

32
НАРКОМЛЕС СССР
ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ УЧЕБНЫМИ ЗАВЕДЕНИЯМИ

Я 354
49

Инж. А. М. Гольдберг

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСПОРТНОГО
ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО
НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ**

ИЗДАНИЕ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКОЙ АКАДЕМИИ ИМ. С. М. КИРОВА
ЛЕНИНГРАД 1941

НАРКОМЛЕС СССР
ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ УЧЕБНЫМИ ЗАВЕДЕНИЯМИ

9 354
49

Инж. А. М. Гольдберг

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСПОРТНОГО
ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО
НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

ИЗДАНИЕ
ЛЕСОТЕХНИЧЕСКОЙ АКАДЕМИИ ИМ. С. М. КИРОВА

ЛЕНИНГРАД
1941



41-32814

Отв. редактор Н. П. Павловский.

Авт. л. 7,0.

Печ. л. 5¹/₂.

М 47114.

Цена 2 р. 50 к.

Подписано к печати 3/IV-41 г.

В 1 печ. л. 68000 знаков.

Заказ № 396. Тираж 250 экз.

Типография «Сов. Печатник», Моховая, 40.

ВВЕДЕНИЕ

В современной технике транспортного газогенераторостроения установилась практика конвертирования на газ двигателей жидкого топлива. Теоретические предпосылки и данные опытов показывают, что подобная практика связана с значительным падением мощности двигателя. Это находится в прямом противоречии с задачами рационального конструирования и эксплуатации и приводит исследователя, конструктора и производителя к напряженным поискам мероприятий, позволяющих стабилизировать мощность двигателя.

Исследовательские работы последних 5—7 лет в области транспортных газогенераторов в СССР и за границей позволили накопить обширные материалы по вопросам стабилизации мощности в двигателях, работающих на генераторном газе. В общем комплексе вопросов, связанном с теорией и практикой работы газомоторной установки, целая серия исследований приобретает особый интерес.

Так, например, проведены обширные опыты по повышению теплотворной способности генераторного газа. Искания в этом направлении имели своей целью подбор рода топлива, оптимальных размеров куска и влажности его (Dupont, Doktoriks, Schläpfer, Hürliman, НАТИ, ВНИДИ, ЛТА имени 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 (Kühne, Schläpfer, проф. Гиттис, проф. Наумов, И. С. Мезин и др.); скоростным методом газификации (Гроздовский и Чуханов, Вознесенский и др.); изысканию возможности уменьшения потерь на излучение в трубопроводах и потерь физической теплоты (Schläpfer и Tobler); подогреву бункера и поступающего в генератор воздуха (НАТИ); опытам по присадке водяного пара в зону горения (Kühne) и т. д. Кроме того, была поставлена серия экспериментов для нахождения путей обогащения газа. Таковы работы

проф. Карпова по введению в зону горения газогенератора тяжелых углеводородов, опыты НАТИ по карбюрированию газозвдушной 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, данные пределы все же на 35—30% меньше пределов теплотворной способности бензиновоздушной смеси.

Несомненный интерес представляют также искания методов, позволяющих увеличить коэффициент наполнения двигателя, работающего на генераторном газе. Конструктивные мероприятия, разработанные в этом направлении НАТИ и экспериментальными отделами Московского автомобильного им. Сталина и Челябинского тракторного заводов, привели к созданию рациональных типов газоохладителей и газоочистителей, обеспечивающих небольшие сопротивления и невысокие температуры газозвдушной 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. Экспериментальные отделы ЗИС и ЧТЗ, добиваясь повышения коэффициента наполнения, разработали и проверили целесообразность изменения фаз распределения, увеличение высоты подъема и сечения всасывающего клапана и увеличение размеров проходных сечений всасывающего коллектора.

В результате комплексного применения указанных мероприятий, коэффициент наполнения конвертированного двигателя может быть повышен на 8—12%.

Ряд исследований проведен также по изысканию методов повышения относительного коэффициента полезного действия. После опытов Kühne и Koch над изменением моментов запала в двигателе, работающем на генераторном газе, выбору режимов по зажиганию уделяется большое внимание. В последнее время НАТИ и экспериментальным отделом завода им. Сталина проделаны интересные работы по подбору рациональной для генераторного газа формы камеры сгорания, расположению всасывающего клапана, выбору местоположения свечи и усилению всей системы зажигания. Сумма таких мероприятий, влияющих на величину относительного к. п. д., дает возможность значительно компенсировать падение мощности.

Многочисленные опыты (Kühne, Finkbeiner, Hibendik, НАТИ, ВНИДИ и др.) по увеличению степени сжатия в двигателях, ра-

ботающих на генераторном газе (повышение относительного к. п. д.) подтвердили, что увеличение степени сжатия 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.

Следует отметить также работы проф. Гиттиса, Kühne и др. по нагнетанию газозвдушной смеси при помощи компрессора (повышение коэффициента наполнения), по увеличению литража и оборотов двигателя (экспериментальные отделы заводов ЗИС и ЧТЗ) и др.

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

Последние модели транспортных двигателей, работающих на генераторном газе типа ЗИС-21, МГ-17, и КОДЖУ, созданные на базе двигателей для жидкого топлива, имеют конструктивные параметры и особенности, резко отличающиеся от последних. По данным заводских конструкторских бюро эти двигатели развивают мощность, близкую к мощности двигателей, работающих на жидком топливе, 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 должно 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 исследовательских институтов ставили своей задачей только изучение частных параметров рабочего процесса или проверку конструктивных приемов повышения мощности двигателя.

Богатый литературный материал, по исследованию легких двигателей жидкого топлива (Рикардо, Джодж, проф. Брилинг, проф. Сороко-Новицкий и др.) и стационарных двигателей (Hellschmidt, Nägel, Nusselt, 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 двигателей иных категорий или на основании результатов отдельных опытов. Такой метод, повидимому, играет решающую роль в конструировании, так как еще нет законченных, систематизированных и обоснованных последовательно проведенными экспериментами сведений о характере протекания рабочего процесса в газовом двигателе транспортного типа.

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

Настоящая работа, основываясь на экспериментальном исследовании транспортного двигателя, работающего на генераторном газе, является попыткой дать проверенные опытом теоретические основания тем вопросам, в которых до сего времени господствовала преимущественно интуиция, доминирующим методом конструирования был метод аналогии, а вопросы рационального проектирования решались, зачастую, паллиативными приемами.

Работа проводилась автором в лаборатории кафедры тяговых машин Лесотехнической академии им. С. М. Кирова в 1939/40 г. Научным консультантом являлся доктор технических наук, проф. Д. Н. Дьяков.

МЕТОДИКА ПОСТАНОВКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РАБОТ И ОБРАБОТКИ ОПЫТНОГО МАТЕРИАЛА

Опытная установка. Объектом исследования служил автомобильный двигатель ЗИС-5, 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).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 $\epsilon = 7,2^2$, устранен подогрев всасывающего коллектора, карбюратор заменен смесителем, батарейное зажигание заменено зажиганием от магнето марки СС-6. Литраж двигателя, фазы распределения и размеры клапанов оставлены без изменения.

В процессе исследований двигатель работал на газе, полученным в транспортном древесноугольном газогенераторе типа „Гоен-Пулен“. Газогенератор горизонтального процесса газификации сконструирован и изготовлен в лаборатории ЛТА имени С. М. Кирова и принципиально аналогичен древесноугольному газогенератору ЗИС-31, намеченному для серийного выпуска. Очистка газа производилась в двух последовательно расположенных циклонных очистителях и в поверхностном очистителе тонкой очистки с кольцами Рашига.

Охлаждение газа осуществлялось охладителем радиаторного типа. На двигателе был установлен серийный смеситель конструк-

¹ В. А. Петров Результаты испытаний двигателя АМО-3 после различной продолжительности работы, по материалам завода им. Сталина и аналогичные данные по опытам НАТИ (двигатель „Геркулес WXB“):

² Степень сжатия исследуемого двигателя перед опытами была проверена.

ции НАТИ. Для создания условий газификации, близких к эксплуатационным, газогенератор был установлен на сотрясательном механизме, приводимым в действие электромотором.

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

Опытная установка представлена на рис. 1—4.

Топливо. В качестве топлива для газогенератора использовался древесный уголь простого выжига, торгового качества. Размер кусков и влажность угля подбирались в узких пределах для исключения влияния данных параметров на колебания мощности двигателя.

В соответствии с этими требованиями для опытов были приняты куски угля размером $45 \times 45 \times 65$ мм и с абсолютной влажностью $9,3 \div 10,9\%$. Столь небольшое отклонение в значениях влажности топлива позволило пренебречь колебаниями состава и калорийности газа (2).

Оборудование и измерительная аппаратура опытной установки. Торможение двигателя осуществлялось гидравлическим тормозом типа МАИ, в котором развиваемая двигателем эффективная мощность затрачивается на увеличение кинетической энергии воды, заполняющей тормоз. Питание тормоза водой происходило из промежуточного бака, что обеспечивало поступление воды под постоянным давлением.

Индицирование двигателя проводилось пневмо-электрическим индикатором Dobbie M Jipes типа Фарнборо, работа которого основана на стробоскопическом эффекте. Диаграммы в координатах pt , полученные при помощи индикатора, содержат в себе точки от 100 до 1000 циклов. Таким образом была обеспечена запись всех изменений цикла, получившихся за время снятия диаграммы, что позволяло 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 транспортёре в момент выключения одного цилиндра из системы зажигания.

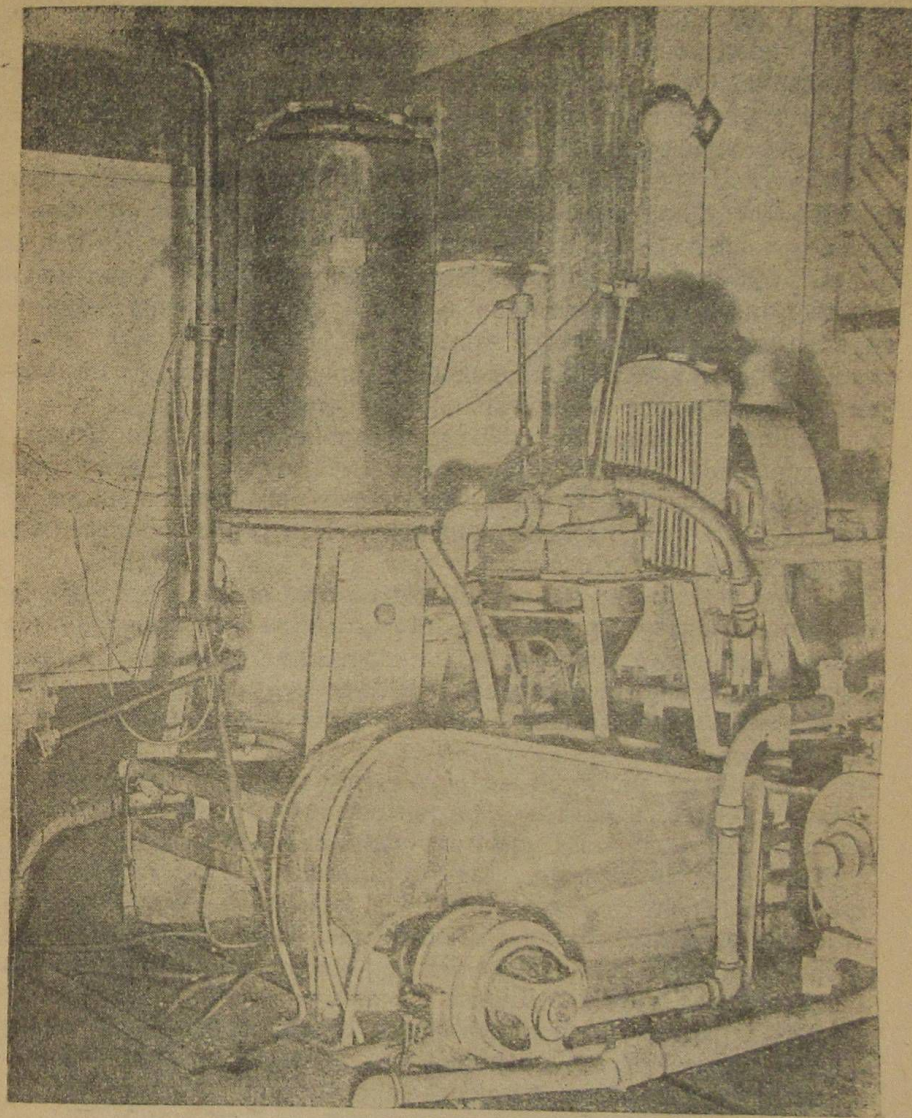


Рис. 1. Опытная газогенераторная установка на стенде.

Давление картерного масла измерялось манометром стандартного типа. Температуры масла, входящей и выходящей из водяной рубашки двигателя воды замерялись 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, соединяющим 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 фиксировался микроманометрами типа Креля. Для амортизации возникающих в результате изменения давлений во всасывающем коллекторе колебаний (пульсации) газа и воздуха, в воздушной трубопровод был включен ресивер, роль которого в газопроводе играл тонкий очиститель-газгольдер.

Регистрация давлений рабочих и отработанных газов (продуктов сгорания) производилась перед смесителем, за дроссельной заслонкой смесителя, перед всасывающим клапаном и после выхлопного клапана первого цилиндра. Измерение производилось ртутными пьезометрами.

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 и 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 проводился прибором Норзе с дожиганием, а определение влажности топлива методом Дина и Старка.

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

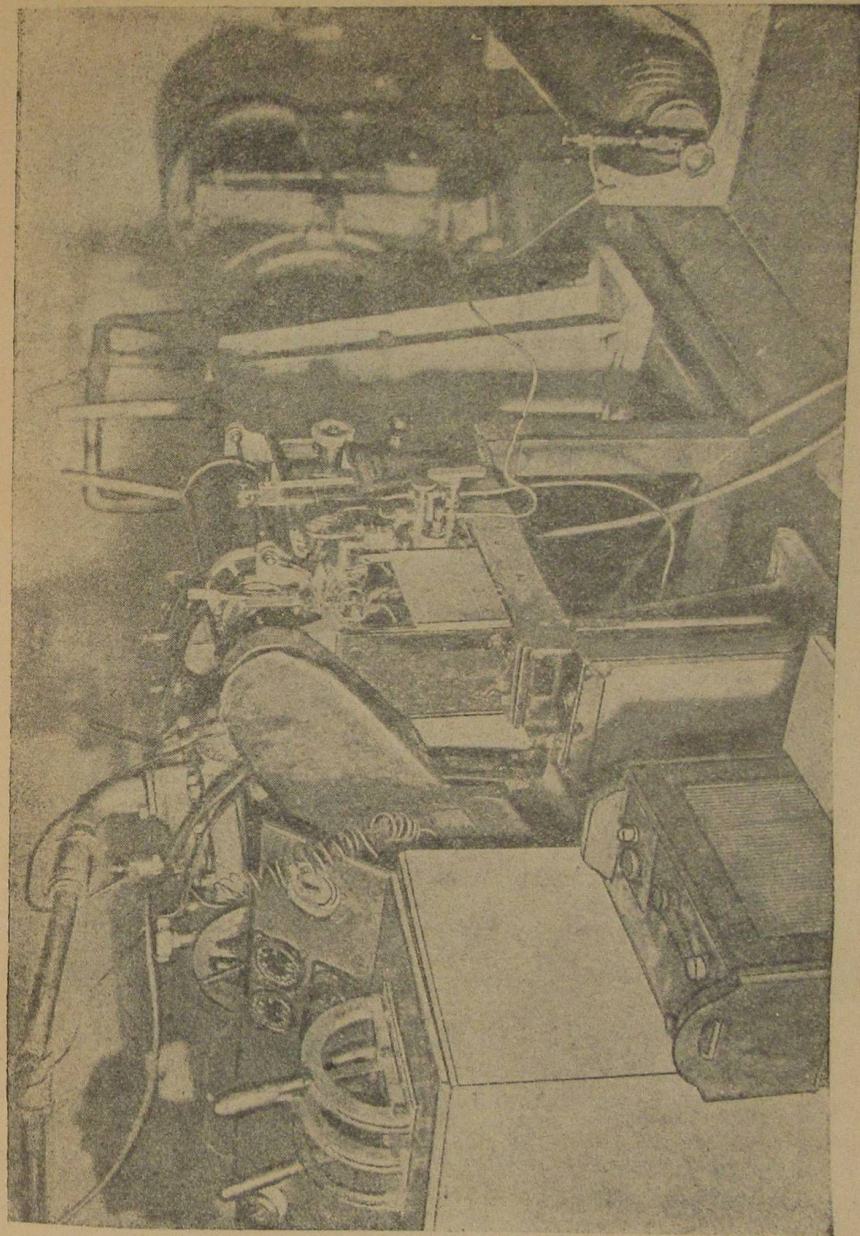


Рис. 2. Исследуемый двигатель, гидротормоз и индикатор.

для определения эффективной мощности по показаниям баланси-
рного указателя тормоза. Полученная величина переводного коэффи-
циента $\alpha = 0,0004$ соответствовала данным заводского паспорта
гидротормоза.

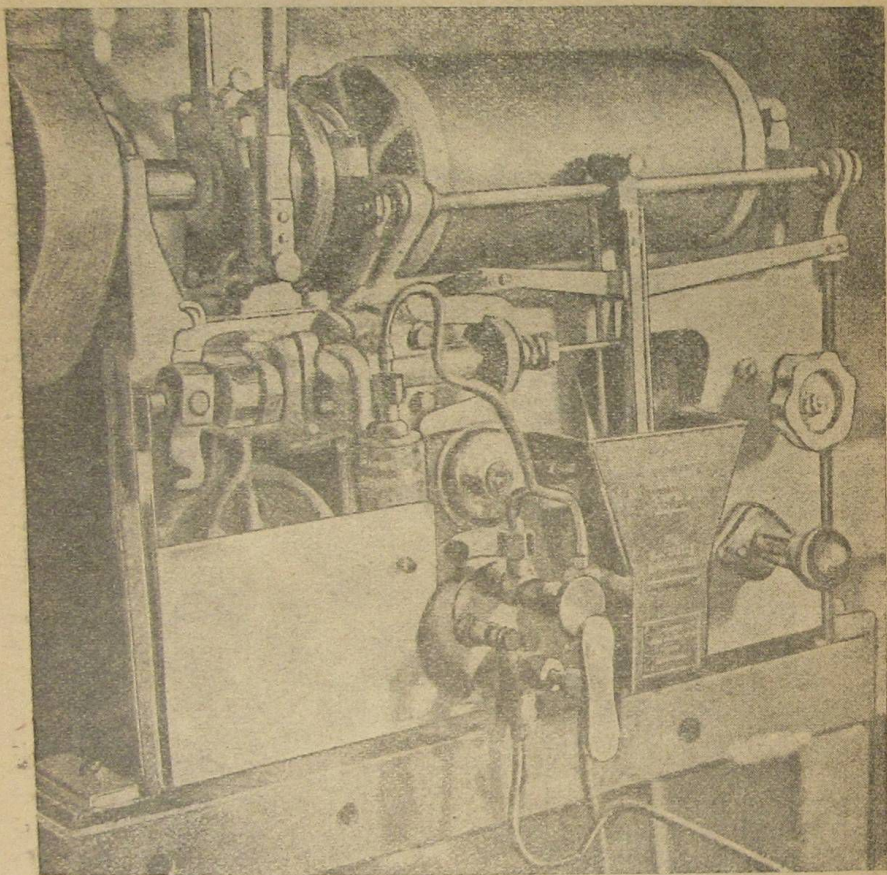


Рис. 3. Индикатор Фарнборо.

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

Индицирующее приспособление было изготовлено по чертежам
фирмы Dobbie M Innes Московским машиностроительным инсти-
тутом им. Баумана и проверено точными калибрами. Тарировка

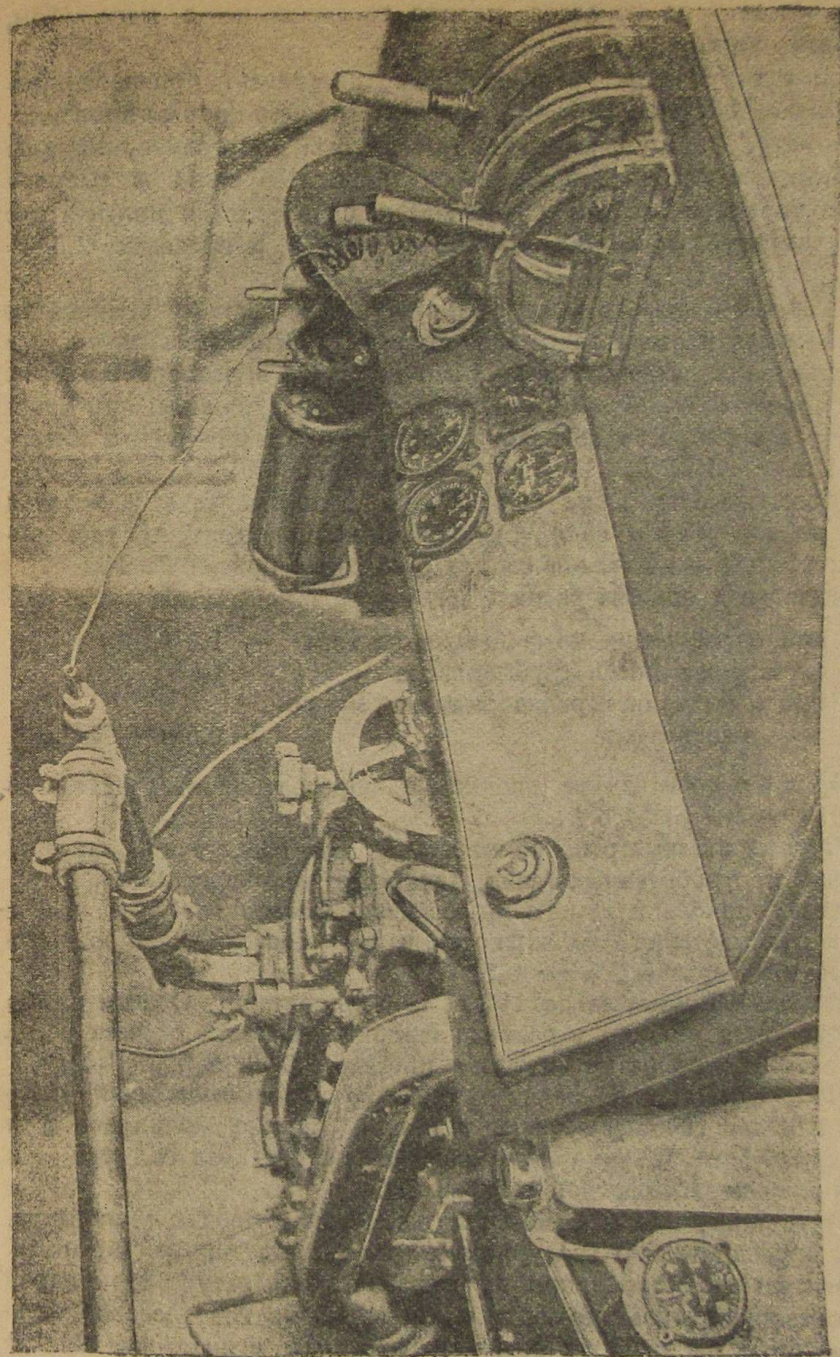


Рис. 4. Пульт управления двигателем.

пружины индикатора показала полное соответствие с масштабом, указанным фирмой.

Планиметрирование индикаторных диаграмм производилось планиметром Амслера. 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 ($n = 800 \div 2400$ об/мин.) в пределах $2,5 \div 0,83\%$.

Масляный манометр и аэротермометры для замера температур воды и масла прошли заводскую проверку. Относительная ошибка при измерении давления масла была принята в размере $2,5\%$ (3). Относительная ошибка в измерении температур воды и масла оценена для рабочего диапазона температур от $60 \div 80^\circ$ в интервале $1,66 \div 1,25\%$.

Дроссельные приборы для замера расходов газа и воздуха были протарированы по трубке Прандтля. Определенный тарировкой коэффициент истечения совпал с данными правил № 169 (4). Относительная ошибка равнялась:

при определении коэффициента расхода	— $1,0\%$
от шероховатости трубопровода	— $1,2\%$
при измерении перепада давлений микроманометром	— $0,5 \div 0,75\%$

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

Ртутные пьезометры, применяемые для регистрации 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 $2,5 \div 0,5\%$ (3).

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

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

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 $2,5 \div$

$2,0\%$. Величина ошибки исключала необходимость вводить поправки (на температуру холодного спая термопары, на теплопроводность предохранительной трубки и др.), так как сумма поправок была менее абсолютной ошибки (6).

Прибор для определения углов опережения зажигания был трижды протарирован, причем относительная ошибка определена в размере 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 Норзе для производства анализов газа с дожиганием подвергался систематической проверке. Относительная ошибка при анализе газов подобным методом находилась в интервале $1,0 \div 0,5\%$.

Общая величина относительных ошибок при определении основных параметров рабочего процесса находилась в пределах:

$n = 800 \div 2400$ об/мин.	
При определении крутящего момента	— $2,4 \div 1,8\%$
" " оборотов коленчатого вала	— $0,8 \div 2,5\%$
" " расходов газа и воздуха	— $1,7 \div 1,6\%$
" " давлений	— $2,5 \div 0,5\%$
" " температур до 100°C	— $1,5 \div 1,0\%$
" " температур $300-600^\circ\text{C}$	— $2,5 \div 2,0\%$
" " угла опережения зажигания	— $2,5 \div 2,25\%$
" " состава газа	— $1,0 \div 0,5\%$

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 на состав и калорийность газа, размеров и влажности топлива, а также значительные колебания процесса газификации по мере выжигания топлива в газогенераторе, приводит к необходимости предварительно произвести выбор:

- 1) размера кусков топлива, обеспечивающего оптимальный режим газификации и пределы в изменениях размера кусков, не дающие заметных колебаний в процессе газификации;
- 2) интервала влажности топлива, в котором состав и калорийность газа не имеют резких колебаний;
- 3) периода выжигания топлива в газогенераторе, в течение которого процесс газификации является устойчивым.

Все исследования проводились при размере топлива $45 \times 45 \times 65$ мм с колебаниями $\pm 5 \div 7\%$ и абсолютной влажностью в $9,3 \div 10,9\%$.

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

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 $300 \div 320^\circ\text{C}$. Такой режим работы газогенератора позволял пренебречь колебаниями в составе газа, в виду их незначительности.

Снятие основных характеристик работы двигателя должно производиться при нормальном тепловом состоянии двигателя. 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 функциональные зависимости, подлежащие исследованию при проведении опытов. Определение характера 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:

$$N_e = f(n)$$

$$Q_e = f(\%N_e)$$

$$Q_z = f(n)$$

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

$$g_e = f(n)$$

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

$$H_u = f(n)$$

$$\Delta\text{CO}, \Delta\text{H}_2, \Delta\text{CH}_4, \Delta\text{CO}_2 = f(n)$$

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

$\alpha = f(n)$	$p_a = f(n)$	$T_a = f(n)$	$p_i = f(n)$
$\eta_v = f(n)$	$\frac{p_a}{p_o} = f(n)$	$T_r = f(n)$	$p_c = f(n)$
$\gamma = f(n)$	$p_r = f(n)$	$T_c = f(n)$	$p_m = f(n)$
$\nu = f(n)$	$\frac{p_r}{p_o} = f(n)$	$T_z = f(n)$	$\eta_i = f(n)$
$p_o = f(n)$	$p_c = f(n)$	$n_1 = f(n)$	$\eta_e = f(n)$
$\xi = f(n)$	$p_z = f(n)$	$n_2 = f(n)$	$\eta_r = f(n)$

Оценка теплового баланса двигателя:

$$Q_e, Q_w, Q_g, Q_r, Q_o = f(n)$$

$$g_e, g_w, g_g, g_r, g_o = f(n)$$

Объем и порядок исследований. В соответствии с характером функциональных зависимостей, подлежащих получению в процессе исследований, все опыты были распределены на три цикла. Объем, характер и условия опытов иллюстрируются следующим рабочим планом-таблицей (см. стр. 18).

Формы технической документации. В процессе проведения опытов составлялся протокол испытаний двигателя. Периодичность записей в протоколе регламентировалась принятым порядком испытаний, но во всяком случае производилась не реже чем через 5 минут. Индексирование двигателя протоколировалось специальной ведомостью с указанием основных показателей режима. Анализы выхлопного и генераторного газов (произведенные, как правило, в процессе испытаний) и результаты анализов топлива на влажность также заносились в ведомость. Велся дневник испытаний. Образцы форм технической документации прилагаются в конце книги.

Основные формулы и методы подсчетов. Приведение мощности к нормальному давлению, температуре и сухому атмосферному воздуху для двигателей жидкого топлива обычно проводится по стандартной формуле приведения:

$$N_{c0} = N_c \cdot \frac{b_0}{b} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_0}} \cdot \frac{b}{b - \varphi_0 P_s}$$

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

а) Нормальное разрежение перед дросселем смеси для данной газогенераторной установки, определенное опытным путем, характе-

С О Д Е Р Ж А Н И Е			О П Ы Т О В	
Первый цикл			Второй цикл	Третий цикл
Определение $N_e = f(t_{wp})$	Определение $N_e = f(t_m)$	Определение $N_e = f(\varphi)$	Снятие внешних характеристик	Снятие дроссельных характеристик
Переменная	На основании данных предыдущего опыта	На основании данных предыдущих опытов	На основании данных предыдущих опытов.	На основании данных предыдущих опытов.
67—75°	Переменная	Переменный для 5 позиций		
Для каждого режима оборотов подбирается оптимальный угол опережения зажигания по слуху				
Для каждого режима оборотов подбирается оптимальное положение воздушной заслонки.				
Шесть режимов для каждого опыта. $n = 800, 1200, 1600, 1800, 2100, 2400 \text{ об/мин.}$				
Температура воды °Ц	30—10	30—10	30—10	30—10
Температура масла °Ц	4	4	12	8
Угол опережения зажигания в градусах поворота вала.	1	1	1	1
Положение воздушной заслонки	4	4	12	8
Обороты коленчатого вала двигателя в минуту				
Продолжительность режима в минутах				
Продолжительность опыта (в часах)				
Число опытов				
Продолжительность цикла (в часах)				
Примечание	Индицирование двигателя			

ризуется зависимостью $b = 0,032 n$. На эту величину должно быть уменьшено значение нормального барометрического давления.

б). Температура окружающей среды, входящая в формулу, должна быть заменена температурой рабочей смеси перед дросселем смеси двигателя.

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

В соответствии с этими коррективами, формула приведения мощности для данного двигателя примет вид:

$$N_{e0} = N_e \cdot \frac{760 - 0,032 n}{b - b_1 - \varphi_0 P_s} \cdot \sqrt{\frac{273 + t_{cm}}{288}} \text{ л. с.}$$

Подсчет часовых расходов газа и воздуха на основании показаний микроанометров, включенных в дроссельные приборы, производился по выражению, полученному в результате подстановки, в формулу:

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

данных:

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

расчетная формула:

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

$$\begin{aligned} d &= 70 \\ D &= 10 \end{aligned}$$

Коэффициент наполнения двигателя оценивался, как отношение объема свежей смеси, засосанного в цилиндр за один рабочий цикл, и приведенного 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 газовой смеси, замеренный во время опыта и приведенный к температуре и давлению перед дросселем смеси двигателя:

$$Q'_{cm} = Q'_r + Q'_b \text{ м}^3/\text{час},$$

коэффициент наполнения:¹

¹ Предполагается, что газозвушная смесь равномерно распределяется по всем цилиндрам двигателя, что несколько отклоняется от действительности.

$$\eta_v = \frac{Q'_{см}}{i \cdot 60 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot V_h} = \frac{Q'_{см}}{45 \cdot \pi \cdot n \cdot D^2 \cdot S},$$

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

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

Коэффициент избытка воздуха определялся, как отношение объема действительно поступившего в цилиндр двигателя количества воздуха, к теоретическому 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:

$$Q'_в = \alpha \cdot L_0 \cdot Q'_г \text{ м}^3/\text{час}.$$

Расчетная формула:

$$\alpha = \frac{Q'_в}{L_0 \cdot Q'_г},$$

где:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left[0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2 \text{CH}_4 - 0,2 \right] \text{ м}^3/\text{час}.$$

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.

Формулы приведения:

$$Q'_г = Q_g \cdot \frac{P_d}{P_{см}} \cdot \frac{T_{см}}{T_d} \text{ м}^3/\text{час},$$

$$Q'_в = Q_v \cdot \frac{P_d}{P_{см}} \cdot \frac{T_{см}}{T_d} \text{ м}^3/\text{час}.$$

Низшая теплотворная способность газа определялась по формуле с коэффициентами калорийности компонентов по Schüle (7):

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

Определение параметров и коэффициентов теплового расчета проводилось по методу, разработанному проф. Гриневецким (8,9). Давление газов в конце всасывания p_a . Общепринятая формула:

$$p_a = \frac{p_r}{\epsilon} + p_0 \eta_v \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} \cdot \frac{T'_0}{T_0},$$

несколько видоизменена, в соответствии со спецификой газового двигателя, в вид:

$$p_a = \frac{p_r}{\epsilon} + (p_0 - p_{см}) \eta_v \cdot \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} \cdot \frac{T'_{см}}{T_{см}}.$$

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 конце выхлопа 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 двигателя „Геркулес“ (10).

Температура выхлопных газов:

$$T_r = 273 + t_r.$$

Коэффициент остаточных газов:

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

Температура газов в конце всасывания:

$$T_a = \frac{T'_{см} + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma}.$$

Химический коэффициент молекулярного изменения:

$$\mu_0 = 1 - \frac{\Delta M}{1 + \alpha L_0} = 1 - \frac{0,5(\text{CO} + \text{H}_2)}{1 + \alpha L_0}$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}$$

Давление газов в конце сжатия:

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_1}$$

Температура газов в конце сжатия:

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1}$$

Средний показатель политропы сжатия n_1 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 величины n_1 была проверена графическим методом по Дуббелю (11).

Давление вспышки p_z замерялось по индикаторным диаграммам.

Температура вспышки:

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

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

Давление газов в конце расширения p_b определялось по индикаторным диаграммам.

Температура газов в конце расширения:

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

Средний показатель политропы расширения n_2 подсчитывался по аналогии с показателем n_1 .

Коэффициент выделения тепла ξ определялся решением уравнения сгорания.

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

Теплоемкости компонентов рабочей смеси и продуктов сгорания приняты:

По Schüle CO ₂	$C_p = 0,4355 + 6,1 \cdot 10^{-5} t$	кал/м ³
	$C'_v = 0,3515 + 6,1 \cdot 10^{-5} t$	"
N ₂ , O ₂ , H ₂ , CO	$C_p = 0,2974 + 1,756 \cdot 10^{-5} t$	"
	$C'_v = 0,2134 + 1,756 \cdot 10^{-5} t$	"
По Павлову CH ₄	$C_p = 0,4139 + 25,39 \cdot 10^{-5} t$	"
	$C'_v = 0,3299 + 25,39 \cdot 10^{-5} t$	"

Средняя суммарная теплоемкость 1,0 м³ свежей рабочей смеси при $v = \text{const}$ и температуре t_c :

$$C'_v = (\Delta N_2 + \Delta H_2 + \Delta O_2 + \Delta \text{CO})(0,2134 + 1,756 \cdot 10^{-5} t_c) + \Delta \text{CO}_2(0,3515 + 6,1 \cdot 10^{-5} t_c) + \Delta \text{CH}_4(0,3299 + 25,39 \cdot 10^{-5} t_c)$$

Средняя суммарная теплоемкость 1,0 м³ продуктов сгорания при $v = \text{const}$ и температуре t_z :

$$C''_v = (\Delta N_2 + \Delta O_2)(0,2134 + 1,756 \cdot 10^{-5} \cdot t_z) + \Delta \text{CO}_2(0,3515 + 6,1 \cdot 10^{-5} \cdot t_z)$$

Величины, характеризующие двигатель в целом.

Среднее индикаторное давление:

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

Среднее эффективное давление:

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

Среднее давление трения:

$$p_\tau = p_i - p_e$$

Механический к. п. д.

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

¹ Данные по Schüle $\frac{\text{кал}}{\text{кг} \cdot \text{мол} \cdot ^\circ\text{C}}$, отнесенные к T , пересчитаны на $\frac{\text{кал}}{\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}}$ и t методом, приводимым проф. Мазингом (12).

Экономический к. п. д.:

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

где:

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

Термический к. п. д.

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\eta_1 - 1}}.$$

Относительный к. п. д.

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_T}.$$

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:

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

(теплоемкость воды принята $c = 1$)

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 $1,0 \text{ м}^3$ продуктов сгорания при $p = \text{const}$ и температуре: $(t_r - t_{см})$

$$C_p'' = (\Delta N_2 + \Delta O_2) (0,2974 + 1,756 \cdot 10^{-5} \cdot t_r) + \Delta CO_2 (0,4355 + 6,1 \cdot 10^{-5} \cdot t_r).$$

Остаточный член теплового баланса:

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

Удельные расходы тепла на статьи теплового баланса:

$$g_e = \frac{Q_e}{Q_0}, g_w = \frac{Q_w}{Q_0}, \text{ и т. п.}$$

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.

Результаты вычислений сводились в таблицы и наносились на графики в соответствующих координатах. К экспериментальным кривым методом Чебышева (13,14) подбирались уравнения. В итоге возможный максимум относительных ошибок может быть определен как сумма ошибок эксперимента, обработки данных и подбора кривой, что для различных параметров представляется в виде:

	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	2,1—4,5
Температура	1,0—2,5	0,5—0,7	0,3—0,4	1,9—3,5

Примечание: 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

1. Определение оптимальных условий работы двигателя

Качество генераторного газа. В противоположность жидким моторным топливам, имеющим для определенного типа практически постоянный состав и теплотворную способность, калорий-

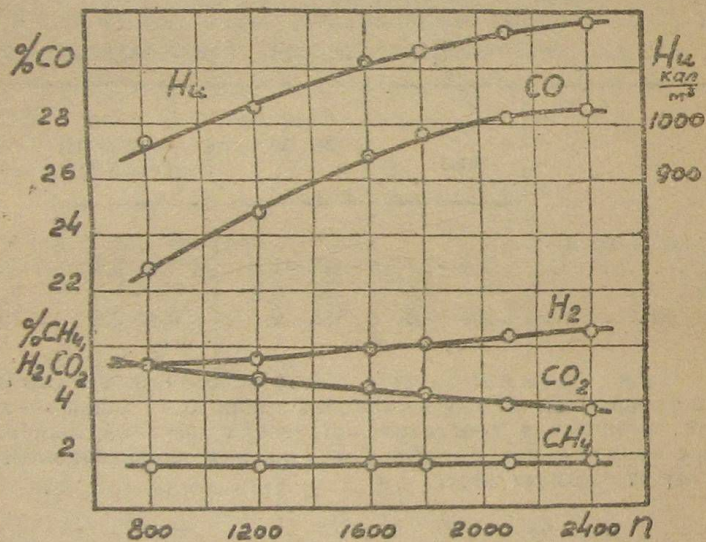


Рис. 5. Изменение состава и теплотворной способности газа в зависимости от режима работы двигателя.

ность и состав генераторного газа вследствие ряда факторов меняется в значительных пределах. Исключая вопросы влияния влажности, размера топлива и конструктивных параметров генератора на состав и калорийность газа (так как исследование проводилось при практически незначительных колебаниях в качестве топлива и

без варьирования в конструкции газогенератора), рассмотрим связь между качеством и режимом отбора газа.

Характер протекания кривых $\text{CO}, \text{H}_2, \text{CO}_2 = f(n)$ 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 компонентов CO и H₂, и понижение процентного содержания CO₂, с повышением оборотов коленчатого вала двигателя, находит объяснение в известных положениях Boudourd и Le-Chatelier о равновесии $\text{CO}_2, \text{CO} = f(t)$ и $\text{H}_2\text{O}, \text{H}_2 = f(t)$. Повышение оборотов коленчатого вала двигателя, ускоряя процесс газификации и вызывая рост температур в восстановительной зоне камеры сгорания, приводит к образованию генераторного газа с большим содержанием CO и H₂.

В таблице 1, в зависимости от числа оборотов, представлено изменение состава и теплотворной способности генераторного газа.

Таблица 1

	Размерность	Число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1200	1600	1800	2100	2400
Содержание в газе компонентов	CO ₂	5,27	4,8	4,45	4,23	3,86	3,7
	O ₂	0,33	0,26	0,30	0,60	0,48	0,42
	CO	22,80	24,80	26,80	27,60	28,20	28,60
	CH ₄	1,63	1,56	1,63	1,60	1,70	1,72
	H ₂	5,23	5,47	5,81	6,00	6,30	6,50
Низшая теплотворная способность газа . . .	H _u ккал/м³	969,8	1030,6	1110,7	1132,0	1169,0	1186,0
Теплотворная способность рабочей смеси . . .	H _u ^{см}	515,5	497,2	516,6	525,0	530,1	528,6

При изменении режима работы двигателя в пределах $n = 800 \div 2400$ об/мин., процентное содержание CO увеличивается от 22,8 до 28,6%, H₂ с 5,23 до 6,5%, а содержание CO₂ понижается от 5,27 до 3,7%. Содержание CH₄ (1,5 ÷ 1,72%) практически остается

без изменения. Низшая теплотворная способность генераторного газа возрастает от 969,8 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, с достаточной степенью точности охватывающие полученные в результате опытов данные, имеют вид:

$$\Delta \text{CO} = 16,44 + 92 \cdot 10^{-4} \cdot n - 1,7 \cdot 10^{-6} \cdot n^2$$

% объема

$$\Delta \text{H}_2 = 4,6 + 8 \cdot 10^{-4} \cdot n$$

% объема

$$\Delta \text{CO}_2 = 6,0 - 10^{-5} \cdot n$$

% объема

$$H_u = 767 + 2827 \cdot 10^{-4} \cdot n - 44,44 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 \text{ кал/м}^3.$$

Обычно, при проведении тепловых расчетов газовых двигателей, полагали возможным состав и калорийность газа считать стабильными вне зависимости от режима работы двигателя. Полученные результаты заставляют считать необходимым

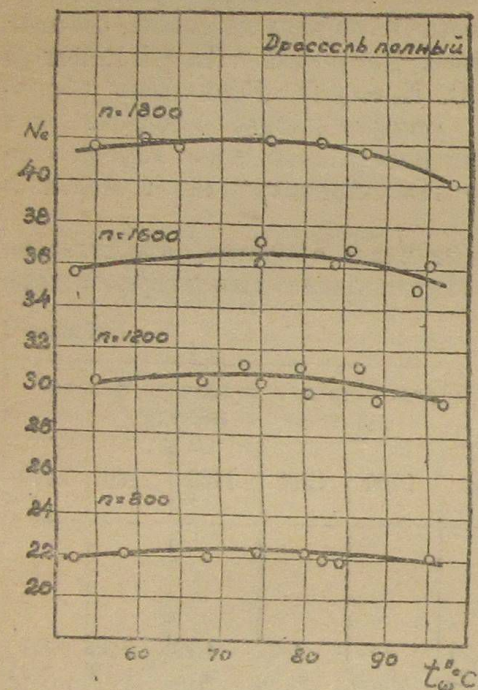


Рис. 6. Влияние температуры охлаждающей воды на мощность двигателя.

при проведении теплового расчета учитывать состав и калорийность газа, меняющиеся с оборотами коленчатого вала двигателя.

Температуры охлаждающей двигатель 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 $70-80^\circ$, значе-

ния эффективных мощностей постепенно возрастают, а затем начинают несколько падать. Это объяснимо одновременным влиянием температуры воды на повышение индикаторного и механического к.п.д. (при $t_w < 70-80^\circ$) и на понижение 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 $t_m \cong 70^\circ$. Некоторое снижение значений эффективной мощности при $t_m < 70^\circ$, повидимому, 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, что несколько компенсирует влияние завихрения.

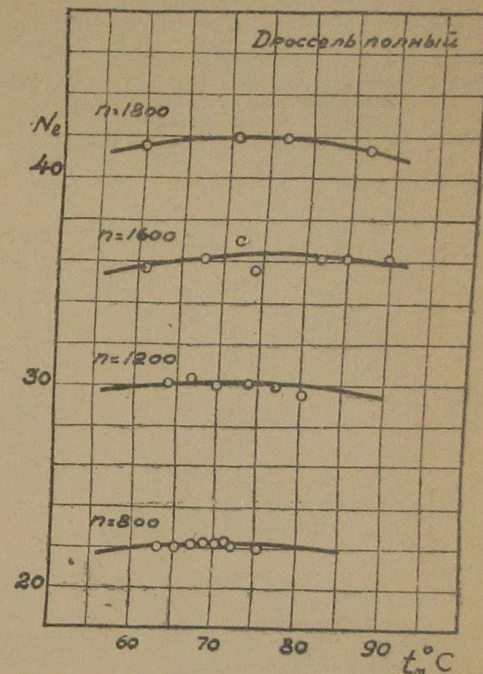
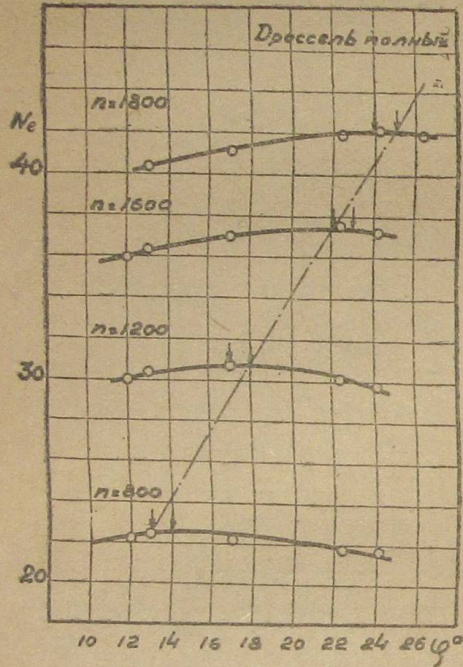


Рис. 7. Влияние температуры картерного масла на мощность двигателя.

Анализ кривых $N_e = f(\varphi)$ устанавливает, что каждому режиму оборотов соответствует только один момент зажигания, при котором эффективная мощность получается наибольшей. Отклонение в значениях угла опережения зажигания от оптимального вызывает заметное понижение эффективной мощности. Прирост в значении оптимального угла опережения зажигания на каждые 100 оборотов коленчатого вала двигателя неодинаков для различных режимов, но в среднем составляет около одного градуса.



2. Исследование рабочего процесса и определение коэффициентов для теплового расчета двигателей

Исследование процесса всасывания. В современных быстроходных двигателях имеет место сдвиг фаз газораспределения по сравнению с теоретическим циклом. Эта мера позволяет улучшить наполнение цилиндров свежей рабочей смесью и повысить степень очистки цилиндров от продуктов сгорания. В конвертированных двигателях фазы газораспределения 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 таблице 2, в зависимости от числа оборотов, приводятся значения величин, характеризующих процессы всасывания и выхлопа, полученных 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

Размерность	Число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту						
	800	1200	1600	1800	2100	2400	
Давление остаточных газов в начале всасывания, p_r	кг/см ²	1,046	1,056	1,063	1,066	1,066	1,067
Температура остаточных газов в начале всасывания, T_r	°Ц абс.	725	757	789	793	797	802
Давление газов в конце всасывания, p_a	кг/см ²	0,912	0,890	0,825	0,799	0,759	0,685
Температура газов в конце всасывания, T_a	°Ц абс.	355,4	357,9	367,2	368,9	376,4	386,0
Коэффициент наполнения, η_v	—	0,832	0,812	0,752	0,734	0,703	0,618
Коэффициент остаточных газов γ	—	0,0845	0,0846	0,0908	0,0943	0,101	0,116

в начале всасывания зависит в основном от сопротивления выхлопной системы и от давления рабочей смеси перед всасыванием. Предполагая, что конструкция выхлопного коллектора достаточно рациональна, отметим, что понижение (по сравнению с двигателями 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:

$$\frac{p_r}{p_0} = 0,986 + 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot n - 0,87 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 \text{ кг/см}^2$$

и является по закономерности примерно аналогичным уравнению первого приближения, полученными доцентом В. А. Петровым (15) для двигателя „Геркулес WXB“, вида:

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

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.

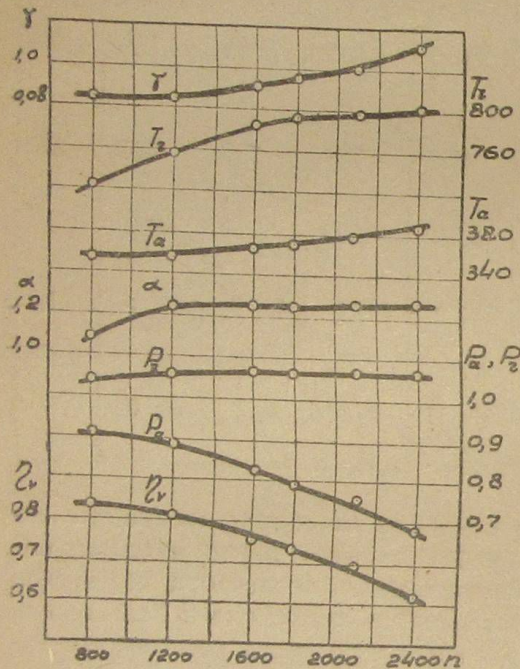


Рис. 9. Величины, характеризующие процессы всасывания и выхлопа.

Некоторое понижение давлений остаточных газов, уменьшая коэффициент остаточных газов, благоприятно сказывается на наполнении двигателя. Полученные данные показывают, что для исследуемых режимов двигателя давление остаточных газов находится в пределах $1,046 \div 1,067 \text{ кг/см}^2$.

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 (15), тепловой расчет по значениям температуры остаточных газов за клапаном без корректировки вызывает ошибку в конечных результатах не более $0,15\%$. 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 возрастание температуры остаточных газов с увеличением оборотов, что является следствием уменьшения охлаждения остаточных газов, вызванное сокращением продолжительности цикла при повышении оборотов.

Экспериментальные данные определяют величину T_r для рассматриваемых режимов исследуемого двигателя в интервале $T_r = 725 - 800^\circ\text{C}$.

Температура остаточных газов двигателя жидкого топлива, по данным В. А. Петрова (двигатель „Геркулес WXB“), 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 теми же температурами в двигателе жидкого топлива, предопределяется режимом сгорания газозоудной смеси, что, вызывая некоторое повышение коэффициента остаточных газов, отрицательно влияет на наполнении 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 ($n = 800 \div 2400$) давление всасывания изменяется в пределах $p_a = 0,91 \div 0,68 \text{ кг/см}^2$. Для двигателя жидкого топлива, по данным В. А. Петрова, $p_a = 0,98 \div 0,9 \text{ кг/см}^2$.

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 главное в результате 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 доста-

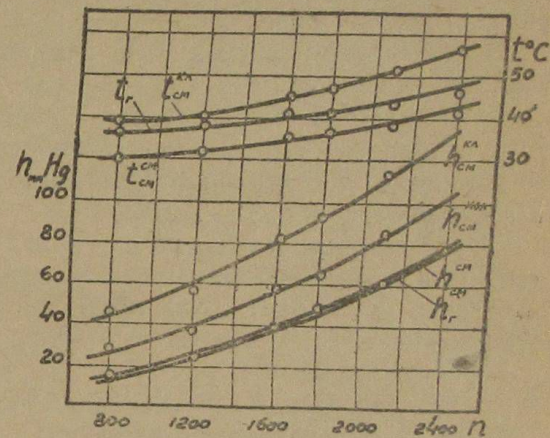


Рис. 10. Изменение температур и разложения рабочей смеси в зависимости от режима работы двигателя.

точной точностью охватывающее полученные опытом точки, имеет вид:

$$\frac{p_a}{p_o} = 0,9 + 0,17 \cdot 10^{-4} \cdot n - 4,8 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 \text{ кг/см}^2.$$

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 температур 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 также способствует высокая степень сжатия. В интервале $n = 800 - 2400 \text{ об/мин}$ температура газов в конце всасывания $T_a = 355 - 386^\circ\text{C}$.

Коэффициент наполнения двигателя. Проведенные опыты определили коэффициент наполнения двигателя в пределах изменения оборотов $n = 800 - 2400 \text{ об/мин}$ 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 газов оказывает на коэффициент наполнения положительное, но весьма незначительное влияние.

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

$$\eta_v = 0,82 + 0,49 \cdot 10^{-4} \cdot n - 5,57 \cdot 10^{-4} \cdot n^2$$

Абсолютные значения коэффициента наполнения в двигателе, работающем на генераторном газе, значительно ниже аналогичных величин в двигателе жидкого топлива. Это объяснимо 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 $\epsilon = \text{const}$ зависит от температур рабочей смеси и остаточных газов, и 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 $\gamma = 0,084 - 0,116$ ($n = 800 - 2400 \text{ об/мин}$), 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 полученной.

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

$$\gamma = 0,1 - 0,3213 \cdot 10^{-4} n + 1,595 \cdot 10^{-4} \cdot n^2.$$

Исследование процесса сжатия

В табл. 3, в зависимости от числа оборотов, представлены значения величин, характеризующих процесс сжатия. Основные параметры получены опытным путем в результате обработки индикаторных диаграмм.

Таблица 3

Показатель политропического сжатия n_1	Размерность	Обороты коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1200	1600	1800	2100	2400
Давление газов в конце сжатия (рабочая диаграмма), p_c	кг/см ²	1,206	1,260	1,261	1,267	1,289	1,291
Давление газов в конце сжатия (нескругленная диаграмма) p_c'	кг/см ²	$\frac{7,32}{6,89-8,5}$	$\frac{7,2}{7,16-7,8}$	$\frac{6,68}{6,52-7,06}$	6,45	5,60	4,80
Температура газов в конце сжатия T_c	°Цабс.	9,87	10,70	9,96	9,75	9,68	8,77
		533,8	598,0	614,7	624,9	665,8	685,9

Показатель политропического сжатия. В работающем двигателе, в отличие от теоретического цикла, в котором линия сжатия представляет адиабату с переменным показателем (при учете переменных теплоемкостей), процесс сжатия происходит при теплообмене со стенками цилиндра, а линия сжатия представляет собой политропическую кривую с переменным показателем.

Рис. 11 показывает по данным опытов изменение истинного показателя политропического сжатия по ходу поршня. Характер

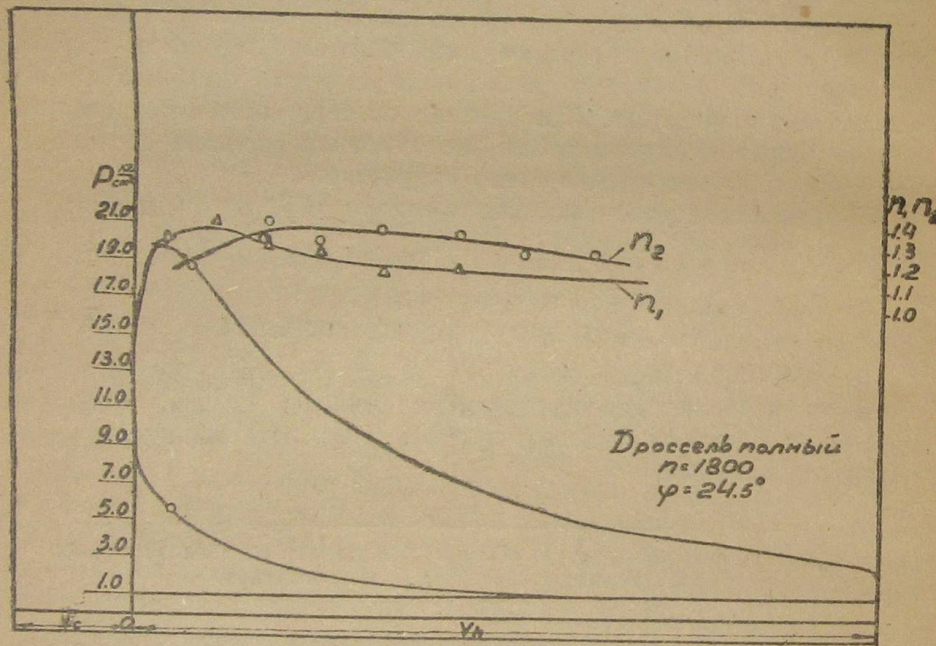


Рис. 11. Характер изменения действительных значений политропических показателей по ходу поршня.

протекания кривой находится в близком соответствии с результатами исследований, опубликованными проф. Дуббелем (11), имея отклонения в связи с конструктивными особенностями исследуемых двигателей.

В начале процесса сжатия, в результате нагревания газов от стенок цилиндра, показатель политропического сжатия повышается. Это явление продолжается до момента выравнивания температуры газов и стенок цилиндра, после чего, за счет более высокой температуры сжимаемых газов, начнется процесс перехода тепла от газов к стенкам, а показатель политропического сжатия будет уменьшаться

Сложность протекания явлений при сжатии рабочей смеси, вследствие наличия теплообмена между газом и стенками цилиндра, а также благодаря зависимости теплоемкости газов от температуры, затрудняет анализ процесса сжатия. В связи с этим обычно принимают линию сжатия с 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 увеличение политропического показателя с повышением скорости вращения коленчатого вала двигателя. Это объяснимо тем, что при больших оборотах сокращается продолжительность процесса всасывания и, следовательно, становится меньше 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:

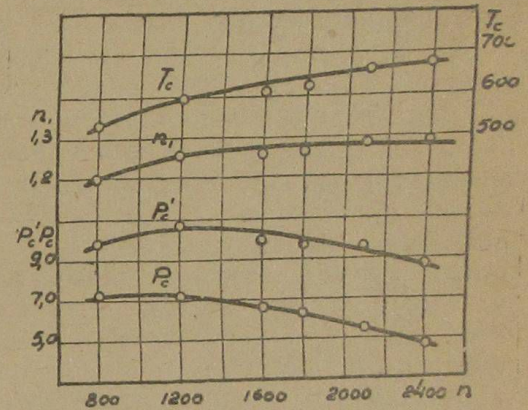


Рис. 12. Величины, характеризующие процесс сжатия.

$$n_1 = 1,336 - \frac{104}{n}$$

Аналогичная зависимость для двигателей жидкого топлива, по данным В. А. Петрова („Геркулес WXB“), представляется в виде:

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

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

Понижение показателей n_1 в данном случае находит свое объяснение в следующих положениях:

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

б) 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 $K=1,41$, для CO_2 , CH_4 — $K=1,28$. Таким образом иные свойства сжимаемых газов приводят также к понижению показателя политропического сжатия.

Для исследуемого двигателя показатель n_1 колеблется в пределах $n_1 = 1,21 \div 1,29$ ($n = 800 \div 2400$ 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 p_a и n_1 . Подтверждением этого служит связь $p_c = f(n)$, приводимая на рис. 12. В пределах изменения оборотов ($n = 800 \div 1600$ об/мин) давление в конце сжатия, определенное по рабочим индикаторным диаграммам, понижает свое значение от $p_c = 7,32 \div 6,68$ кг/см². Повидимому здесь решающее влияние оказывает резкое падение давления в конце всасывания.

Сопоставление полученных данных с цифрами, подсчитанными для теоретического цикла, указывает на значительное понижение величин давлений конца сжатия, полученных из индикаторных диаграмм. Последнее является следствием понижения давлений всасывания и политропического показателя, а также уменьшения действительного значения степени сжатия в результате изменения соотношений объемов v_c и v_h в цилиндре при опережении зажигания.

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:

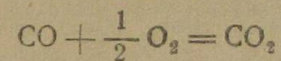
$$T_c = 534 \div 686^\circ \text{C} \quad (t_c = 261 \div 413^\circ),$$

что значительно ниже температур самовоспламенения компонентов генераторного газа.¹ На высоких оборотах температуры газа в конце сжатия достигают величин, близких к температурам самовоспламенения жидких топлив.

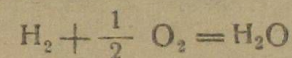
Сравнительно невысокий температурный режим в конце сжатия следует объяснить понижением показателя политропического сжатия и уменьшением действительных значений степени сжатия с повышением оборотов, что дает право считать возможным дальнейшее повышение степени сжатия.

Исследование процесса сгорания

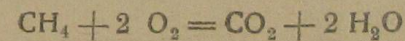
Сгорание газа. Реакции сгорания компонентов генераторного газа представляются в виде:



$$1 \text{ моль} + \frac{1}{2} \text{ моля} = 1 \text{ моль}$$



$$1 \text{ моль} + \frac{1}{2} \text{ моля} = 1 \text{ моль}$$



$$1 \text{ моль} + 2 \text{ моля} = 1 \text{ моль} + 2 \text{ моля}$$

и показывают, что при сгорании окиси углерода в углекислоту и водорода в воду 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 компонентов CO и H_2 возрастает с увеличением оборотов, то теоретически необходимое количество воздуха также увеличивается. В табл. 4, рис. 13 представлены данные опытов, характеризующие количественные показатели газовой смеси до и после сгорания.

¹ По Dixon, Koward [Schüle (7)] температуры самовоспламенения водорода — $580 \div 590^\circ$, окиси углерода — $637 \div 658^\circ$, метана — $556 \div 700^\circ$.

Количество свежей рабочей смеси перед сгоранием возрастает с повышением оборотов. Количество продуктов сгорания также растет, но менее активно, что является следствием большего сокращения объема продуктов сгорания на высоких оборотах. Сокра-

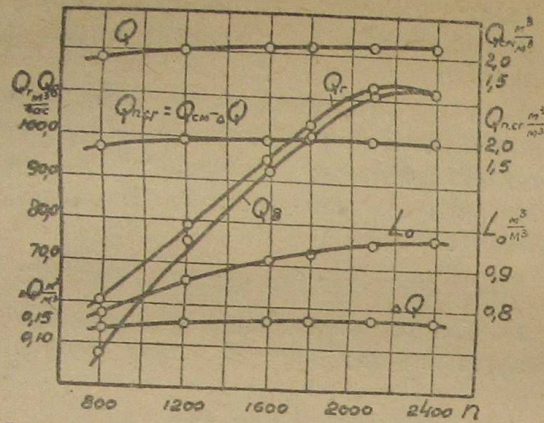


Рис. 13. Изменение количественных показателей газовой смеси до и после сгорания в зависимости от режима работы двигателя.

щение объема продуктов сгорания проявляется более интенсивно на высоких оборотах, так как при этом в составе газа компоненты CO и H₂ занимают больший объем.

Таблица 4

Размерность	Обороты коленчатого вала двигателя в минуту						
	800	1200	1600	1800	2100	2400	
Теоретически необходимое количество воздуха, L ₀	m³/m³	0,797	0,857	0,918	0,923	0,960	0,977
Коэффициент избытка воздуха, α		1,105	1,252	1,253	1,253	1,255	1,272
Количество рабочей смеси перед сгоранием, Q _{см}	$\frac{m^3 \text{ смеси}}{m^3 \text{ газа}}$	1,881	2,073	2,150	2,156	2,205	2,243
Сокращение объема рабочей смеси при сгорании, ΔQ	m³/m³	0,141	0,151	0,163	0,168	0,173	0,176
Количество продуктов сгорания, Q _{п.с.}	m³/m³	1,74	1,922	1,987	1,988	2,033	2,067

Коэффициент избытка воздуха. Максимальная мощность двигателей жидкого топлива обычно обеспечивается регулировкой карбюратора на обогащенную смесь, что соответствует величине α = 0,8 ÷ 0,9. Часть углерода топлива сгорает при этом неполностью в CO₂ и дает продукты неполного сгорания CO.

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, устойчиво работая при значении α > 1.

По опытным данным коэффициент избытка воздуха изменяется с оборотами в интервале α = 1,1 — 1,27 (n = 800 ÷ 2400), что объясняется переменным качеством газа. Кривая α = f(n), представленная на рис. 9, имеет уравнение вида:

$$\alpha = 1,215 + \frac{215}{n} - \frac{237000}{n^2}$$

Тот факт, что газовый двигатель работает с избытком воздуха в 10—20%, дает основание предполагать о возможности повышения мощности двигателя путем уменьшения количества воздуха в рабочей смеси. Поиски конструктивных приемов, позволяющих перейти к работе двигателя при α < 1, должны явиться предметом исследовательских работ. Следует полагать, что работа в этом направлении должна быть направлена на решение вопросов, связанных с повышением скорости горения.

Состав продуктов сгорания. Качественный и количественный состав продуктов сгорания иллюстрируется рис.14 и табл. 5. Анализ кривых показывает, что при полном сгорании газов, когда α > 1 основными компонентами продуктов сгорания являются: CO₂ — продукт полного сгорания углерода и метана, N₂ воздуха, свободный кислород воздуха и H₂O — продукт полного сгорания водорода и метана.

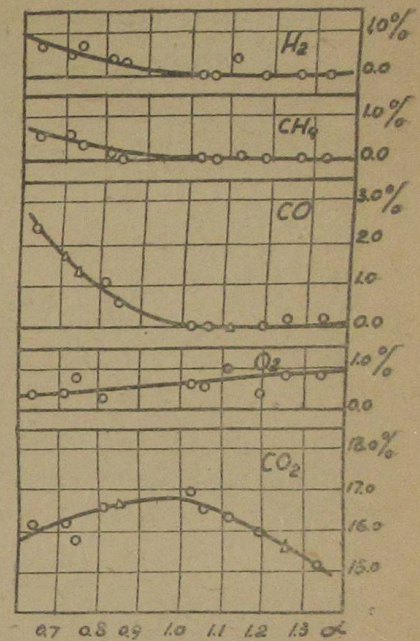


Рис. 14. Изменение состава продуктов сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

При неполном сгорании, когда $\alpha < 1$ компонентами продуктов сгорания будут: CO_2 — продукт полного сгорания части окиси углерода и метана, CO ; CH_4 ; H_2 — результаты неполного сгорания, следы кислорода — повидимому результат несовершенства перемешивания смеси, N_2 воздуха и H_2O — продукт полного сгорания части водорода и метана.

Таблица 5

	Размерность	Обороты коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1200	1600	1800	2100	2400
Содержание компонентов в продуктах сгорания при $\alpha > 1$. . .	CO_2 в % объема	16,5	15,6	15,6	15,6	15,6	15,5
То же	O_2 "	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	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 уве-

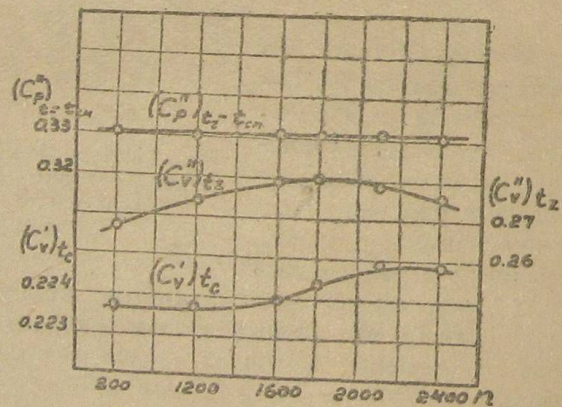


Рис. 15. Изменение теплоемкостей рабочей смеси и продуктов сгорания в зависимости от режима работы двигателя.

личением температуры, следует установить, в какой мере происходит колебание значений средней суммарной теплоемкости ра-

бочей смеси при различных режимах работы двигателя. Данные показывают (табл. 6, рис. 15) ярко выраженный характер изменения средних суммарных теплоемкостей свежей рабочей смеси $(c'_v)_{t_c}$ и продуктов сгорания $(c''_v)_{t_z}$ в зависимости от оборотов двигателя, что нетрудно объяснить увеличением температур и изменением качества газа.

Таблица 6

	Размерность	Обороты коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1200	1600	1800	2100	2400
Средняя теплоемкость рабочей смеси при $v = \text{const}$ и t_c	$(c'_v)_{t_c}$ кал/м³·°C	0,2237	0,2237	0,2239	0,2244	0,2249	0,2248
Средняя теплоемкость продуктов сгорания при $v = \text{const}$ и t_z	$(c''_v)_{t_z}$ "	0,2621	0,2633	0,2661	0,2671	0,2665	0,2656
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

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

Сопоставление абсолютных значений теплоемкости газов двигателя, работающего на генераторном газе, и двигателя жидкого топлива показывает понижение значений теплоемкости 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 теплоемкость 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. 7, не остается стабильным при разных режимах работы двигателя, а уменьшает свою величину с повышением оборотов.

Таблица 7

	Обороты коленчатого вала двигателя в минуту					
	800	1200	1600	1800	2100	2400
Химический коэффициент молекулярного изменения, μ_0	0,928	0,927	0,924	0,922	0,922	0,921
Действительный коэффициент молекулярного изменения, μ	0,934	0,933	0,930	0,929	0,928	0,928

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 действительное 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:

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

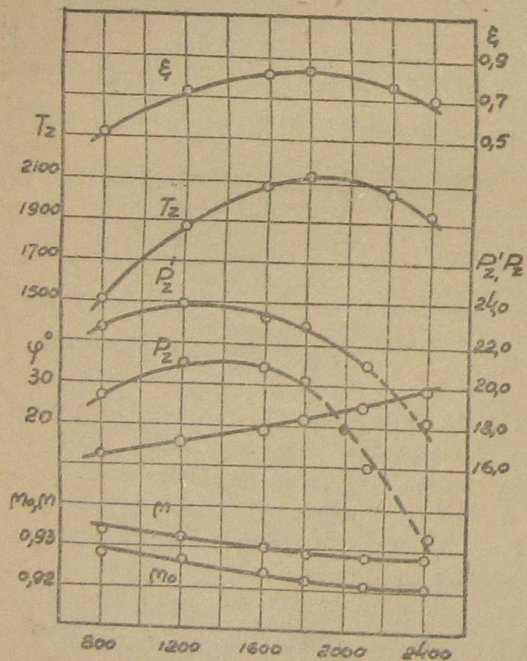


Рис. 16. Величины, характеризующие процесс сгорания.

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. 8, в зависимости от оборотов, приводятся параметры процесса сгорания, полученные в результате обработки индикаторных диаграмм, снятых в процессе торможения двигателя.

Таблица 8

Размерность	Обороты коленчатого вала двигателя в минуту					
	800	1200	1600	1800	2100	2400
Давление сгорания (рабочая диаграмма), p_z	19,33	21,11	21,0	20,35	15,98	—
Давление сгорания (нескругленная диаграмма), p_z'	19,19—20,32	20,32—22,95	20,45—23,16			
Температура сгорания, T_z	22,69	23,92	23,31	23,07	21,12	18,3
Коэффициент выделения тепла, ξ	1509	1879	2078	2122	2047	1940
	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 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 несколько возрастает, а затем постепенно падает, причем при $n > 1800$ 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 $n \geq 1200$ связан с уменьшением значений коэффициента молекулярного изменения и давлений в конце сжатия, а также увеличением температуры в конце сжатия на данных режимах. Абсолютные значения давлений сгорания для исследуемого двигателя находятся в интервале $p_z = 19,19 \div 23,76$ ($n = 800 \div 1600$) и соответственно для нескругленной диаграммы $p_z' = 22,7 \div 23,9 \div 21,1$ кг/см². Сопоставление результатов исследований Finkbeiner (16) с полученными цифрами указывает на несколько меньшие давления газов в конце сгорания в последнем случае. Однако, опытные данные, извлеченные из индикаторных диаграмм, находятся в близком соответствии с результатом работ экспериментального цеха ЗИС (ж. АТД, № 10 1938 г.).

Сравнение результатов исследования с теоретическими подсчетами для двигателей жидкого топлива (проф. Сорока-Новицкий) (15) также приводит к выводу о пониженных давлениях газов в конце сгорания 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 по сравнению с двигателем жидкого топлива, так как теплосодержание смеси из газа и воздуха — меньше теплосодержания смеси из жидкого топлива и воздуха.

г) Работа двигателя, питающегося генераторным газом, при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,1 \div 1,25$ 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, благодаря чему температура и давление конца сгорания понижаются. Так как в продуктах сгорания двигателя, работающего на генераторном газе, углекислоты больше, чем в продуктах сгорания двигателя жидкого топлива, следует предполагать более

активное влияние диссоциации в первом случае. Исследованиям этого вопроса посвящены работы Tizard и Pye (17).

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 двигателя жидкого топлива. Это дает основание полагать, что механическая прочность двигателя не является препятствием для дальнейшего повышения степени сжатия. Как показывают работы НАТИ и проводимые 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:

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

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

Проанализируем это явление в соответствии с указаниями Рикардо (18): „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 остаточными газами“. В нашем сравнении следует учесть также и различные содержания внутренней энергии смеси.

Внутренняя тепловая энергия газовой смеси меньше энергии смеси жидкого топлива с воздухом, что предопределяется 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 от охлаждения через стенки камеры сгорания большие, за счет меньшей скорости и большей продолжительности сгорания

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

Следовательно, все четыре фактора, отмеченные Рикардо, 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 зажи-

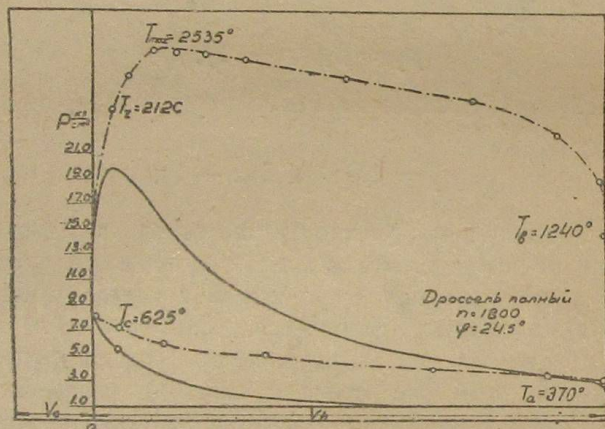


Рис. 17. Характер изменения температур газа по ходу поршня.

гания, T_z появляется на 10—15° позже по ходу расширения, что объяснимо характерным для двигателей, работающих на генераторном газе, явлением догорания смеси в процессе расширения. Изменение температуры газов по ходу поршня иллюстрируется рис. 17 и подтверждается аналогичным анализом других диаграмм.

Коэффициент выделения тепла. Потери тепла в охлаждающую воду, имеющие место 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 большого охлаждения смеси

(большая продолжительность цикла) и менее интенсивного завихрения смеси к концу сжатия. Уменьшение коэффициента наполнения и повышение количества остаточных газов в рабочей смеси на высоких оборотах, параллельно с сокращением продолжительности цикла, уменьшают скорость сгорания. Тепловые потери несколько возрастают, коэффициент выделения тепла снижается.

Для исследуемого двигателя коэффициент выделения тепла изменяется в пределах $\xi = 0,53 \div 0,84 \div 0,7$ ($n = 800 - 1800 - 2400$ об/мин), что свидетельствует о значительно больших потерях в процессе сгорания (по сравнению с двигателями жидкого топлива) и является результатом пониженных скоростей горения газовоздушной смеси.

Пониженные скорости горения приводят к повышенной теплоотдаче в воду, а также способствуют потерям за счет неуспешного сгорания топлива, что 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, как частное от 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 (19) называет подсчитанную данным методом условную скорость результирующей скоростью, указывая, 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.

Проведем анализ процесса 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,¹⁾ находится в пределах $15,0 \div 28,0$ м/сек. Полученные значения, характеризующие скорость сгорания, представлены в таблице 9.

Таблица 9

	Размерность	Обороты коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1200	1600	1800	2100	2400
Оптимальный угол опережения зажигания, φ	градусы пов. кол. вала	13,0	17,0	22,5	24,2	27,0	30,5
Продолжительность сгорания, α_0	градусы пов. кол. вала	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 оборотов двигателя скорость сгорания, постепенно увеличиваясь до $n = 1800$, далее незначительно возрастает. Сопоставление полученных цифр с результатами исследований проф. Брилинга (по скоростям горения бензинов), и проф. Неуманн (горение водорода с воздухом), устанавливает, что скорости горения генераторного газа при данной степени сжатия $\epsilon = 7,2$ близки по своим значениям к результатам указанных исследований.

Рикардо считает, что на скорость сгорания рабочей смеси влияет главным образом интенсивность завихривания 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.

¹⁾ Подобный метод подсчета весьма условен, хотя им пользуются многие исследователи. Повидимому (хотя прямых указаний этому нет) проф. Рикардо, проф. Брилинг также относят скорость сгорания к средней скорости поршня. В целях сопоставления данных, в настоящей работе скорости горения подсчитаны аналогичным методом.

Оценка на основании данных¹⁾ положений приводимых опытов показывает, что в исследуемом двигателе положительное влияние таких факторов как высокие обороты, обеспечивающие при данной рациональной форме камеры сгорания высокую степень завихривания и высокая степень сжатия, безусловно преобладает над влиянием факторов отрицательных. Это создает условия для сгорания газозвушной смеси 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

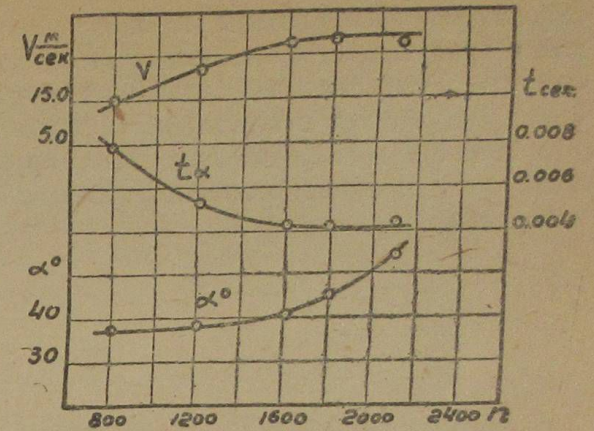


Рис. 18. Изменение продолжительности и скорости сгорания рабочей смеси в зависимости от режима работы двигателя,

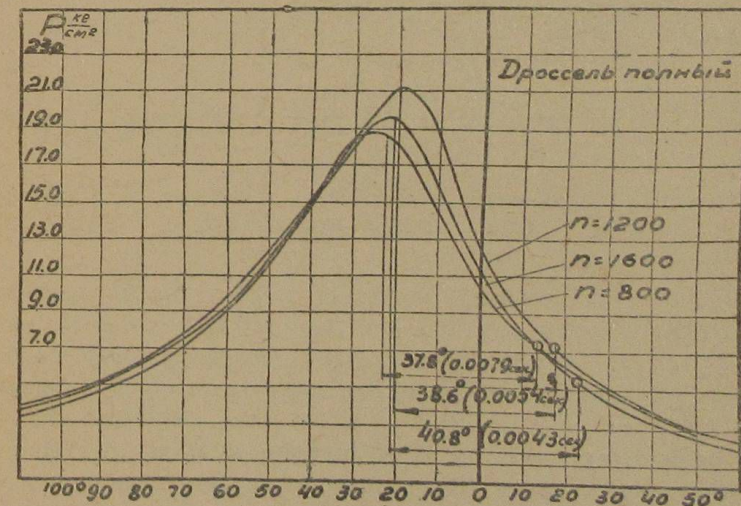


Рис. 19. Изменение продолжительности сгорания рабочей смеси в зависимости от режима работы двигателя (индикаторные диаграммы).

кривой имеет место при $n = 800 \div 1600$ об/мин и более пологое при $n > 1600$ об/мин. Сокращение продолжительности сгорания с повышением оборотов двигателя, повидимому, объясняется интенсификацией завихривания. Продолжительность сгорания, выраженная в градусах поворота коленчатого вала, имеет обратную зависимость. Угол поворота вала, соответствующий периоду сгорания смеси, возрастает с оборотами. Кривая $\alpha_0 = f(n)$, протекая полого при $n = 800-1600$ об/мин, далее круто повышается, что объяснимо резким сокращением продолжительности цикла на высоких оборотах.

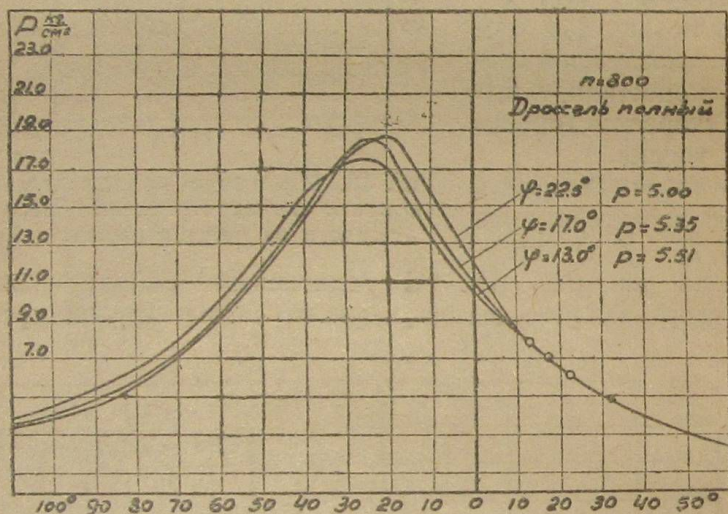


Рис. 20. Индикаторные диаграммы, снятые при различных моментах зажигания.

Сравнение полученных результатов с данными исследований Рикардо (18) показывает, что для нормального режима оборотов ($n = 2100$ об/мин) продолжительность сгорания является близкой по своим значениям к аналогичным данным сгорания бензиновоздушной смеси ($\epsilon = 6$). Причину этого явления также следует отнести к активному влиянию завихривания и высокой степени сжатия. Характер 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

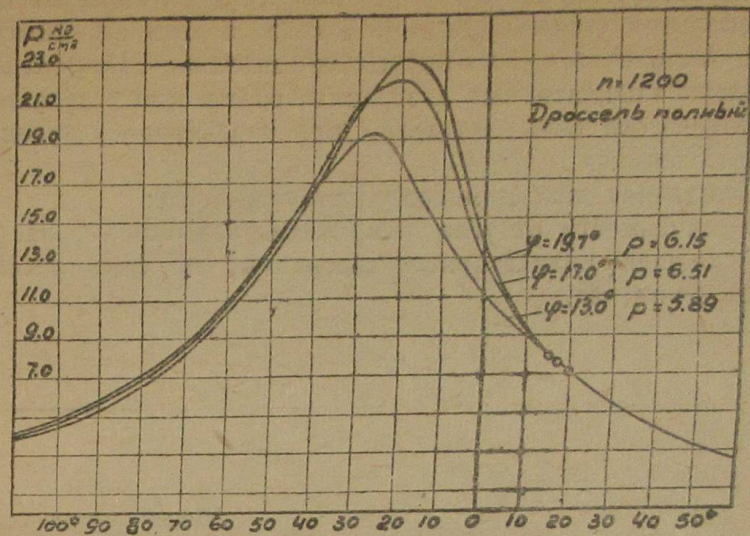


Рис. 21. Индикаторные диаграммы, снятые при различных моментах зажигания.

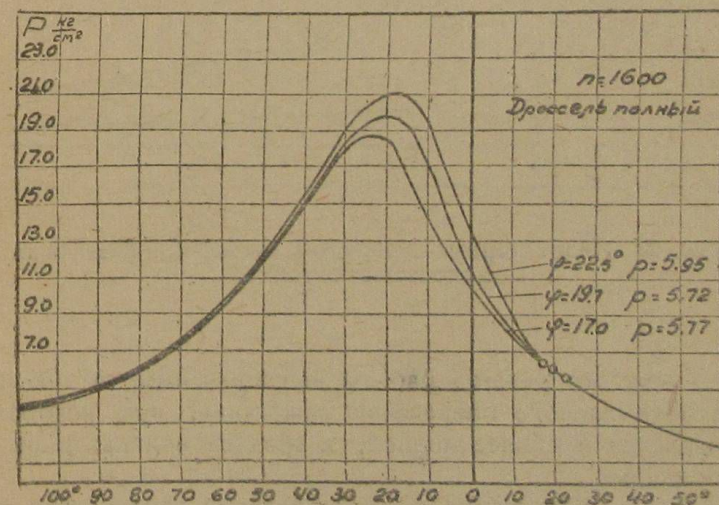


Рис. 22. Индикаторные диаграммы, снятые при различных моментах зажигания.

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 фиг. 20—25 представлены индикаторные диаграммы, снятые при различных оборотах коленчатого вала двигателя, при переменном угле опережения зажигания.

Сопоставление диаграмм позволяет установить:

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

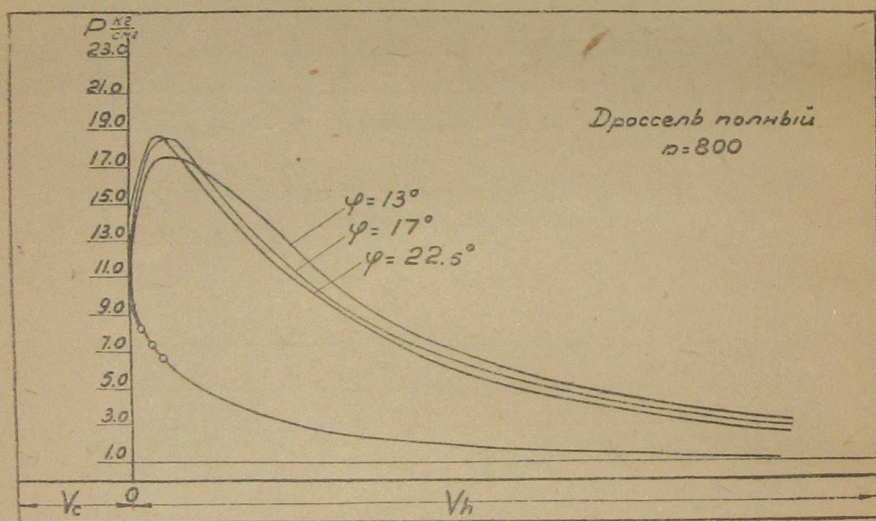


Рис. 23. Индикаторные диаграммы, снятые при различных моментах зажигания.

б) Для каждого режима работы двигателя имеется только одно значение оптимального опережения зажигания, при котором диаграмма является наиболее полной, а среднее индикаторное давление наибольшим.

в) Скорость нарастания кривой давлений неодинакова на различных участках линий сгорания. При переходе к более раннему зажиганию линии расширения расположены ниже, так как тепло-содержание расширяющихся газов при этом меньше.

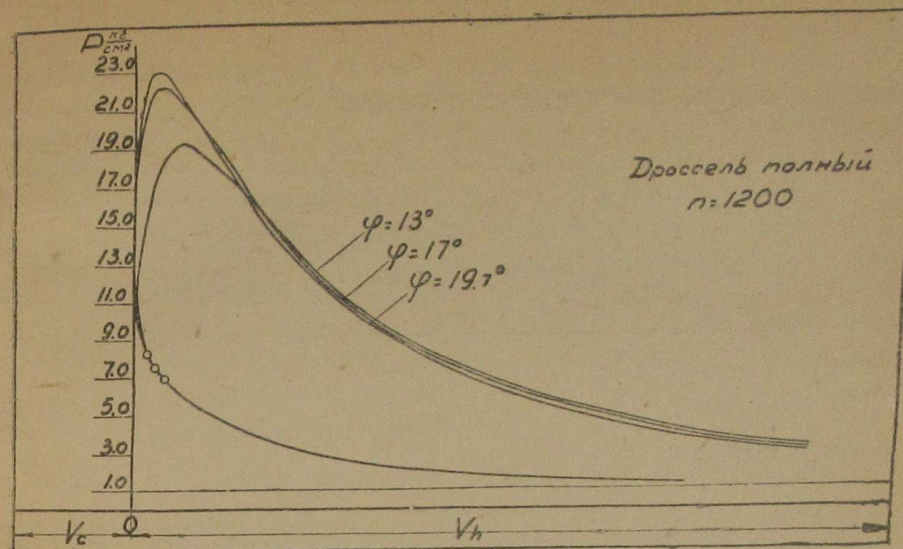


Рис. 24. Индикаторные диаграммы, снятые при различных моментах зажигания.

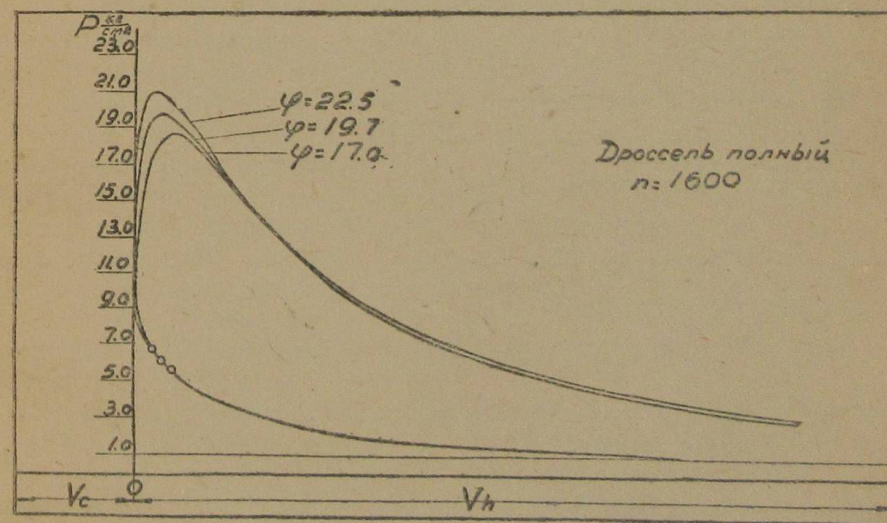


Рис. 25. Индикаторные диаграммы, снятые при различных моментах зажигания.

Исследование процесса расширения.

В табл. 10, в зависимости от числа оборотов, представлено изменение параметров процесса расширения.

Таблица 10

	Размерность	Обороты коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1200	1600	1800	2100	2400
Показатель политропического расширения, n_2	—	1,344	1,316	1,279	1,271	1,241	1,240
Давление газов в конце расширения p_b	кг/см ²	2,89	3,07	3,01	2,98	2,92	2,87
Температура газов в конце расширения T_b И °C _{абс}		774	1018	1198	1243	1274	1210

Показатель политропического расширения. В работающем двигателе процесс расширения происходит по политропической кривой с переменным показателем.

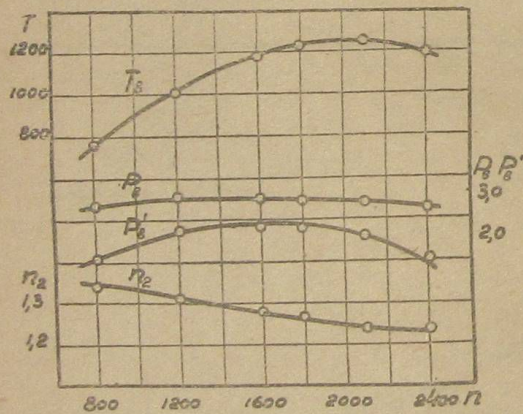


Рис. 26. Величины, характеризующие процесс расширения.

Характер изменения политропического показателя по ходу поршня определяется изменением температуры газа, различной теплоотдачей, догоранием на линии расширения и потерями давления вследствие пропусков газов через поршневые кольца и клапаны. Рис. 11 показывает изменение действительного показателя политропического расширения по ходу поршня. В данном случае, преобладающее 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. 26 приведен характер изменения показателя политропического расширения по оборотам $n_2 = f(n)$, полученный по опытным данным.

Кривая $n_2 = f(n)$ показывает уменьшение показателя политропы расширения с повышением оборотов двигателя. Подобная закономерность объясняется тем, что с повышением оборотов, из-за сокращения продолжительности цикла, уменьшается теплоотдача в воду. 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, а политропическая кривая станет более пологой и с меньшим показателем.

Уравнение, близко характеризующее экспериментальные точки, представляется в виде:

$$n_2 = 1,2 + \frac{120}{n}$$

Аналогичная зависимость для двигателя жидкого топлива („Геркулес WXB“) имеет вид:

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n}$$

Сопоставление этих уравнений показывает меньшее значение показателя политропического расширения для двигателя, работающего на генераторном газе, что 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. 26.

В исследуемом интервале режимов двигателя давление газов в конце расширения изменяется в пределах $p_b = 2,89 \div 3,07 \div 2,87$ кг/см², несколько возрастая до $n = 1200$ 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 оборотов на рис. 26. Характер протекания кривой $T_b = f(n)$ имеет соответствие с кривой $T_2 = f(n)$ и дает основание предполагать, что более резкое изменение температуры сгорания по сравнению с плавным изменением показателя политропического расширения оказывает решающее влияние на величину температур газов в

конце расширения. Для исследуемого двигателя в интервале ($n = 800 \div 2100 \div 2400$ об/мин) температуры газов в конце расширения колеблются в пределах $T_b = 774 \div 1274 \div 1210^\circ$.

Характеристика параметров, оценивающих двигатель в целом.

В табл. 11 представлены основные параметры, характеризующие двигатель в целом в зависимости от оборотов. Данные, приводимые в таблице, получены при индцировании двигателя, проводимым параллельно с торможением.

Таблица 11

	Размерность	Обороты коленчатого вала двигателя в минуту					
		800	1200	1600	1800	2100	2400
Среднее индикаторное давление, p'_i	$\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	5,57	5,95	5,90	5,81	5,45	5,12
Насосные потери, p_r — p_a	"	0,13	0,16	0,24	0,27	0,31	0,38
Среднее индикаторное давление (исправленное), p_i	"	5,44	5,79	5,66	5,54	5,14	4,74
Среднее эффективное давление p_e	"	4,48	4,40	4,08	3,89	3,46	3,05
Среднее давление трения p_T	"	0,96	1,39	1,58	1,65	1,68	1,69
Эффективная мощность двигателя, N_e	л. с.	22,1	32,8	40,2	43,2	44,8	45,1
Удельный расход газа g_e	$\frac{\text{м}^3}{\text{л. с. час}}$	2,68	2,40	2,32	2,37	2,51	2,45

Среднее индикаторное давление. Планиметрирование индикаторных диаграмм (образцы, рис. 27 и 28) позволило определить среднее индикаторное давление. Полученная зависимость $p_i = f(n)$ показана на рис. 29. Пологое протекание кривой следует объяснить уменьшением тепловых потерь с ростом оборотов. Это должно сильнее сказаться у двигателя, работающего на генераторном газе, по сравнению с двигателем жидкого топлива, в

виду меньшего количества тепла, выделяемого при сгорании. Для исследуемого двигателя среднее индикаторное давление находится в пределах $p_i = 5,44 \div 5,66 \div 4,74$ кг/см², что значительно ниже

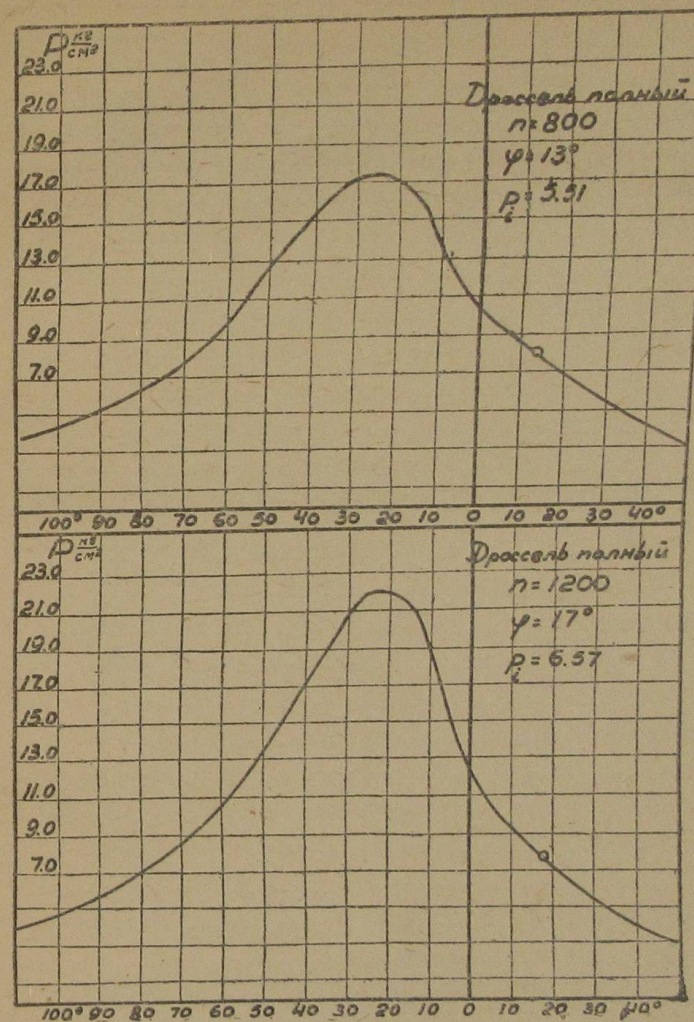


Рис. 27. Образцы индикаторных диаграмм.

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 . Закон изменения давления трения в

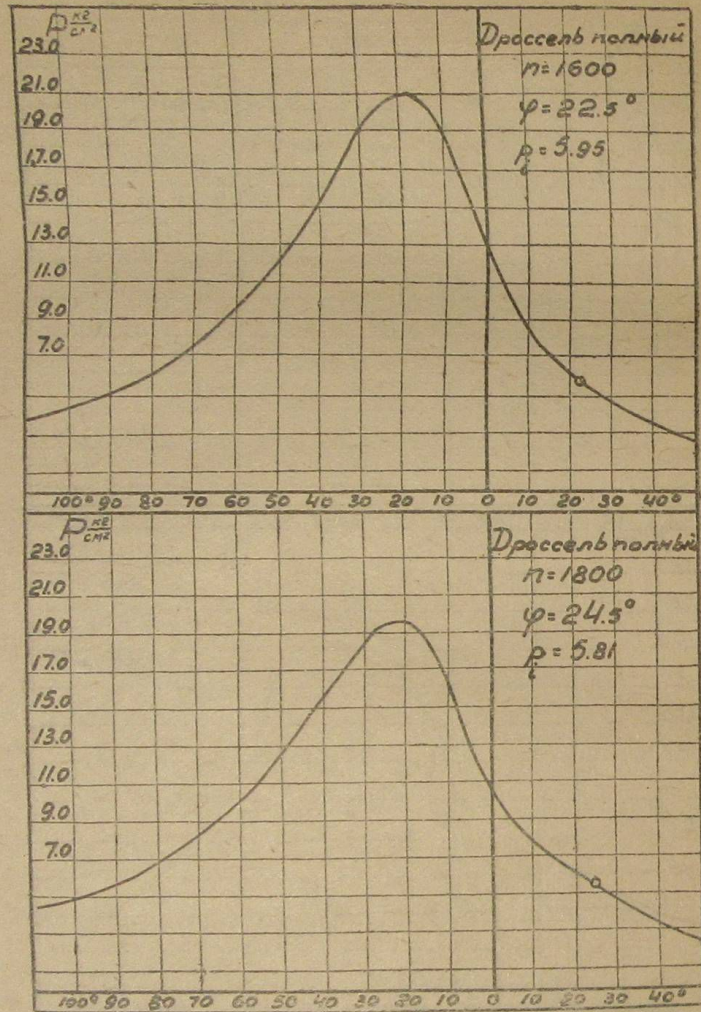


Рис. 27а. Образцы индикаторных диаграмм.

зависимости от оборотов, представленный на рис. 29, показывает нарастающие потери от трения с изменением режима двигателя.

Полученные данные находят подтверждение в работах экспериментального цеха ЗИС (АТД, № 12, 1938 г.).

Среднее эффективное давление. Связь $p_e = f(n)$ представлена на рис. 29. Кривая показывает, что среднее эффективное давление имеет максимум при некоторых средних оборотах (максимуме крутящего момента) и уменьшается в обе стороны. Падение

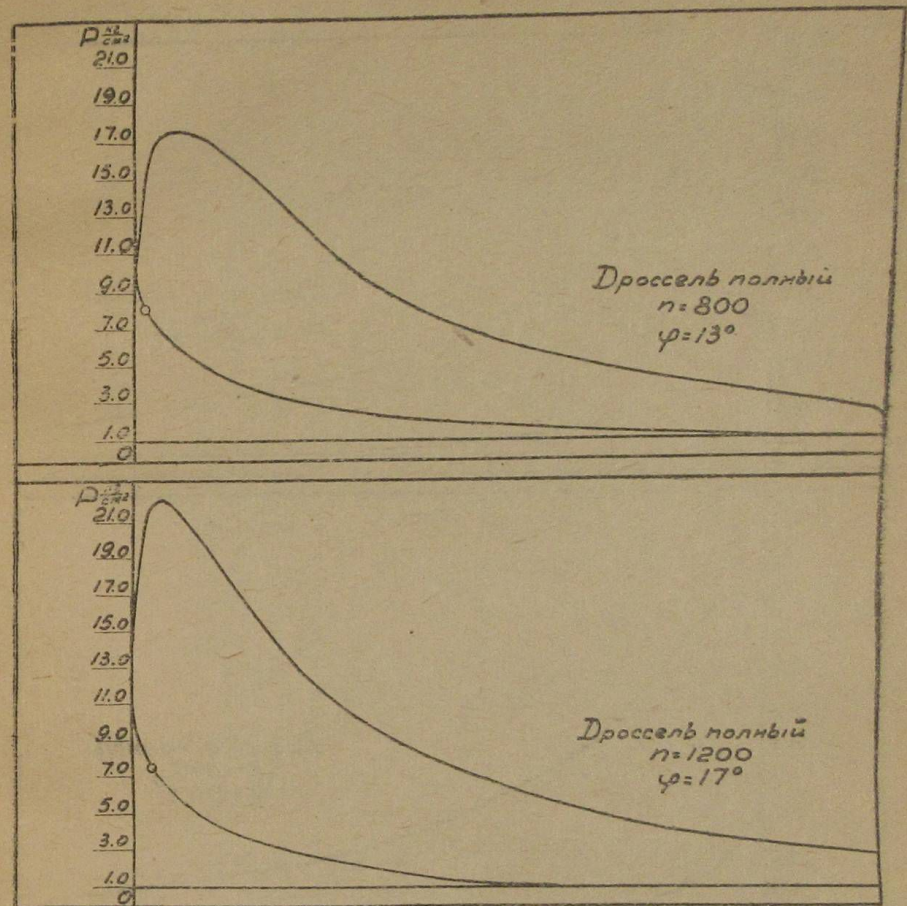


Рис. 28. Образцы индикаторных диаграмм.

эффективного давления с увеличением оборотов объясняется уменьшением коэффициента наполнения и возрастанием давления трения. Абсолютные значения эффективных давлений, полученные опытом, $p_e = 4,48 \div 4,40 \div 3,46$ ($p_e = 800 \div 1200 - 2100$), ниже соответствующих величин для двигателей жидкого топлива вследствие

понижения среднего индикаторного давления и механического к. п. д.

Внешняя характеристика исследуемого двигателя (полный дроссель t_w , t_m , φ — оптимальные) представлена на рис. 29. Ана-

в связи с падением коэффициента наполнения и возрастающими механическими потерями. Исследуемый двигатель при нормальной степени сжатия показал на бензине $N_e = 62$ л. с. при $n = 2200$ 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.

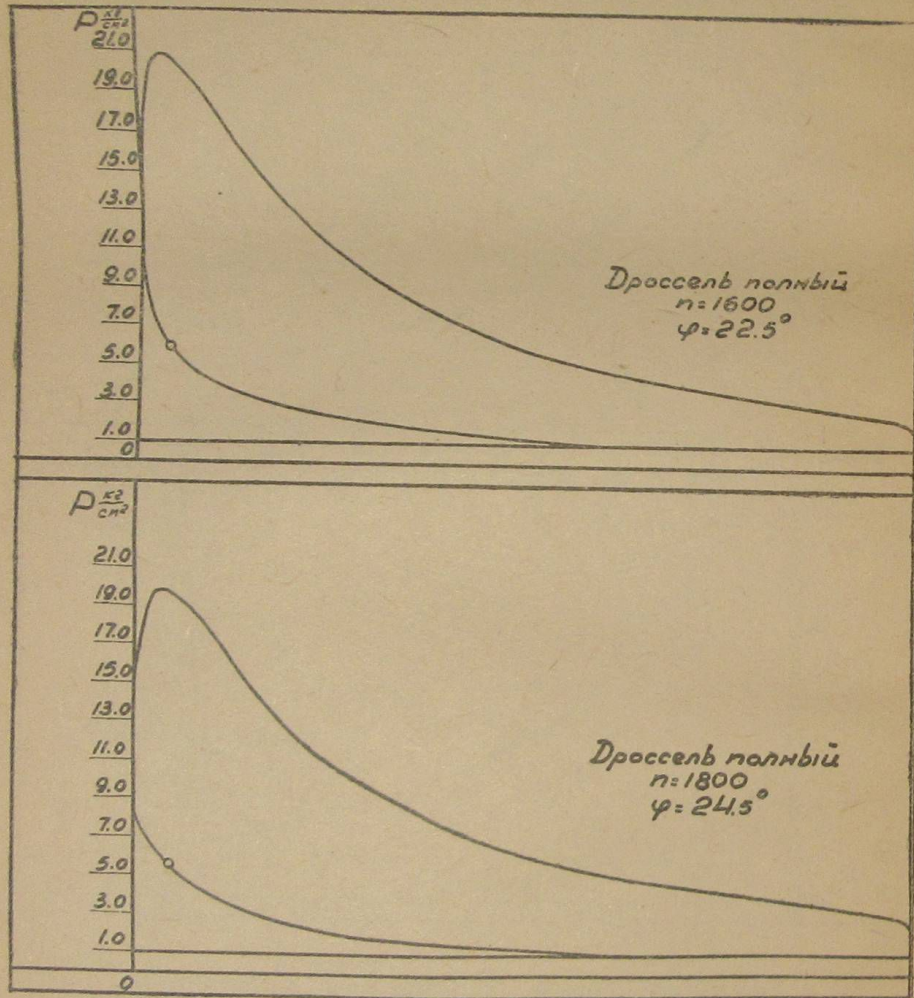


Рис. 28а. Образцы индикаторных диаграмм.

лиз кривой $N_e = f(n)$ показывает, что максимальная мощность $N_e = 44,8$ л. с. соответствует числу оборотов $n = 2100$ об/мин. С увеличением оборотов $n > 1600$ мощность нарастает слабее

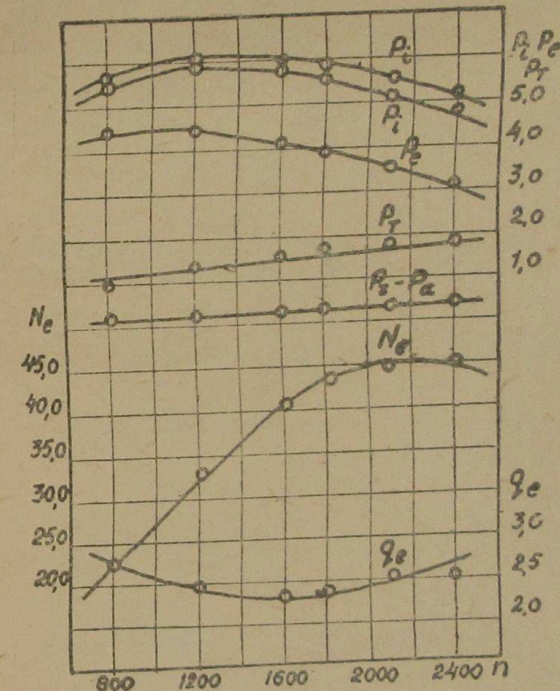


Рис. 29. Величины, характеризующие двигатель в целом.

Удельные расходы газа. На рис. 29 представлен характер изменения удельных расходов газа. По протеканию кривой $g_e = f(n)$ видно, что минимум удельных расходов газа не соответствует максимуму мощности и сдвинут в сторону меньших оборотов.

Коэффициенты полезного действия. В табл. 12 представлены коэффициенты полезного действия исследуемого двигателя в зависимости от оборотов.

	Обороты коленчатого вала двигателя в минуту					
	800	1200	1600	1800	2100	2400
Индикаторный к. п. д. η_i . . .	0,291	0,334	0,340	0,331	0,322	0,336
Термический к. п. д. η_m . . .	0,335	0,402	0,404	0,410	0,435	0,437
Относительный к. п. д. η_g . . .	0,868	0,832	0,842	0,807	0,740	0,766
Механический к. п. д. η_m . . .	0,824	0,761	0,721	0,704	0,674	0,644
Экономический к. п. д. η_e . . .	0,242	0,254	0,245	0,235	0,216	0,218

На рис. 30 показан характер изменения коэффициентов полезного действия в зависимости от оборотов.

Индикаторный к. п. д. Зависимость $\eta_i = f(n)$ приводится на рис. 30. Повышение индикаторного к. п. д. в интервале

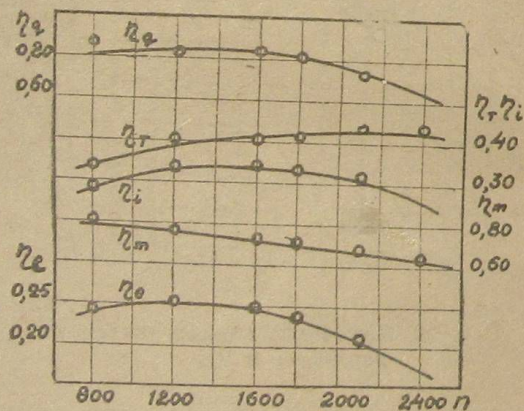


Рис. 30. Коэффициенты полезного действия двигателя.

$n = 800—1800$ об/мин. является следствием увеличения степени использования тепла с повышением оборотов, а понижение его при $n > 1800$ об/мин — результатом увеличения удельных расходов газа и падения механического к. п. д.

Термический к. п. д. Кривая $\eta_T = f(n)$ свидетельствует о возрастании термического к. п. д. с увеличением оборотов двигателя в результате повышения показателя политропического сжатия.

Относительный к. п. д. Кривая $\eta_g = f(n)$ показывает, что к. п. д. действительного рабочего процесса значительно отклоняется от к. п. д. теоретического цикла, имея даже в лучшем случае при наименьшем удельном расходе газа и наибольшем индикаторном к. п. д. величину $\eta_g = 0,842$.

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 $\eta_m = 0,824 \div 0,644$, что несколько меньше аналогичных данных для двигателей жидкого топлива и связано с понижением индикаторных давлений в двигателях, работающих на генераторном газе.

Экономический к. п. д. Кривая $\eta_e = f(n)$, постепенно возрастая в интервале оборотов $n = 800 \div 1800$ об/мин., в связи с понижением удельных расходов газа, достигает своего максимума (при $n = 1800$ об/мин. и g_{\min}) далее падает, в результате повышения удельных расходов газа. Абсолютные величины экономического к. п. д. $\eta_e = 0,22 \div 0,25$ близки по своим значениям к 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.

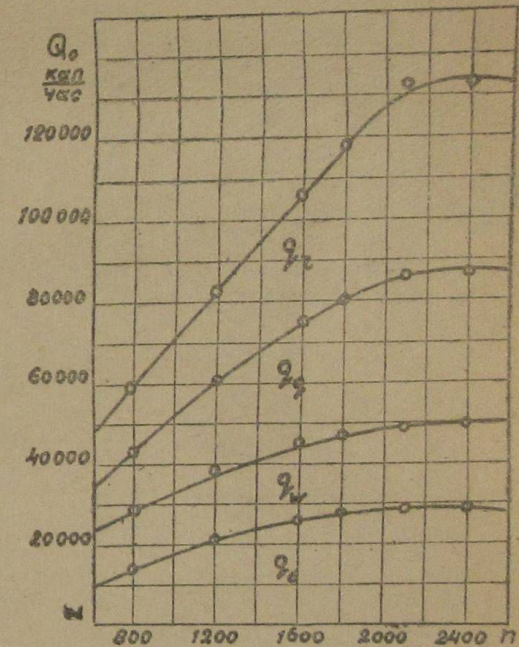


Рис. 31. Тепловой баланс двигателя по внешней характеристике.

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

На рис. 31 представлен тепловой баланс, отнесенный к внешней характеристике двигателя в кал/час. , а на рис. 32—тепловой баланс в процентах по отношению к располагаемому теплу.

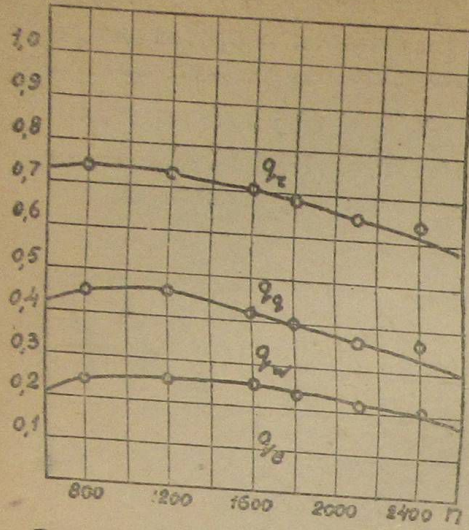


Рис. 32. Тепловой баланс двигателя по внешней характеристике.

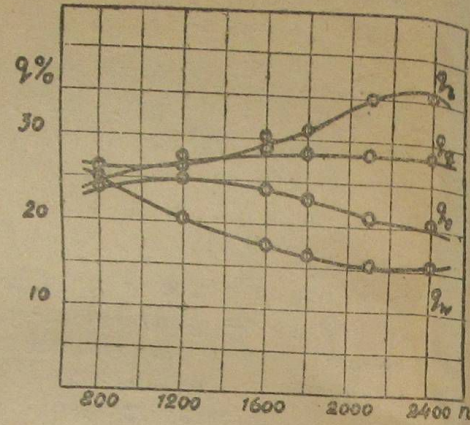


Рис. 33. Характер изменения величин теплового баланса в зависимости от режима работы двигателя.

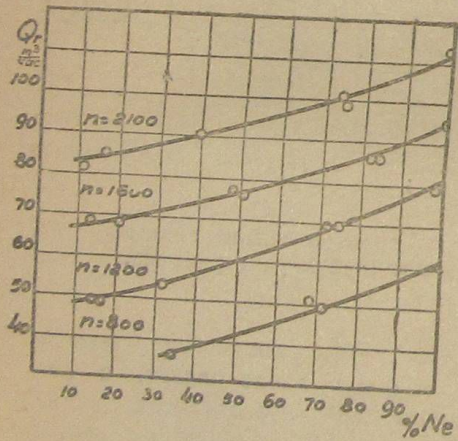


Рис. 34. Характер изменения часовых расходов газа в зависимости от степени использования мощности двигателя.

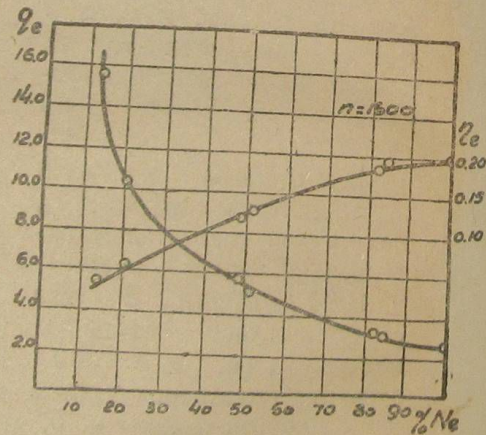


Рис. 35. Характер изменения удельных расходов газа и экономического к. п. д. в зависимости от степени использования мощности двигателя.

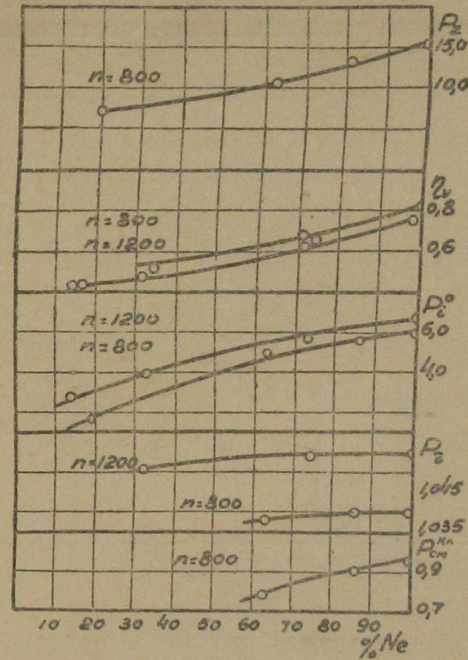


Рис. 36. Характер изменения параметров рабочего процесса при дросселировании.

Рис. 33 иллюстрирует характер изменения величин теплового баланса в процентах к располагаемому теплу.

Из рассмотрения данной диаграммы следует, что с увеличением числа оборотов двигателя:

1) теплоотдача в воду (в процентах) уменьшается в результате сокращения продолжительности цикла. Абсолютные значения величин $g_w = 25 \div 15\%$ меньше подобных данных для двигателя

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. Абсолютное значение $g_g = 35 \div 28\%$ близки к аналогичным данным для двигателей жидкого топлива. 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 кинети-

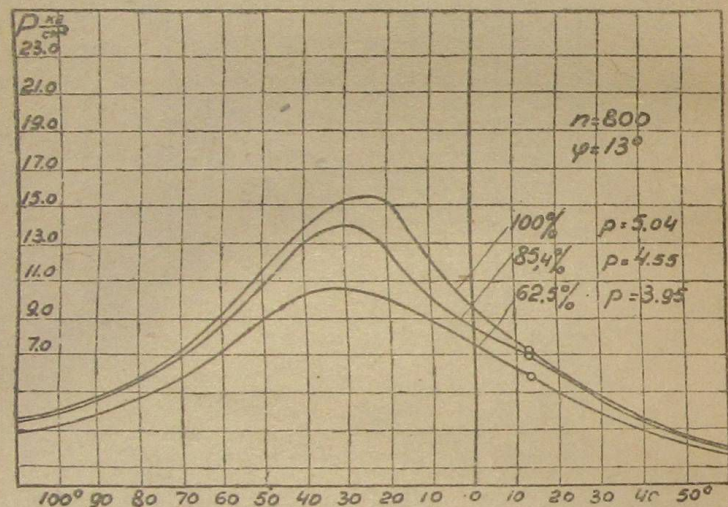


Рис. 37. Индикаторные диаграммы, снятые при дросселировании двигателя.

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

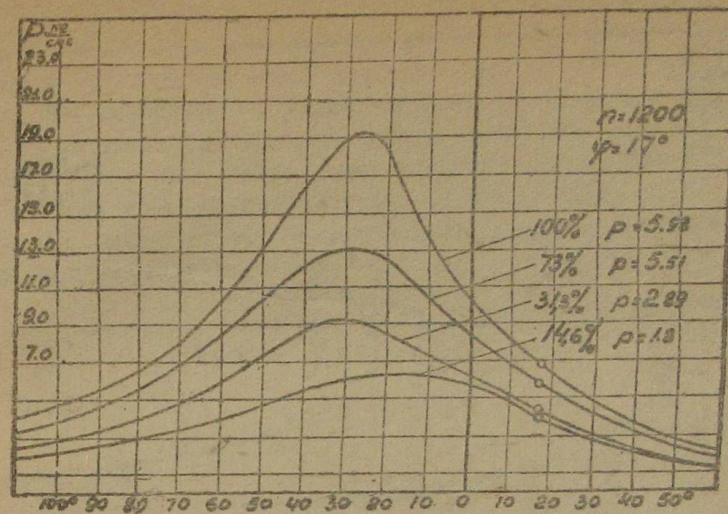


Рис. 38. Индикаторные диаграммы, снятые при дросселировании двигателя.

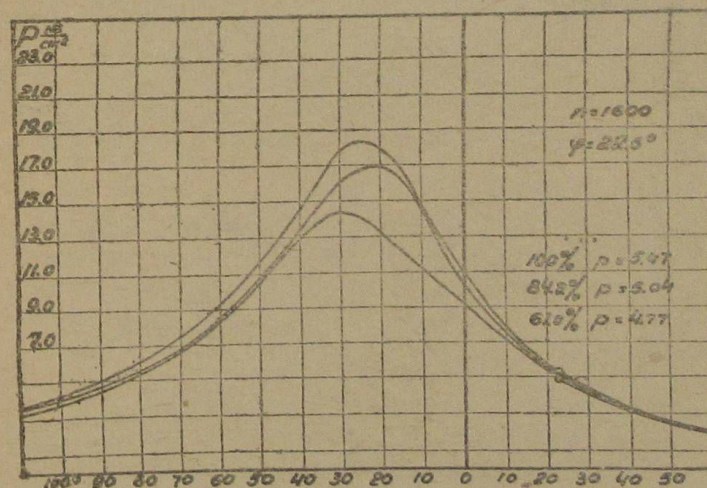


Рис. 39. Индикаторные диаграммы, снятые при дросселировании двигателя.

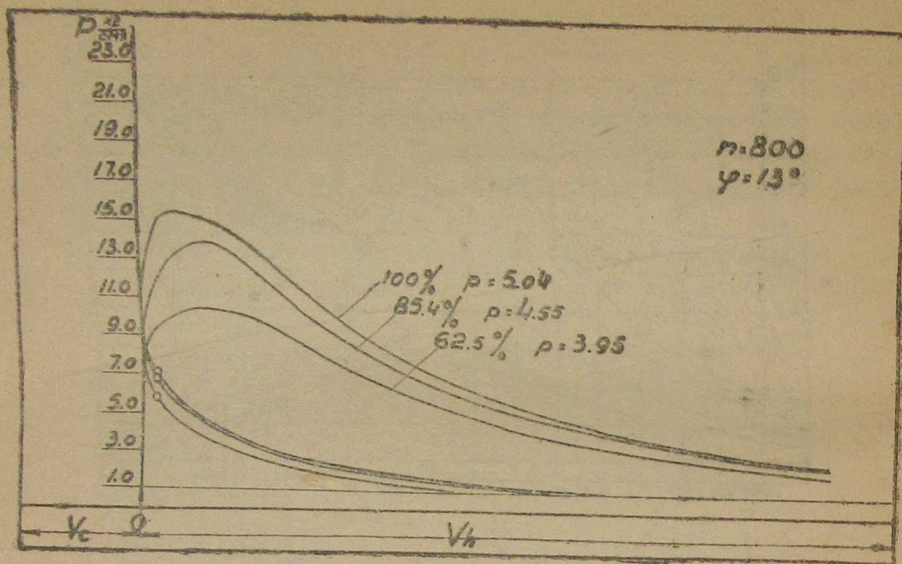


Рис. 40. Индикаторные диаграммы, снятые при дросселировании двигателя.

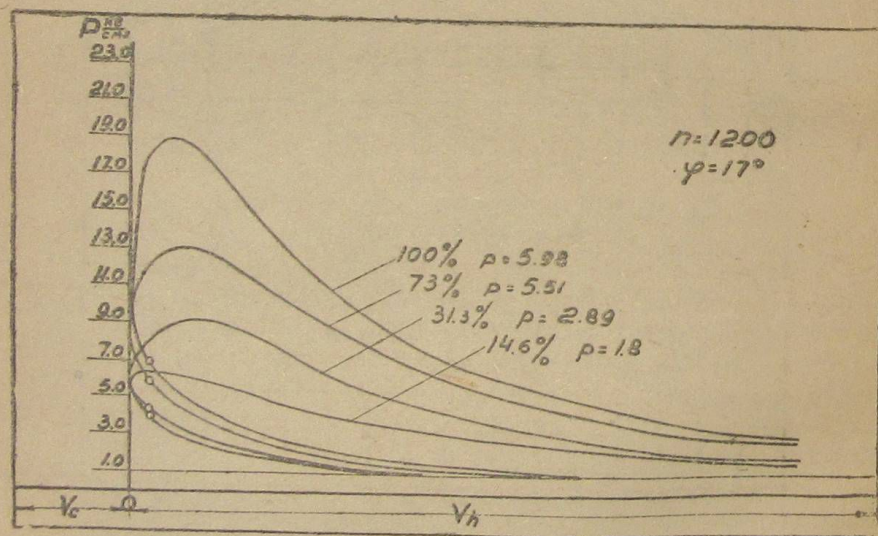


Рис. 41. Индикаторные диаграммы, снятые при дросселировании двигателя.

На рис. 34 приводится характер изменения часовых расходов газа при дросселировании. Кривые показывают повышение расходов газа с увеличением открытия дросселя.

Рис. 35 иллюстрирует удельные расходы газа при дросселировании. Увеличение удельных расходов газа при дросселировании объясняется тем, что уменьшение мощности происходит значительно быстрее, чем падение часовых расходов газа.

Рис. 35 характеризует также резкое падение экономического к. п. д. при дросселировании.

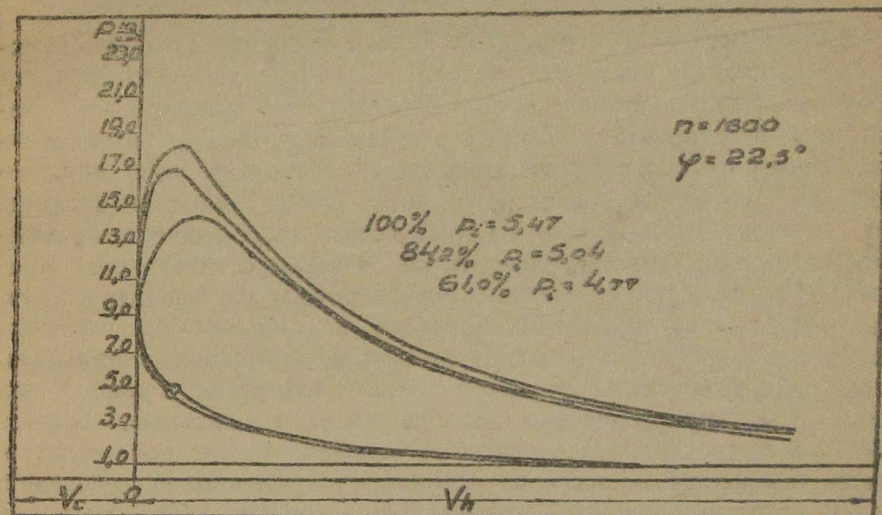


Рис. 42. Индикаторные диаграммы, снятые при дросселировании двигателя.

Рис. 36 иллюстрирует характер изменения давления всасывания и коэффициента наполнения при дросселировании. Кривые указывают на резкое понижение давления всасывания, а, следовательно, и коэффициента наполнения.

На рис. 37—42 приводятся индикаторные диаграммы, снятые при дросселировании двигателя, позволяющие судить о резком сокращении полезной площади диаграмм и падении среднего индикаторного давления с прикрытием дросселя.

Так как в процессе проведения исследований изучение дроссельных характеристик не ставилось самостоятельной задачей, а количество наблюдений было сравнительно небольшим, анализ параметров, полученных при дросселировании, на этом ограничивается.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ результатов опытного исследования двигателя, работающего на генераторном газе, позволяет установить, что характер протекания этапов рабочего процесса, а также коэффициенты, параметры и основные функциональные зависимости 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, следует иметь в виду следующие основные особенности его рабочего процесса, вырисовывающиеся на основании проведенных исследований.

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—20%, дает основание предполагать о возможном повышении мощности двигателям путем уменьшения количества воздуха в рабочей смеси. Изыскания конструктивных форм, позволяющих перейти к работе двигателя при значениях $\alpha \leq 1$, открывают пути повышения мощности и должны явиться предметом дальнейших исследовательских работ. Следует полагать, что 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 изменения оборотов от $n = 800—2400$ об/мин. имеют значения:

Давление остаточных газов в начале всасывания	$p_r = 1,05—1,07$
Температура остаточных газов в начале всасывания	$T_r = 725—800^\circ\text{Ц}$
Коэффициент остаточных газов	$\gamma = 0,08—0,11$
Давление газов в конце всасывания	$p_a = 0,91—0,68$
Температура газов в конце всасывания	$T_a = 355—386^\circ\text{Ц}$
Коэффициент наполнения	$\eta_v = 0,83—0,62$

Величины, характеризующие процесс сжатия, также заметно отличаются от аналогичных параметров двигателей жидкого топлива. Показатель политропического сжатия $n_1 = 1,21 \div 1,29$, 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 ($t_c = 261 \div 413^\circ$), 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 двигателя 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, вследствие больших потерь от охлаждения в процессе сгорания и др., ниже тех же значений для двигателя 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. Одно-

временно 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 теплоемкостей для всех режимов.

Скорость и продолжительность сгорания газовой смеси, при активном завихривании в быстроходном двигателе, обеспечивающей активное завихривание 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 двигателя 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 двигателя жидкого топлива, и 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 корректировки общепринятых методов подбора исходных данных при расчете, и отчетливо вырисовывается характер 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_0, p_0 — абсолютная температура °Ц и давление $кг/см^2$ окружающей среды.
- T_a, p_a — абсолютная температура °Ц и давление газов в начале и конце всасывания.
- T_c, p_c — абсолютная температура °Ц и давление газов в конце сжатия.
- T_z, p_z — абсолютная температура °Ц и давление газов при сгорании.
- T_b, p_b — абсолютная температура °Ц и давление газов в конце расширения.
- $T_{см}, p_{см}$ — абсолютная температура °Ц и давление рабочей смеси перед дросселем.
- T_d, p_d — абсолютная температура °Ц и давление газа и воздуха перед измерительным прибором.
- $T_{см}$ — абсолютная температура °Ц и давление смеси с учетом подогрева о стенки цилиндра.
- $T_{см}^{кл}$ — абсолютная температура °Ц и давление смеси перед всасывающим клапаном.
- p'_i — среднее индикаторное давление неисправленное $кг/см^2$.
- p_i — среднее индикаторное давление $кг/см^2$.
- p_e — среднее эффективное давление $кг/см^2$.
- p_T — среднее давление трения $кг/см^2$.
- $\Delta t_{ц}$ — температура °Ц подогрева рабочей смеси о стенки цилиндра.
- Δt_k — температура °Ц подогрева рабочей смеси о коллектор.
- t_w', t_w'' — температура входящей и выходящей воды, охлаждающей двигатель.

- t_m — температура картерного масла.
 t_T — температура газа перед смесителем.
 $t_{см}^{см}$ — температура рабочей смеси перед дросселем.
 $t_{см}^{кл}$ — температура рабочей смеси перед всасывающим клапаном.
 $h_{см}$ — разрежение рабочей смеси перед дросселем мм H_g .
 $h_{см}^{кол}$ — разрежение рабочей смеси в коллекторе мм H_g .
 $h_{см}^{кл}$ — разрежение рабочей смеси перед всасывающим клапаном мм H_g .
 h_r — избыточное давление отработанных газов за выхлопным клапаном мм H_g .
 α — коэффициент избытка воздуха.
 η_v — коэффициент наполнения.
 γ — коэффициент остаточных газов.
 μ_0 — 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 коэффициент полезного действия.
 η_T — термический коэффициент полезного действия.
 η_e — эффективный коэффициент полезного действия.
 η_m — механический коэффициент полезного действия.
 η_g — относительный коэффициент полезного действия.
 M — весовое количество свежей рабочей смеси, кг/м.
 M_r — весовое количество продуктов сгорания, кг/м.
 $Q_{см}, Q_T, Q_b$ — часовые расходы рабочей смеси, газа и воздуха, м³/час.
 $Q'_{см}, Q'_T, Q'_b$ — соответственно расходы, приведенные к p и T перед дросселем смеси двигателя.
 L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания газа, м³/м³.
 L — действительно необходимое количество воздуха для полного сгорания газа, м³/м³.
 ΔQ — сокращение объема продуктов сгорания, м³/м².

- $Q_{п.сг.}$ — количество продуктов сгорания, м³/м³.
 H_u — теплотворная способность газа, кал/м³.
 $H_u^{см}$ — теплотворная способность рабочей смеси, кал/м³.
 g_e — удельный расход газа, м³/л.с.час.
 $(c'_v)_{t_c}$ — средняя суммарная теплоемкость м³ рабочей смеси при $v = \text{const}$ и t_c кал/м³ °Ц.
 $(c'_v)_{t_z}$ — средняя суммарная теплоемкость м³ рабочей смеси при $v = \text{const}$ и t_z кал/м³ °Ц.
 $(c'_p)_{t_r - t_{см}}$ — средняя суммарная теплоемкость м³ продуктов сгорания при $p = \text{const}$ и $(t_r - t_{см})$ кал/м³ °Ц.
 $\Delta CO, \Delta H_2, \Delta CO_2, \Delta N_2, \Delta O_2$ — объемные доли компонентов газа в процентах объема.
 W — абсолютная влажность топлива в процентах.
 N_i — индикаторная мощность двигателя л. с.
 N_e — эффективная мощность двигателя л. с.
 N_T — мощность двигателя, расходуемая на трение, л. с.
 N_{e_0} — эффективная мощность, приведенная к нормальным условиям, 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 сек.
 α_0 — продолжительность сгорания рабочей смеси в градусах поворота коленчатого вала.
 v_α — скорость распространения фронта пламени, м/сек.
 $\frac{dp}{dx}$ — условная скорость нарастания давления в кг/см² на один градус поворота коленчатого вала.
 Q_0 — располагаемое тепло, кал/час.
 Q_e — тепло, реализованное в эффективную работу кал/час.

Q_w — тепло, отводимое в охлаждающую воду *кал/час.*
 Q_g — тепло, отводимое с выхлопными газами *кал/час.*
 Q_r — остаточный член теплового баланса *кал/час.*
 g_e, g_w, g_r — соответственно в процентах.

К формулам приведения мощности

b_0 — нормальное барометрическое давление, *мм H_г*
 T_0 — абсолютная нормальная температура, °C.
 v — замеренное барометрическое давление, *мм H_г*.
 v_n — нормальное разрежение смеси *мм H_г* для двигателя с данной газогенераторной установкой.
 v_1 — разрежение смеси перед дросселем двигателя, *мм H_г*.
 φ_0 — относительная влажность воздуха.
 p_s — парциальное давление водяного пара в *мм H_г* при температуре окружающего воздуха, по таблицам Schüle.
 d — диаметр отверстия дроссельного прибора, *м*.
 D — диаметр трубопровода, *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 *кг/м³*, соответствующий его состоянию перед дроссельным прибором.
 h — показания микроманометра, *мм H₂O*.
 e — степень сжатия двигателя.
 i — число цилиндров двигателя.
 V_h — рабочий объем цилиндров, *л*.
 D — диаметр цилиндра в *м*.
 S — ход поршня в *м*.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ

1. В. А. Петров — „Методика тепловых исследований автотракторных двигателей“. ОНТИ, 1936 г.
2. P. Schläpfer und J. Tobler — „Theoretische und praktische Untersuchungen über den Betrieb von Motorfahrzeugen mit Holzgas“. Der Motorlastwagen, Bern 1936 — 1937.
3. М. К. Жоховский и В. Н. Разумихин — „Измерение давлений“. Каталогиздат, 1938 г.
4. „Правила № 169 по измерению расхода жидкостей, газов и пара при помощи сопел и диафрагм“. Каталогиздат, 1938 г.
5. Глаголев — „Испытание газовых двигателей“. ОНТИ, 1934 г.
6. Проф. Сороко-Новицкий — „Испытание автомобильных двигателей“, ОНТИ, 1935 г.
7. Проф. В. Шюле — „Техническая термодинамика“, т. 2. 1938 г., перевод с немецкого.
8. Проф. В. И. Гриневецкий — „Приложения к первому русскому переводу Г. Гюльднер“. 1907 г.
9. Проф. Н. Р. Брилинг — „Двигатели внутреннего сгорания“. ГИЗ, 1924 г.
10. В. А. Петров — „Теория легких двигателей автомобильного типа“. Госмашметиздат. 1934 г.
11. Г. Дуббель — „Двигатели внутреннего сгорания“. 1932 г., перевод с немецкого.
12. Проф. Е. К. Мазинг — „Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания“. ОНТИ, 1937 г.
13. Проф. А. К. Митропольский — „О вычислении корреляционных уравнений при малом числе испытаний“. Труды Лесотехнической Академии им. С. М. Кирова, № 48.
14. А. Виньерон — „Обработка результатов физико-химических исследований“. ОНТИ, 1936 г., перевод с французского.
15. Проф. Сороко-Новицкий и доц. В. А. Петров — „Теория легких двигателей автомобильного типа“. НКТП, 1938 г.
16. H. Finkbeiner — „Versuche und Erfahrungen mit Holzgas zum Betrieb von Verbrennungsmotoren“. VDI, Nr. 7, 1935.
17. Д. Р. Пай — „Двигатели внутреннего сгорания“. Перевод с английского. Оборонгиз, 1940 г.
18. Г. Р. Рикардо — „Быстроходные двигатели внутреннего сгорания“. Перевод с английского, 1932 г.
19. Проф. Карпов — „Двигатели внутреннего сгорания“. Артиллерийская академия РККА, 1932 г.

Испытание двигателя ЗИС-5 № _____ ε = 7,2

20 число

12 месяц

39 год

Газогенератор древесноугольный горизонтального процесса

Топливо: древесный уголь, размер: 45 × 45 × 65 мм, влажность: 10,2%

Время. Часы, минуты	Показатель уровня топлива		Мощность		Угол опережения зажигания		Показание микро-манометра		Вода		Масло		Температура						Давление		№№ проб газа	Примечание				
	Газ	Воздуха	Газ	Воздуха	Температура входящей	Температура выходящей	Время замера в сек.	Вес пробы в кг.	Температура	Давление	Газ после очистки	Газ перед смесителем	Рабочей смеси перед дросселем	Отраб. газов после клапана	Газ перед смесителем	Рабочей смеси перед дросселем	Отраб. газов после клапана	Рабочей смеси перед дросс.	Отраб. газов после клапана	Барометрическое давление			Влажность воздуха	Температура воздуха		
21 ⁵⁰	—	—	1200	47	—	—	13	15,0	14,8	64	73	—	—	67	1,0	38	33	420	22	26	19	765	49	10	3	
22 ⁰⁰	—	—	1200	48	—	—	13	15,0	15,0	64	73	—	—	67	1,0	39	34	420	22	26	19	765	49	10	3	
22 ⁰³	—	—	1200	48	—	—	15	15,0	15,0	65	74	—	—	67	1,0	39	34	420	21	26	18	765	49	10	3	
22 ⁰⁵	—	—	1200	48	—	—	15	15,0	14,5	65	74	—	—	67	1,0	38	34	420	22	25	18	765	48	10	3	
22 ⁰⁷	—	—	1200	49	—	—	17	14,5	14,8	65	76	—	—	67	1,0	38	33	420	22	26	18	765	48	10	3	
22 ⁰⁸	—	—	1200	49	—	—	17	14,8	15,0	66	76	—	—	68	1,0	38	33	410	21	27	18	765	48	10	3	
22 ¹⁰	—	—	1200	48	—	—	19,7	15,0	14,8	67	76	—	—	68	1,0	38	33	410	21	26	18	765	48	10	3	
22 ¹³	—	—	1200	47	—	—	19,7	15,0	15,0	68	77	—	—	69	0,9	38	33	410	21	26	19	765	48	11	3	
22 ¹⁵	—	—	1200	47	—	—	22,4	15,0	14,8	68	78	—	—	69	0,9	39	34	410	22	25	18	765	47	11	3	
22 ¹⁶	—	—	1200	47	—	—	24	15,0	14,8	69	79	—	—	70	0,9	39	33	400	22	27	18	765	47	11	3	

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Методика постановки экспериментальных работ и обработки опытного материала	7
Опытная установка	7
Топливо	8
Оборудование и измерительная аппаратура опытной установки	8
Тарировка приборов и точность наблюдений	10
Особые условия проводимых опытов	15
Основные функциональные зависимости, подлежащие исследованию при проведении опытов	16
Объем и порядок исследований	17
Формы технической документации	17
Основные формулы и методы подсчетов	17
Основные принципы обработки опытного материала	25
Результаты экспериментальных работ	
1. Определение оптимальных условий работы двигателя.	26
Качество генераторного газа	26
Температуры охлаждающей двигатель воды и картерного масла	28
Установка момента зажигания	29
2. Исследование рабочего процесса и определение коэффициентов для теплового расчета двигателей.	30
Исследование процесса всасывания	30
Давление и температура газов в начале всасывания	30
Давление и температура газов в конце всасывания	33
Коэффициент наполнения двигателя	34
Коэффициент остаточных газов	34
Исследование процесса сжатия	35
Показатель политропического сжатия	36
Давление и температура газов в конце сжатия	38
Исследование процесса сгорания	39
Сгорание газа	39
Коэффициент избытка воздуха	41
Состав продуктов сгорания	41
Теплоемкости газов до и после сгорания	42
Коэффициент молекулярного изменения	44

	Стр.
Давление и температура газов в конце сгорания	45
Коэффициент выделения тепла	48
Скорость сгорания	49
Опережение зажигания	52
Исследование процесса расширения	56
Показатель политропического расширения	56
Давление и температура газов в конце расширения	57
Характеристика параметров, оценивающих двигатель в целом	58
Среднее индикаторное давление	58
Среднее давление трения	60
Среднее эффективное давление	61
Внешняя характеристика исследуемого двигателя	62
Удельные расходы газа	63
Коэффициенты полезного действия	63
Тепловой баланс двигателя	67
Дроссельная характеристика двигателя	68
Заключение	72
Принятые обозначения	75
Указатель литературы	79
Приложение	80

арт-1

13 МАЯ 1941