

С $\frac{91}{364}$

А. М. ГОЛЬДБЕРГ

ИССЛЕДОВАНИЕ
ТРАНСПОРТНОГО
ДВИГАТЕЛЯ,
РАБОТАЮЩЕГО
НА ГЕНЕРАТОРНОМ
ГАЗЕ

ГОСЛЕСБУМИЗДАТ 1949

А. М. ГОЛЬДБЕРГ

С $\frac{91}{364}$

ИССЛЕДОВАНИЕ
ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ,
РАБОТАЮЩЕГО
НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

ГОСЛЕСБУМИЗДАТ

Москва

1949

Ленинград

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр
Предисловие	3
Введение	4
Методика постановки экспериментальных работ и обработки опытного материала	8
Опытная установка	—
Топливо	11
Оборудование и измерительная аппаратура опытной установки	—
Тарировка приборов и точность наблюдений	12
Особые условия проводимых опытов	14
Основные зависимости, подлежащие исследованию при проведении опытов	15
Объем и порядок исследований	17
Формы технической документации	—
Основные формулы и методы подсчетов	—
Основные принципы обработки опытного материала	24
Результаты экспериментальных работ	25
Определение оптимальных условий работы двигателя	—
Исследование рабочего процесса и определение коэффициентов для теплового расчета двигателей	29
Заключение	61
Принятые обозначения	64
Литература	68

Государственная
БИБЛИОТЕКА
СССР
им. В. И. Ленина

50-10961

Редактор Н. С. Соловьев

Технический редактор А. А. Морозова

Л 156358. Сдано в производство 23/XI-1948 г. Подп. к печати 16/IX-1949 г.

Бумага 60×92/16. Печ. л. 4,25. Уч.-изд. л. 4,9. Знак в печ. л. 47000

Тираж 1500 экз.

Цена 4 р. 15 к.

Заказ № 2277

Москва, Гослесбумиздат

Типография Гослесбумиздата, Ленинград, Литейный пр., 39

ПРЕДИСЛОВИЕ

Оснащение лесной промышленности большим количеством разнообразных механизмов связано с применением двигателей, приводящих в действие эти механизмы.

Опыт предприятий лесной промышленности показывает, как трудно организовать нормальное использование транспортных средств и станков в случае применения большого числа разнообразных силовых агрегатов.

Особенности устройства, эксплуатации и ремонта различных типов двигателей обычно приводят к частым простоям механизмов из-за недостаточного знания обслуживающим персоналом этих особенностей и отсутствия запасных частей.

Крайне желательно поэтому эксплуатировать в лесной промышленности минимальное число разнообразных силовых агрегатов. С точки зрения удобства эксплуатации желательно иметь универсальный двигатель, используемый как для стационарной работы, так и для установки на всевозможных транспортных машинах.

Анализ существующих отечественных двигателей дает возможность сделать вывод, что в данное время таким двигателем может явиться двигатель ЗИС, хорошо зарекомендовавший себя при работе на автомобилях и мотовозах.

Использование надежного и освоенного в эксплуатации двигателя ЗИС поможет эксплуатационникам в организации бесперебойной работы механизмов.

Кафедрой тяговых машин ЛТА им. С. М. Кирова были проведены детальные лабораторные исследования двигателя ЗИС с целью установления всех особенностей его рабочего процесса.

В настоящей монографии и отражены результаты этих исследований.

Зав. кафедрой тяговых машин
Лесотехнической академии им. С. М. Кирова
лауреат Сталинской премии

С. Ф. Орлов

ВВЕДЕНИЕ

В современной технике транспортного газогенераторостроения установилась практика конвертирования на газ двигателей жидкого топлива. Теоретические предпосылки и данные опытов показывают, что подобная практика связана со значительным падением мощности двигателя. Это находится в прямом противоречии с задачами рационального конструирования и эксплуатации двигателей, заставляя исследователя, конструктора и производственника напряженно работать над вопросом стабилизации мощности двигателя.

Исследовательские работы последних 10 лет в области транспортных газогенераторов в СССР позволили накопить обширные материалы по вопросам стабилизации мощности двигателей, работающих на генераторном газе.

Так, проведены обширные опыты по повышению теплотворной способности генераторного газа. Искания при этом были направлены на подбор рода топлива, оптимальных размеров кусков топлива и его влажности (НАТИ, ВНИДИ, ЛТА им. С. М. Кирова и др.).

Разносторонние исследования проводились и по улучшению процесса газификации. При исследовании указанных вопросов было уделено большое внимание выбору температурных режимов газификации, обеспечивающих наибольший выход окиси углерода (В. Ю. Гиттис, Е. А. Флоров, Н. П. Павловский, С. Ф. Орлов, Б. Н. Черномордик, М. Д. Артамонов, И. С. Мезин и др.); скоростным методам газификации (Гроздовский и Чуханов, Вознесенский и др.); изысканию возможности уменьшения потерь на излучение в трубопроводах и потерь физической теплоты; подогреву бункера и поступающего в газогенератор воздуха; опытам по присадке водяного пара в зону горения и т. д. Кроме того, была поставлена серия опытов для нахождения путей обогащения газа. Таковы работы В. П. Карпова по введению в зону горения газогенератора тяжелых углеводородов, опыты НАТИ по карбюрированию газовой смеси жидкими сортами топлива и т. д.

В итоге этих исследований создана конструкция современного транспортного газогенератора, обеспечивающая устойчивый процесс газификации и получение такого состава газа, при котором теплотворная способность рабочей смеси находится в пределах 520—560 кал/м³. Однако эти пределы все же на 35% меньше пределов теплотворной способности бензино-воздушной смеси.

Несомненный интерес представляет также разработка методов, позволяющих увеличить коэффициент наполнения двигателя, работающего на генераторном газе. Конструктивные мероприятия, разработанные в этом направлении НАТИ, Московским автомобильным заводом им. Сталина (ЗИС) и Челябинским тракторным заводом (ЧТЗ), привели к созданию рациональных типов газоохладителей и газоочистителей, обеспечивающих небольшие сопротивления и невысокие температуры газовой смеси. Кроме того, в конвертированных двигателях, как правило, устраняется подогрев рабочей смеси, применяемый в карбюраторных двигателях.

Разнообразные опыты были поставлены и по изменению системы газораспределения двигателя (В. А. Колосов, В. Ф. Дунский, М. Н. Ошеров и др.). ЗИС и ЧТЗ, добиваясь повышения коэффициента наполнения, разработали и проверили целесообразность изменения фаз распределения, увеличения высоты подъема и сечения всасывающего клапана и увеличения размеров проходных сечений всасывающего коллектора. В результате комплексного применения указанных мероприятий коэффициент наполнения конвертированного двигателя может быть повышен на 8—12%.

Ряд исследований проведен по изысканию методов повышения относительного коэффициента полезного действия (В. А. Колосов, В. Ф. Дунский, М. Н. Ошеров и др., НАТИ и ЗИС), проделаны работы по подбору рациональной для генераторного газа формы камеры сгорания, расположению всасывающего клапана, выбору местоположения свечи и усилению всей системы зажигания. Эти мероприятия, влияющие на величину относительного к. п. д., дают возможность значительно компенсировать падение мощности.

Многочисленные опыты НАТИ, ВНИДИ и др. по увеличению степени сжатия в двигателях, работающих на генераторном газе, подтвердили, что такое увеличение является эффективным средством, снижающим потери мощности с одновременным повышением экономичности двигателя. Однако при конвертировании карбюраторного двигателя на генераторный газ этот метод не решает вопроса о сведении потерь мощности к нулю.

Важно отметить также работы проф. Гиттиса и НАТИ по нагнетанию газовой смеси при помощи компрессора,

по увеличению литража и оборотов двигателя (ЗИС и ЧТЗ) и другие работы.

Обзор существующих методов восстановления мощности показывает, что и комплексное применение приемов конвертирования на газ двигателей жидкого топлива не обеспечивает полной стабилизации мощности. Потери мощности остаются и достигают ощутимой величины.

Последние модели транспортных двигателей (МГГ-23, модернизированный ЗИС-21, ВК ЗИС-5), работающие на генераторном газе, созданные на базе двигателей жидкого топлива, резко отличаются от последних конструктивными параметрами и по существу являются первыми прототипами специальных газовых двигателей.

Таким образом, практика конвертирования двигателей жидкого топлива для работы на генераторном газе привела к созданию первых транспортных газовых двигателей.

Конвертирование имеющихся моделей двигателей жидкого топлива и проектирование новых газовых двигателей должны опираться на тепловой расчет, методология, коэффициенты и особенности которого вырисовываются только в итоге глубоких исследовательских работ.

В современной технической литературе почти отсутствуют данные по исследованию транспортных газовых двигателей. Отдельные опыты научно-исследовательских институтов ставили своей задачей главным образом проверку конструктивных приемов повышения мощности двигателя.

Богатый литературный материал по исследованию легких двигателей жидкого топлива (проф. Брилинг, проф. Сороко-Новицкий и др.) и стационарных двигателей (проф. Мазинг) всесторонне обрисовывает их работу, но не дает права использовать его методом аналогии для проектирования транспортных газовых двигателей.

Однако в настоящее время при конструировании транспортных газовых двигателей исходные данные для проектирования, а также коэффициенты и расчетные параметры выбираются по аналогии с данными для двигателей иных категорий или на основании результатов отдельных опытов. Такой метод, видимо, играет решающую роль в конструировании, так как еще нет достаточно законченных, систематизированных и обоснованных последовательно проведенными экспериментами сведений о характере протекания рабочего процесса в газовом двигателе транспортного типа.

В свете данных положений весьма важными становятся экспериментальные исследования транспортного двигателя, работающего на генераторном газе, для получения основных параметров, коэффициентов и характеристик, необходимых при проектировании.

В данной работе на основе экспериментального исследования транспортного двигателя, работающего на генераторном газе, сделана попытка дать проверенные опытом теоретические основания тем вопросам, в которых до настоящего времени господствовала преимущественно интуиция, а методом конструирования был метод аналогии.

Работа проводилась автором в лаборатории кафедры тяговых машин ЛТА им. С. М. Кирова. Научным консультантом являлся доктор технических наук проф. Д. Н. Дьяков. Много ценных указаний получено автором также от доц. С. Ф. Орлова и инж. Н. С. Соловьева. Автор приносит им глубокую благодарность.

МЕТОДИКА ПОСТАНОВКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РАБОТ И ОБРАБОТКИ ОПЫТНОГО МАТЕРИАЛА

ОПЫТНАЯ УСТАНОВКА

Для опытов служил автомобильный двигатель ЗИС, прошедший два капитальных ремонта. Работая на бензине, двигатель развивал мощность $N_e = 62$ л. с. при $n = 2200$ об/мин. Полученная мощность соответствовала результатам заводских испытаний двигателей после продолжительной службы⁽¹⁾.

При переводе двигателя с жидкого топлива на питание генераторным газом в конструкцию двигателя и его оборудование были внесены следующие изменения: поставлена головка блока цилиндров, обеспечивающая степень сжатия $\epsilon = 7,2^*$, устранен подогрев всасывающего коллектора, карбюратор заменен смесителем, батарейное зажигание заменено зажиганием от магнето СС-6.

В процессе исследований двигатель работал на газе, полученном в транспортном древесноугольном газогенераторе. Газогенератор горизонтального процесса газификации сконструирован и изготовлен в лаборатории ЛТА им. С. М. Кирова. Очистка газа производилась в двух последовательно расположенных циклонных очистителях и в поверхностном очистителе тонкой очистки. Охлаждение газа осуществлялось охладителем радиаторного типа.

На двигателе был установлен смеситель конструкции НАТИ. Для создания условий газификации, близких к эксплуатационным, газогенератор был смонтирован на сотрясательном механизме, приводимом в действие электродвигателем.

При проведении экспериментальных работ все конструктивные параметры газогенератора оставались без изменений.

Опытная установка представлена на рис. 1—4.

* Степень сжатия исследуемого двигателя перед опытами была проверена. Контрольная проверка производилась по индикаторным диаграммам.

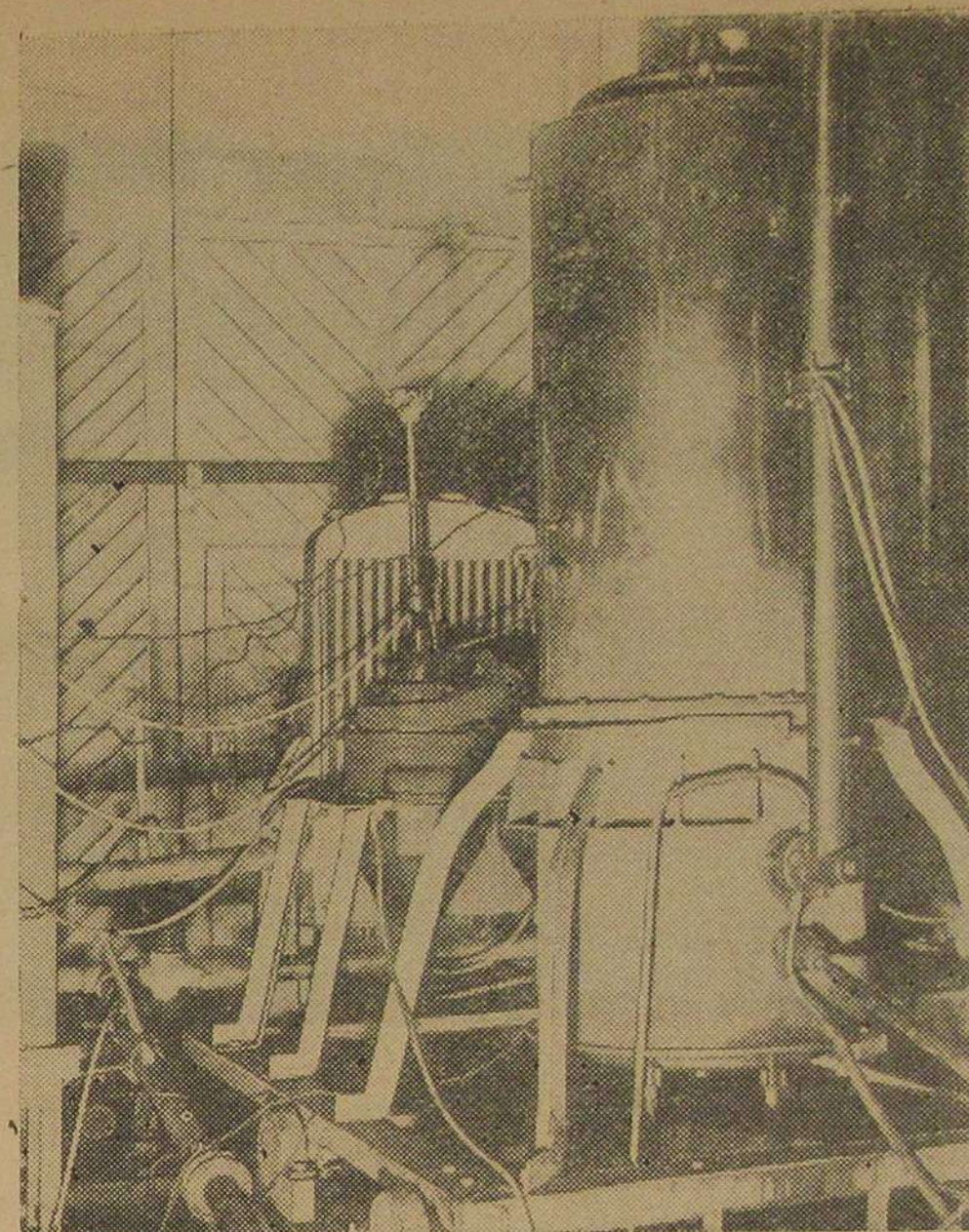


Рис. 1. Опытная газогенераторная установка на стенде

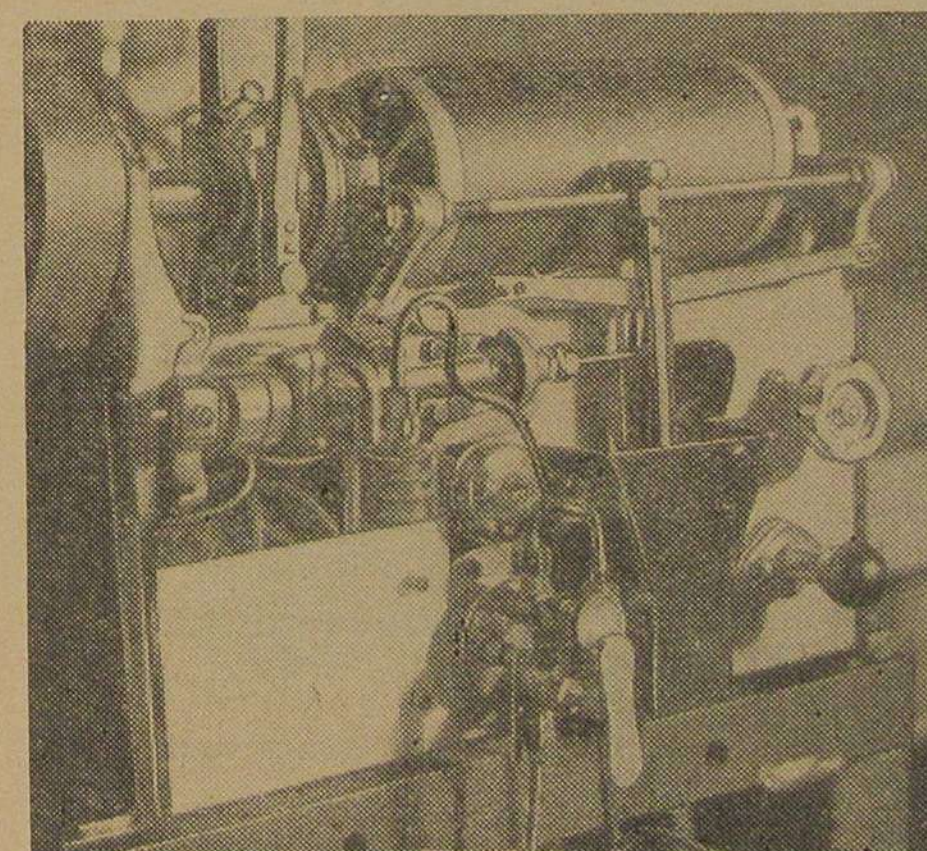


Рис. 2. Индикатор

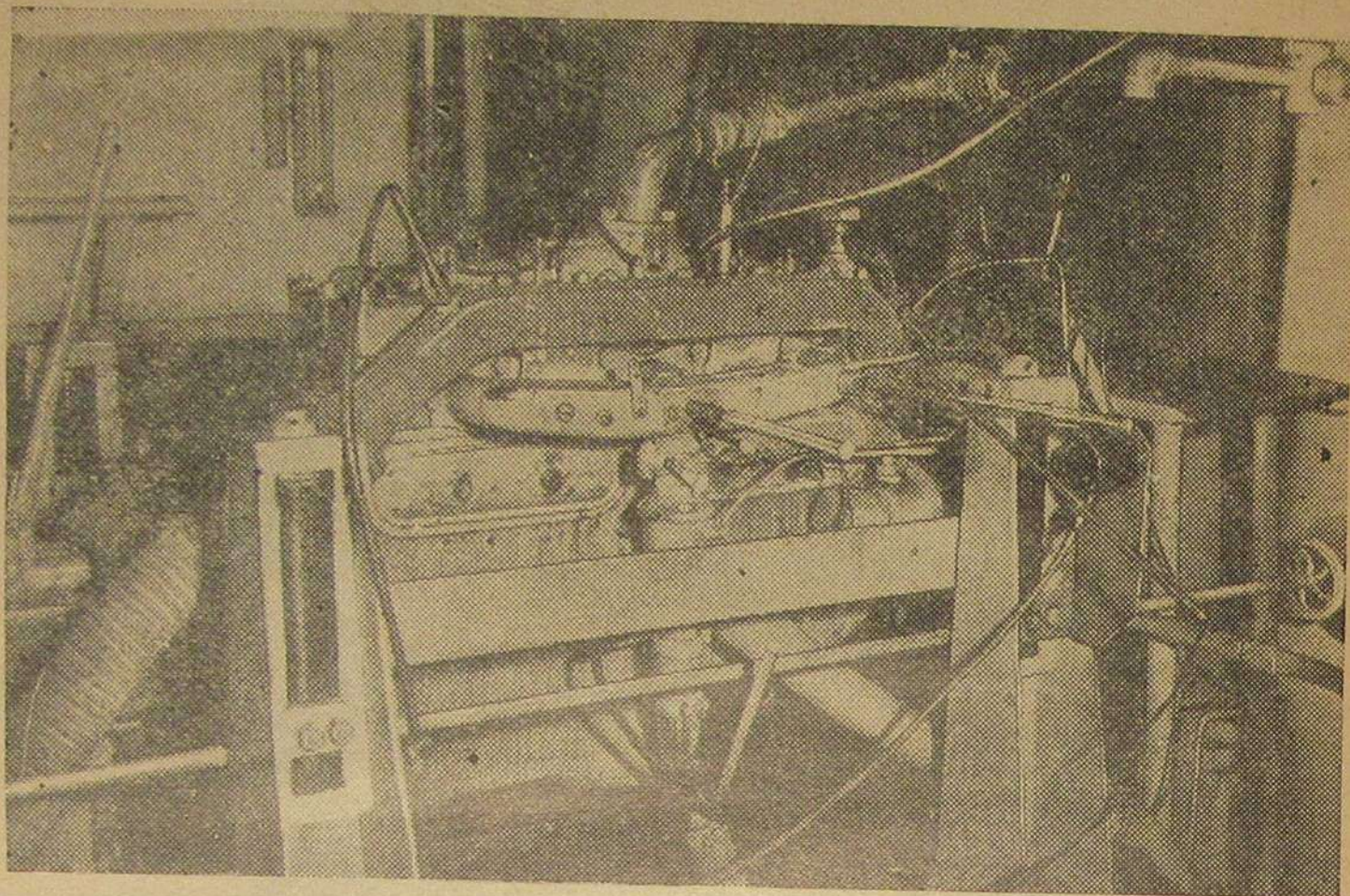


Рис. 3. Двигатель

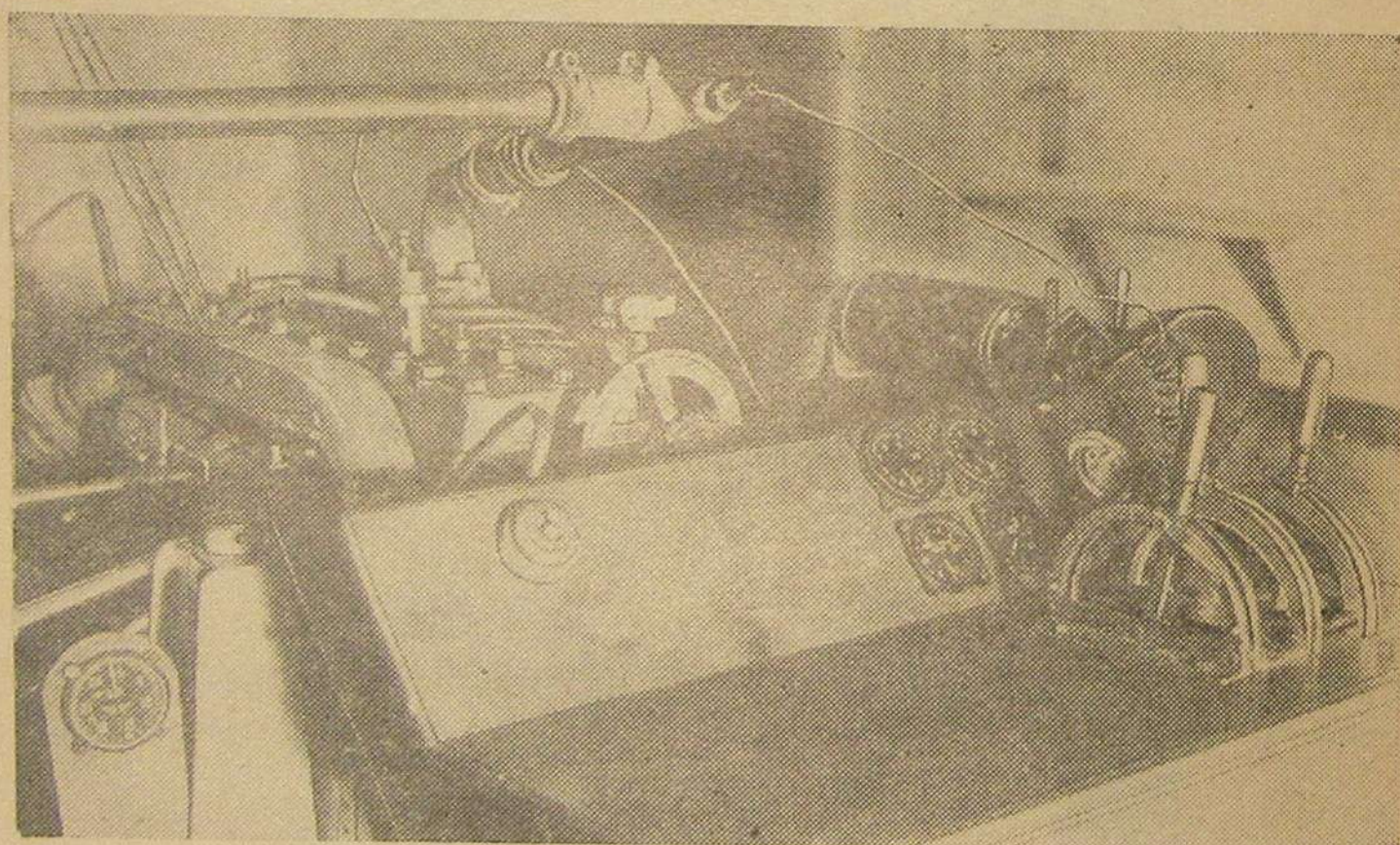


Рис. 4. Пульт управления двигателем

В качестве топлива для газогенератора использовался древесный уголь. Размер кусков и влажность угля подбирались в узких пределах с целью понизить их влияние на колебания мощности двигателя.

В соответствии с этими требованиями для опытов были приняты куски угля размером $45 \text{ мм} \times 45 \text{ мм} \times 65 \text{ мм}$ и с абсолютной влажностью $9,3\text{—}10,9\%$. Столь небольшое отклонение в значениях влажности топлива позволило пренебречь колебаниями состава и калорийности газа.

ОБОРУДОВАНИЕ И ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА ОПЫТНОЙ УСТАНОВКИ

Торможение двигателя осуществлялось гидравлическим тормозом типа МАИ. Питание тормоза водой происходило из промежуточного бака, что обеспечивало поступление воды под постоянным давлением.

Индицирование двигателя проводилось пневмо-электрическим индикатором Московского машиностроительного института им. Баумана, работа которого основана на стробоскопическом эффекте. Диаграммы в координатах pt , полученные при помощи индикатора, содержат точки от 100 до 1000 циклов. Таким образом, была обеспечена запись всех изменений цикла, получавшихся за время снятия диаграммы, что позволило судить о средних значениях параметров рабочего процесса, происходящего в двигателе. Снятая диаграмма соответствующими перестроениями переводилась из координат pt в координаты pv .

Барaban индикатора приводился в действие цепной передачей от коленчатого вала двигателя. Индицирующее приспособление было смонтировано на головке блока у второго цилиндра.

Измерение числа оборотов коленчатого вала двигателя производилось тахометром стандартного типа, входящим в аппаратуру гидравлического тормоза МАИ.

Углы опережения зажигания определялись при помощи прибора, позволяющего фиксировать электрическую искру на транспорте в момент выключения одного цилиндра из системы зажигания. Давление картерного масла измерялось манометром стандартного типа. Температуры масла, входящей и выходящей из водяной рубашки двигателя воды определялись аэротермометрами.

Замер количества воды, выходящей из водяной рубашки двигателя, проводился методом периодического отлива в сосуд и взвешивания. Отбор замеряемой воды осуществлялся

перекрытием крана в трубопроводе, соединяющем водяную рубашку двигателя и промежуточный водяной бак.

Измерения объемов газа и воздуха, поступающих к смесителю, производились при помощи стандартных дроссельных приборов—сопел, установленных в трубопроводах. Перепад давлений в дроссельных приборах оценивался микроманометрами. Для амортизации колебаний газа и воздуха, возникающих в результате изменения давлений во всасывающем коллекторе, в воздушный трубопровод был включен ресивер, роль которого в газопроводе играл тонкий очиститель-газгольдер.

Регистрация давления рабочих и отработанных газов производилась перед смесителем, за дроссельной заслонкой смесителя, перед всасывающим клапаном и после выхлопного клапана первого цилиндра. Для измерения применялись ртутные пьезометры.

Замер температур рабочих и отработанных газов производился в газоотводящем патрубке за газогенератором—термопарой с гальванометром; перед смесителем, за дросселем смесителя и перед всасывающим клапаном первого цилиндра—ртутными термометрами; после выхлопного клапана первого цилиндра—термопарой с гальванометром.

С помощью диска, перемещающегося по мере выгорания топлива в бункере, и шкалы с соответственно передвигающимся указателем контролировался расход топлива в газогенераторе.

Пробы генераторного газа отбирались в газоотводящем патрубке, а продуктов сгорания—в выхлопном коллекторе. Для отбора газа использовались стандартные аспираторы. Анализ газов и определение влажности топлива проводились стандартными методами.

Для характеристики окружающей среды отмечались: температура воздуха—ртутным термометром, давление воздуха—ртутным барометром, влажность воздуха—гигрометром.

ТАРИРОВКА ПРИБОРОВ И ТОЧНОСТЬ НАБЛЮДЕНИЙ

Большинство измерительных приборов, использованных при наблюдениях, тарировалось обычными методами.

Тарировка гидравлического тормоза, проведенная при помощи весов, позволила установить величину переводного коэффициента для определения эффективной мощности по показаниям балансирного указателя тормоза. Полученная величина переводного коэффициента $\alpha = 0,0004$ соответствовала данным заводского паспорта гидротормоза.

Относительная ошибка при измерении крутящего момента была принята в размере ошибки точности отсчета (одно деление рейки тормоза) и изменялась с оборотами коленчатого вала двигателя ($n = 800 - 2400$ об/мин.) в интервале $2,4 - 1,8\%$.

Индицирующее приспособление было изготовлено Московским машиностроительным институтом им. Баумана и проверено калибрами. Тарировка пружин индикатора показала полное соответствие с масштабом, указанным Институтом.

Планиметрирование индикаторных диаграмм производилось планиметром. Планиметр предварительно прошел проверку.

Тахометр, приданный гидротормозу, был проверен суммарным счетчиком оборотов. Относительная ошибка принята в размере ошибки точности отсчета и изменялась с оборотами коленчатого вала двигателя ($n = 800 - 2400$ об/мин.) в пределах $2,5 - 0,8\%$.

Масляный манометр и аэротермометры для замера температур воды и масла прошли заводскую проверку. Относительная ошибка при измерении давления масла была принята в размере $2,5\%$.⁽²⁾ Относительная ошибка в измерении температур воды и масла оценена для рабочего диапазона температур от 60 до 80°C в интервале $1,66 - 1,25\%$.

Дроссельные приборы для замера расходов газа и воздуха были протарированы по стандарту. Определенный тарировкой коэффициент истечения совпал с данными правил № 169⁽³⁾.

Относительная ошибка равнялась:

при определении коэффициента расхода	$1,0\%$
от шероховатости трубопровода	$1,2\%$
при измерении перепада давлений микроманометра	$0,5 - 0,75\%$

Общая относительная ошибка в определении расхода газа и воздуха $1,7 - 1,6\%$.

Ртутные пьезометры, применяемые для замера давления рабочих и отработанных газов, тарировке не подвергались. Относительная ошибка в измерении давлений была принята в зависимости от высоты столба жидкости и для рабочих режимов находилась в интервале $2,5 - 0,5\%$.⁽²⁾

Ртутные термометры до 100°C также не тарировались. Относительная ошибка была оценена в размере ошибки точности отсчета и для измеряемых температур лежала в пределах $2,5 - 2,0\%$.

Поправки при измерении температур (на выступающий столбик, влияние внешнего давления и др.), обычно принимаемые в размере $0,5 - 0,7\%$, в данном случае не учитывались, так как были меньше абсолютной ошибки⁽⁴⁾.

Термопары, используемые для измерения высоких температур, были предварительно градуированы соответствующими сплавами. Относительная ошибка при определении температур термопарой по показаниям гальванометра принималась по цене деления гальванометра и для рабочих режимов находилась в диапазоне $2,5 - 2,0\%$. Величина ошибки исключала необходимость вводить поправки на температуру холодного спая тер-

мопары, на теплопроводность предохранительной трубки и др., так как сумма поправок была менее абсолютной ошибки⁽⁵⁾.

Прибор для определения углов опережения зажигания был протарирован, причем относительная ошибка определена в раз-
мере от 2,5 до 2,25%.

Расход топлива определялся на основании расхода газа, измеренного дроссельным прибором, и выхода газа, полученного в результате сжигания средней пробы топлива.

Прибор для производства анализов газа с дожиганием подвергался систематической проверке. Относительная ошибка при анализе газов подобным методом находилась в интервале 1,0—0,5%.

Общая величина относительных ошибок при определении основных параметров рабочего процесса находилась в пределах (при $n=800-2\ 400$ об/мин.):

При определении крутящего момента	2,4—1,8%
" " оборотов коленчатого вала	0,8—2,5%
" " расходов газа и воздуха	1,7—1,6%
" " давлений	2,5—0,5%
" " температур до 100° Ц	1,5—1,0%
" " температур 300—600° Ц	2,5—2,0%
" " угла опережения зажигания	2,5—2,25%
" " состава газа	1,0—0,5%

ОСОБЫЕ УСЛОВИЯ ПРОВОДИМЫХ ОПЫТОВ

Наличие газогенераторной установки при исследовании работы двигателя придает исследованиям специфический характер и требует проведения предварительных опытов для выбора условий, обеспечивающих более или менее постоянный режим газификации. Влияние размера и влажности топлива на состав и калорийность газа, а также значительные колебания процесса газификации по мере выжигания топлива в газогенераторе приводят к необходимости предварительно выбрать:

1) размер кусков топлива, обеспечивающих оптимальный режим газификации, и пределы в изменениях размера кусков, не дающие заметных колебаний в процессе газификации;

2) интервал влажности топлива, в котором состав и калорийность газа не имеют резких колебаний;

3) период выжигания топлива в газогенераторе, в течение которого процесс газификации является устойчивым.

Все исследования проводились при размере топлива 45 мм × 45 мм × 65 мм с колебаниями $\pm 5-10\%$ и при абсолютной влажности топлива 9,3—10,9%.

В этом пределе изменения размера кусков топлива и его влажности не вызывали резкого влияния на процесс газификации и состав газа.

Устойчивый режим газификации оценивался по характеру изменения температуры газа за газогенератором и по анализу газа. Основные опыты проводились при устойчивой температуре газа за газогенератором, равной 300—320° Ц. Такой режим работы газогенератора позволял пренебречь колебаниями в составе газа ввиду их незначительности.

Основные характеристики работы двигателя должны сниматься при нормальном тепловом состоянии его. Это обязывало предварительно определить:

1) оптимальную температуру охлаждающей двигатель воды;

2) оптимальную температуру масла;

3) оптимальный угол опережения зажигания.

В связи с этим первый этап опытных работ заключался в нахождении оптимальных температур воды и масла и определении угла опережения зажигания.

Особо чуткое реагирование газового двигателя на изменение количества поступающего к смесителю воздуха требовало тщательной регулировки воздушной заслонки для обеспечения каждому режиму работы двигателя оптимального соотношения топлива и воздуха в рабочей смеси.

ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ, ПОДЛЕЖАЩИЕ ИССЛЕДОВАНИЮ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ОПЫТОВ

Характер влияния теплового состояния двигателя на мощность:

$$N_e = f(t_{w''}),$$

$$N_e = f(t_m),$$

$$N_e = f(\varphi).$$

Снятие внешней и дроссельной характеристик двигателя:

$$N_e = f(n),$$

$$Q_r = f(n),$$

$$g_e = f(n),$$

$$Q_r = f(\% N_e),$$

$$g_e = f(\% N_e).$$

Выяснение характера изменения калорийности и состава газа в зависимости от режима работы двигателя:

$$H_u = f(n);$$

$$\Delta CO, \Delta H_2, \Delta CH_4, \Delta CO_2, \Delta N_2, \Delta O_2 = f(n).$$

Таблица 1

		Содержание опытов				
		первый цикл			второй цикл	третий цикл
		определение $N_e = f(t_{w''})$	определение $N_e = f(t_m)$	определение $N_e = f(\varphi)$	снятие внеш- них характе- ристик	снятие дрессель- ных харак- теристик
условия опыта	темпера- тура во- ды °C	переменная	на основа- нии данных предыдуще- го опыта	на основа- нии данных предыду- щих опы- тов	на основании данных пре- дыдущих опытов	на основа- нии дан- ных пре- дыдущих опытов
	температура масла °C	67—75°	переменная			
	угол опере- жения зажи- гания в гра- дусах пово- рота вала	для каждого режима оборотов подбирается оптимальный угол опережения зажига- ния	переменный для пяти позиций			
	положение воздушной заслонки	для каждого режима оборотов подбирается оптимальное положение воздушной заслонки				
	обороты колен- чатого вала двигателя в минуту	шесть режимов для каждого опыта $n=500, 1\ 200, 1\ 600, 1\ 800, 2\ 100, 2\ 400$ об/мин.				
продолжитель- ность режима в минутах		30—10	30—10	30—10	30—10	30—10
продолжитель- ность опыта в часах		2	2	10	2	8
число опытов		1	1	1	5	1
продолжитель- ность цикла в часах		14			10	8
Примечание		—	—	индицирование двигателя		

Определение параметров и коэффициентов теплового расчета на основании анализа индикаторных диаграмм:

$$\begin{array}{llll}
 \alpha = f(n) & p_a = f(n) & T_a = f(n) & p_i = f(n) \\
 \eta_v = f(n) & p_r = f(n) & T_r = f(n) & p_e = f(n) \\
 \gamma = f(n) & p_c = f(n) & T_c = f(n) & p_T = f(n) \\
 \mu = f(n) & p_z = f(n) & T_z = f(n) & \eta_i = f(n) \\
 \mu_o = f(n) & p_b = f(n) & T_b = f(n) & \eta_e = f(n) \\
 \xi = f(n) & & n_1 = f(n) & \eta_m = f(n) \\
 & & n_2 = f(n) &
 \end{array}$$

Оценка теплового баланса двигателя:

$$\begin{array}{l}
 Q_e, Q_w, Q_g, Q_r, Q_o = f(n), \\
 g_e, g_w, g_g, g_r, g_o = f(n).
 \end{array}$$

ОБЪЕМ И ПОРЯДОК ИССЛЕДОВАНИЙ

В соответствии с характером функциональных зависимостей, которые должны были быть получены в процессе исследований, все опыты были распределены на три цикла. Объем, характер и условия опытов иллюстрируются табл. 1.

ФОРМЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

В процессе проведения опытов составлялся протокол испытаний двигателя. Периодичность записей в протоколе регламентировалась принятым порядком испытаний, но во всяком случае проводилась не реже, чем через 5 мин. Индицирование двигателя протоколировалось специальной ведомостью с указанием основных показателей режима. Анализы выхлопного и генераторного газов и результаты анализов топлива на влажность также заносились в ведомость. Велся дневник испытаний.

ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ И МЕТОДЫ ПОДСЧЕТОВ

Приведение мощности к нормальному давлению, температуре и сухому атмосферному воздуху для двигателей жидкого топлива обычно производится по стандартной формуле:

$$N_{e_o} = N_e \cdot \frac{b_o}{b} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_o}} \cdot \frac{b}{b - \phi_o p_s}$$

Специфические условия испытаний двигателя, работающего на генераторном газе, обязывали ввести в данную формулу коррективы с учетом следующих данных:

а) нормальное разрежение перед дросселем смеси для данной газогенераторной установки характеризуется зависимостью $b_n = 0,025 n$; на эту величину должно быть уменьшено значение нормального барометрического давления;

б) температура окружающей среды, входящей в формулу, должна быть заменена температурой рабочей смеси перед дросселем двигателя;

в) замеренное барометрическое давление b должно быть уменьшено на величину разрежения перед дросселем смеси двигателя — b_1 .

В соответствии с этими коррективами формула приведения мощности к нормальным условиям примет вид:

$$N_{e_0} = N_e \cdot \frac{760 - 0,025n}{b - b_1 - \varphi_0 \cdot r_s} \cdot \sqrt{\frac{273 + t_{см}}{288}} \text{ л. с.}$$

Подсчет часовых расходов газа и воздуха на основании показаний микроманометров, включенных в дроссельные приборы, производился по формуле

$$\left. \begin{matrix} Q_r = \\ Q_b = \end{matrix} \right\} 19,45 \cdot \sqrt{h} \text{ м}^3/\text{час},$$

которая получается в результате подстановки в формулу

$$Q = 0,3955 \cdot 10^6 \cdot \alpha_1 \cdot \varepsilon_0 \cdot k_f \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{h}{\gamma_1}} \text{ м}^3/\text{час}$$

данных

$$\frac{d}{D} = 0,685; \alpha_1 = 1,12; \varepsilon_0 = 1; k_f = 1; \gamma_1 = 1,2.$$

Коэффициент наполнения двигателя оценивался как отношение объема свежей смеси, поступившей в цилиндр за один рабочий цикл и приведенной к температуре и давлению перед дросселем смеси двигателя, ко всему объему, описанному поршнем за один ход. При таком определении коэффициент наполнения зависит лишь от конструкции двигателя.

Объем газовойоздушной смеси, замеренный во время опыта и приведенный к температуре и давлению перед дросселем смеси двигателя:

$$Q'_{см} = O'_r + Q'_b \text{ м}^3/\text{час}.$$

Коэффициент наполнения *

$$\eta_v = \frac{Q'_{см}}{i \cdot c_0 \cdot \frac{n}{2} \cdot V_h} = \frac{Q'_{см}}{45 \cdot \pi \cdot n \cdot D^2 \cdot S},$$

для двигателя ЗИС: $D = 101,6$ мм, $S = 114,3$ мм и

$$\eta_v = \frac{Q'_{см}}{0,167 \cdot n}.$$

Коэффициент избытка воздуха определялся как отношение объема действительно поступившего в цилиндр двигателя количества воздуха к теоретически необходимому объему воздуха для полного сгорания расходуемого газа.

Расходы газа и воздуха предварительно приводились к температуре и давлению рабочей смеси перед дросселем двигателя.

Из выражения

$$O'_b = \alpha \cdot L_o \cdot O'_r \text{ м}^3/\text{час}$$

получаем следующую расчетную формулу:

$$\alpha = \frac{Q'_b}{L_o \cdot Q'_r},$$

где:

$$L_o = \frac{1}{0,21} [0,5 (CO + H_2) + 2CH_4 - O_2] \text{ м}^3/\text{час}.$$

Для подсчета значений коэффициента наполнения и коэффициента избытка воздуха замеренные во время опыта расходы газа и воздуха приводились к температуре и давлению рабочей смеси перед дросселем смеси двигателя.

* Предполагается, что газовойоздушная смесь равномерно распределяется по всем цилиндрам двигателя, что несколько отличается от действительности.

Формулы приведения:

$$Q'_r = Q_r \cdot \frac{p_d}{p_{см}} \cdot \frac{T_{см}}{T_d} \text{ м}^3/\text{час.},$$

$$Q'_в = Q_в \cdot \frac{p_d}{p_{см}} \cdot \frac{T_{см}}{T_d} \text{ м}^3/\text{час.}$$

Низшая теплотворная способность газа определялась по формуле

$$H_u = 30,45 \text{ CO} + 25,8 \text{ H}_2 + 85,9 \text{ CH}_4 \text{ кал/м}^3. (6)$$

Параметры и коэффициенты теплового расчета определялись по методу, разработанному проф. Гриневецким (7, 8).

Давление газов в конце всасывания p_a . Общепринятая формула

$$p_a = \frac{p_r}{\varepsilon} + p_o \cdot \eta_v \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{T_o'}{T_o}$$

видоизменена в соответствии со спецификой газового двигателя следующим образом:

$$p_a = \frac{p_r}{\varepsilon} + (p_o - p_{см}) \cdot \eta_v \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{T'_{см}}{T_{см}}$$

Давление смеси перед дросселем двигателя $p_{см}$, позволяющее оценить потерю давления в результате сопротивления газогенераторной установки:

$$p_{см} = \frac{h_{см}}{760} \text{ кг/см}^2.$$

Давление газов в начале всасывания p_r :

$$p_r = 1,033 + \frac{h_r}{760} \text{ кг/см}^2.$$

Температура смеси в цилиндре:

$$T'_{см} = 273 + t_{см} + \Delta t_{кол} + \Delta t_{ц}.$$

Величина $\Delta t_{ц}$ — подогрев рабочей смеси от стенок цилиндра — принята аналогично полученной при исследовании В. А. Петрова (9).

Температура выхлопных газов:

$$T_r = 273 + t_r.$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma = \frac{T'_{см} \cdot p_r}{T_r \cdot \varepsilon p_a - p_r}.$$

Температура газов в конце всасывания:

$$T_a = \frac{T_{см} + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma}.$$

Химический коэффициент молекулярного изменения:

$$\mu_o = 1 - \frac{0,5 (\text{CO} + \text{H}_2)}{1 + \alpha L_o}.$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения:

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma}{1 + \gamma}.$$

Давление газов в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n'},$$

а также на основании исследования индикаторных диаграмм.

Температура газов в конце сжатия:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n'-1}.$$

Средний показатель политропы сжатия определялся по индикаторным диаграммам с помощью формулы:

$$n_1 = \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \frac{v_1}{v_2}}.$$

Кроме того, серия подсчетов показателя политропического сжатия была проверена графическим методом (10).

Давление газов при сгорании p_z замерялось по индикаторным диаграммам.

Температура сгорания:

$$T_z = \frac{p_z \cdot T_c}{\mu \cdot p_c}.$$

Для проверки результатов подсчетов по данной формуле была проведена серия проверок величины T_z графоаналитическим методом. Разница в результатах не превышает $\pm 20^\circ$, что составляет менее 1% расхождения.

Давление газов в конце расширения определялось по индикаторным диаграммам.

Температура газов в конце расширения:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}.$$

Средний показатель политропы расширения подсчитывался по аналогии с показателем политропического сжатия.

Коэффициент выделения тепла ξ определялся решением уравнения сгорания:

$$\frac{\xi H_u}{\mu (1+\gamma) (1+L)} + \frac{C'_v \cdot t_c}{\mu} = C''_v \cdot t_z.$$

Теплоемкости компонентов рабочей смеси и продуктов сгорания приняты:

$$\text{CO}_2 - \begin{cases} C_p = 0,4355 + 6,1 \cdot 10^{-5} t \text{ кал/м}^3 * \\ C_v = 0,3515 + 6,1 \cdot 10^{-5} t \text{ „} \end{cases}$$

$$\text{N}_2, \text{O}_2, \text{H}_2, \text{CO} - \begin{cases} C_p = 0,2974 + 1,756 \cdot 10^{-5} t \text{ кал/м}^3 \\ C_v = 0,2134 + 1,756 \cdot 10^{-5} t \text{ „} \end{cases}$$

$$\text{CH}_4 - \begin{cases} C_p = 0,4139 + 25,39 \cdot 10^{-5} t \text{ кал/м}^3 \\ C_v = 0,3299 + 25,39 \cdot 10^{-5} t \text{ „} \end{cases}$$

Средняя суммарная теплоемкость 1 м³ свежей рабочей смеси при $v=\text{const}$ и температуре t_c :

$$C'_v = (\Delta \text{N}_2 + \Delta \text{H}_2 + \Delta \text{O}_2 + \Delta \text{CO}) (0,2134 + 1,756 \cdot 10^{-5} t_c) + \Delta \text{CO}_2 (0,3515 + 6,1 \cdot 10^{-5} t_c) + \Delta \text{CH}_4 (0,3299 + 25,39 \cdot 10^{-5} t_c).$$

Средняя суммарная теплоемкость 1 м³ продуктов сгорания при $v=\text{const}$ и температуре t_z :

$$C''_v = (\Delta \text{N}_2 + \Delta \text{O}_2) (0,2134 + 1,756 \cdot 10^{-5} t_z) + \Delta \text{CO}_2 (0,3515 + 6,1 \cdot 10^{-5} t_z).$$

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = p'_i - \Delta p_i = p'_i - (p_r - p_a).$$

* Данные $\frac{\text{кал}}{\text{кг} \cdot \text{мол} \cdot ^\circ \text{Ц}}$, отнесенные к T , пересчитаны на $\frac{\text{кал}}{\text{м}^3 \cdot ^\circ \text{Ц}}$ и t методом, приводимым проф. Мазинг (11).

Среднее эффективное давление:

$$p_e = \frac{900 \cdot N_e}{V_h \cdot n} = 162 \frac{N_e}{n}.$$

Среднее давление трения:

$$P_r = p_i - p_e.$$

Механический к. п. д.:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}.$$

Экономический к. п. д.:

$$\eta_e = \frac{632,3}{g_e \cdot H_u},$$

где:

$$g_e = \frac{N_e}{Q_r} \text{ м}^3/\text{л.с./час.}$$

Тепловой баланс двигателя:

Располагаемое тепло:

$$Q_0 = H_u \cdot Q_r \text{ кал/час.}$$

Тепло, превращаемое в полезную работу:

$$Q_e = 632,3 \cdot N_e \text{ кал/час.}$$

Тепло, теряемое с охлаждением:

$$Q_w = (t_{w''} - t_{w'}) \cdot C_w \text{ кал/час.}$$

Тепло, теряемое с выхлопными газами:

$$Q_g = Q_{п.сг} \cdot C_p'' (t_r - t_{см}) \text{ кал/час.}$$

Объем продуктов сгорания:

$$Q_{п.сг} = [(1 + \alpha L_0) - \Delta Q] Q_r.$$

Средняя суммарная теплоемкость 1 м³ продуктов сгорания при $p=\text{const}$ и температуре $(t_r - t_{см})$:

$$C_p'' = (\Delta \text{N}_2 + \Delta \text{O}_2) (0,2974 + 1,756 \cdot 10^{-5} \cdot t_r) + \Delta \text{CO}_2 (0,4355 + 6,1 \cdot 10^{-5} \cdot t_r).$$

Остаточный член теплового баланса:

$$Q_r = Q_0 - (Q_e + Q_w + Q_g) \text{ кал/час.}$$

Удельные расходы тепла на статьи теплового баланса:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_o}, q_w = \frac{Q_w}{Q_o} \text{ и т. д.}$$

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ОБРАБОТКИ ОПЫТНОГО МАТЕРИАЛА

Обработке подвергались материалы трех циклов экспериментальных работ. В зависимости от содержания опытов цикла переменными величинами являлись различные параметры. Серии опытных расчетов, проведенных в рамках каждого цикла, группировались по принципу соответствия показателей состояния (p, t). Опытные замеры, имеющие отклонения, не превышающие 1—2%, приводились к условиям, характерным для большинства замеров данного цикла. Опытные замеры, значительно отклоняющиеся от характерных значений показателей состояния, не обрабатывались. В дальнейшем производились вычисления среднеарифметических значений и определялись абсолютные и относительные погрешности среднеарифметических величин.

Результаты вычислений сводились в таблицы и наносились на графики в соответствующих координатах. К экспериментальным кривым методом Чебышева (¹²) подбирались уравнения. Возможный максимум относительных ошибок определен как сумма ошибок эксперимента, обработки данных и подбора кривой (см. табл. 2).

Таблица 2

П а р а м е т р ы	Ошибка опыта, %	Ошибка обработки, %	Ошибка подбора кривой, %	Возможный максимум ошибок, %
Расход газа и воздуха .	1,6—1,7	0,8—1,0	1,1—1,4	3,5—4,1
Давление	0,5—2,5	0,5—0,9	0,7—1,5	1,7—4,9
Температура	1,0—2,5	0,5—0,7	0,3—0,4	1,8—3,6

Ошибка опыта определялась в соответствии с погрешностью приборов; ошибка в обработке данных—в результате вычисления среднеарифметических значений; ошибка в подборе кривой—как следствие отклонения корреляционного уравнения от опытных точек.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РАБОТ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Качество генераторного газа

В противоположность жидким моторным топливам, имеющим для определенного типа практически постоянный состав и теплотворную способность, калорийность и состав генератор-

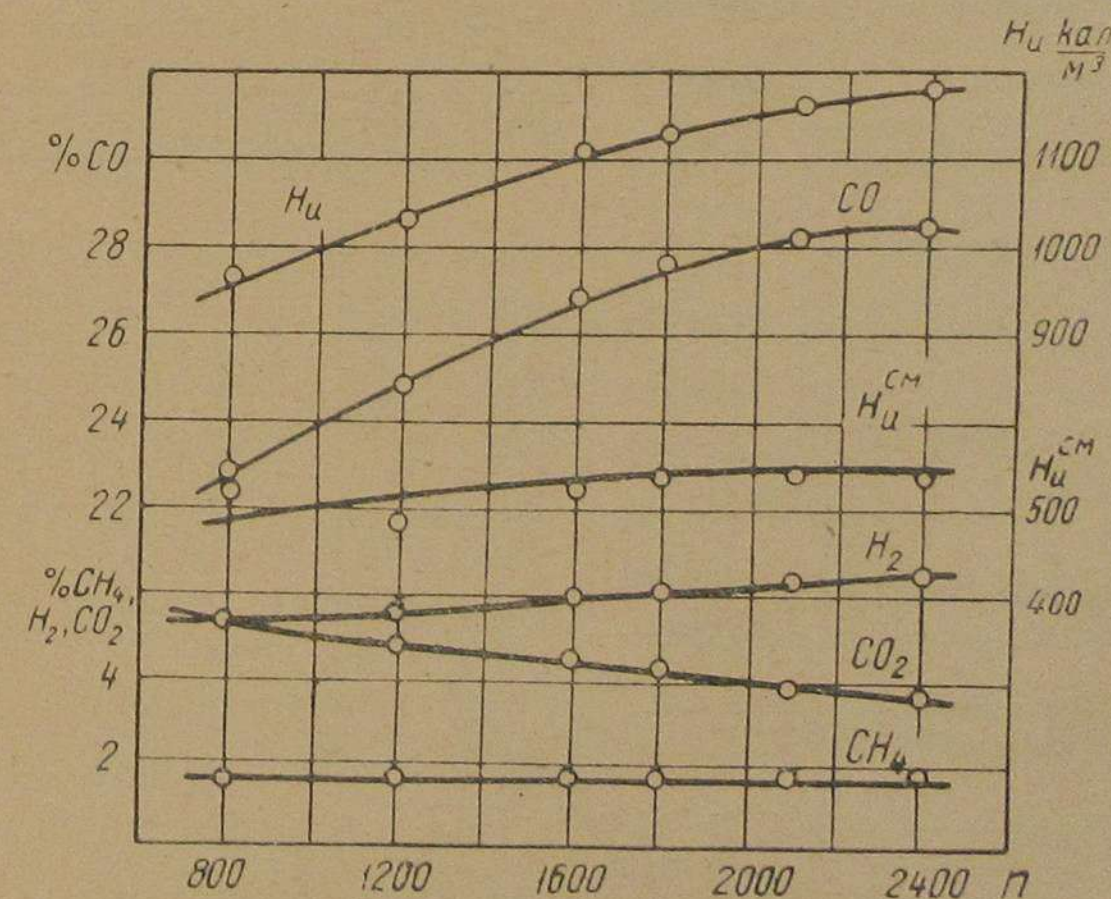


Рис. 5. Изменение состава и теплотворной способности газа в зависимости от режима работы двигателя

ного газа вследствие ряда факторов меняются в значительных пределах. Исключая вопросы влияния влажности, размера топлива и конструктивных параметров газогенератора на состав и калорийность газа (так как исследование проводилось при

практически незначительных колебаниях в качестве топлива и без изменений в конструкции газогенератора), рассмотрим связь между качеством и режимом отбора газа.

Характер протекания кривых CO , H_2 , CH_4 , $\text{CO}_2 = f(n)$ и $H_u = f(n)$ (рис. 5), построенных по данным опытов, устанавливает, что в рассматриваемом диапазоне оборотов коленчатого вала двигателя состав и калорийность газа заметно меняются. Увеличение в составе газа окиси углерода и водорода и понижение процентного содержания углекислоты с повышением оборотов коленчатого вала двигателя находит объяснение в известных положениях о равновесии CO_2 , $\text{CO} = f(t)$ и H_2O , $\text{H}_2 = f(t)$. Повышение оборотов коленчатого вала двигателя, ускоряя процесс газификации и вызывая рост температур в камере сгорания, приводит к образованию генераторного газа с большим содержанием окиси углерода и водорода.

В табл. 3 представлено изменение состава и теплотворной способности генераторного газа в зависимости от числа оборотов.

Таблица 3

Наименование показателей	Размерность	Состав и теплотворная способность генераторного газа при числе оборотов коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1 200	1 600	1 800	2 100	2 400
Содержание в газе компонентов:	% объема						
углекислота CO_2	То же	5,27	4,80	4,45	4,23	3,86	3,70
кислород O_2	" "	0,33	0,26	0,30	0,60	0,48	0,42
окись углерода CO	" "	22,80	24,80	26,80	27,60	28,20	28,60
метан CH_4	" "	1,63	1,56	1,63	1,60	1,70	1,72
водород H_2	" "	5,23	5,47	5,81	6,00	6,30	6,50
Низшая теплотворная способность газа (H_u)	кал/м ³	970,0	1 031,0	1 111,0	1 132,0	1 169,0	1 186,0
Теплотворная способность рабочей смеси ($H_u^{\text{см}}$)	"	516,0	497,0	517,0	525,0	530,0	529,0

При изменении режима работы двигателя в пределах $n = 800 - 2400$ об/мин. процентное содержание окиси углерода увеличивается от 22,80 до 28,60%, водорода — с 5,23 до 6,50%, а содержание углекислоты понижается от 5,27 до 3,70%. Содержание метана (1,56—1,72%) практически остается без изменения. Низшая теплотворная способность генераторного газа возрастает от 970,0 до 1186,0 кал/м³, имея прирост в данном

интервале около 22%. В то же время теплотворная способность рабочей смеси возрастает значительно слабее, имея прирост всего 6%, что связано с повышением коэффициента избытка воздуха.

Соотношения, охватывающие с достаточной степенью точности полученные в результате опытов данные, имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \Delta \text{CO} &= 16 + 0,01 n - 2 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 \quad \% \text{ объема,} \\ \Delta \text{H}_2 &= 4,6 + 0,0008 \cdot n \quad \% \text{ объема,} \\ \Delta \text{CO}_2 &= 6,0 - 0,001 \cdot n \quad \% \text{ объема,} \\ H_u &= 770 + 0,28 \cdot n - 44 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 \text{ кал./м}^3. \end{aligned}$$

При проведении тепловых расчетов газовых двигателей обычно полагали возможным состав и калорийность газа считать стабильными вне зависимости от режима работы двигателя. Полученные результаты говорят о том, что при тепловом расчете необходимо учитывать состав и калорийность газа, меняющиеся с оборотами коленчатого вала двигателя.

Температура охлаждающей воды и картерного масла

Влияние температуры охлаждающей воды на эффективную мощность двигателя иллюстрируется рис. 6 в виде зависимостей $N_e = f(t_{w''})$. Кривые, полученные опытным путем, показывают, что каждому режиму работы двигателя соответствует своя оптимальная температура воды. Максимальные значения эффективных мощностей для исследуемых режимов оборотов находятся в температурном интервале $t_{w''} = 70 - 80^\circ$. Характер

протекания кривых устанавливает, что для всех режимов оборотов с увеличением температуры воды до 70—80° значения эффективных мощностей постепенно возрастают, а затем начинают несколько падать. Это объясняется одновременным влиянием температуры воды на повышение индикаторного и механического к.п.д. (при $t_{w''} < 70 - 80^\circ$) и на понижение коэф-

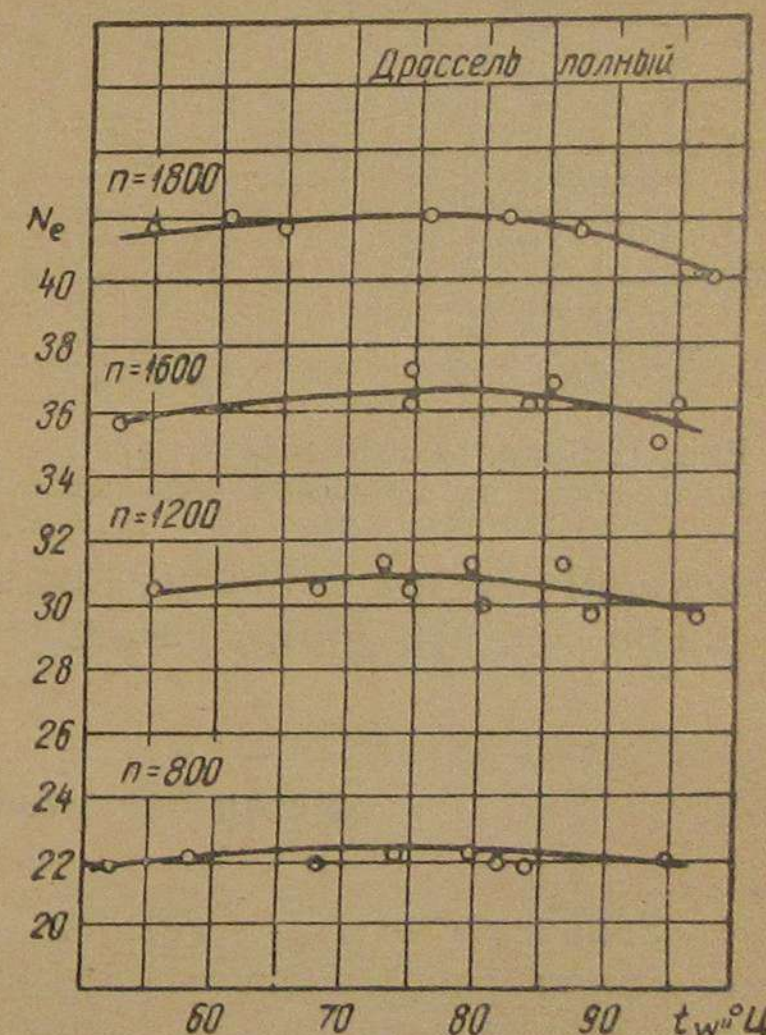


Рис. 6. Влияние температур охлаждающей воды на мощность двигателя

коэффициента наполнения (при $t_{w''} > 70-80^\circ$). Результаты опытов показывают, что в среднем для всех режимов работы двигателя оптимальная температура охлаждающей воды находится в пределах $70-80^\circ\text{C}$.

Температура картерного масла, непосредственно сказываясь на мощности, затрачиваемой на трение, заметно влияет на эффективную мощность двигателя. Характер протекания кривых $N_e = f(t_m)$ (рис. 7), полученных опытным путем, определяет для исследуемых режимов работы двигателя оптимальную температуру масла $t_m \leq 70^\circ$. Некоторое снижение значений эффективной мощности при $t_m < 70^\circ$, видимо, связано с увеличением вязкости масла при его охлаждении, что повышает потери на трение. Понижение величин эффективных мощностей при $t_m > 70^\circ$, по всей вероятности, вызывается разжижением масла с последующим выдавливанием его из подшипников, что также увеличивает потери на трение.

Установка момента зажигания

Зависимость $N_e = f(\varphi)$ для полного дросселя и различных режимов работы двигателя, полученная в результате опытов, представлена на рис. 8. Диаграмма показывает, что с увеличением оборотов максимальное значение эффективной мощности смещается в сторону более раннего зажигания. С повышением оборотов сокращение продолжительности цикла оказывает на величину угла опережения зажигания большее влияние, чем интенсивность сгорания при вихревом состоянии смеси. Одновременно с этим понижение коэффициента наполнения ухудшает процесс сгорания.

Анализ кривых $N_e = f(\varphi)$ устанавливает, что каждому режиму оборотов соответствует определенный режим зажигания, при котором эффективная мощность получается наибольшей.

Отклонение в значениях угла опережения зажигания от оптимального вызывает заметное понижение эффективной мощности.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФИЦИЕНТОВ ДЛЯ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЕЙ

Исследование процесса всасывания

В современных быстроходных двигателях наблюдается сдвиг фаз распределения по сравнению с теоретическим циклом. Это позволяет улучшить наполнение цилиндров свежей рабочей смесью и повысить степень очистки цилиндров от продуктов сгорания. В конвертированных двигателях фазы распределения обычно имеют еще больший сдвиг по сравнению с теоретическим циклом.

Процессы всасывания и выхлопа неразрывно связаны между собой, а по времени иногда и перекрывают друг друга.

В табл. 4 приводятся значения величин, характеризующих процессы всасывания и выхлопа, полученные в результате опытов.

Перед началом всасывания в цилиндрах двигателя имеются остатки продуктов сгорания от предыдущего цикла. Для оценки степени наполнения двигателя следует предварительно установить параметры остаточных газов.

Давление и температура остаточных газов в начале всасывания

Абсолютная величина давления остаточных газов в начале всасывания зависит в основном от сопротивления выхлопной системы и давления рабочей смеси перед всасыванием. Предполагая, что конструкция выхлопного коллектора достаточно рациональна, отметим, что понижение (по сравнению с двига-

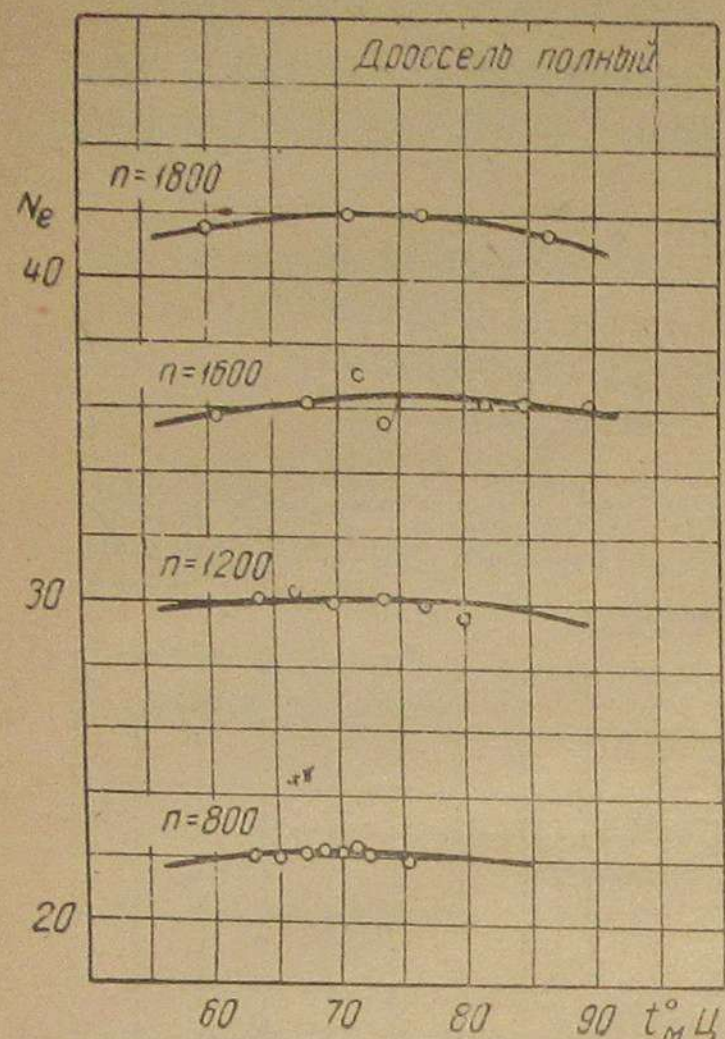


Рис. 7. Влияние температур картерного масла на мощность двигателя

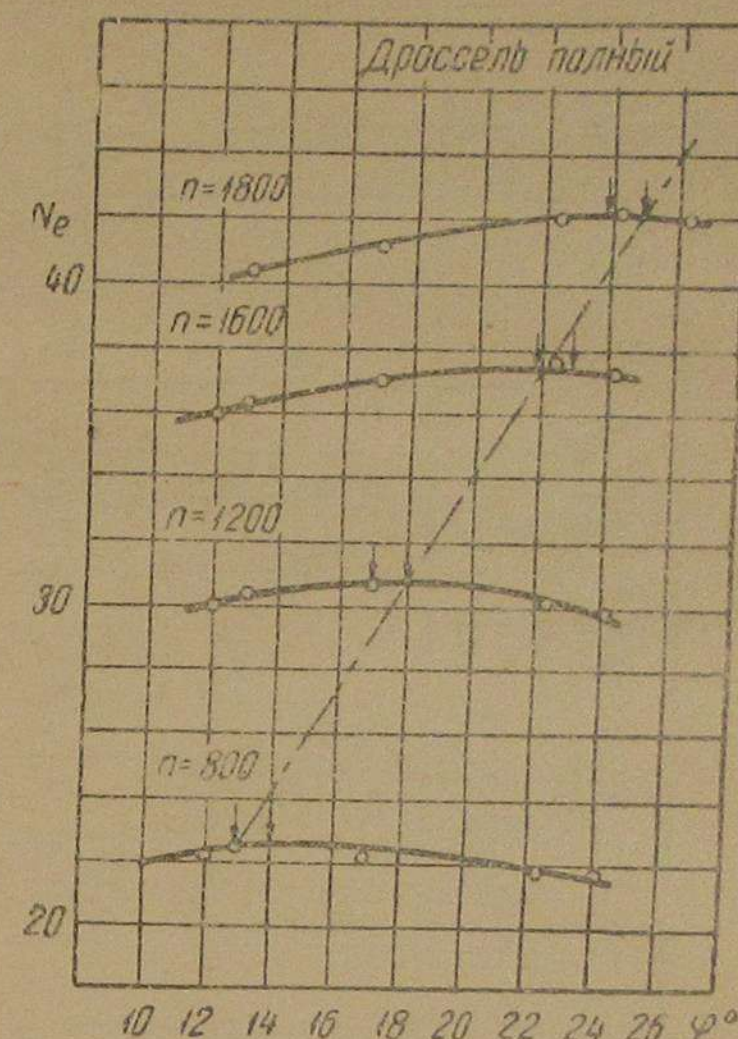


Рис. 8. Влияние изменения угла опережения зажигания на мощность двигателя

Наименование показателей	По опытам или по уравнению	Раз- мерность	Величины, характеризующие процессы всасывания и выхлопа при числе оборотов коленчатого вала двигателя в минуту					
			800	1 200	1 600	1 800	2 100	2 400
Давление остаточных газов в начале всасывания (p_r)	по опытам	кг/см ²	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,07
Температура остаточных газов в на- чале всасывания (T_r)	по уравнению	кг/см ²	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07
Давление газов в конце всасыва- ния (p_a)	по опытам	°Ц _{абс}	725,0	757,0	789,0	793,0	797,0	802,0
Температура газов в конце всасы- вания (T_a)	по опытам	кг/см ²	0,91	0,89	0,83	0,80	0,76	0,69
Коэффициент наполнения (γ_v)	по уравнению	кг/см ²	0,91	0,88	0,83	0,80	0,74	0,68
Коэффициент остаточных газов (γ)	по опытам	°Ц _{абс}	355,0	358,0	367,0	369,0	376,0	386,0
	"	—	0,83	0,81	0,75	0,73	0,70	0,62
	по уравнению	—	0,83	0,81	0,76	0,73	0,68	0,61
	по опытам	—	0,084	0,085	0,091	0,094	0,101	0,116
	по уравнению	—	0,086	0,086	0,090	0,095	0,103	0,114

телями жидкого топлива) давления рабочей смеси перед всасыванием несколько снижает величину давления остаточных газов.

На рис. 9 представлена полученная в результате опытов зависимость $p_r = f(n)$.

С увеличением числа оборотов давление остаточных газов несколько возрастает, так как сокращение продолжительности выхлопа требует увеличения скорости выхода остаточных газов и большей силы для осуществления выхлопа.

Соотношение, оценивающее связь $p_r = f(n)$ на основании экспериментальных данных имеет вид:

$$\frac{p_r}{p_o} = 1,0 +$$

$$+ 0,15 \cdot 10^{-4} \cdot n \text{ кг/см}^2$$

и является по закономерности примерно аналогичным уравнению, полученному В. А. Петровым. ⁽¹³⁾

$$\frac{p_r}{p_o} = 1,0 + 0,55 \cdot 10^{-4} \cdot n.$$

Сопоставление этих уравнений указывает на уменьшение абсолютных значений давлений остаточных газов двигателя, работающего на генераторном газе, что является следствием понижения давлений рабочей смеси перед всасыванием. Полученные данные показывают, что для исследуемых режимов двигателя давление остаточных газов находится в пределах 1,05 — 1,07 кг/см².

Замеряемая температура остаточных газов за выхлопным клапаном соответствует некоторой средней температуре газов в цилиндре за весь период выхлопа и не является равной действительной температуре продуктов сгорания.

По исследованиям НАТИ ⁽¹³⁾, тепловой расчет со значениями температуры остаточных газов за клапаном без корректировки вызывает ошибку в конечных результатах не более 0,15%.

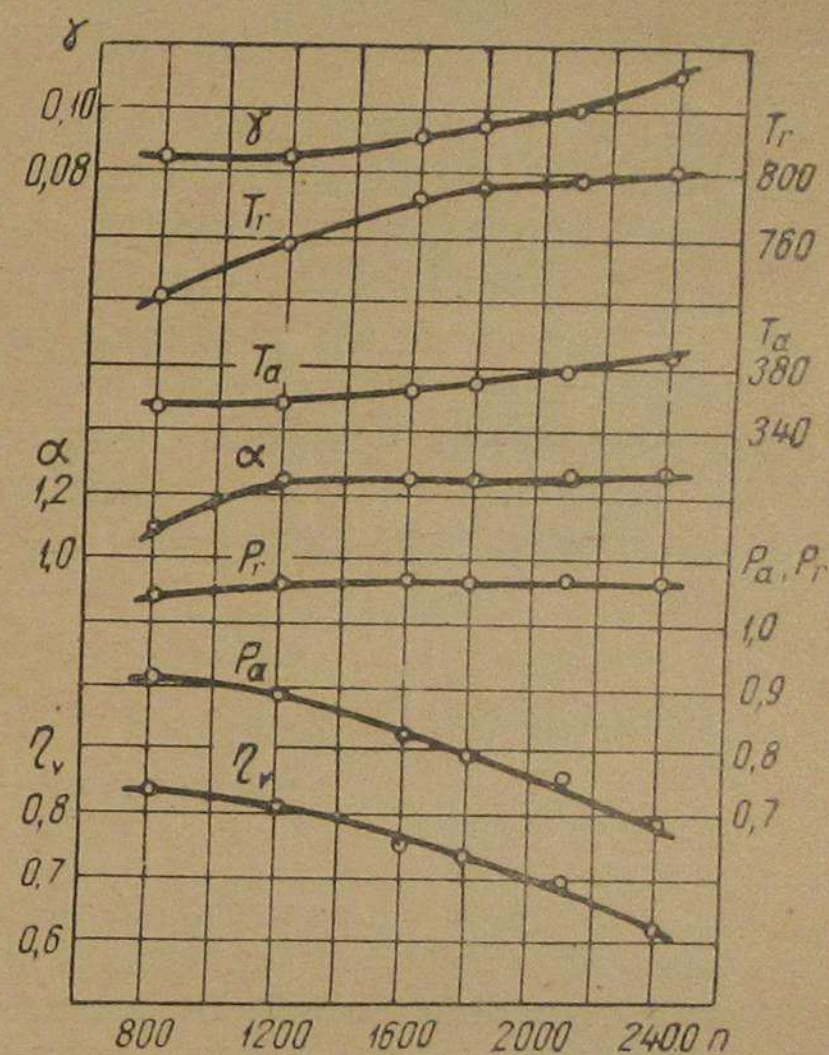


Рис. 9. Величины, характеризующие процессы всасывания и выхлопа

Это дает право исключить введение поправок, тем более, что некоторая неточность в определении температуры не нарушает характера ее изменения по оборотам двигателя или другим параметрам.

Связь $T_r = f(n)$, приводимая на рис. 9, показывает возрастающие температуры остаточных газов с увеличением оборотов, что является следствием уменьшения охлаждения остаточных газов, вызванного сокращением продолжительности цикла при повышении оборотов. Экспериментальные данные определяют величину T_r для рассматриваемых режимов исследуемого двигателя в интервале $T_r = 725 \div 802^\circ \text{C}$.

Температура остаточных газов двигателя жидкого топлива, по данным В. А. Петрова при аналогичной закономерности изменения по оборотам имеет более высокие абсолютные значения — $T_r = 840 - 1000^\circ \text{C}$. Понижение температуры остаточных газов в двигателе, работающем на генераторном газе, по сравнению с температурами в двигателе жидкого топлива предопределяется режимом сгорания газовой смеси, что, вызывая некоторое повышение коэффициента остаточных газов, отрицательно влияет на наполнение двигателя.

Давление и температура газов в конце всасывания

Являясь одним из основных параметров, активно влияющих на величину коэффициента наполнения, давление газов в конце всасывания в зависимости от режима работы двигателя характеризуется связью $p_a = f(n)$. Характер протекания кривой устанавливает значительное понижение давления газов в конце всасывания. С увеличением оборотов ($n = 800 - 2400$ об/мин.) давление всасывания изменяется в пределах $p_a = 0,91 - 0,69$ кг/см². Для двигателя жидкого топлива, по данным В. А. Петрова, $p_a = 0,98 - 0,9$ кг/см².

Резкое падение давления газов в конце всасывания в двигателях, работающих на генераторном газе, является следствием возрастающих с повышением оборотов гидравлических потерь во всасывающем коллекторе, а в основном падения давления рабочей смеси перед клапаном в связи с ростом гидравлических потерь в элементах газогенераторной установки (рис. 10).

Резкое уменьшение давления всасывания крайне отрицательно влияет на степень наполнения двигателя. Уравнение,

с достаточной точностью охватывающее полученные опытные точки, имеет вид:

$$\frac{p_a}{p_0} = 0,9 + 0,2 \cdot 10^{-4} \cdot n - 0,05 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 \text{ кг/см}^2.$$

Зависимость $T_a = f(n)$, представленная на рис. 9, показывает рост температуры газов в конце всасывания с увеличением оборотов. Температура газов в конце всасывания зависит от температуры рабочей смеси и остаточных газов и от коэффициента остаточных газов. Так как эти параметры возрастают с оборотами, то очевиден и рост температуры всасывания, что отрицательно влияет на коэффициент наполнения.

В исследуемом двигателе в сравнении с двигателем жидкого топлива несколько меньшие значения давления и температуры остаточных газов обуславливают сравнительно невысокие температуры всасывания. Этому способствует также высокая степень сжатия. В интервале $n = 800 - 2400$ об/мин. температура газов в конце всасывания $T_a = 355 - 386^\circ \text{C}$.

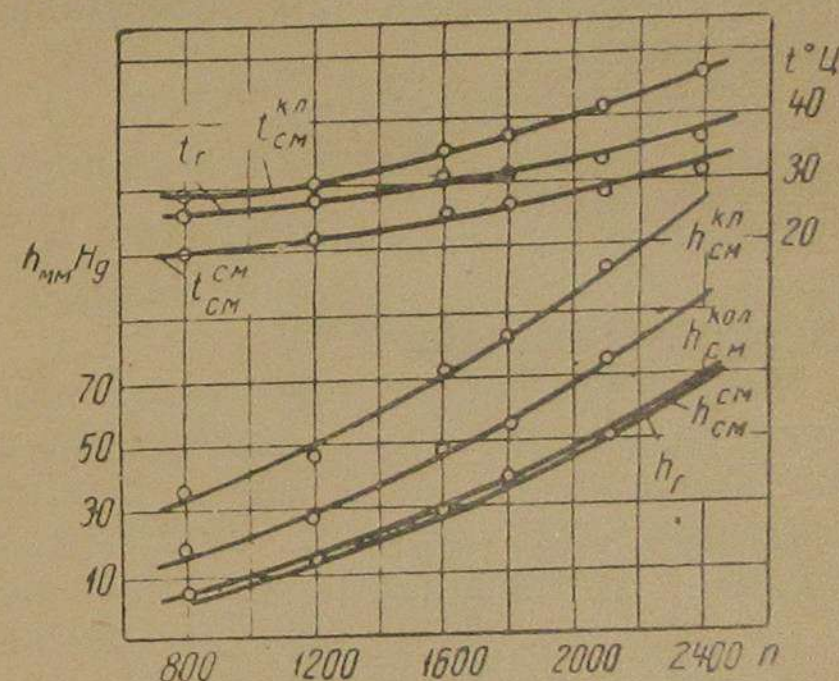


Рис. 10. Изменение температур и разрежений рабочей смеси в зависимости от режима работы двигателя

Коэффициент наполнения двигателя

Проведенные опыты показали, что в пределах $n = 800 - 2000$ об/мин. коэффициент наполнения двигателя определяется значениями $\eta_v = 0,83 - 0,62$. Экспериментальная кривая $\eta_v = f(n)$, примерно аналогичная по конфигурации кривой $p_a = f(n)$, приводится на рис. 9 и показывает резкое падение степени наполнения двигателя с увеличением оборотов. Это является следствием главным образом сокращения продолжительности цикла и падения давления всасывания с увеличением оборотов. Кроме того, сказывается повышение температуры всасывания и давления остаточных газов. Возрастание температуры остаточных

* Менее точная зависимость $\frac{p_a}{p_0} = 1,0 - 0,00013 n$.

газов оказывает на коэффициент наполнения положительное, но крайне незначительное влияние.

Уравнение, характеризующее связь $\eta_v = f(n)$ и достаточно близко охватывающее полученные опытами точки, представляется в виде:

$$\eta_v = 0,83 + 0,5 \cdot 10^{-4} \cdot n - 0,06 \cdot 10^{-6} n^2 *$$

Абсолютные значения коэффициента наполнения в двигателе, работающем на генераторном газе, значительно ниже аналогичных величин в двигателе жидкого топлива. Это объясняется резким падением давления и повышением температуры всасывания, характерными для двигателя, работающего на генераторном газе.

Коэффициент остаточных газов

Характер протекания кривой $\gamma = f(n)$, приводимой на рис. 9, показывает, что с повышением оборотов коэффициент остаточных газов увеличивается.

Коэффициент остаточных газов при $\varepsilon = \text{const}$ зависит от температур рабочей смеси и остаточных газов, давлений всасывания и остаточных газов. В связи с этим, с понижением температуры смеси и давления остаточных газов и с повышением давления всасывания, коэффициент остаточных газов стремится к увеличению. Возрастание температур остаточных газов с повышением оборотов влияет на коэффициент остаточных газов в обратную сторону, но это влияние незначительно. Абсолютное значение коэффициента остаточных газов определено в интервале $\gamma = 0,084 - 0,116$ ($n = 800 - 2400$ об/мин.), что находится в непосредственной близости к аналогичным значениям для двигателей жидкого топлива данного типа. Последнее объясняется высокой степенью сжатия исследуемого двигателя. При степени сжатия, соответственно равной карбюраторному двигателю, величина коэффициента остаточных газов была бы несомненно выше.

Уравнение зависимости $\gamma = f(n)$ имеет вид:

$$\gamma = 0,1 - 0,3 \cdot 10^{-4} \cdot n + 0,015 \cdot 10^{-6} \cdot n^2.$$

Исследование процесса сжатия

В табл. 5 в зависимости от числа оборотов представлены значения величин, характеризующих процесс сжатия. Основные параметры получены опытным путем в результате обработки индикаторных диаграмм.

* С меньшей степенью точности $\eta_v = 0,94 - 0,00013 n$.

Таблица 5

Наименование показателей	По опытам или по уравнению	Размерность	Значение величин, характеризующих процесс сжатия при числе оборотов коленчатого вала двигателя в минуту					
			800	1 200	1 600	1 800	2 100	2 400
Показатель политропического сжатия (n_1)	по опытам	—	1,21	1,26	1,26	1,27	1,29	1,29
	по уравнению	—	1,21	1,25	1,27	1,27	1,28	1,29
Давление газов в конце сжатия по индикаторным диаграммам (p_c)	по опытам	кг/см ²	10,37	11,43	12,34	10,65	9,89	—
Давление газов в конце сжатия	расчетом	•	9,91	10,71	9,85	9,81	9,71	8,69
Температура газов в конце сжатия (T_c)	"	°Ц _{абс}	536,0	598,0	614,0	631,0	665,0	683,0

Показатель политропического сжатия

В работающем двигателе, в отличие от теоретического цикла, в котором линия сжатия представляет адиабату с пере-

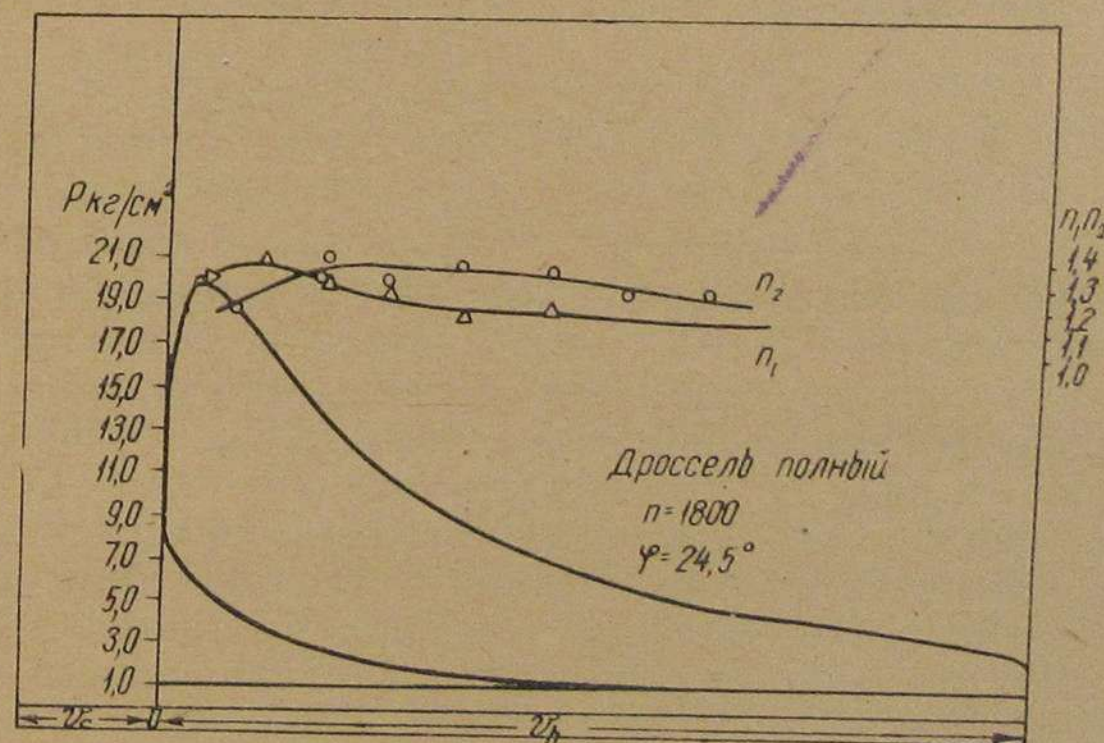


Рис. 11. Характер изменения действительных значений политропических показателей по ходу поршня

менным показателем (при учете переменных теплоемкостей), процесс сжатия происходит при теплообмене со стенками цилиндра, а линия сжатия представляет собой политропическую кривую с переменным показателем.

Изменение истинного показателя политропического сжатия по ходу поршня видно из рис. 11. Характер протекания кривой находится в близком соответствии с результатами других исследований⁽¹⁰⁾, но имеет отклонения в связи с конструктивными особенностями исследуемых двигателей.

В начале процесса сжатия в результате нагревания газов от стенок цилиндра показатель политропического сжатия повышается до момента выравнивания температуры газов и стенок цилиндра. Затем за счет более высокой температуры сжимаемых газов начинается процесс перехода тепла от газов к стенкам и показатель политропического сжатия уменьшается.

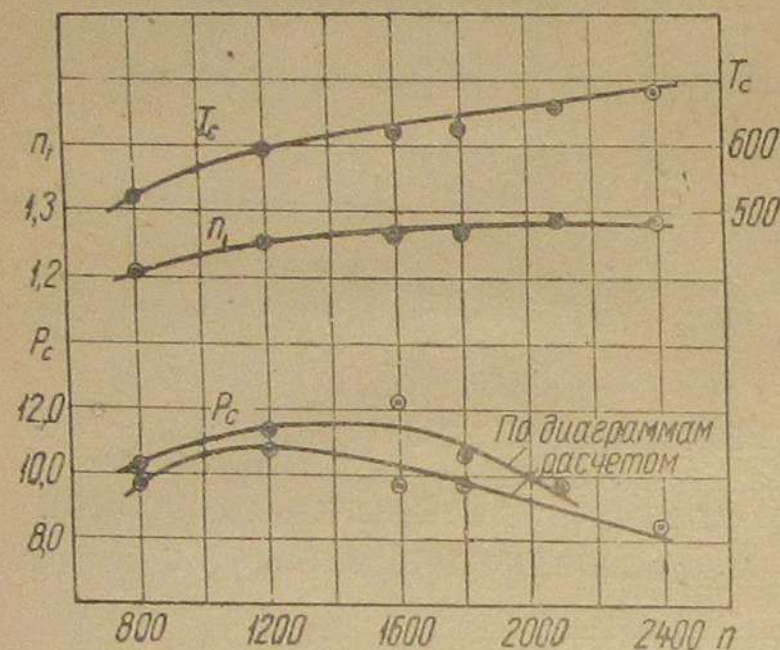


Рис. 12. Величины, характеризующие процесс сжатия

Сложность явлений при сжатии рабочей смеси вследствие наличия теплообмена между газом и стенками цилиндра и зависимости теплоемкости газов от температуры затрудняет анализ процесса сжатия. В связи с этим обычно принимают линию сжатия со средним постоянным политропическим показателем.

Закон изменения среднего показателя политропического сжатия по оборотам, определенный опытным путем, представлен на рис. 12. Анализ зависимости $n_1 = f(n)$ показывает, что

политропический показатель увеличивается с повышением скорости вращения коленчатого вала двигателя. Это объясняется тем, что при больших оборотах сокращается продолжительность процесса всасывания и, следовательно, уменьшается теплоотдача в воду, а возможность утечки газов через неплотности поршневых колец значительно понижается. В результате указанных факторов линии сжатия идут круче, ближе к адиабатам и имеют больший средний показатель. Соотношение, достаточно близко охватывающее полученные опытом точки, имеет вид:

$$n_1 = 1,33 - \frac{100}{n}.$$

Аналогичная зависимость для двигателей жидкого топлива, по данным В. А. Петрова, имеет следующий вид:

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n}.$$

Сопоставление экспериментальных зависимостей $n_1 = f(n)$ показывает, что у двигателей, работающих на генераторном газе, абсолютные значения показателя политропического сжатия уменьшаются по сравнению с двигателями жидкого топлива по всему диапазону исследуемых режимов.

Понижение показателей n_1 в данном случае объясняется следующим.

Средняя температура цикла двигателя, работающего на генераторном газе, меньше, чем у двигателей жидкого топлива, так как теплосодержание рабочей смеси и коэффициент наполнения имеют более низкие значения.

Смесь из жидкого топлива, воздуха и продуктов сгорания, имея незначительные количества многоатомных компонентов, по своим свойствам может быть отнесена без особой ошибки к смеси двухатомных газов. Смесь из генераторного газа, воздуха и продуктов сгорания имеет значительное содержание многоатомных компонентов. Как известно, показатель адиабаты для двухатомных газов $K = 1,41$, в то время как для углекислоты и метана $K = 1,28$. Таким образом, иные свойства сжимаемых газов приводят также к понижению показателя политропического сжатия.

Для исследуемого двигателя показатель n_1 колеблется в пределах $n_1 = 1,21 - 1,29$ ($n = 800 - 2400$ об/мин.).

Давление и температура газов в конце сжатия

Давление в конце политропического сжатия зависит от давления в конце всасывания p_a , степени сжатия и показателя политропического сжатия n_1 . Так как с увеличением оборотов давление в конце всасывания резко уменьшается, а показатель политропического сжатия сначала возрастает резко, а в дальнейшем весьма незначительно, следует полагать, что давление конца сжатия будет изменяться в результате сложного взаимодействия переменных факторов. Подтверждением этого служит связь $p_c = f(n)$, приводимая на рис. 12. В пределах изменения оборотов ($n = 800 - 1600 - 2100$ об/мин.) давление в конце сжатия, определенное по рабочим индикаторным диаграммам, понижает свое значение, имея величину соответственно $p_c = 10,37 - 12,34 - 9,89$ кг/см². Повидимому, здесь решающее влияние оказывает резкое падение давления в конце всасывания.

Температура конца сжатия зависит от температуры конца всасывания, степени сжатия и показателя политропического сжатия.

Анализ кривой $T_c = f(n)$, показанной на рис. 12, устанавливает возрастание значений температуры конца сжатия с оборотами, что находится в прямой связи с повышением температуры всасывания и политропического показателя.

Абсолютные значения температур конца сжатия находятся в пределах:

$$T_c = 536 - 683^\circ\text{C} \quad (t_c = 263 - 410^\circ),$$

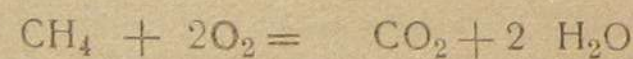
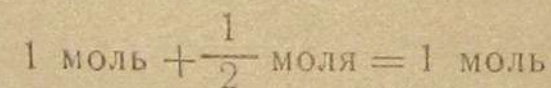
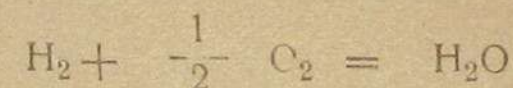
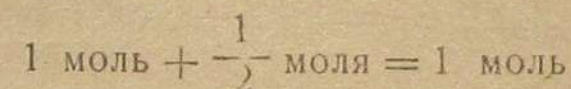
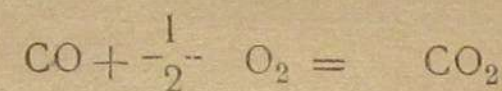
что значительно ниже температур самовоспламенения компонентов генераторного газа. На высоких оборотах температуры газа в конце сжатия достигают величин, близких к температурам самовоспламенения жидких топлив.

Сравнительно невысокий температурный режим в конце сжатия дает право считать возможным дальнейшее повышение степени сжатия.

Исследование процесса сгорания

Сгорание газа

Реакции сгорания компонентов генераторного газа представляются в виде:



Эти реакции показывают, что при сгорании окиси углерода в углекислоту и водорода в водяной пар происходит сокращение объема продуктов сгорания по сравнению с объемом смеси до сгорания. Метан сгорает без сокращения объема.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания газа изменяется в соответствии с режимом работы двигателя. Так как объемное содержание в газе окиси углерода и водорода возрастает с увеличением оборотов, то теоретически необходимое количество воздуха также увеличивается. В табл. 6 и на рис. 13 приведены данные опытов, характеризующие количественные показатели газовой смеси до и после сгорания.

Количество свежей рабочей смеси перед сгоранием возрастает с повышением числа оборотов. Количество продуктов

сгорания также растет, но менее активно, что является следствием большего сокращения объема продуктов сгорания на высоких оборотах. Сокращение объема продуктов сгорания

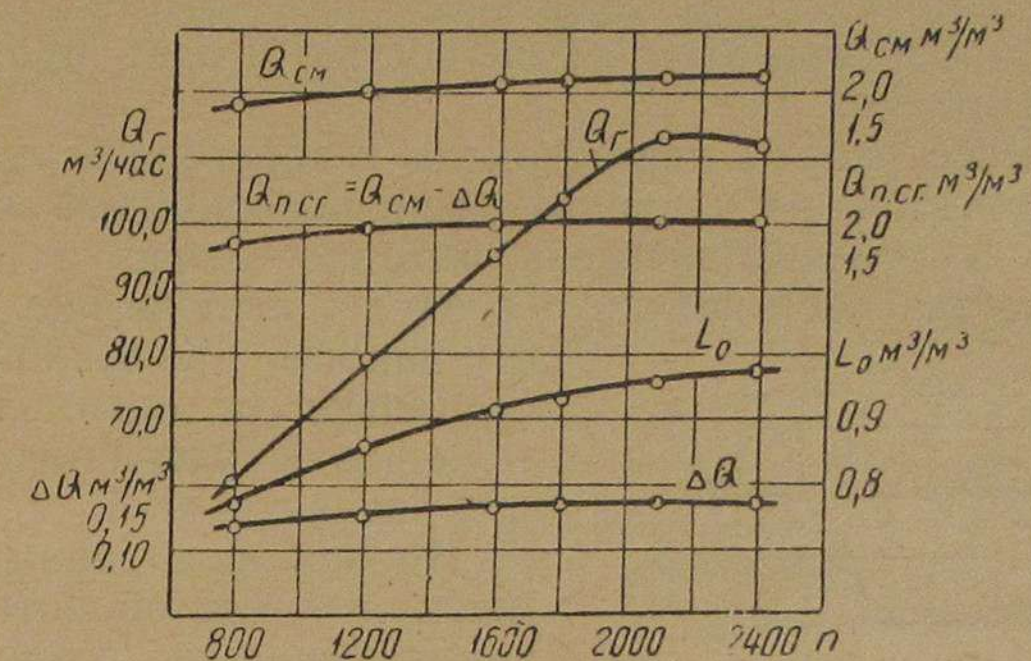


Рис. 13. Изменение количественных показателей газовой смеси до и после сгорания в зависимости от режима работы двигателя

проявляется более интенсивно на высоких оборотах, так как при этом в составе газа окись углерода и водород занимает больший объем.

Таблица 6

Наименование показателей	Размерность	Количественные показатели газовой смеси при числе оборотов коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1 200	1 600	1 800	2 100	2 400
Теоретически необходимое количество воздуха (L_0)	м³/м³	0,80	0,86	0,92	0,92	0,96	0,98
Коэффициент избытка воздуха (α):							
по опытам	—	1,11	1,25	1,25	1,25	1,26	1,27
по уравнению	—	1,14	1,21	1,24	1,25	1,26	1,27
Количество рабочей смеси перед сгоранием (Q_{cm})	м³/м³	1,88	2,07	2,15	2,16	2,21	2,24
Сокращение объема рабочей смеси при сгорании (ΔQ)	"	0,14	0,15	0,16	0,17	0,17	0,18
Количество продуктов сгорания ($Q_{n,sg}$)	"	1,74	1,92	1,99	1,99	2,04	2,06
Часовой расход газа (Q_r)	м³/час	59,1	78,5	93,5	102,4	112,1	110,5
Часовой расход воздуха (Q_g)	"	52,1	84,3	107,5	118,4	135,1	137,4

Коэффициент избытка воздуха

Максимальная мощность двигателей жидкого топлива обычно обеспечивается регулировкой карбюратора на обогащенную смесь, что соответствует величине $\alpha=0,8-0,9$. Часть углерода топлива сгорает при этом не полностью и дает продукты неполного сгорания.

В процессе работы двигателя на генераторном газе необходима тщательная регулировка степени открытия воздушной заслонки смесителя. Двигатель, активно реагируя на изменения количества поступающего воздуха, дает резкие колебания в мощности при отклонении в регулировке от оптимального положения и устойчиво работает при значениях $\alpha > 1$.

По опытным данным, при изменении числа оборотов коэффициент избытка воздуха изменяется в интервале $\alpha=1,11-1,27$ ($n=800-2400$ об/мин.), что объясняется переменным качеством газа. Кривая $\alpha=f(n)$, представленная на рис. 9, имеет уравнение вида:

$$\alpha = 1,33 - \frac{150}{n}.$$

Работа газового двигателя с избытком воздуха в 10—20% дает основание предполагать, что мощность двигателя можно повысить, уменьшив количество воздуха в рабочей смеси. Поиски конструктивных приемов, позволяющих перейти к работе двигателя при $\alpha < 1$, должны явиться предметом исследовательских работ.

При этом исследования должны быть направлены на разрешение вопросов, связанных с повышением скорости горения.

Состав продуктов сгорания

Качественный и количественный состав продуктов сгорания характеризуется кривыми на рис. 14 и цифрами табл. 7. Анализ кривых показывает, что при полном сгорании газов, когда $\alpha > 1$, основными компонентами продуктов сгорания являются углекислота — продукт полного сгорания углерода и метана, азот воздуха, свободный кислород воздуха и пары воды — продукт полного сгорания водорода и метана.

При неполном сгорании, когда $\alpha < 1$ компонентами продуктов сгорания будут: углекислота — продукт полного сгорания части окиси углерода и метана, CO , CH_4 , H_2 — результаты неполного сгорания, следы кислорода — по видимому, результат несовершенства перемешивания смеси, азот воздуха и H_2O — продукт полного сгорания части водорода и метана.

Таблица 7

Компоненты	Размерность	Содержание компонентов в продуктах сгорания при $\alpha > 1$ и оборотах коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1 200	1 600	1 800	2 100	2 400
CO_2	% объема	16,5	15,6	15,6	15,6	15,6	15,5
O_2	% " "	0,70	0,80	0,80	0,80	0,80	0,85
$\text{N}_2 + \text{H}_2\text{O}$	% " "	82,8	83,6	83,6	83,6	83,6	83,65

Теплоемкости газов до и после сгорания

Так как теплоемкости газов зависят от состава газа и возрастают с увеличением температуры, следует установить, в какой мере происходит колебание значений средней суммарной теплоемкости рабочей смеси при различных режимах работы двигателя. Расчетные данные показывают (табл. 8 и рис. 15) ярко выраженный характер изменения средних суммарных теплоемкостей свежей рабочей смеси $(C'_v)_{tc}$ и продуктов сгорания $(C''_v)_{tz}$ в зависимости от оборотов двигателя, что нетрудно объяснить увеличением температур и изменением качества газа.

Полученные данные исключают возможность использования при расчетах некоторых средних значений $(C'_v)_{tc}$ и $(C''_v)_{tz}$ для всех режимов работы двигателей.

Сопоставление абсолютных значений теплоемкостей газов двигателя, работающего на генераторном газе, и двигателя

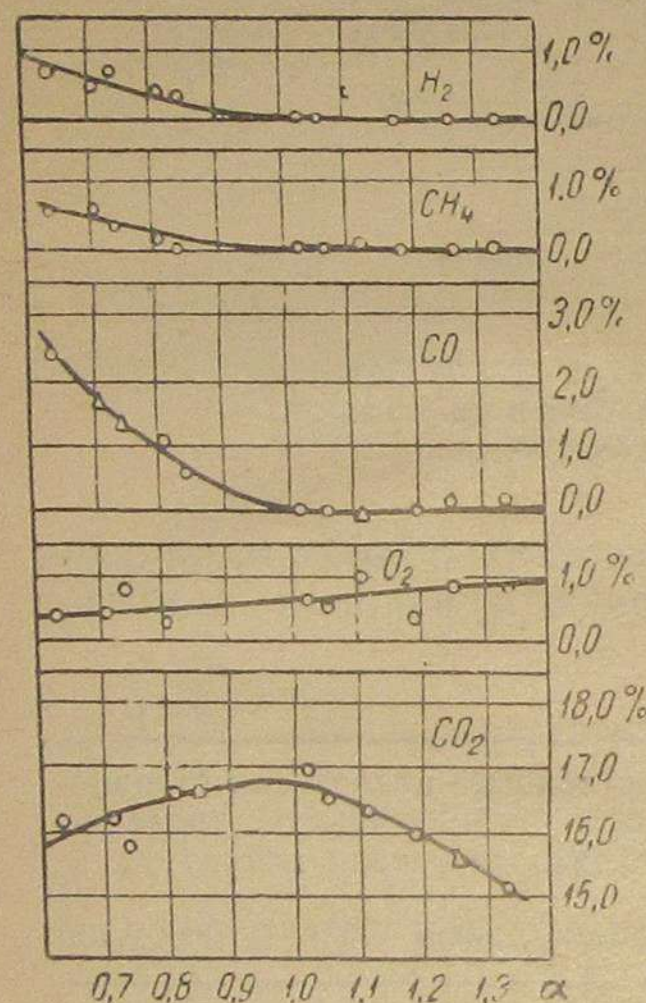


Рис. 14. Изменение состава продуктов сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха

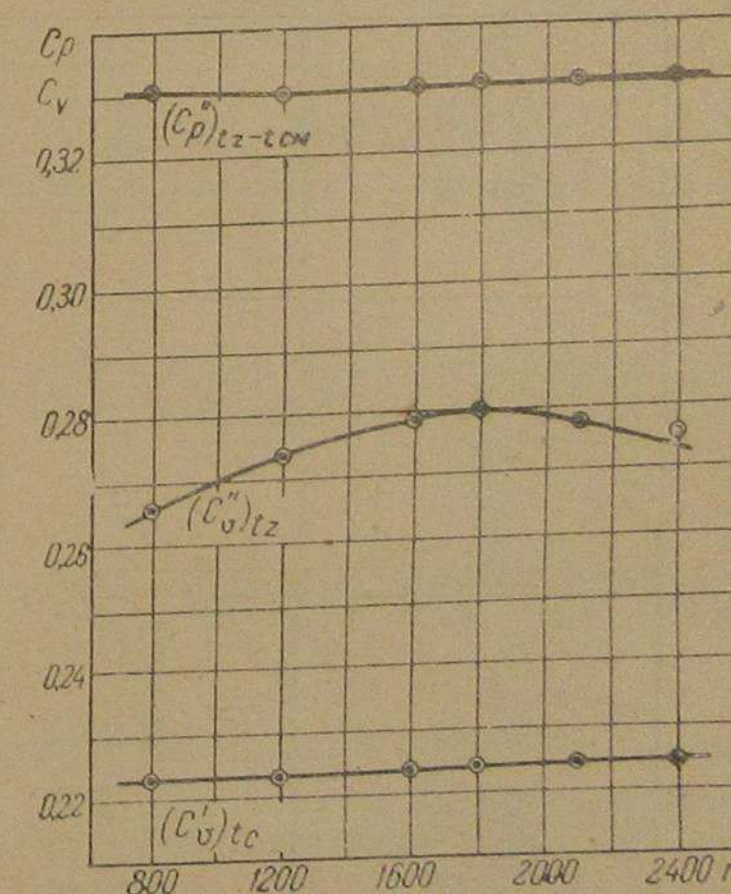


Рис. 15. Изменение теплоемкости рабочей смеси и продуктов сгорания в зависимости от режима работы двигателя

Наименование показателей	Обозначение	Размерность	Средние теплотемкости при оборотах коленчатого вала двигателя в минуту					
			800	1200	1600	1800	2100	2400
Средняя теплотемкость рабочей смеси при $v = \text{const}$ и t_c	$(C'_v) t_c$	кал/м³Ц	0,2237	0,2237	0,2239	0,2244	0,2249	0,2248
Средняя теплотемкость продуктов сгорания при $v = \text{const}$ и t_z	$(C''_v) t_z$	"	0,2668	0,2741	0,2790	0,2800	0,2782	0,2754
То же, при $p = \text{const}$ и $(t_r - t_{cm})$	$(C''_p) t_r - t_{cm}$	"	0,3306	0,3299	0,3307	0,3307	0,3309	0,3307

жидкого топлива показывает понижение значений теплотемкости в первом случае. Это является результатом иного качества газа, повышения коэффициента избытка воздуха (для рабочей смеси) и понижения температур горения (для продуктов сгорания).

Средняя суммарная теплотемкость продуктов сгорания при $p = \text{const}$, отнесенная к температуре выхлопа $(C''_p) t_r - t_{cm}$, практически почти не имеет колебаний с изменением режима двигателя, что объясняется небольшим нарастанием температуры выхлопа и почти стабильным составом продуктов сгорания при $\alpha > 1$.

Коэффициент молекулярного изменения

Химический коэффициент молекулярного изменения, как показывают данные табл. 9, не остается стабильным при разных режимах работы двигателя, а уменьшает свою величину с повышением оборотов.

Таблица 9

Наименование показателей	Число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту					
	800	1200	1600	1800	2100	2400
Химический коэффициент молекулярного изменения:						
по опытам	0,928	0,927	0,924	0,922	0,922	0,921
по уравнению	0,928	0,926	0,924	0,923	0,922	0,921
Действительный коэффициент молекулярного изменения:						
по опытам	0,934	0,933	0,930	0,929	0,928	0,928
по уравнению	0,934	0,933	0,931	0,930	0,929	0,927

Это объясняется тем, что количество свежей рабочей смеси, возрастая с оборотами больше, чем количество продуктов сгорания, приводит к постепенному уменьшению химического коэффициента молекулярного изменения.

Зависимость $\mu_0 = f(n)$, представленная на рис. 16, имеет уравнение вида:

$$\mu_0 = 0,932 - 5 \cdot 10^{-6} \cdot n.$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения, учитывающий присутствие остаточных газов, оценивает действи-

тельное изменение объема газов за период сгорания. Связь $\mu = f(n)$, приводимая на рис. 16, показывает, что закон изменения μ аналогичен закону изменения μ_0 . Уравнение, охватывающее опытные данные, имеет вид:

$$\mu = 0,937 - 4 \cdot 10^{-6} \cdot n.$$

Таким образом, вследствие сокращения объема продуктов сгорания действительный коэффициент молекулярного изменения определяется величиной $\mu = 0,934 - 0,928$, что ниже соответствующих значений для двигателей жидкого топлива ($\mu > 1$). Это также является одной из причин уменьшения индикаторной мощности двигателя, работающего на генераторном газе.

Давление и температура газов в конце сгорания

В табл. 10 в зависимости от оборотов приводятся па-

раметры процесса сгорания, полученные в результате обработки индикаторных диаграмм, снятых в процессе торможения двигателя.

Таблица 10

Наименование показателей	Размерность	Число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1200	1600	1800	2100	2400
Давление сгорания (по индикаторным диаграммам) (p_z)	кг/см ²	19,33	21,11	21,0	20,35	15,98	—
Максимальное давление сгорания (по индикаторным диаграммам) (p_z^{\max})	"	21,42	25,32	25,60	21,98	17,68	—
Теоретическая температура сгорания (T_z)	°C _{абс}	1509	1879	2078	2122	2047	1940
Коэффициент выделения тепла (ξ)	—	0,525	0,737	0,827	0,838	0,768	0,704

Как известно, на величину давления в конце сгорания влияет несколько факторов. С повышением числа оборотов двигателя коэффициент молекулярного изменения постепенно уменьшается. Давление в конце сжатия, несколько возрастая на средних оборотах, в дальнейшем падает, температура в конце сжатия постепенно повышается, а температура сгорания, возрастая на средних оборотах, уменьшается на высоких. В связи с этим следует полагать, что характер изменения давления в конце сгорания будет предопределяться степенью влияния каждого из перечисленных факторов, в частности и их взаимовлиянием.

Анализ зависимости $p_z = f(n)$, приводимый на рис. 16, показывает, что с увеличением оборотов давление газов в конце сгорания вначале возрастает, а затем постепенно падает, причем при $n > 1600$ об/мин. наблюдается более стремительное падение. Некоторое возрастание давления газа при сгорании на средних оборотах является результатом относительно больших значений коэффициента молекулярного изменения и давления конца сжатия, а также несколько меньших значений температуры конца сжатия на данных режимах.

Характер протекания кривой $p_z = f(n)$ на оборотах $n > 1600$ связан с уменьшением значений коэффициента молекулярного изменения и давлений в конце сжатия, а также с увеличением температуры в конце сжатия на данных режимах. Абсолютные значения давлений сгорания для исследуемого двигателя находятся в интервале $p_z = 19,19 - 23,76$ ($n = 800 - 1600$ об/мин.) и по максимальным значениям индикаторных диаграмм $p_z^{\max} = 21,42 - 25,32 - 25,60 - 21,98$ ($n = 800 - 1800$ об/мин.). Опытные данные, взятые из индикаторных диаграмм, находятся в близком соответствии с результатом работ завода им. Сталина (14).

Сравнение результатов исследования с теоретическими подсчетами для двигателей жидкого топлива (проф. Сороко-Новицкий) (13) также приводит к выводу о пониженных давлениях газов в конце сгорания и в рассматриваемом случае. Последнее объясняется следующими положениями:

а) При сгорании жидкого топлива коэффициент молекулярного изменения $\mu > 1$, а при сгорании генераторного газа $\mu < 1$.

б) Несмотря на высокую степень сжатия, значения давлений конца сжатия p_z в связи с пониженным коэффициентом наполнения относительно невысокие.

в) Двигатель, работающий на генераторном газе, имеет температуру конца сгорания ниже, чем двигатель жидкого топлива, так как теплосодержание смеси газа и воздуха меньше теплосодержания смеси жидкого топлива и воздуха.

г) Работа двигателя, питающегося генераторным газом, при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,1-1,27$ также приводит к уменьшению давлений в конце сгорания, что связано с понижением температурного режима, так как на то же количество теплоты, выделяемой при сгорании топлива, приходится большее количество воздуха.

д) Под влиянием высоких температур сгорания, превышающих часто 2000°C , часть продуктов сгорания диссоциирует. Реакция расщепления молекул углекислоты и водяного пара эндотермическая, вследствие чего температура и давление конца сгорания понижаются. Так как в продуктах сгорания двигателя, работающего на генераторном газе, углекислоты больше, чем в продуктах сгорания двигателей жидкого топлива, следует предполагать более активное влияние диссоциации в первом случае.

Таким образом, в двигателе, работающем на генераторном газе, абсолютные значения давлений в конце сгорания, а также показатели жесткости $\frac{dp}{d\alpha}$, несмотря на относительно высокую степень сжатия, значительно ниже аналогичных значений для двигателей жидкого топлива. Это дает основание полагать, что механическая прочность двигателя не является препятствием для дальнейшего повышения степени сжатия. Как показывают работы НАТИ и приводимые опыты, последнее утверждение является безусловно справедливым при $\varepsilon \leq 8$. Связь $p_z = f(\varepsilon)$, имеющая для двигателей жидкого топлива вид

$$p_z = 8,0 (\varepsilon - 1),$$

для двигателей, работающих на генераторном газе, представляется в виде

$$p_z = 4,0-4,5 (\varepsilon - 1).$$

Характер изменения температуры газов в конце сгорания в зависимости от режима работы двигателя виден из рис. 16. Кривая $T_z = f(n)$, постепенно возрастая с увеличением оборотов, при $n > 1800$ об/мин. несколько снижается. Сопоставление полученных результатов с данными для теоретического цикла двигателей жидкого топлива (при той же степени сжатия) указывает на значительное понижение температур сгорания у двигателя, работающего на генераторном газе.

Проанализируем это явление в соответствии с высказываниями Рикардо ⁽¹⁵⁾: „В действительном двигателе три причины влияют на температуру, получающуюся при сгорании смеси заданного содержания энергии: нагревание смеси во время сжатия, потери от охлаждения через стенки камеры сгорания во время сгорания, разжижение смеси от смешения с оста-

точными газами“. В нашем сравнении следует учесть также различные содержания внутренней энергии смеси.

Внутренняя тепловая энергия газовой смеси меньше энергии смеси жидкого топлива с воздухом, что объясняется калорийностью и составом генераторного газа, коэффициентом избытка воздуха и, кроме того, уменьшением коэффициента наполнения. Нагревание смеси во время сжатия у газового двигателя менее активно в связи с понижением средней температуры цикла, а потери при охлаждении через стенки камеры сгорания больше за счет меньшей скорости и большей

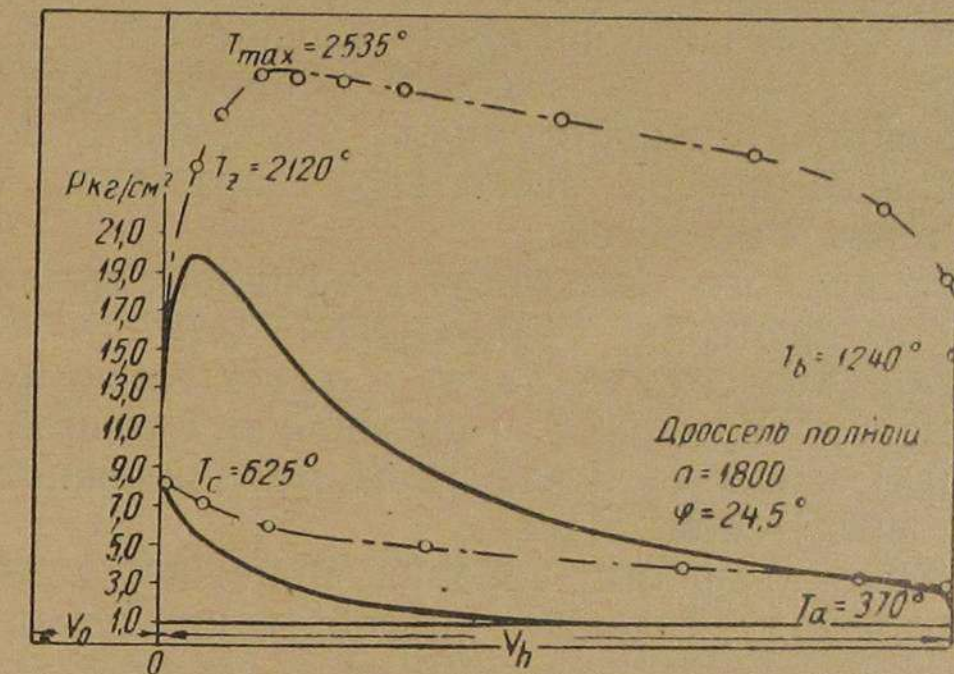


Рис. 17. Характер изменения температур газа по ходу поршня

продолжительности сгорания газовой смеси. Коэффициент остаточных газов двигателя, работающего на генераторном газе, больше, чем у двигателя жидкого топлива. Остаточные газы разжижают смесь.

Следовательно, все три фактора понижают температуру сгорания в двигателе, работающем на генераторном газе. Кроме того, некоторую роль играет и диссоциация продуктов сгорания.

Температурный анализ индикаторной диаграммы устанавливает, что температура сгорания T_z (соответствующая p_z) не является максимальной температурой цикла. T_{\max} наступает несколько позже T_z и в среднем, при оптимальном угле опережения зажигания, появляется на $10-15^\circ$ позже по ходу расширения, что объясняется явлением догорания смеси в процессе расширения, характерном для двигателей, работающих на генераторном газе. Изменение температуры газов по ходу поршня видно из рис. 17 и подтверждается аналогичным анализом других диаграмм.

Коэффициент выделения тепла

Потери тепла в охлаждающую воду, происходящие при сгорании, и неполнота использования тепла топлива за счет несовершенства процесса образования побочных продуктов и диссоциации, учитываются коэффициентом выделения тепла ξ , получаемым в результате решения уравнения сгорания.

На рис. 16 представлена кривая изменения коэффициента выделения тепла по оборотам. Меньшие значения коэффициента на средних оборотах являются следствием большего охлаждения смеси (большая продолжительность цикла) и менее интенсивного завихрения ее к концу сжатия. Уменьшение коэффициента наполнения и повышение количества остаточных газов в рабочей смеси на высоких оборотах наряду с сокращением продолжительности цикла уменьшают скорость сгорания. Тепловые потери несколько возрастают, коэффициент выделения тепла снижается.

Для исследуемого двигателя коэффициент выделения тепла изменяется в пределах $\xi=0,53-0,84-0,70$ ($n=800-1800-2400$ об/мин.), что свидетельствует о значительно больших потерях в процессе сгорания (по сравнению с двигателями жидкого топлива) и является результатом пониженных скоростей горения газозооушной смеси.

Пониженные скорости горения приводят к повышенной теплоотдаче в воду, а также способствуют потерям за счет не успевающего сгорать топлива. Это активно влияет на характер линии расширения, так как догорание вызывает более пологое протекание политропической кривой с меньшим средним показателем.

Скорость сгорания

Индикаторные диаграммы в координатах pt дают возможность произвести примерную оценку скорости сгорания. Последняя может быть с некоторым приближением определена в результате деления расстояния от свечи до наиболее удаленной части камеры сгорания на время протекания процесса сгорания, начиная с момента запала и кончая моментом достижения в цилиндре максимального давления. Этот показатель характеризует, таким образом, быстроту перемещения фронта пламени от места запала. В действительности распространение пламени наступает после индукционного периода, а конец сгорания лежит на линии расширения после точки максимального давления, что соответствует так называемому концу видимого горения.

Проф. Карпов⁽¹⁶⁾ называет подсчитанную данным методом условную скорость результирующей скоростью и указывает,

что она представляет собой конечный результат скорости распространения волны горения, воздействия на процесс горения химической реакции, а также влияния конструктивных особенностей двигателя.

Вторым фактором, характеризующим процесс сгорания, обычно считают продолжительность всего процесса сгорания в секундах от момента запала до момента образования конечных продуктов сгорания.

Проанализируем процесс сгорания в исследуемом двигателе, оценив скорость сгорания, характеризующую быстроту перемещения фронта пламени и продолжительность сгорания.

Обработка индикаторных диаграмм показывает, что скорость сгорания, подсчитанная при средних скоростях поршня,* находится в пределах 15,0—28,0 м/сек. Полученные значения, характеризующие скорость сгорания, представлены в табл. 11.

Таблица 11

Наименование показателей	Размерность	Число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1 200	1 600	1 800	2 100	2 400
Оптимальный угол опережения зажигания (φ)	Градусы поворота коленчатого вала	13,0	17,0	22,5	24,2	27,0	30,5
Продолжительность сгорания (α_0)	То же	37,8	38,6	40,8	45,3	54,3	—
Продолжительность сгорания (t_α)	сек.	0,00787	0,00536	0,00425	0,00419	0,00431	—
Скорость распространения фронта пламени (v_α)	м/сек.	15,0	22,0	27,8	28,2	27,4	—

Кривая $v_\alpha = f(n)$, приводимая на рис. 18, показывает, что с повышением числа оборотов двигателя скорость сгорания, постепенно увеличиваясь до $n=1800$ об/мин., далее незначи-

* Подобный метод подсчета весьма условен, хотя им пользуются многие исследователи. Повидимому (хотя прямых указаний этому нет), проф. Брилинг также относит скорость сгорания к средней скорости поршня. Для сопоставления данных в настоящей работе скорости горения подсчитаны аналогичным методом.

тельно падает. Сопоставляя полученные цифры с результатами исследований проф. Брилинга по скоростям горения бензинов⁽⁸⁾, видим, что скорости горения генераторного газа при данной степени сжатия $\epsilon = 7,2$ близки по значениям к результатам указанных исследований.

На скорость сгорания рабочей смеси влияют главным образом интенсивность завихрения смеси и степень сжатия. Кроме того, скорость сгорания зависит от структуры молекул топлива, от присутствия в смеси инертных газов, от давления и температуры смеси к началу сгорания.

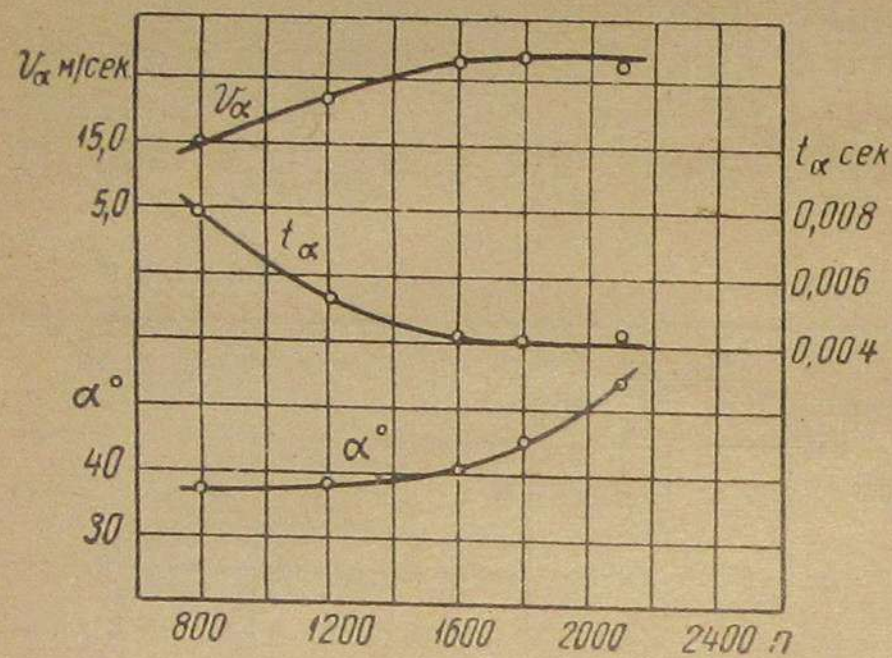


Рис. 18. Изменение продолжительности и скорости сгорания рабочей смеси в зависимости от режима работы двигателя

со скоростями, близкими к скоростям горения жидких топлив.

Продолжительность сгорания характеризуется кривой $t_\alpha = f(n)$, представленной на рис. 18. С увеличением оборотов двигателя время сгорания уменьшается, причем более крутое протекание кривой наблюдается при $n = 800 - 1600$ об/мин. и более пологое при $n > 1600$ об/мин. Сокращение продолжительности сгорания с повышением числа оборотов двигателя объясняется, повидимому, интенсификацией завихрения. Продолжительность сгорания, выраженная в градусах поворота коленчатого вала, имеет обратную зависимость. Угол поворота вала, соответствующий периоду сгорания смеси, возрастает с увеличением числа оборотов. Кривая $\alpha_0 = f(n)$, протекая полого при $n = 800 - 1600$ об/мин., далее круто повышается, что объясняется резким сокращением продолжительности цикла на высоких оборотах.

Сравнение полученных результатов с данными других исследований⁽¹⁵⁾ показывает, что для нормального режима оборотов ($n = 2100$ об/мин.) значения продолжительности

На основании проведенных опытов приходим к выводу, что в исследуемом двигателе положительное влияние таких факторов, как высокие обороты, обеспечивающие при данной рациональной форме камеры сгорания высокую степень завихрения, и высокая степень сжатия, безусловно преобладает над влиянием отрицательных факторов. Это создает условия для сгорания газовой смеси

сгорания близки к аналогичным данным по сгоранию бензиновоздушной смеси ($\epsilon = 6$). Это явление также вызывается активным влиянием завихрения и высокой степенью сжатия. Характер

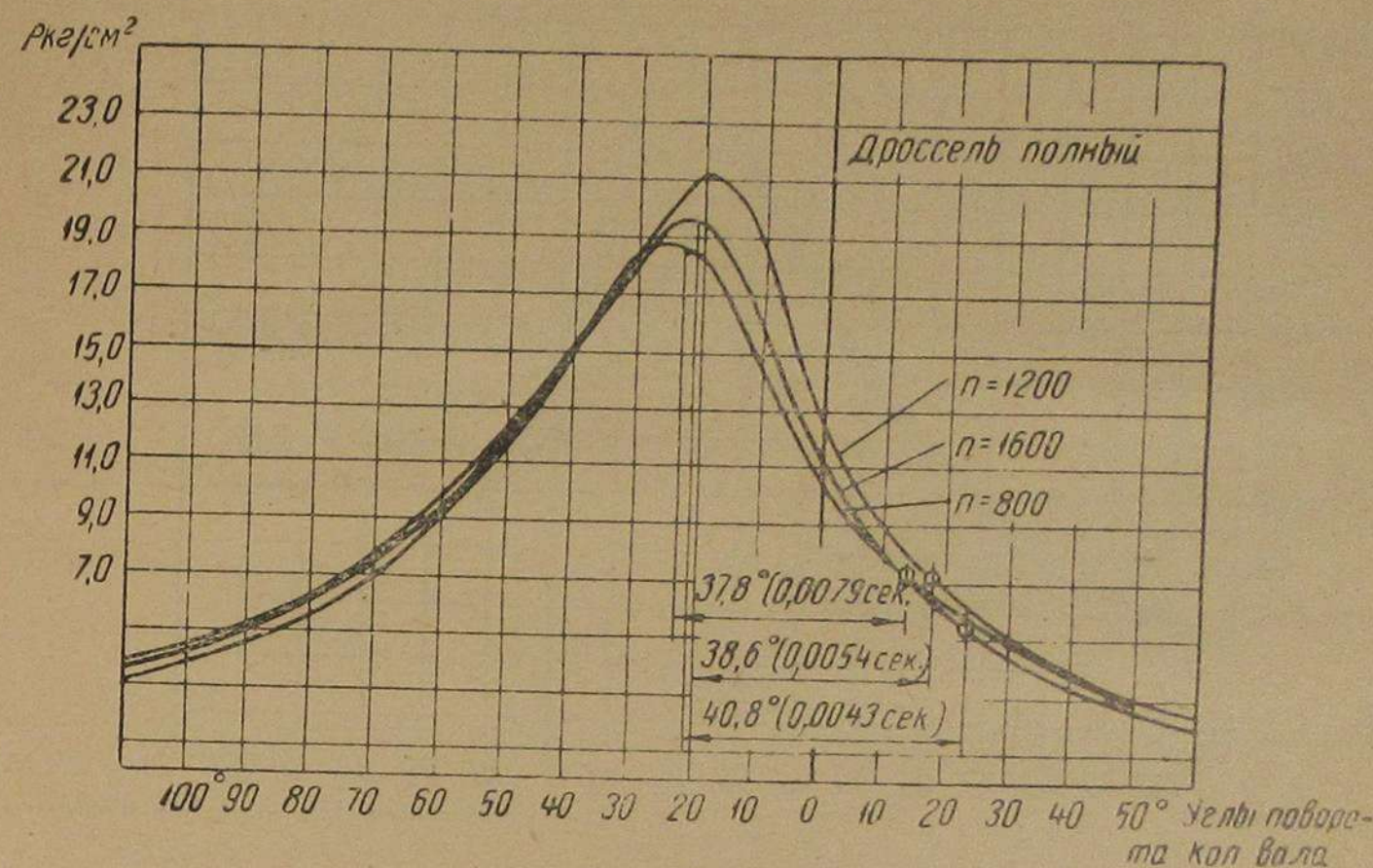


Рис. 19. Изменение продолжительности сгорания рабочей смеси в зависимости от режима работы двигателя (индикаторные диаграммы)

изменения продолжительности сгорания иллюстрируется группой индикаторных диаграмм, снятых при различных режимах работы двигателя (рис. 19).

Опережение зажигания

Анализ процесса сгорания показал, что скорости сгорания смеси в исследуемом двигателе находятся в близком соответствии со скоростями горения жидкого топлива (при нормальной степени сжатия). В связи с этим не наблюдалось больших отклонений в углах опережения зажигания. На рис. 20—21 представлены индикаторные диаграммы, снятые на различных оборотах коленчатого вала двигателя, при переменном угле опережения зажигания.

Сопоставление диаграмм позволяет установить следующее:

а) в зависимости от угла опережения зажигания меняется полезная площадь индикаторной диаграммы, а следовательно, и мощность двигателя;

б) для каждого режима работы двигателя имеется определенное значение оптимального опережения зажигания, при котором диаграмма является наиболее полной, а среднее индикаторное давление наибольшим;

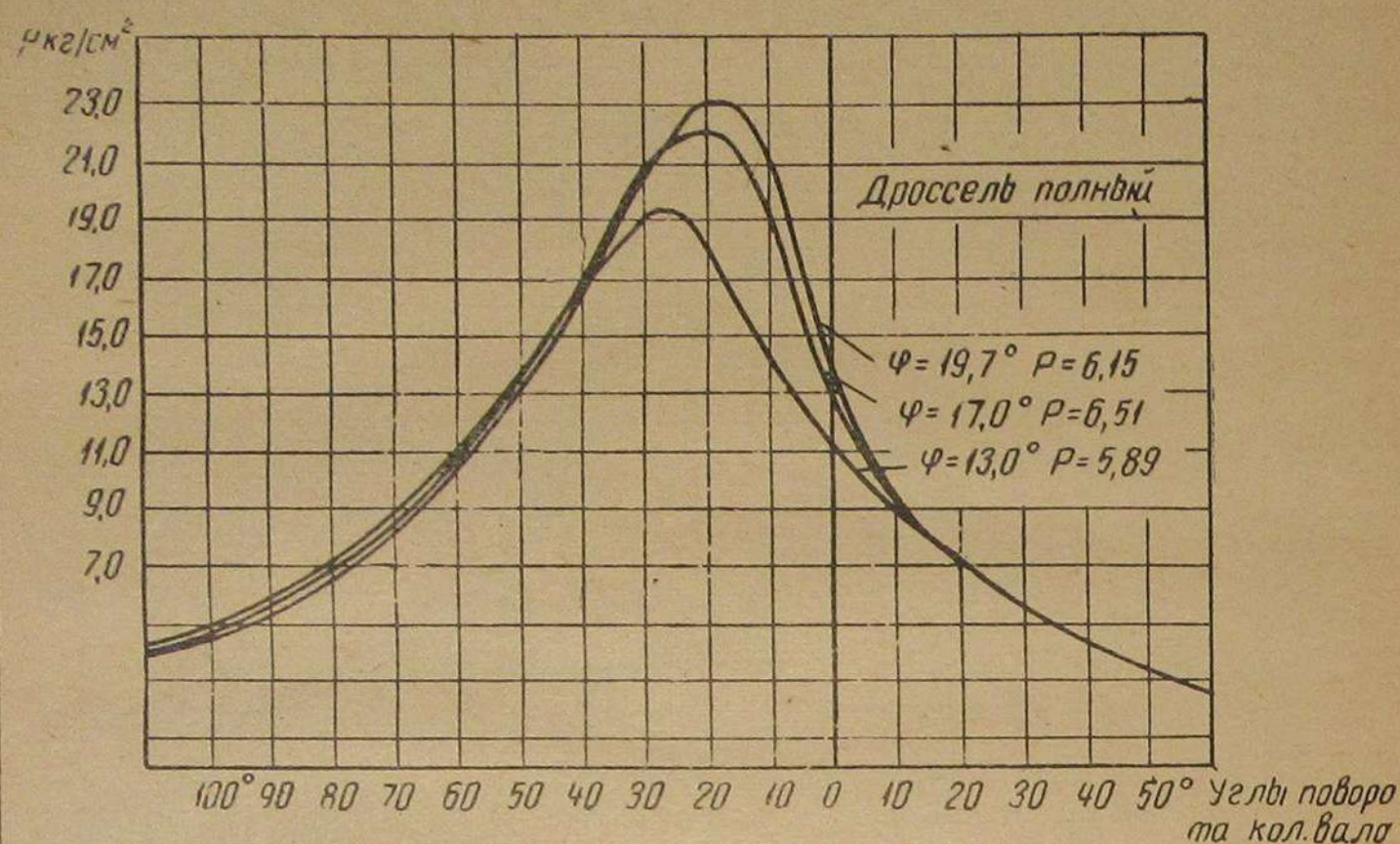


Рис. 20. Индикаторные диаграммы, снятые при различных моментах зажигания ($n = 1200$)

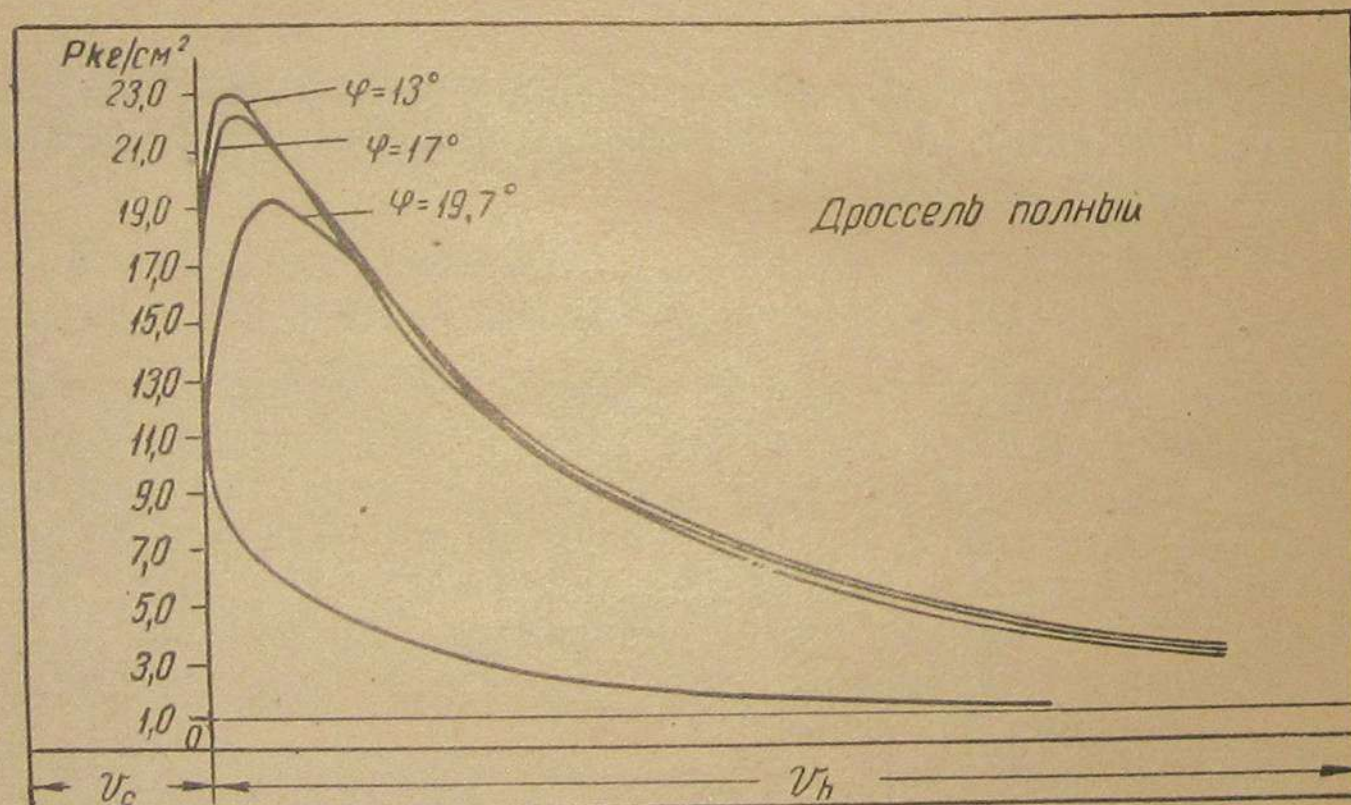


Рис. 21. Индикаторные диаграммы, снятые при различных моментах зажигания ($n = 1200$)

в) скорость нарастания кривой давлений не одинакова на различных участках линии сгорания; при переходе к более раннему зажиганию линии расширения расположены ниже, так как теплосодержание расширяющихся газов при этом меньше.

Исследование процесса расширения

В табл. 12 представлено изменение параметров процесса расширения в зависимости от числа оборотов.

Таблица 12

Наименование показателей	Размерность	Изменение параметров процесса расширения при числе оборотов коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1200	1600	1800	2100	2400
Показатель политропического расширения (n_2):							
по опытам	—	1,34	1,32	1,28	1,27	1,24	1,24
по уравнению	—	1,35	1,30	1,23	1,27	1,26	1,25
Давление газов в конце расширения (p_g)	кг/см ²	2,89	3,07	3,01	2,98	2,92	2,87
Температура газов в конце расширения (T_g)	°C _{абс.}	774	1018	1198	1243	1274	1210

Показатель политропического расширения

В работающем двигателе процесс расширения происходит по политропической кривой с переменным показателем. Характер изменения политропического показателя по ходу поршня определяется изменением температуры газа, различной теплоотдачей, догоранием на линии расширения и потерями давления вследствие пропусков газов через неплотности поршневых колец и клапанов. Изменение действительного показателя политропического расширения по ходу поршня видно из рис. 11. В данном случае преимущественное влияние на величину политропического показателя вначале оказывает теплоотдача в воду. При этом показатель повышается. В дальнейшем же преобладает влияние процесса догорания, и показатель снижается.

На рис. 22 приведен характер изменения показателя политропического расширения по оборотам $n_z=f(n)$, полученный на основании опытных данных.

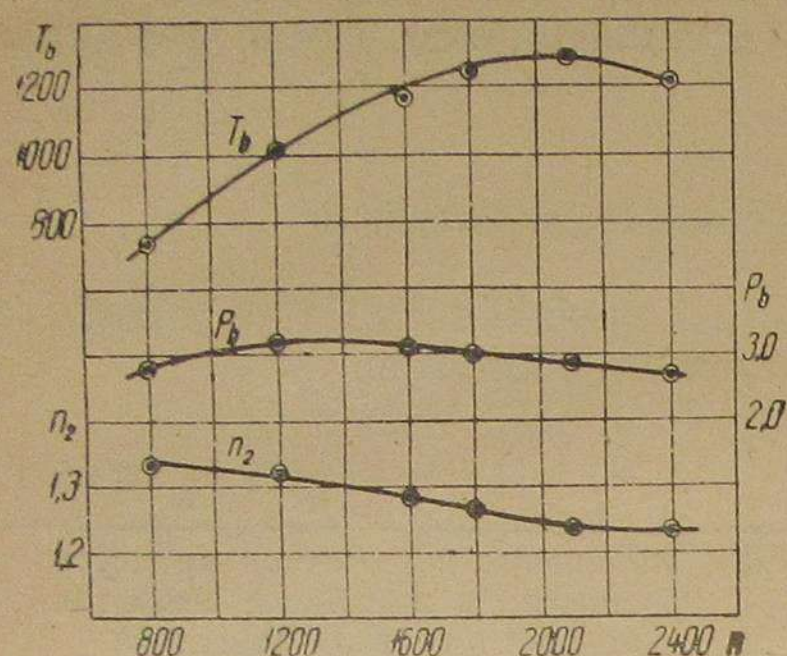


Рис. 22 Величины, характеризующие процесс расширения

Кривая $n_z=f(n)$ показывает уменьшение показателя политропы расширения с повышением числа оборотов двигателя. Подобная закономерность объясняется тем, что с повышением числа оборотов уменьшается теплоотдача в воду вследствие сокращения продолжительности цикла. Догорание на линии расширения происходит более интенсивно, а утечка газов через неплотности поршневых колец уменьшается.

В результате, с увеличением оборотов газы в конце расширения будут иметь большую температуру и давление, политропическая кривая станет более полой и с меньшим показателем.

Экспериментальные точки близко характеризует следующее уравнение:

$$n_z = 1,2 + \frac{120}{n}$$

Аналогичная зависимость для двигателя жидкого топлива имеет вид:

$$n_z = 1,22 + \frac{130}{n}$$

Сопоставляя эти уравнения, видим, что показатель политропического расширения имеет меньшее значение для двигателя, работающего на генераторном газе. Это объясняется главным образом большей степенью догорания газов на линии расширения, характерной для данной категории двигателей.

Давление и температура газов в конце расширения

Полученная в результате обработки индикаторных диаграмм связь $p_b=f(n)$ показана на рис. 22.

В исследуемом интервале режимов двигателя давление газов в конце расширения изменяется в пределах $p_b=2,89-3,07-2,87$ кг/см², несколько возрастая до $n=1\,200$ об/мин. и

постепенно уменьшаясь в дальнейшем в соответствии с резким падением давления сгорания.

Температуры газов в конце расширения, проверенные графоаналитическим анализом диаграмм, представлены (в зависимости от числа оборотов) на рис. 22. Характер протекания кривой $T_b=f(n)$ соответствуют кривой $T_z=f(n)$ и дает основание предполагать, что более резкое изменение температуры сгорания по сравнению с плавным изменением показателя политропического расширения оказывает решительное влияние на величину температур газов в конце расширения. Для исследуемого двигателя в интервале оборотов $n=800-2\,100-2\,400$ в минуту температуры газов в конце расширения колеблются в пределах $T_b=774-1\,274-1\,210^\circ$.

Характеристика параметров, оценивающих двигатель в целом

В табл. 13 представлены основные параметры, характеризующие двигатель в целом в зависимости от числа оборотов. Данные, приводимые в таблице, получены при индицировании двигателя, проводимом параллельно с торможением.

Таблица 13

Наименование показателей	Размерность	Основные параметры двигателя при оборотах коленчатого вала двигателя в минуту -					
		800	1 200	1 600	1 800	2 100	2 400
Среднее индикаторное давление (p'_i)	кг/см ²	5,57	5,95	5,90	5,81	5,45	5,12
Насосные потери (p_r-p_a)	"	0,14	0,17	0,23	0,27	0,31	0,38
Среднее индикаторное давление (исправленное) (p_i)	"	5,43	5,78	5,67	5,54	5,14	4,74
Среднее эффективное давление (p_e)	"	4,18	4,43	4,08	3,89	3,46	2,97
Среднее давление трения (p_T)	"	0,95	1,35	1,59	1,65	1,68	1,77
Эффективная мощность двигателя (N_e)	л. с.	22,1	32,8	40,2	43,2	44,8	44,0
Удельный расход газа (q_e)	м ³ л. с. / час	2,68	2,40	2,3	2,37	2,50	2,51

Среднее индикаторное давление

Планиметрирование индикаторных диаграмм позволило определить среднее индикаторное давление. Полученная зависимость $p_i = f(n)$ показана на рис. 23. Пологое протекание кривой объясняется уменьшением тепловых потерь с ростом числа оборотов. Это должно сильнее сказаться у двигателя, работающего на генераторном газе, по сравнению с двигателем жидкого топлива, ввиду меньшего количества тепла, выделяемого при сгорании. Для исследуемого двигателя среднее индикаторное давление находится в пределах $p_i = 5,43—5,67—4,74$ кг/см². Это значительно ниже аналогичных данных для двигателей жидкого топлива и является результатом резкого понижения калорийности рабочей смеси и значительного падения коэффициента наполнения.

Среднее давление трения

Индицирование двигателя, проведенное параллельно с торможением, дало возможность определить среднее давление трения p_T . Характер изменения давления трения в зависимости от числа оборотов (рис. 23), показывает нарастающие потери от трения с изменением режима двигателя.

Полученные данные находят подтверждение в работах завода им. Сталина (14).

Среднее эффективное давление

Связь $p_e = f(n)$ представлена на рис. 23. Кривая показывает, что среднее эффективное давление имеет максимум при некоторых средних оборотах (максимум крутящего момента) и уменьшается в обе стороны. Падение эффективного давления с увеличением числа оборотов объясняется уменьшением коэффициента наполнения и возрастанием давления трения.

Абсолютные значения эффективных давлений $p_e = 4,48—4,43—3,46$ ($n = 800—1\,200—2\,100$ об/мин.) ниже соответствующих величин для двигателей жидкого топлива вследствие понижения среднего индикаторного давления и механического к. п. д.

Внешняя характеристика двигателя

Внешняя характеристика исследуемого двигателя (полный дроссель; t_w , t_m , φ —оптимальные) представлена на рис. 23. Анализ кривой $N_e = f(n)$ показывает, что максимальная мощ-

ность $N_e = 44,8$ л. с. соответствует $n = 2\,100$ об/мин. С увеличением числа оборотов ($n > 1\,600$) мощность нарастает незначительно в связи с падением коэффициента наполнения и возрастающими механическими потерями. Двигатель при нормальной степени сжатия развивал, работая на бензине $N_e = 62$ л. с. при $n = 2\,200$ об/мин. Таким образом, потери мощности, связанные с переводом двигателя на питание газом, составляют $\sim 25\%$, что находится в соответствии с результатами испытаний двигателей той же категории.

Удельные расходы газа

Из рис. 23 виден характер изменения удельных расходов газа. По протеканию кривой $q_e = f(n)$ видно, что минимум удельных расходов газа не соответствует максимуму мощности и сдвинут в сторону меньших оборотов.

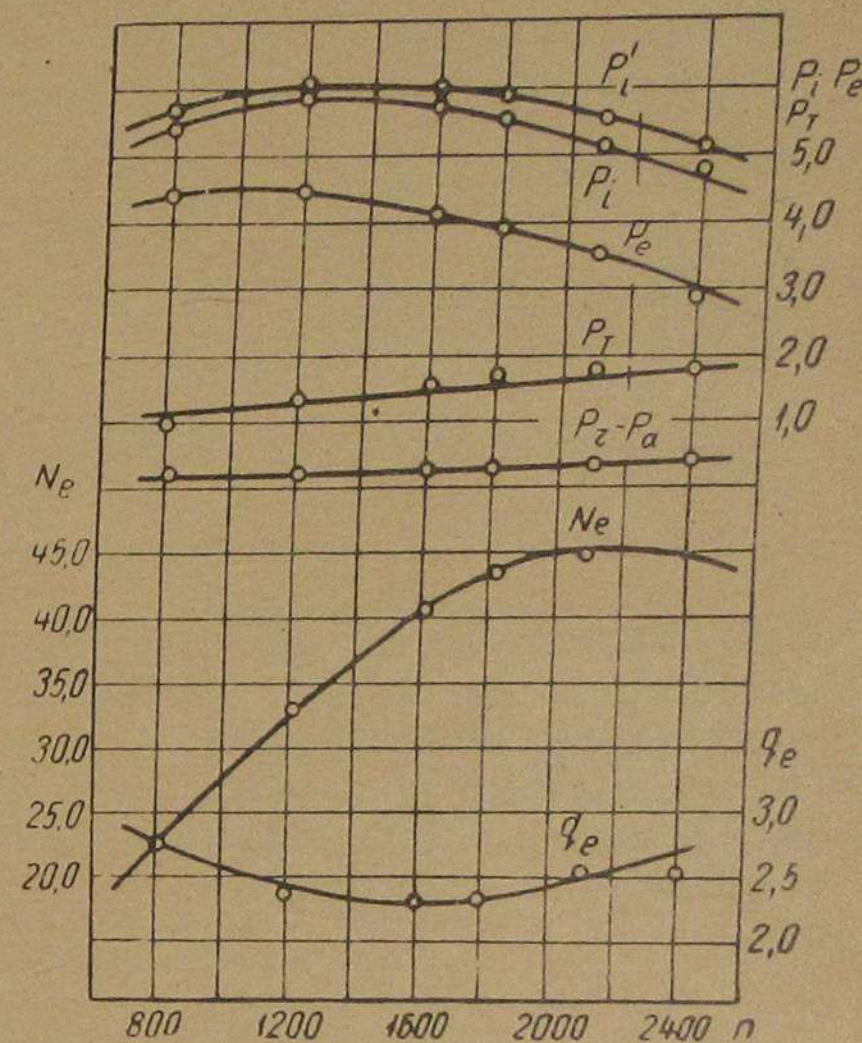


Рис. 23. Величины, характеризующие двигатель в целом

Коэффициенты полезного действия

Коэффициенты полезного действия исследуемого двигателя в зависимости от оборотов приведены в табл. 14.

Таблица 14

Наименование показателей	Коэффициенты полезного действия при оборотах коленчатого вала двигателя в минуту					
	800	1200	1600	1800	2100	2400
Механический к. п. д.	0,826	0,767	0,720	0,702	0,674	0,627
Экономический к. п. д.	0,242	0,254	0,245	0,235	0,216	0,212

На рис. 24 показан характер изменения коэффициентов полезного действия.

Механический к. п. д. Кривая $\eta_m = f(n)$ устанавливает, что с увеличением оборотов механический к. п. д. в связи с возрастанием потерь на трение уменьшается. Абсолютные значения механического к. п. д. для исследуемого двигателя лежат в пределах $\eta_m = 0,826 - 0,627$.

Экономический к. п. д. Абсолютные величины экономического к. п. д. $\eta_e = 0,21 - 0,25$ близ-

Рис. 24. Коэффициенты полезного действия

ки по значениям данным для двигателей жидкого топлива. При определении экономического к. п. д. для двигателей, работающих на генераторном газе, необходимо учитывать изменяющуюся с оборотами теплотворную способность газа.

Тепловой баланс двигателя

Тепловой баланс двигателя дает картину распределения затраченного тепла и позволяет наглядно судить об экономичности работы.

На рис. 25 представлен тепловой баланс, отнесенный к внешней характеристике двигателя, в кал/час.

Характер изменения величин теплового баланса в зависимости от режима работы двигателя иллюстрируют кривые, приведенные на рис. 26.

Диаграмма показывает, что с увеличением числа оборотов двигателя:

1) теплоотдача в воду уменьшается в результате сокращения продолжительности цикла; значение величин $q_w = 25 - 15\%$

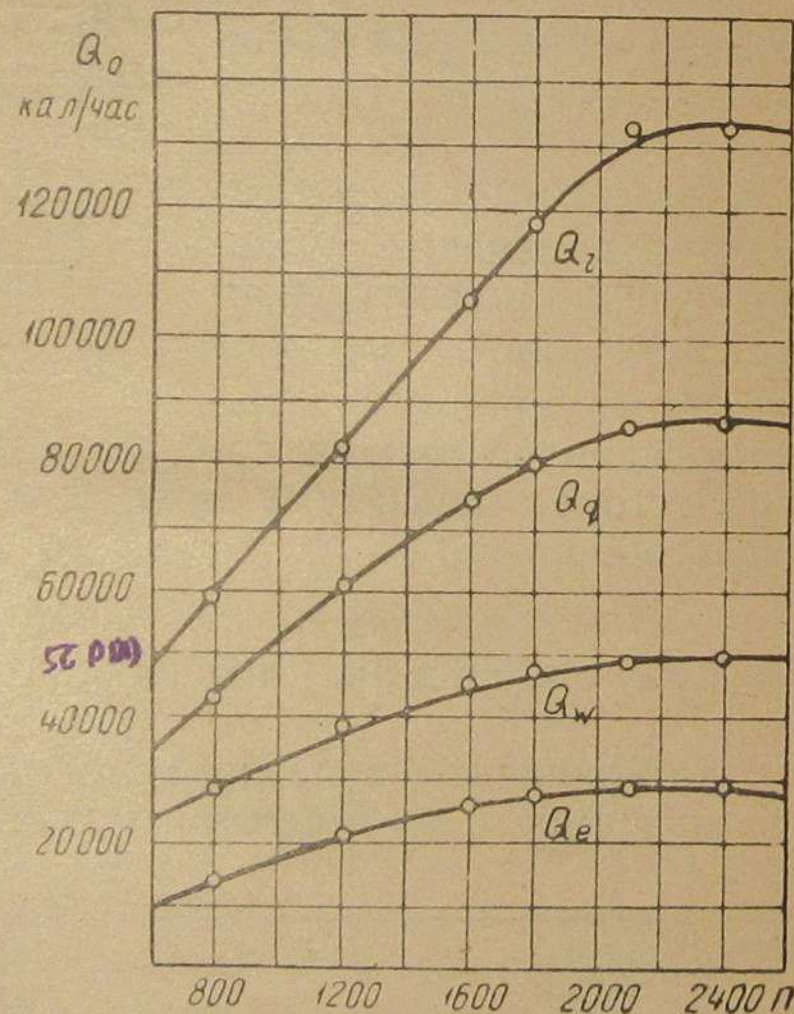


Рис. 25. Тепловой баланс двигателя по внешней характеристике

меньше аналогичных данных для двигателей жидкого топлива, что объясняется пониженным температурным режимом двигателя, работающего на генераторном газе;

2) потери тепла с выхлопом увеличиваются в связи с повышением температуры выхлопных газов; значения $q_g = 35 - 28\%$ близки к аналогичным данным для двигателей жидкого топ-

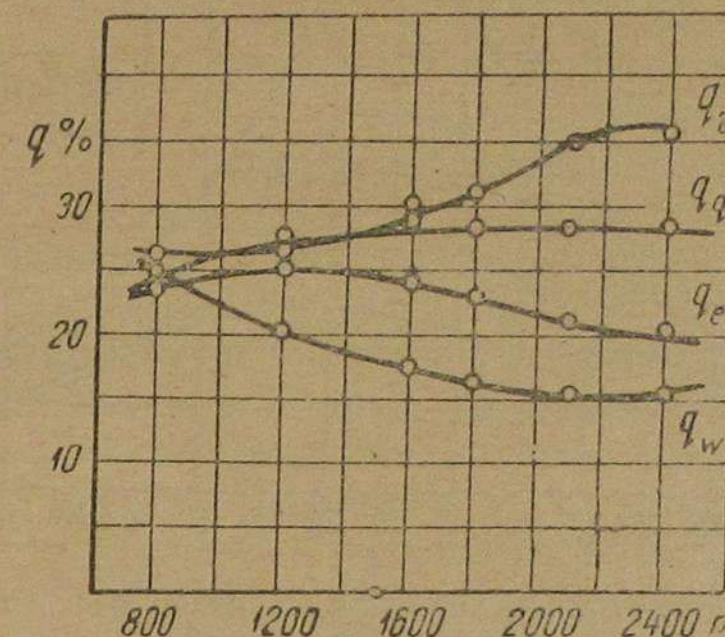


Рис. 26. Характер изменения величин теплового баланса в зависимости от режима работы двигателя (в процентах по отношению к располагаемому теплу)

лива; повидимому, уменьшение температуры выхлопных газов компенсируется большим содержанием в продуктах сгорания многоатомных компонентов;

3) остаточный член (учитывающий тепло, потерянное в окружающую среду лучеиспусканием, тепло, соответствующее кинетической энергии выхлопных газов, а также ряд других потерь) имеет в зависимости от оборотов кривую своеобразной конфигурации, так как поглощает ошибки в определении других членов баланса.

Дроссельная характеристика двигателя

В эксплуатационных условиях двигатели транспортного типа работают преимущественно на прикрытых дросселях с неполной мощностью. Оценка работы двигателя в подобных условиях производится по дроссельным характеристикам.

На рис. 27, 28 приводятся индикаторные диаграммы, снятые при дросселировании двигателя, позволяющие судить о резком сокращении полезной площади диаграмм и падении среднего индикаторного давления с прикрытием дросселя.

Изучение дроссельных характеристик не ставилось самостоятельной задачей в процессе исследований, а количество

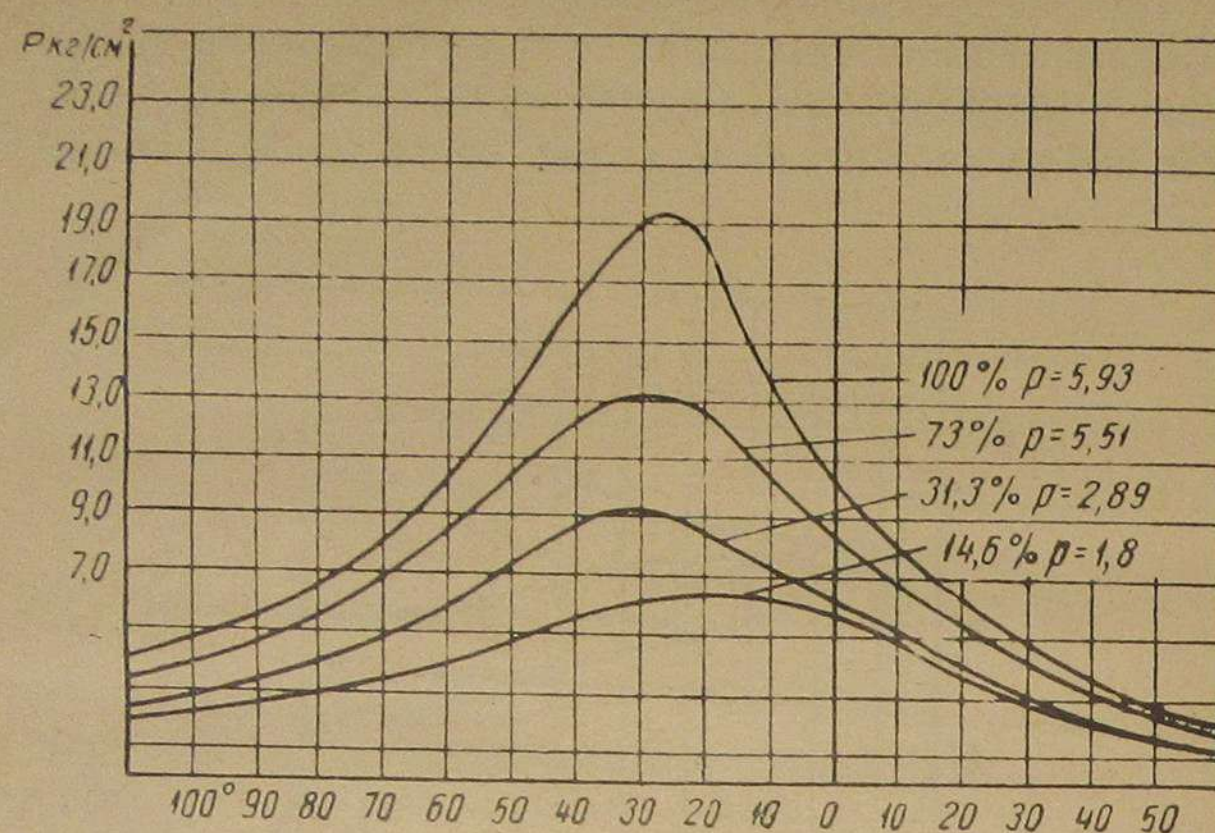


Рис. 27. Индикаторные диаграммы, снятые при дросселировании двигателя ($n = 1200$)

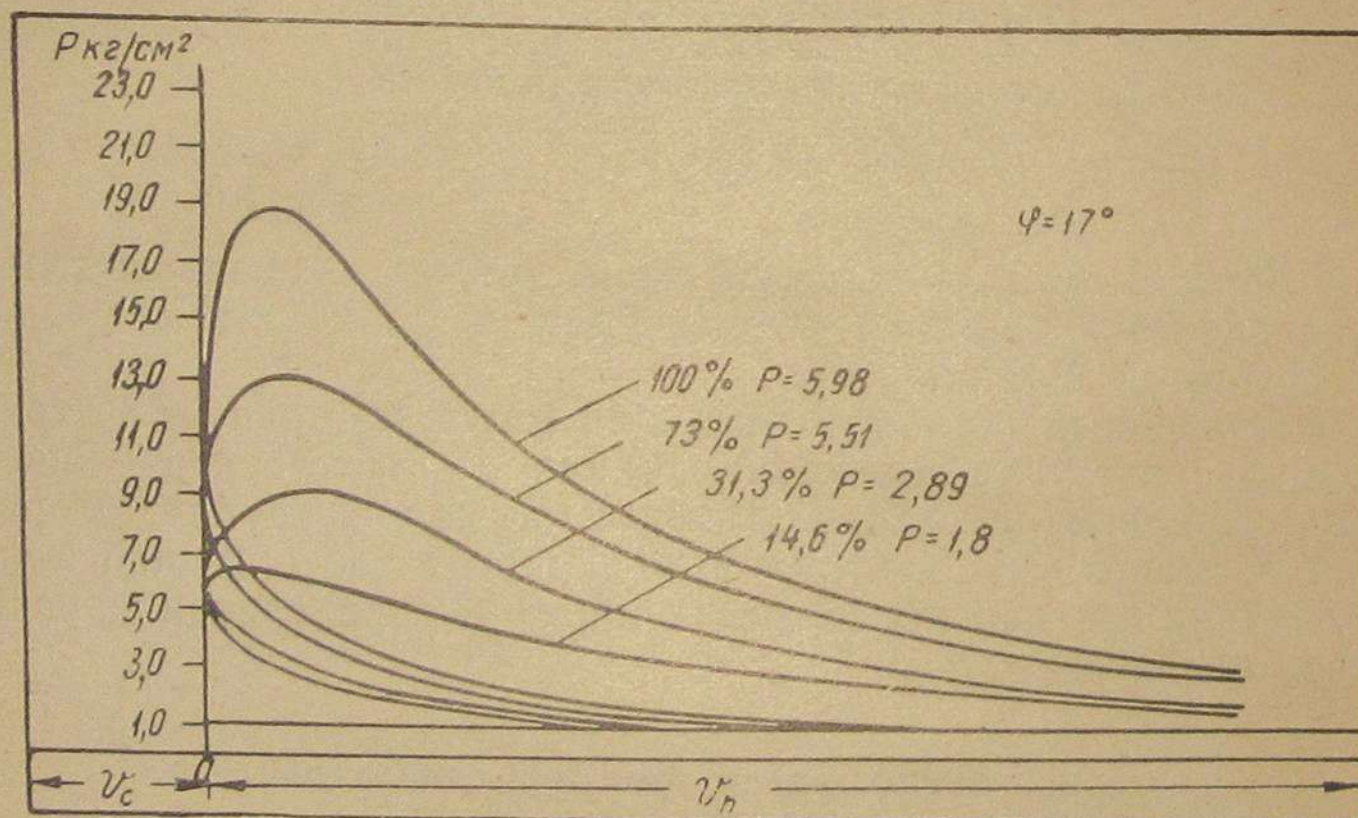


Рис. 28. Индикаторные диаграммы, снятые при дросселировании двигателя ($n = 1200$)

наблюдений было сравнительно небольшим, поэтому анализ параметров, полученных при дросселировании, на этом ограничивается.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ результатов исследования двигателя, работающего на генераторном газе, позволяет установить, что характер протекания этапов рабочего процесса, а также коэффициенты, параметры и основные функциональные зависимости для газового двигателя значительно отличаются от аналогичных показателей для двигателей жидкого топлива. Это подтверждает несоответствие большинства параметров действительного рабочего процесса газового двигателя параметрам, принимаемым в расчетах по аналогии с двигателями жидкого топлива. Отсюда следует, что господствующие до настоящего времени в проектной практике методы выбора исходных данных для расчета газовых двигателей должны корректироваться. При выборе исходных данных для проектирования, а также при анализе и характеристике работы газового двигателя необходимо иметь в виду следующие основные особенности его рабочего процесса.

В противоположность жидким моторным топливам, имеющим для определенного вида практически постоянный состав и теплотворную способность, калорийность и состав генераторного газа меняются в значительных пределах в соответствии с изменением режима работы двигателя.

Коэффициент избытка воздуха находится в ином интервале, чем у двигателей жидкого топлива, и изменяется в пределах $\alpha = 1,1 - 1,27$ ($n = 800 - 2400$ об/мин.). Тот факт, что газовый двигатель работает с избытком воздуха в $10 - 25\%$, дает основание предполагать возможное повышение мощности двигателя путем уменьшения количества воздуха в рабочей смеси. Изыскания конструктивных форм, позволяющих перейти к работе двигателя при значениях $\alpha < 1$, открывают пути повышения мощности и должны явиться предметом дальнейших исследований. Работа в этом направлении должна концентрироваться на разрешении вопросов, связанных с повышением скорости горения.

Параметры и коэффициенты процессов всасывания и выхлопа, являющиеся исходными при расчете, значительно отличаются

по абсолютной величине от аналогичных значений для двигателей жидкого топлива и в пределах $n=800-2\,400$ об/мин. имеют следующие значения:

Давление остаточных газов в начале всасывания	$p_r = 1,05-1,07$ кг/см ²
Температура остаточных газов в начале всасывания	$T_r = 725-802$ °C
Коэффициент остаточных газов	$\gamma = 0,081-0,116$
Давление газов в конце всасывания	$p_a = 0,91-0,69$ кг/см ²
Температура газов в конце всасывания	$T_a = 355-386$ °C
Коэффициент наполнения	$\eta_v = 0,83-0,62$

Величины, характеризующие процесс сжатия, также заметно отличаются от аналогичных параметров двигателей жидкого топлива. Показатель политропического сжатия $n_1=1,21-1,29$ вследствие меньших значений адиабатических показателей газовой смеси ниже, чем у двигателей жидкого топлива, что в соответствии с пониженным давлением всасывания уменьшает температуру и давление конца сжатия. Относительно невысокие температуры конца сжатия ($t_c=263-410^\circ$), лежащие ниже температур самовоспламенения генераторного газа, дают право считать возможным дальнейшее повышение степени сжатия.

Абсолютные значения давлений вспышки и показатель жесткости, несмотря на сравнительно высокую степень сжатия, значительно ниже аналогичных параметров двигателей жидкого топлива. Это объясняется меньшими значениями температуры сгорания и коэффициентов наполнения, молекулярного изменения и избытка воздуха, а также несколько большей диссоциацией и дает основание предполагать, что механическая прочность в газовом двигателе не является препятствием для дальнейшего повышения степени сжатия.

Температура газов в конце сгорания вследствие меньшей теплотворной способности газовой смеси и пониженной температуры цикла из-за больших потерь от охлаждения в процессе сгорания и др. ниже тех же значений для двигателей жидкого топлива. Максимальная температура наблюдается позже верхней мертвой точки в результате догорания смеси в процессе расширения.

Абсолютное значение коэффициентов молекулярного изменения ниже аналогичных значений для двигателей жидкого топлива, что является одной из причин понижения мощности двигателя. Одновременно следует отметить, что суммарные теплоемкости рабочих газов в связи с меняющимся составом и температурой имеют значительные колебания. Последнее исключает возможность использования при расчетах некоторых средних значений теплоемкости для всех режимов.

Скорость и продолжительность сгорания газовой смеси благодаря быстротходности двигателя, обеспечивающей активное завихрение, и более высокой степени сжатия находится в близком соответствии со скоростями горения жидких топлив в двигателях с нормальной степенью сжатия. По тем же причинам углы опережения зажигания не имеют больших отклонений.

Параметры, характеризующие процесс расширения, также заметно отличаются от тех же величин для двигателей жидкого топлива. Показатель политропического расширения вследствие главным образом догорания на линии расширения в общем ниже показателя расширения у двигателей жидкого топлива. Температура и давление конца расширения имеют также меньшие значения вследствие высокой степени сжатия и понижения температур и давлений сгорания.

Среднее индикаторное давление в результате понижения калорийности смеси и коэффициента наполнения ниже тех же параметров у двигателей жидкого топлива, что, уменьшая величину средних эффективных давлений и механический к. п. д., решающим образом сказывается на мощности двигателя.

В соответствии с полученными в результате исследований данными намечаются пути уточнения общепринятых методов подбора исходных данных при расчете и вырисовываются контуры протекания рабочего процесса двигателя, работающего на генераторном газе.

Определенные опытами и проверенные теоретическими расчетами данные дают право производить тепловой расчет транспортных двигателей, работающих на генераторном газе, по типу близких к исследованному. Это позволяет перейти от проектирования методом аналогии и интуиции, господствующим до настоящего времени в практике, к методу, обоснованному исследованиями и теоретическими положениями.

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- T_o, p_o — абсолютная температура в °Ц и давление в кг/см² окружающей среды;
 T_r, p_r, T_a, p_a — абсолютная температура в °Ц и давление газов в начале и конце всасывания в кг/см²;
 T_c, p_c — абсолютная температура в °Ц и давление газов в конце сжатия в кг/см²;
 T_z, p_z — абсолютная температура в °Ц и давление газов при сгорании в кг/см²;
 T_b, p_b — абсолютная температура в °Ц и давление газов в конце расширения в кг/см²;
 $T_{см}, p_{см}$ — абсолютная температура в °Ц и давление рабочей смеси перед дросселем в кг/см²;
 T_d, p_d — абсолютная температура в °Ц и давление газа и воздуха перед измерительным прибором в кг/см²;
 $T_{кл}, p_{кл}$ — абсолютная температура в °Ц и давление смеси перед всасывающим клапаном в кг/см²;
 $\Delta p_i = p_r - p_a$ — насосные потери в кг/см²;
 p_i — среднее индикаторное давление, неисправленное, в кг/см²;
 p_i — среднее индикаторное давление в кг/см²;
 $T'_{см}$ — абсолютная температура рабочей смеси в цилиндре в °Ц с учетом подогрева;
 p_e — среднее эффективное давление в кг/см²;
 p_T — среднее давление трения в кг/см²;
 $\Delta t_{ц}$ — температура в °Ц подогрева рабочей смеси о стенки цилиндра;
 $\Delta t_{кол}$ — температура в °Ц подогрева рабочей смеси о коллектор;

- t_w, t_w'' — температура в °Ц входящей и выходящей воды, охлаждающей двигатель;
 t_m — температура в °Ц картерного масла;
 t_r — температура газа перед смесителем;
 $t_{см}^{см}$ — температура рабочей смеси в °Ц перед дросселем;
 $t_{см}^{кл}$ — температура рабочей смеси в °Ц перед всасывающим клапаном;
 t_r — температура газов в °Ц в начале всасывания;
 t_z — температура газов в °Ц при сгорании;
 $t_{см}$ — температура рабочей смеси в °Ц перед дросселем;
 $h_{см}$ — разрежение рабочей смеси перед дросселем в мм Hg;
 $h_{см}^{кол}$ — разрежение рабочей смеси в коллекторе в мм Hg;
 $h_{см}^{кл}$ — разрежение рабочей смеси перед всасывающим клапаном в мм Hg;
 h_r — избыточное давление отработанных газов за выхлопным клапаном в мм Hg;
 α — коэффициент избытка воздуха;
 η_v — коэффициент наполнения;
 γ — коэффициент остаточных газов;
 μ_o — химический коэффициент молекулярного изменения;
 μ — действительный коэффициент молекулярного изменения;
 ξ — коэффициент выделения тепла;
 n_1 — показатель политропического сжатия;
 n_2 — показатель политропического расширения;
 η_i — индикаторный к. п. д.;
 η_T — термический к. п. д.;
 η_e — экономический к. п. д.;
 η_m — механический к. п. д.;
 η_g — относительный к. п. д.;
 M — весовое количество свежей рабочей смеси в кг/м;
 M_r — весовое количество продуктов сгорания в кг/м;
 $Q_{см}, Q_r, Q_v$ — часовые расходы рабочей смеси, газа и воздуха в м³/час;
 $O'_{см}, O'_r, O'_v$ — соответственно расходы, приведенные к p и T перед дросселем смеси двигателя;
 L_o — теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания газа в м³/м³;
 L — действительно необходимое количество воздуха для полного сгорания газа в м³/м³;

ΔQ — сокращение объема продуктов сгорания в $\text{м}^3/\text{м}^3$;
 $Q_{\text{п. сг}}$ — количество продуктов сгорания в $\text{м}^3/\text{м}^3$;
 H_u — теплотворная способность газа в $\text{кал}/\text{м}^3$;
 $H_u^{\text{см}}$ — теплотворная способность рабочей смеси в $\text{кал}/\text{м}^3$;
 g_e — удельный расход газа в $\text{м}^3/\text{л. с. час}$;
 $(C'_v)_{t_c}$ — средняя суммарная теплоемкость м^3 рабочей смеси при $V = \text{const}$ и t_c в $\text{кал}/\text{м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$;
 $(C''_v)_{t_z}$ — средняя суммарная теплоемкость м^3 рабочей смеси при $V = \text{const}$ и t_z в $\text{кал}/\text{м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$;
 $(C''_p)_{t_r-t_{\text{см}}}$ — средняя суммарная теплоемкость м^3 продуктов сгорания при $p = \text{const}$ и $(t_r - t_{\text{см}})$ в $\text{кал}/\text{м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$;
 $\Delta\text{CO}, \Delta\text{H}_2, \Delta\text{CH}_4, \Delta\text{CO}_2, \Delta\text{N}_2, \Delta\text{O}_2$ — объемные доли компонентов газа в процентах объема;
 W — абсолютная влажность топлива в процентах;
 N_i — индикаторная мощность двигателя в л. с.;
 N_e — эффективная мощность двигателя в л. с.;
 $N_{\text{т}}$ — мощность двигателя, расходуемая на трение, в л. с.;
 N_{e_0} — эффективная мощность, приведенная к нормальным условиям, в л. с.;
 $\% N_e$ — процент использования эффективной мощности при дросселировании;
 n — число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту;
 φ — угол опережения зажигания в градусах поворота коленчатого вала;
 t_α — продолжительность сгорания рабочей смеси в секундах;
 α_0 — продолжительность сгорания рабочей смеси в градусах поворота коленчатого вала;
 v_α — скорость распространения фронта пламени в м/сек.
 $\frac{d_p}{d_\alpha}$ — условная скорость нарастания давления в $\text{кг}/\text{см}^2$ на один градус поворота коленчатого вала;
 Q_0 — располагаемое тепло в $\text{кал}/\text{час}$;
 Q_e — тепло, реализованное в эффективную работу, в $\text{кал}/\text{час}$;
 Q_w — тепло, отводимое в охлаждающую воду в $\text{кал}/\text{час}$;
 Q_g — тепло, отводимое с выхлопными газами в $\text{кал}/\text{час}$;
 Q_r — остаточный член теплового баланса в $\text{кал}/\text{час}$;
 q_e, q_w, q_g, q_r — соответственно в процентах;
 b_0 — нормальное барометрическое давление в мм Hg;

T_0 — абсолютная нормальная температура в $^\circ\text{C}$;
 b — замеренное барометрическое давление в мм Hg;
 b_n — нормальное разрежение смеси в мм Hg для двигателя с данной газогенераторной установкой;
 b_1 — разрежение смеси перед дросселем двигателя в мм Hg;
 φ_0 — относительная влажность воздуха;
 p_s — парциальное давление водяного пара в мм Hg при температуре окружающего воздуха;
 d — диаметр отверстия дроссельного прибора в м;
 D_1 — диаметр трубопровода в м;
 α_1 — коэффициент расхода;
 ε_0 — поправочный множитель, учитывающий расширение протекающего вещества при снижении давления во время протекания через дроссельный прибор;
 k_t — поправочный множитель, учитывающий тепловое расширение дроссельного прибора;
 γ_1 — вес единицы объема протекающего вещества в $\text{кг}/\text{м}^3$, соответствующий его состоянию перед дроссельным прибором;
 h — показания микроманометра в мм H_2O ;
 ε — степень сжатия двигателя;
 i — число цилиндров двигателя;
 V_h — рабочий объем цилиндров в л;
 D — диаметр цилиндра в м;
 S — ход поршня в м.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров В. А., Методика тепловых исследований автотракторных двигателей, ОНТИ, 1936.
2. Жоховский М. К. и Разумихин В. Н., Измерение давлений, Каталогиздат, 1938.
3. „Правила № 169 по измерению расхода жидкостей, газов и пара при помощи сопел и диафрагм“, Каталогиздат, 1938.
4. Глаголев, Испытание газовых двигателей, ОНТИ, 1934.
5. Сороко-Новицкий, проф., Испытание автомобильных двигателей, ОНТИ, 1935.
6. Шюле В., проф., Техническая термодинамика, т. 2, 1938.
7. Гриневецкий В. И., проф., Приложения к первому русскому переводу Г. Гюльднер, 1907.
8. Брилинг Н. Р., проф., Двигатели внутреннего сгорания, ГИЗ, 1924.
9. Петров В. А., Теория легких двигателей автомобильного типа, Госмашметиздат, 1934.
10. Дуббель Г., Двигатели внутреннего сгорания, 1932.
11. Мазинг Е. К., проф., Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания, ОНТИ, 1937.
12. Митропольский А. К., проф., О вычислении корреляционных уравнений при малом числе испытаний, Труды Лесотехнической академии им. С. М. Кирова, № 48.
13. Сороко-Новицкий, проф. и Петров В. А., доц., Теория легких двигателей автомобильного типа, НКТП, 1938.
14. Ошеров М. А. и Дунский В., Журн. „Автотракторное дело“, № 8—9, 10, 12, 1938.
15. Рикардо Г. Р., Быстроходные двигатели внутреннего сгорания, 1932.
16. Карпов, проф., Двигатели внутреннего сгорания, Артиллерийская академия РККА, 1932.

О п е ч а т к и

к книге А. М. Гольдберга „Исследование транспортного двигателя,
работающего на газогенераторном газе“

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
4	3 снизу	углеводов	углеводородов	Автора
33	10 „	200 об/мин.	2400 об/мин.	Издательства

Тип. ГЛБИ. Зак. 2277—1500.

ЛК-2
отс-1