 1947.
27. Кожевников С. Н. и Пруслин М. М., Механика швейных машин, Гизлегпром, 1948.
28. Литвин Ф. Л., Некруглые зубчатые колеса, Машгиз, 1950.
29. Малов А. Н., Автоматическая загрузка металлорежущих станков, Машгиз, 1947.
30. Малышев А. П., Кинематика механизмов, Гизлегпром, 1933.
31. Мерцалов Н. И., Избранные труды, т. I, Машгиз, 1950.
32. Навроцкий Г. А., Высадочные и обрезные прессы-автоматы, Машгиз, 1949.
33. Пресс С. А., Электрическое оборудование металлорежущих станков, Машгиз, 1946.
34. Пчельников Н. И., Приборы управления артиллерийским зенитным огнем, кн. 1, Воениздат, 1940.
35. Раевский Н. П., Методы экспериментального исследования механических параметров машин, АН СССР, 1952.
36. Разыграев А. М. и Дворин З. А., Проектирование и монтаж электрооборудования металлорежущих станков, Машгиз, 1952.
37. Решетов Л. Н., Кулачковые механизмы, Машгиз, 1948.
38. Рихтер О. и Фосс Р., Детали изделий точной индустрии, Машметиздат, 1932.
39. Руденко Н. Ф., Планетарные передачи, Машгиз, 1947.
40. Соколов Г. Н. и Дружинский И. А., Автоматическое копирование на металлорежущих станках, Машгиз, 1949.
41. Соловьев И. И., Автоматизация энергетических систем, Госэнергоиздат, 1950.
42. Сотсков Б. С., Элементы телемеханической и автоматической аппаратуры, ч. 1, Оборонгиз, 1936.
43. Сотсков Б. С., Основы расчета и проектирования элементов автоматических и телемеханических устройств, Госэнергоиздат, 1953.
44. Троп А. Е., Автоматическое управление электроприводом и механизмами на углеобогатительных фабриках, Углетехиздат, 1953.
45. Хаймович Е. М., Гидроавтоматика копировальных станков, Гостехиздат Украины, 1950.
46. Целиков А. И., Механизмы прокатных станов, Машгиз, 1946.
47. Шаумян Г. А., Автоматы, Машгиз, 1952.
48. Шор Я. Б., Графические методы статики и кинематики сложных пространственных систем, «Успехи математических наук», вып. VII, 1940.
49. Конструирование машин и оборудования, Опыт Уралмаша, Машгиз, 1948.
50. Труды МВТУ им. Баумана, Машины и приборы, вып. 21, Машгиз, 1953.
51. ЦНИИТМАШ, кн. 54, Гидравлические прессы, Машгиз, 1953.
52. Энциклопедический справочник «Машиностроение», тт. 8, 9, 13, Машгиз, 1947—1950.
53. Каталоги Энергочермет, Приборы теплотехнического контроля и автоматические регуляторы, Металлургиздат, 1953.

Сергей Николаевич Кожевников, Яков Иванович Есипенко, Яков Михайлович Раскин

„ЭЛЕМЕНТЫ МЕХАНИЗМОВ"

Редактор изд-ва *О. Н. Буракова* Техн. редактор *Н. Н. Гладких*

Т-00725 Подписано к печати 27/I—1956 г. Учетно-изд. л. 66,65
Формат бумаги 60×92$^{1}/_{16}$=33,75 бум. л.—67,5 печ. л.
Цена 35 руб. 30 коп. Зак. 453/1430

Типография Оборонгиза