

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ
И ПРОЕКТНЫХ ОРГАНИЗАЦИЙ ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР

НАТИ

X 526
45

ВЫПУСК 16

**НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА
ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ**

МАШГИЗ

1958

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ
И ПРОЕКТНЫХ ОРГАНИЗАЦИЙ ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СОЮЗНЫЙ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТРАКТОРНЫЙ ИНСТИТУТ
НАТИ

XX 526
45

ВЫПУСК 16

Канд. техн. наук И. Н. ВЕЛИЧКИН

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА
ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ



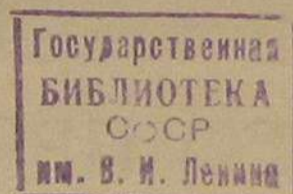
ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1958

ОБ
К

В выпуске рассмотрены особенности рабочего процесса газогенераторных двигателей, обусловленные малым объемным коэффициентом смешения генераторного газа с воздухом и широкими пределами горючести генераторного газа. Даны рекомендации по дальнейшему совершенствованию газогенераторных двигателей.

Выпуск предназначен для научных и инженерно-технических работников автомобильной и тракторной промышленности.



58 - 33144

Редакционная коллегия:

Ответственный редактор — директор НАТИ канд. техн. наук *С. И. АКОПЯН*

Зам. ответственного редактора — заместитель директора по научной работе канд. техн. наук *Б. И. ГОСТЕВ*

Члены редколлегии:

Канд. техн. наук *А. В. ВАСИЛЬЕВ*, проф. *М. К. КРИСТИ*, проф. *Е. Д. ЛЬВОВ*, канд. техн. наук *О. М. МАЛАШКИН* и инж. *Н. Г. ЮДУШКИН*

Редакция литературы по автомобильному, тракторному и сельскохозяйственному машиностроению

Зав. редакцией инж. *И. М. БАУМАН*

ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Применение газогенераторных силовых агрегатов в народном хозяйстве СССР имеет большое значение вследствие экономии жидкого топлива. В настоящее время газогенераторные двигатели применяются в сельском хозяйстве, лесной промышленности, речном флоте, автомобильном транспорте и в ряде других отраслей народного хозяйства.

Эксплуатационные показатели газогенераторных силовых агрегатов, в том числе газогенераторных установок на тракторах, ниже показателей двигателей, работающих на жидком топливе, вследствие чего газогенераторные машины не получили широкого распространения.

Повышение эксплуатационных показателей газогенераторных двигателей невозможно без проведения соответствующих научно-исследовательских работ по выявлению особенностей генераторного газа в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания, определению влияния особенностей генераторного газа на работу двигателя и изысканию методов совершенствования газогенераторных двигателей.

Особенностями генераторного газа как топлива для двигателей внутреннего сгорания являются: малая теплотворность смеси генераторного газа и воздуха, малая скорость распространения пламени, высокие антидетонационные свойства, высокая температура самовоспламенения, малый объемный коэффициент смешения, широкие пределы горючести.

Малая теплотворность единицы объема смеси генераторного газа с воздухом является основной причиной низкой литровой мощности газогенераторных двигателей по сравнению с литровой мощностью двигателей, работающих на жидком топливе.

При малой скорости распространения пламени несколько снижается мощность двигателя, потому что уменьшается степень расширения продуктов сгорания. Так как объемный коэффициент смешения генераторного газа мал, необходимо просасывать через агрегаты газогенераторной установки большое количество газа, что уменьшает коэффициент наполнения двигателя. Высокие антидетонационные свойства и температура самовоспламенения генераторного газа дают возможность повышать эксплуатационные показатели двигателей путем увеличения их степени сжатия.

Еще в 30-х годах были созданы автотракторные газогенераторные двигатели с относительно большой литровой мощностью. К ним относятся двигатели ЗИС-5ВК и Д 2Г. Двигатель ЗИС-5ВК развивал до 85% мощности двигателя ЗИС-5, работающего на жидком топливе, а тракторный двигатель Д 2Г до 87% мощности двигателя 1МА, на базе которого он был создан.

В 1950/51 г. был переоборудован в газогенераторный двигатель тракторный дизель Д-54 [3]. При этом было увеличено номинальное число оборотов коленчатого вала двигателя. Исследование этого двигателя показало, что динамические нагрузки деталей кривошипно-шатунного механизма не превышают соответствующих нагрузок у дизеля Д-54, несмотря на увеличение числа оборотов с 1300 до 1400 в минуту [1]. Это объясняется тем, что максимальное давление сгорания и скорость нарастания давления у газогенераторного двигателя Г-58 меньше, чем у дизеля Д-54. Увеличение номинального числа оборотов позволило создать газогенераторный двигатель, номинальная мощность которого (50 л. с.) отличается от номинальной мощности дизеля (54 л. с.) всего на 7,5%. В 1952 г. после соответствующих испытаний на Сталинградском тракторном заводе было организовано серийное производство газогенераторных тракторов с двигателями Г-58.

Однако особенности генераторного газа, как топлива для двигателей внутреннего сгорания, и их влияние на работу двигателей изучены еще неполно. Вследствие этого для усовершенствования газогенераторных двигателей до сих пор не используется такое свойство газа, как широкие пределы горючести.

Почти нет никаких данных о влиянии малого объемного коэффициента смешения на рабочий процесс газогенераторных двигателей. Однако можно предполагать о влиянии малого объемного коэффициента смешения на рабочий процесс газогенераторных двигателей по следующим причинам:

1. У генераторного газа соотношение объемов топлива и воздуха в смеси резко отличается от аналогичного соотношения у двигателей, работающих на жидком топливе. Например, пары бензина при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,0$ составляют только $1/60$ часть общего объема горючей смеси, так как для сгорания единицы объема паров бензина теоретически необходимо 59 единиц объема воздуха ($V_0 = 59$), в то время как генераторный газ при том же коэффициенте избытка воздуха составляет 50% объема горючей смеси ($V_0 = 1,0$).

2. При изменении коэффициента избытка воздуха у газогенераторных двигателей происходит значительно меньшее изменение количества топлива в смеси, чем у двигателей работающих на жидком топливе (фиг. 1). У таких топлив, как бензин, керосин и др., характеризующихся большими значениями V_0 , пары топлива составляют очень малый объем горючей смеси, поэтому даже при значительном изменении количества топлива в смеси объем воздуха почти не меняется. Это приводит к тому, что изменение коэффициента α происходит в основном за счет изменения объема топлива. Например, для увеличения коэффициента α в 2 раза (от $\alpha = 0,6$ до $\alpha = 1,2$)

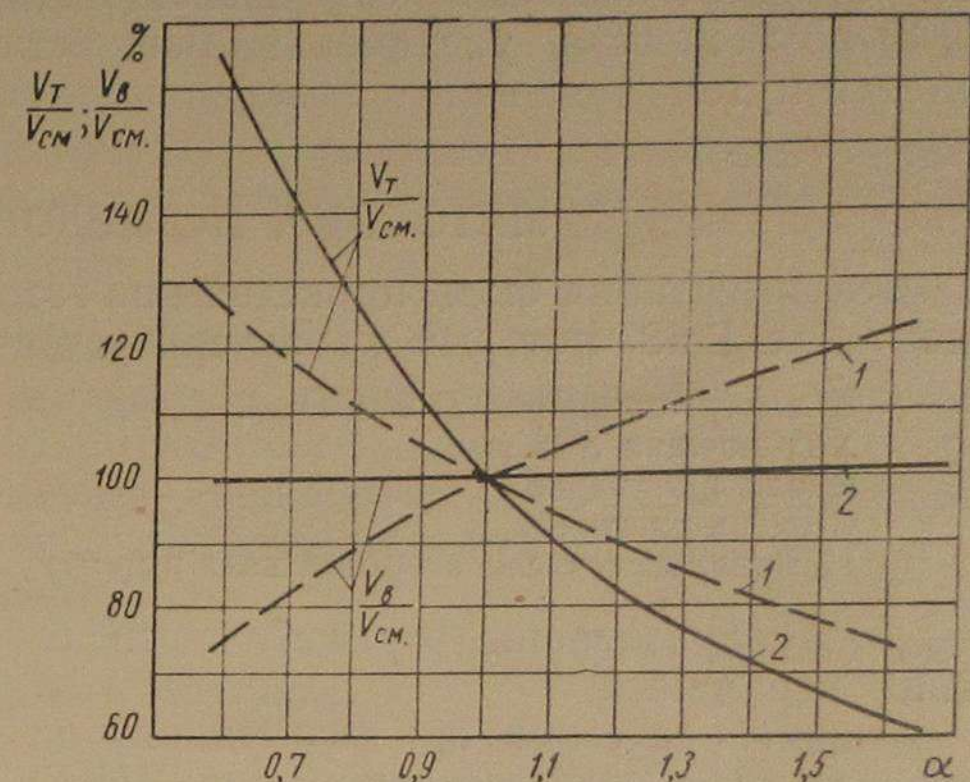
в бензовоздушной смеси необходимо относительный объем топлива уменьшить тоже почти в 2 раза (объем воздуха при этом увеличится всего на 1%).

У генераторного газа относительные объемы газа и воздуха в горючей смеси примерно равны. При изменении коэффициента избытка воздуха от $\alpha = 0,6$ до $\alpha = 1,2$ относительный объем топлива уменьшается всего на 34%, на столько же увеличивается и относительный объем воздуха.

Такое небольшое изменение количества топлива в смеси при изменении значения α у генераторного газа, а также другое соотношение объемов топлива и воздуха по сравнению с двигателями, работающими на жидком топливе, не могут не отразиться на протекании рабочего процесса газогенераторных двигателей.

Так как особенности работы газогенераторных двигателей с различным составом смеси исследованы недостаточно, трудно выяснить возможность увеличения мощности газогенераторных двигателей путем уменьшения коэффициента избытка воздуха, соответствующего максимальной мощности. Широко известно, что газогенераторные двигатели развивают максимальную мощность при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1,0$. В то же время известно, что у карбюраторных двигателей при уменьшении коэффициента избытка воздуха, например от $\alpha = 1,1$ до $\alpha = 0,85$, мощность двигателя возрастает на 10—20%.

Так как газогенераторные двигатели обычно создавались на базе карбюраторных и при этом никаких принципиальных изменений в конструкцию двигателей не вносилось, то естественно возникал вопрос, нельзя ли и у газогенераторных двигателей получить максимальную мощность при $\alpha < 1,0$ и не удастся ли таким путем повысить мощность этих двигателей. Известно, что неоднократно делались попытки добиться снижения коэффициента избытка воздуха, соответствующего максимальной мощности, путем создания более совершенных смесителей газа и воздуха, но эти попытки оканчивались неудачей. До сих пор так и не было выяснено можно ли добиться



Фиг. 1. Изменение относительных значений $\frac{V_B}{V_{см}}$ и $\frac{V_T}{V_{см}}$ в зависимости от коэффициента α для различных топлив:

1 — смесь генераторного газа с воздухом; 2 — бензино-воздушная смесь.

увеличения мощности газогенераторных двигателей путем уменьшения коэффициента α , соответствующего максимальной мощности.

Для решения этих вопросов были поставлены опыты, направленные на выяснение:

1) влияния малого объемного коэффициента смещения на рабочий процесс газогенераторных двигателей;

2) возможности использования широких пределов горючести генераторного газа для совершенствования двигателей;

3) возможности увеличения мощности газогенераторных двигателей путем уменьшения коэффициента α , соответствующего величине $P_{i \max}$.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Все испытания были проведены на газогенераторном тракторном двигателе Г-58, который характеризуется следующими данными:

Диаметр цилиндров D в мм	125
Ход поршня S в мм	152
Число цилиндров i	4
Степень сжатия ϵ	8,5
Номинальное число оборотов вала в минуту	1400

Для образования горючей смеси был использован смеситель типа «тройник».

Зажигание смеси при испытаниях осуществлялось при помощи магнето СС-4 и свечей зажигания МН-12/8 ВУ. Перед проведением испытаний двигатель был капитально отремонтирован и обкатан в течение 150 час. Газ для питания двигателя вырабатывался в газогенераторе ГТ из древесного угля с присадкой воды.

Крутящий момент, развиваемый двигателем, измеряли при помощи гидравлического тормоза МАИ. Поддержание устойчивого режима работы двигателя с помощью этого гидравлического тормоза обеспечивалось легко, так как номинальное число оборотов коленчатого вала было невелико, а мощность двигателя при $\alpha = 0,9 \div 1,6$ была близкой к максимальной. Длина шкалы гидравлического тормоза была равна 200 мм. Так как отсчеты были произведены с точностью до 1 мм, то точность их равнялась 0,5%. Относительная ошибка в определении крутящего момента была примерно равна точности показаний гидравлического тормоза, потому что подшипники ротора и сальники, уплотняющие вал тормоза, расположены в кожухе, следовательно, реактивный момент трения в этих деталях воспринимался качающимся кожухом и измерялся по шкале гидравлического тормоза.

Число оборотов коленчатого вала устанавливали по тахометру, а измеряли при помощи суммарного счетчика.

Индикаторные диаграммы снимались при помощи пьезокварцевого устройства, состоящего из пьезокварцевого датчика DW-150 фирмы RFT с частотой собственных колебаний 20 000 гц, усилителя GV-841 фирмы RFT и двухлучевого катодного осциллографа фирмы Коссор, имеющего фотоприставку. Для отметки в. м. т. и углов поворота коленчатого вала, соответствующих 15 и 30°

до и после в. м. т., применялось специальное контактное приспособление. Датчик пьезокварцевого устройства был ввернут непосредственно в стенку камеры сгорания четвертого цилиндра двигателя. Для фиксирования угла опережения зажигания использовался второй луч осциллографа.

Индикаторную мощность двигателя определяли методом выключения цилиндров. Для газогенераторных двигателей, так же как и для дизелей, этот метод дает меньшие ошибки, чем при испытании карбюраторных двигателей.

Как известно, для карбюраторных двигателей ошибки в определении индикаторной мощности методом выключения цилиндров могут происходить вследствие:

а) воспламенения рабочей смеси в цилиндре с выключенным зажиганием от перегревшейся свечи;

б) испарения капель жидкого топлива, попавшего во время впуска смеси в цилиндр двигателя;

в) изменения трения между поршнем и гильзой в цилиндре с выключенным зажиганием из-за разжижающего действия жидкого топлива на масляную пленку;

г) изменения температурных зазоров после выключения из-за снижения температур гильзы и поршня;

д) изменения наполнения двигателя и температурного режима карбюрации в результате уменьшения подогрева впускного трубопровода при выбрасывании несгоревшей «холодной» смеси из выключенного цилиндра [6], [13].

Изменение температурных зазоров очень незначительно влияет на изменение потерь на трение, так как действует только на один цилиндр, и, кроме того, общее тепловое состояние двигателя остается почти постоянным. Воспламенение смеси от перегревшейся свечи легко обнаруживается или по очень большой мощности, развиваемой двигателем, или по неравномерной работе.

Остальные три причины являются следствием свойств жидкого топлива, и поэтому при испытании газогенераторных двигателей отсутствуют.

Однако при определении индикаторной мощности газогенераторных двигателей методом выключения цилиндров необходимо особенно тщательно следить за постоянством состава газа. Для этого при проведении данной работы были применены следующие меры: испытания проводились на газе из древесного угля; после выключения первого цилиндра и установления номинального числа оборотов коленчатого вала двигателя давалась пятиминутная выдержка для установления режима газификации, а затем уже измерялась мощность; выключение каждого последующего цилиндра производилось одновременно с включением предыдущего; при таком выключении цилиндров число оборотов вала двигателя, а следовательно, и режим газификации почти не изменялись.

Состав сухого генераторного и отработавшего газа определяли методом химического анализа на газоанализаторе с отдельным дожиганием водорода и метана в кварцевой трубке, наполненной

зернистой окисью меди. Дожигание водорода было произведено при температуре 300—350° С, а метана — при температуре 800—850° С. Вредные пространства гребенки газоанализатора заполнялись азотом. Для получения одинакового стекания жидкости перед отсчетами соблюдалась одинаковая выдержка по времени. Так как каждое деление на мерной бюретке равнялось 0,2 мл, а отсчет производился с точностью одного деления, то абсолютная ошибка отсчета равнялась 0,2%.

Расход воздуха, поступающего в воздушный ресивер и в газогенератор, определяли при помощи дроссельных приборов. В трубе, по которой засасывался воздух в ресивер, было установлено сопло. Точность определения расхода сухого воздуха при помощи сопла равнялась 2,5%. Расход воздуха, поступающего в газогенератор, определяли с помощью диафрагмы. Точность измерения равнялась 3,5%.

Влагосодержание горючей смеси определяли при помощи Ч-образного психрометра Гинцветмета, а влагосодержание воздуха, поступающего в ресивер и в газогенератор, — при помощи двух психрометров Августа. Точность определения равнялась 2,9%.

Расход сухого генераторного газа V_2 определяли методом косвенного измерения по количеству сухого воздуха $V_{вз}$, поступающего в газогенератор, и по соотношению содержания азота в воздухе и в генераторном газе:

$$V_2 = \frac{79,1}{N_2'} \cdot V_{вз} \text{ нм}^3/\text{час}, \quad (1)$$

где N_2' — содержание азота в генераторном газе в %.

Точность измерения расхода генераторного газа равнялась 2,8%.

Коэффициент избытка воздуха α подсчитывали по следующей формуле:

$$\alpha = \frac{V_{вз}}{V_2 V_0}, \quad (2)$$

где V_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 нм³ генераторного газа.

Кроме того, величину коэффициента избытка воздуха контролировали по химическому составу генераторного и отработавшего газа, применяя формулу

$$\alpha = \frac{N_2'' V_{отп.г} - N_2'}{79,1 V_0}, \quad (3)$$

где N_2' и N_2'' — объемное содержание азота в генераторном и отработавшем газе в %;

$V_{отп.г}$ — количество сухого отработавшего газа, образующегося при сгорании 1 нм³ сухого генераторного газа.

Температура отработавших газов были измерена хромель-алюмелевой термопарой, установленной в выпускной трубе на расстоянии 6 см от выпускного трубопровода.

Все испытания проведены при номинальном числе оборотов коленчатого вала, т. е. при $n = 1400$ об/мин.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

Исследования показали, что резко отличающиеся значения объемного коэффициента смешения φ_0 у газогенераторных двигателей, по сравнению с двигателями, работающими на жидком топливе, и другие особенности генераторного газа как топлива влияют на некоторые параметры, характеризующие процессы рабочего цикла. Они также сказываются на зависимости индикаторного к. п. д. и среднего индикаторного давления от состава смеси.

Основные результаты испытаний состоят в следующем.

Зависимость коэффициента наполнения от коэффициента избытка воздуха. У бензиновых двигателей при увеличении значения α коэффициент наполнения, как известно, почти не изменяется. Необходимость просасывания через агрегаты газогенераторной установки большого количества газа вследствие малого объемного коэффициента смешения обуславливает некоторые особенности зависимости коэффициента наполнения газогенераторных двигателей от величины α .

Для газогенераторных двигателей целесообразно вместо общего коэффициента наполнения η_n , отнесенного к нормальным физическим условиям, рассматривать два: коэффициент наполнения трубопровода $\eta_{н.тр}$ и коэффициент наполнения двигателя $\eta_{н.дв}$. Коэффициент наполнения трубопровода характеризует состояние газо-воздушной смеси, поступающей во впускной трубопровод, по отношению к нормальным физическим условиям:

$$\eta_{н.тр} = \frac{p_{тр} T_0}{p_0 T_{тр}}, \quad (4)$$

где $p_{тр}$ и $T_{тр}$ — абсолютные давление и температура смеси в трубопроводе. Коэффициент наполнения двигателя представляет собой отношение действительно поступившего в цилиндр двигателя количества горючей смеси к тому количеству, которое могло бы вместиться в рабочем объеме цилиндра при условиях, создавшихся во впускном трубопроводе.

Нетрудно показать, что

$$\eta_n = \eta_{н.тр} \eta_{н.дв}. \quad (5)$$

Если коэффициент наполнения двигателя можно принять примерно постоянным при изменении значения α , то в отношении коэффициента наполнения трубопровода это будет неверно. При изменении коэффициента избытка воздуха меняются соотношения в горючей смеси генераторного газа и воздуха и их расход (фиг. 1). А так как газ и воздух поступают к смесителю с разными параметрами (p , t),

то коэффициент наполнения впускного трубопровода зависит от состава смеси.

Эту зависимость можно определить аналитическим путем. Запишем формулу (4) так:

$$\eta_{н.тр} = \frac{273(B - h_{тр})}{10330(273 + t_{тр})} = 0,0264 \frac{B - h_{тр}}{273 + t_{тр}}, \quad (6)$$

где B — барометрическое давление в мм вод. ст.;

$h_{тр}$ — разрежение во впускном трубопроводе в мм вод. ст.;

$t_{тр}$ — температура в трубопроводе в °С.

Как видно из этой формулы, коэффициент наполнения трубопровода газогенераторного двигателя зависит от разрежения в трубопроводе $h_{тр}$ и от температуры $t_{тр}$ смеси в нем. Эти два параметра могут быть определены с учетом следующих соображений. По балансу тепла газа и воздуха, поступающих в смеситель, температура смеси в трубопроводе

$$t_{тр} = \frac{\varphi_0 t_в + t_г}{1 + \varphi_0} + \Delta t. \quad (7)$$

При выводе этой формулы д-р техн. наук И. С. Мезин [8] сделал допущение о том, что теплоемкости воздуха и генераторного газа равны. Произведенные расчеты показали, что разница между этими теплоемкостями не превышает 1%.

Величина Δt введена в формулу (7) для учета теплообмена, происходящего между горючей смесью и стенками смесителя и трубопровода.

Разрежение во впускном трубопроводе при существующей конструкции смесителей с регулированием качества смеси путем дросселирования воздуха зависит от коэффициента гидравлического сопротивления газогенераторной установки и от гидравлического сопротивления смесителя, т. е.

$$h_{тр} = \xi_{уст} V_г^2 + \Delta h_{см}, \quad (8)$$

где $V_г$ — расход газа в м³/час;

$\Delta h_{см}$ — гидравлическое сопротивление смесителя в мм вод. ст.;

$\xi_{уст}$ — коэффициент гидравлического сопротивления.

В данном выражении коэффициент $\xi_{уст}$ отличается от обычного коэффициента гидравлического сопротивления, так как он отнесен не к скорости газа, а к часовому расходу его. Однако при этом данное выражение остается справедливым, а использование величины часового расхода газа, вместо скорости его в каком-либо сечении газогенераторной установки, имеет то преимущество, что величина $V_г$ является одним из основных параметров, характеризующих газогенераторную установку.

Так как

$$V_г = \frac{V_{см}}{1 + \varphi_0}, \quad (9)$$

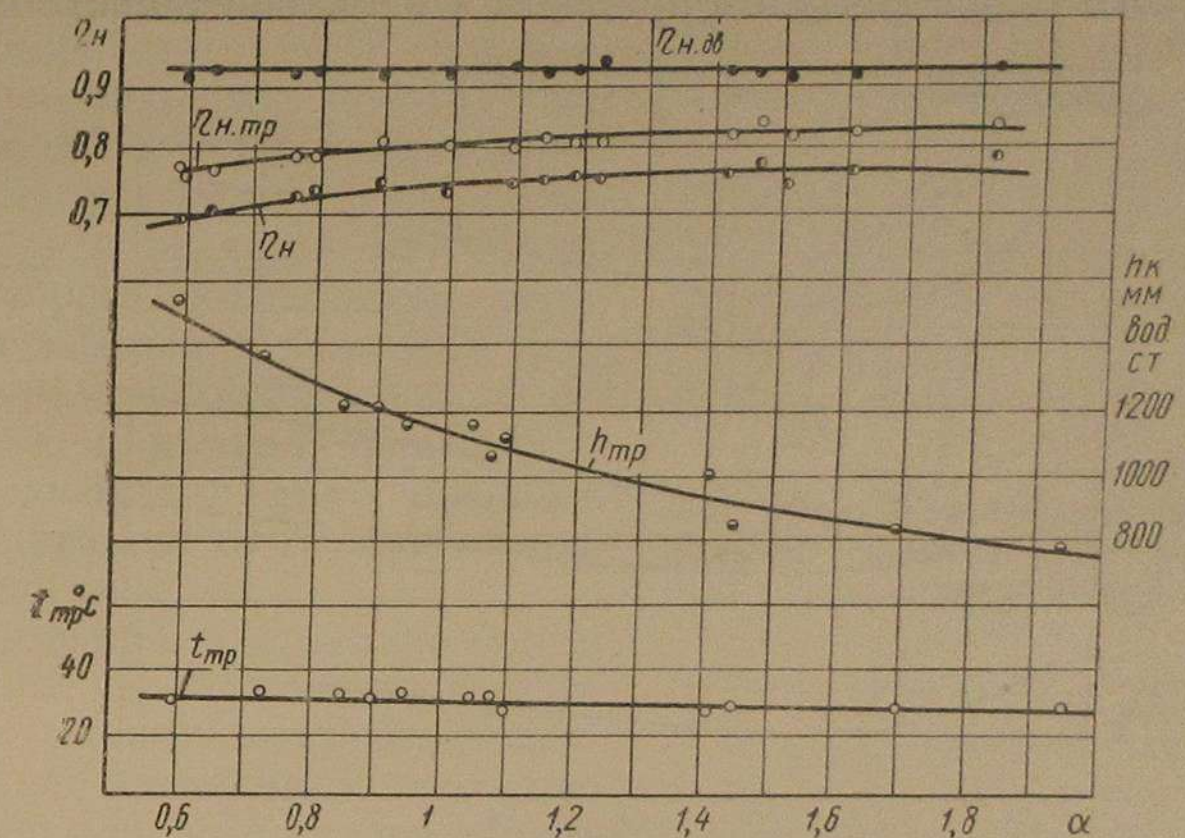
а часовой расход смеси

$$V_{см} = 0,03 \cdot V_h n \eta_{н.дв} \eta_{н.тр}, \quad (10)$$

то

$$h_{тр} = \xi_{уст} \left(\frac{0,03 V_h}{1 + \varphi_0} n \eta_{н.дв} \eta_{н.тр} \right)^2 + \Delta h_{см}. \quad (11)$$

Решая уравнение (7), а также уравнения (6) и (11) совместно, можно определить как параметры, характеризующие состояние горючей смеси во впускном трубопроводе, так и коэффициент наполнения $\eta_{н.тр}$.

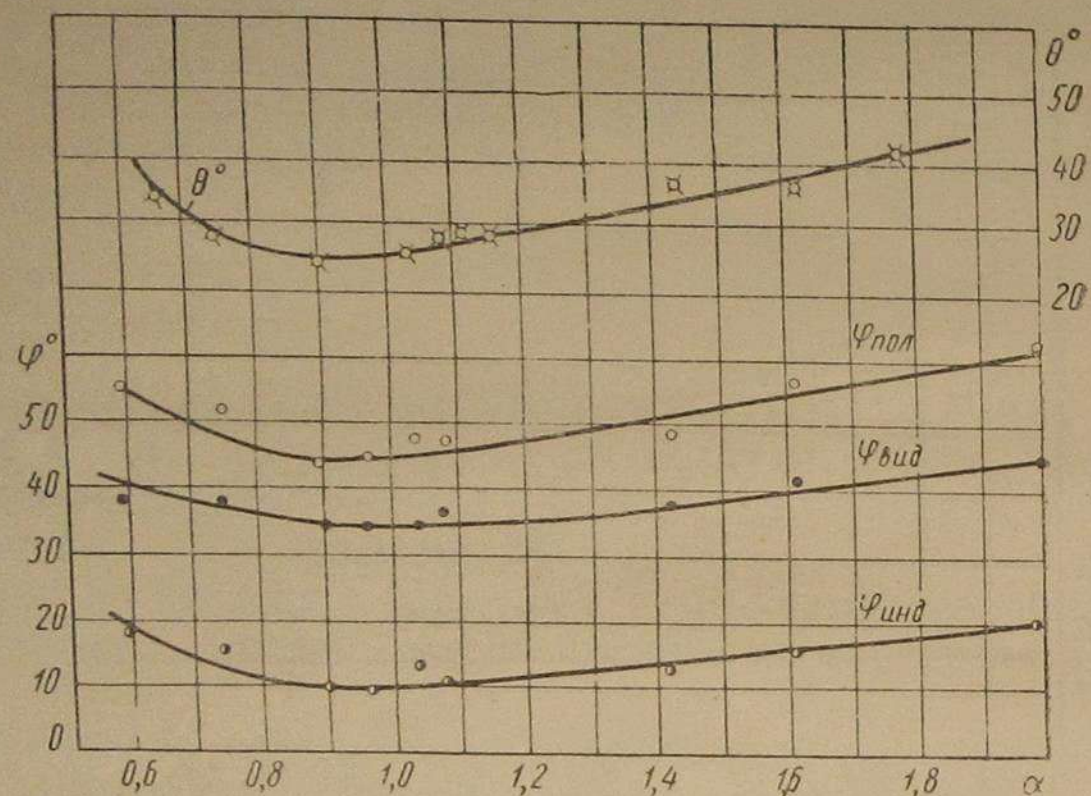


Фиг. 2. Изменение коэффициентов наполнения, а также разрежения и температуры в трубопроводе двигателя Г-58 в зависимости от состава горючей смеси.

Опыты на двигателе Г-58 показали, что формула (7) правильно отражает зависимость температуры горючей смеси в трубопроводе от температуры воздуха и газа, поступающих в смеситель. Значение величины Δt зависит главным образом от соотношения теплового режима двигателя, температуры окружающей среды, а также температуры газа и воздуха, поступающих в смеситель. При испытаниях двигателя с вентилятором значения Δt колебались от 3 до 7° С. Формулы (6) и (11) также правильно отражают характер зависимости $\eta_{н.тр}$ и $h_{тр}$ от значения α , как это видно из фиг. 2. На этой фигуре нанесены кривые значений $h_{тр}$ и $\eta_{н.тр}$, подсчитанных по формулам (6) и (11). Величина $\xi_{уст}$ была определена по гидравлическому сопротивлению газогенераторной установки при коэффициенте $\alpha = 1,1$. Величина $\Delta h_{см}$ была принята равной 350 мм вод. ст. для всех значений α . Там же нанесены значения $h_{тр}$ и $\eta_{н.тр}$, полученные экспериментально. Совпадение расчетных и опытных точек хорошее. Таким образом, можно рекомендовать для газогенераторных двигателей определять значения $\eta_{н.тр}$ и $h_{тр}$ по формулам (6) и (11).

Согласно опытным данным (фиг. 2), коэффициент наполнения двигателя Г-58 на всем диапазоне изменения коэффициента α оставался примерно постоянным. Коэффициент наполнения трубопровода двигателя Г-58 заметно изменялся в зависимости от величины α . Так, например, при увеличении значения α от 0,6 до 1,9 коэффициент $\eta_{н.тр}$ возрастал от 0,76 до 0,83, т. е. на 9,2%. Указанное изменение коэффициента наполнения трубопровода вызывает изменение общего коэффициента наполнения у этого двигателя с 0,69 до 0,77 (на 11,6%).

Таким образом, малое значение объемного коэффициента смешения генераторного газа с воздухом приводит к иной зависимости коэффи-



Фиг. 3. Изменение продолжительности сгорания и наиболее выгодного угла опережения зажигания двигателя Г-58 в зависимости от значения α .

циента наполнения газогенераторных двигателей от значения α , чем у двигателей, работающих на жидком топливе.

Зависимость параметров рабочего процесса от коэффициента избытка воздуха. Увеличение общего коэффициента наполнения при обеднении смеси должно было привести к возрастанию значений p_a и p_c . Для проверки увеличения величины p_c при обеднении смеси были сняты индикаторные диаграммы с выключенным зажиганием при работе двигателя на смеси разного состава. Испытания показали, что значения p_c увеличиваются от 14,6 до 16,7 $кг/см^2$ при изменении коэффициента α от 0,6 до 1,9.

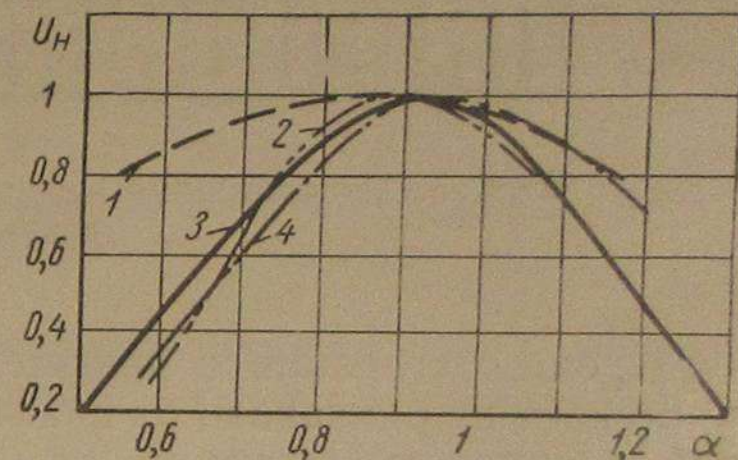
Самое малое значение наиболее выгодного угла опережения зажигания у двигателя Г-58 наблюдалось при $\alpha = 0,85 \div 0,95$ (фиг. 3). При обогащении смеси происходило более резкое увеличение наиболее выгодного угла опережения зажигания, чем при обеднении смеси.

Изменение скорости эффективного выделения тепла в двигателе Г-58 при разных составах горючей смеси определялось по продолжительности периода видимого сгорания. На фиг. 3 показаны

кривые изменения продолжительности индукционного периода сгорания $\varphi_{инд}$, периода видимого сгорания $\varphi_{вид}$ и полного периода сгорания $\varphi_{пол}$ в зависимости от состава горючей смеси. На основании приведенных кривых можно отметить, что минимальные значения $\varphi_{инд}$, $\varphi_{вид}$ и $\varphi_{пол}$ лежат при величине $\alpha = 0,85 \div 0,95$. Величина видимого периода сгорания колеблется в пределах 5° (от 35 до 40° поворота коленчатого вала) при увеличении коэффициента избытка воздуха от $\alpha = 0,6$ до $\alpha = 1,6$. Дальнейшее увеличение значения α до 2,0 приводит к возрастанию периода видимого сгорания еще на 5° поворота коленчатого вала. Индукционный период сгорания у двигателя Г-58 колеблется от 9° поворота коленчатого вала при $\alpha = 0,85 \div 0,95$ до $17-18^\circ$ при $\alpha = 0,6$ и $\alpha = 2,0$. Продолжительность полного периода сгорания $\varphi_{пол}$ изменяется от 44° до 62° поворота коленчатого вала. Кривая изменения величины $\varphi_{пол}$ в зависимости от значения α согласуется с кривой зависимости наиболее выгодного угла опережения зажигания от состава горючей смеси (фиг. 3).

Данные об относительно малом изменении периода видимого сгорания у двигателя Г-58 в зависимости от значения α несколько отличаются от результатов испытаний газовых двигателей, работающих на других видах газообразного топлива. Например, по данным К. И. Генкина [4] при работе одноцилиндрового двигателя на метановом газе влияние величины α на период видимого сгорания сказалось в большей степени. При обеднении смеси от $\alpha = 0,95$ до $\alpha = 1,5$ период видимого сгорания $\varphi_{вид}$ в этих испытаниях увеличился с 30 до 45° поворота коленчатого вала.

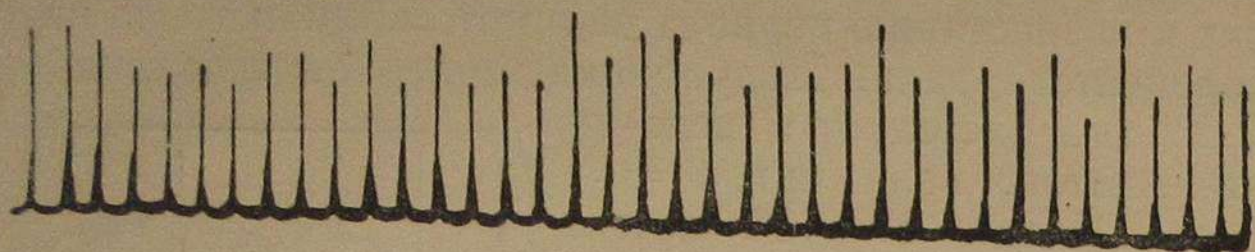
Согласно теоретическим и экспериментальным работам [4], [11], скорость тепловыделения зависит главным образом от турбулентности рабочей смеси в период сгорания. Величина фундаментальной скорости сгорания также оказывает влияние на скорость эффективного тепловыделения, видимо, вследствие изменения ширины зоны горения. Так как при изменении коэффициента избытка воздуха турбулентность смеси почти не меняется, то главную причину колебаний периода видимого сгорания $\varphi_{вид}$ в данном случае следует искать в изменении нормальной скорости сгорания u_n . Как известно, нормальная скорость сгорания генераторного газа значительно меньше, чем у других горючих газов, но в данном случае нас интересуют не абсолютные значения этой скорости, а изменение ее при обеднении смеси. Как видно из фиг. 4, относительная нормальная скорость сгорания генераторного газа мало изменяется при обеднении или обогащении смеси по сравнению с другими газами. Это,



Фиг. 4. Изменение относительной нормальной скорости сгорания различных газов в зависимости от состава смеси:

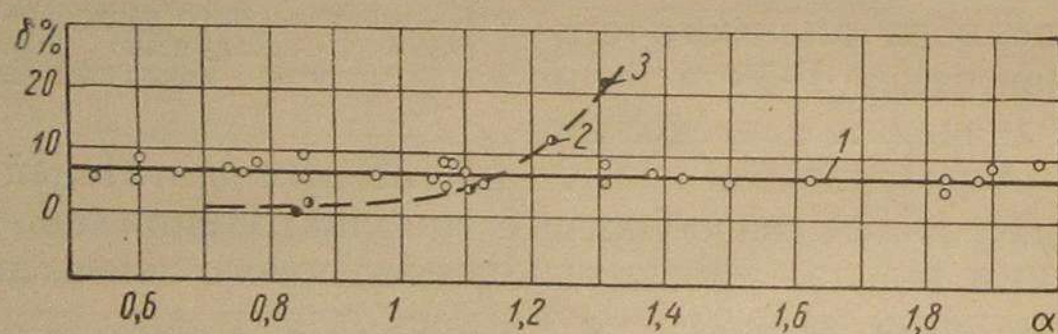
1 — генераторного газа; 2 — естественного газа; 3 — воздушных смесей метана; 4 — коксового газа.

видимо, и является основной причиной малого изменения периода видимого сгорания $\varphi_{вид}$ в зависимости от величины α у двигателя Г-58. Различия в степени влияния величины α на значение $\varphi_{вид}$ у газогенераторного двигателя Г-58 и у одноцилиндрового двигателя, работающего на метановом газе, также легко объясняются приведенными на фиг. 4 данными по зависимости нормальной скорости сгорания этих газов от значения α .



Фиг. 5. Индикаторные диаграммы последовательных циклов двигателя Г-58.

Процесс сгорания в двигателях с принудительным зажиганием протекает не одинаково от цикла к циклу. Если на пленку осциллографа записать давление, развивающееся в цилиндрах двигателя при последовательных рабочих циклах, то получится осциллограмма, изображенная на фиг. 5. Каждая пика характеризует величину давления газов при том или ином цикле. Для оценки нестабильности про-



Фиг. 6. Изменение стабильности процессов сгорания в карбюраторных двигателях и в двигателе Г-58:

1 — для газогенераторного двигателя Г-58; 2 — для карбюраторного бензинового двигателя ГАЗ-51; 3 — для карбюраторного бензинового двигателя АШ-82.

цессов сгорания может быть использован следующий, известный в технической литературе [10], критерий:

$$\delta = \frac{\sum_{1}^n |\Delta p_z|}{n p_{zcp}}, \quad (12)$$

где n — число записанных последовательных циклов;

p_{zcp} — средняя величина максимального давления вспышки за n циклов;

Δp_z — разность между давлением данного цикла и p_{zcp} .

В карбюраторных двигателях неидентичность процессов сгорания наблюдается при всех значениях α , но особенно заметной она становится при $\alpha \geq 1,1$. На фиг. 6 приведена зависимость коэффициента нестабильности карбюраторных двигателей от значения α , построенная по индикаторным диаграммам, опубликованным в литературе [7], [11].

Испытания двигателя Г-58 показали, что его последовательные циклы в отношении их идентичности отличаются следующими двумя особенностями. Во-первых, коэффициент нестабильности δ у двигателя Г-58 колеблется в пределах 5—9%, что значительно превышает значение этого показателя у карбюраторных двигателей, равного $\delta \approx 1,0\%$ при оптимальном значении коэффициента избытка воздуха. Во-вторых, процесс сгорания в двигателе Г-58 протекает почти стабильно (фиг. 6) при изменении коэффициента избытка воздуха в широких пределах. Были проведены испытания с изменением величины α от 0,6 до 2,0.

В литературных источниках нет экспериментальных данных о зависимости стабильности процессов сгорания в газогенераторных двигателях от состава смеси. Известно только указание Н. П. Хухловича [14] о том, что при испытании газогенераторного двигателя 2 ГЧ — 10,5/13, работающего на древесных чурках, при оптимальном регулировании наблюдалась значительная нестабильность рабочих циклов. Обработка индикаторных диаграмм, приведенных в этой работе, показала, что коэффициент нестабильности двигателя δ равнялся 8,1%. Это свидетельствует о том, что полученные результаты не являются случайными.

Причины неравномерности процесса сгорания в двигателях до сих пор не выяснены, так как современные представления о процессах воспламенения и сгорания, лежащих в основе указанного явления, все еще остаются неполными. Неидентичность процесса сгорания объясняется обычно [7], [10], [11] колебаниями от цикла к циклу скорости перемещения рабочей смеси у электродов свечи зажигания, мощности электрической искры и коэффициента наполнения, а также неравномерностью распределения топлива, воздуха и остаточных газов в заряде рабочей смеси. Последняя причина является, видимо, одной из основных, так как она позволяет более или менее удовлетворительно объяснять изменение коэффициента нестабильности процесса сгорания в карбюраторных двигателях в зависимости от величины α [7]. Более или менее стабильное протекание процесса сгорания в двигателе Г-58 объясняется тем, что создание достаточно равномерной горючей смеси в этом двигателе достигается сравнительно легко вследствие малого коэффициента смешения, газообразного состояния топлива и вследствие широких пределов горючести смеси генераторного газа с воздухом.

Изменение состава отработавших газов в зависимости от значения α приведено на фиг. 7. По этим данным подсчитаны значения действительного коэффициента полноты тепловыделения, а также выяснено изменение теоретического коэффициента выделения тепла в двигателе Г-58.

При помощи теоретического коэффициента выделения тепла K_t производится оценка возможной неполноты сгорания топлива из-за недостатка воздуха [7]:

$$K_t = 1 - \frac{\Delta h_u}{h_u}, \quad (13)$$

где h_u — теплотворность 1 кг моля горючей смеси;

Δh_u — теплотворность продуктов сгорания 1 кг моля горючей смеси при полном использовании кислорода.

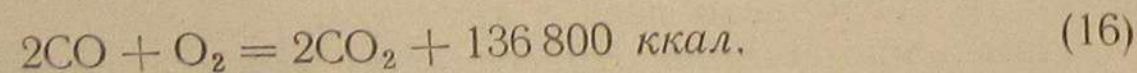
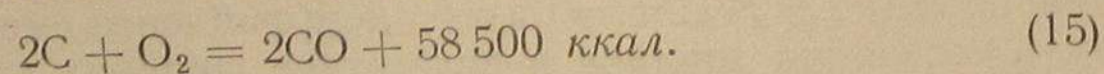
Следовательно, для подсчета коэффициента K_t при $\alpha < 1,0$ необходимо знать зависимость состава продуктов сгорания того или иного топлива от значения α при полном использовании кислорода. Определить эту зависимость по химическим формулам трудно, поэтому ее находят экспериментальным путем.

Для подсчета значений K_t у двигателя Г-58 были построены кривые изменения состава продуктов сгорания в зависимости от значения α без учета фактической неполноты сгорания (фиг. 8). Эти кривые были построены по данным фиг. 7, причем было сделано допущение, что кислород, имеющийся в отработавших газах, при $\alpha < 1,0$ расходуется на дополнительное сгорание окиси углерода и водорода, а при $\alpha > 1$ горючие компоненты сгорают полностью. Зависимость $K_t = f(\alpha)$ для двигателя Г-58 показана на фиг. 9. Эта зависимость для $\alpha < 1,0$ с достаточной точностью отвечает следующему эмпирическому уравнению:

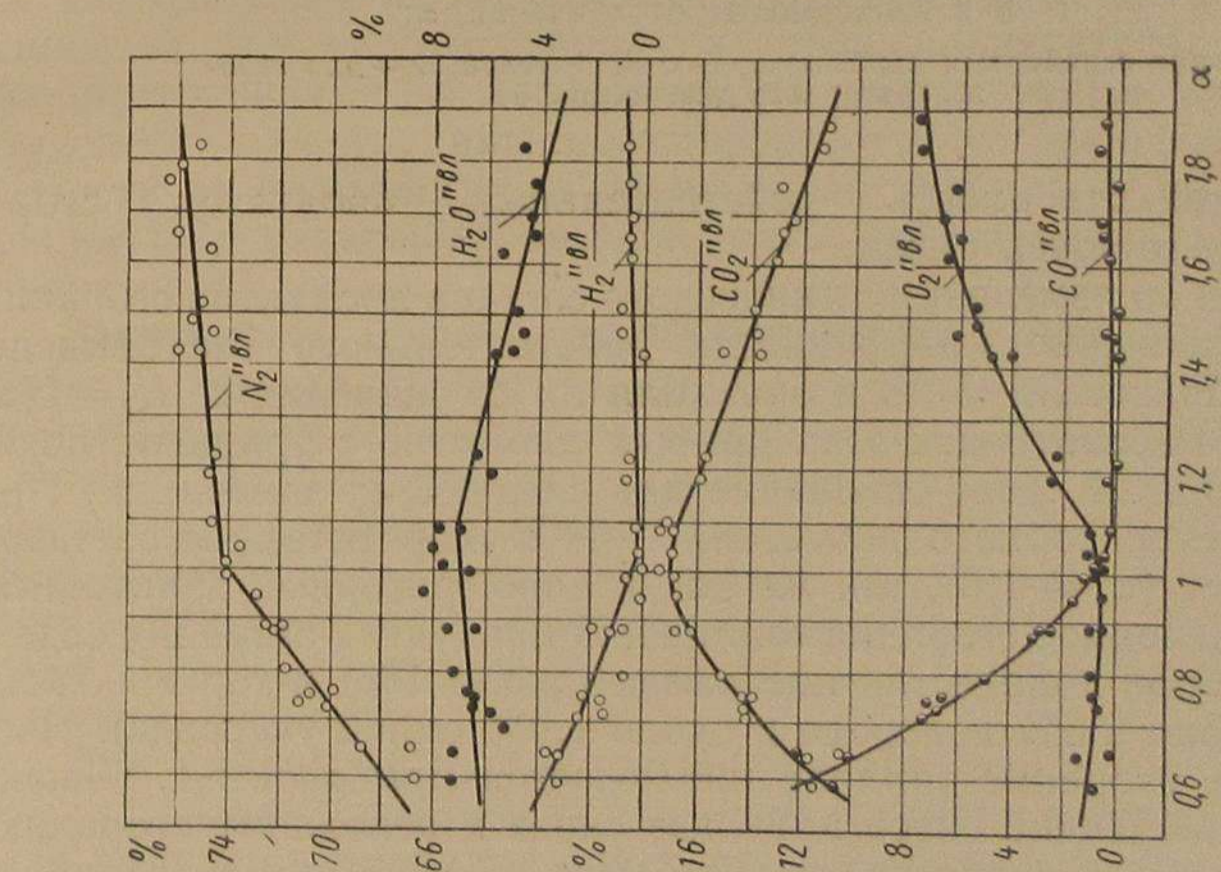
$$K_t = 1,1\alpha - 0,1. \quad (14)$$

При рассмотрении графика зависимости $K_t = f(\alpha)$ для двигателя Г-58 совместно с аналогичной зависимостью для бензиновых двигателей [7] можно отметить, что значение теоретического коэффициента выделения тепла при изменении величины α от 1,0 до 0,6 в случае сгорания генераторного газа превышает значение K_t , получаемое для бензина (фиг. 10).

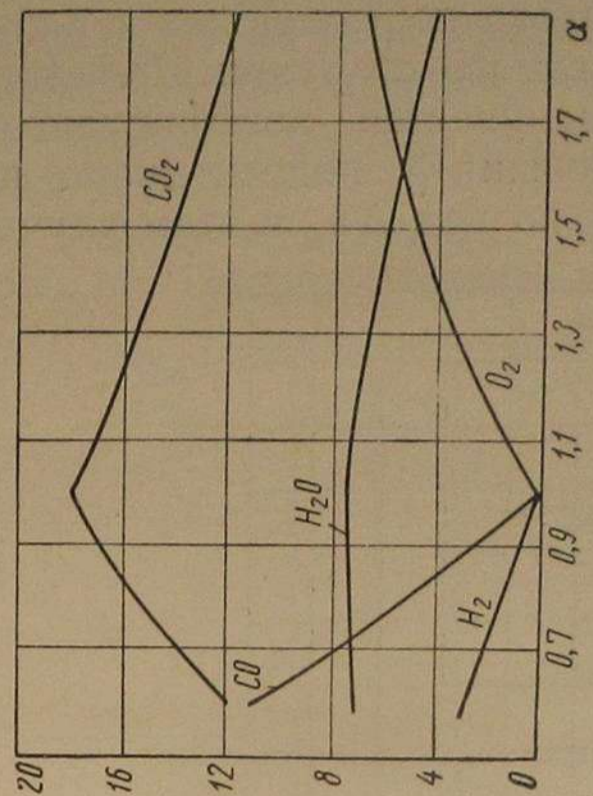
Одна из причин, вызывающих указанную особенность, заключается в следующем. При сгорании топлива с недостатком воздуха теоретический коэффициент выделения тепла зависит главным образом от того, с каким химическим компонентом топлива соединяется кислород, так как при соединении 1 кг моля кислорода с разными химическими компонентами топлива выделяется разное количество тепла. Наиболее наглядно это можно проследить на сгорании углерода в окись углерода и окиси углерода в углекислый газ. Реакции сгорания этих компонентов следующие:



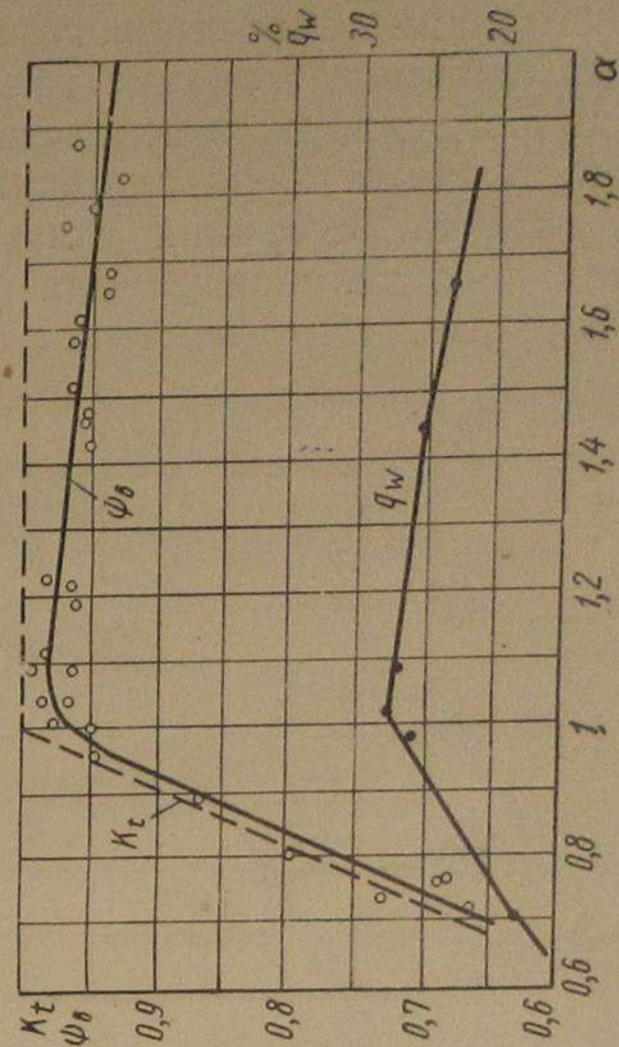
В случае сгорания окиси углерода в углекислый газ при расходовании 1 кг моля кислорода выделяется почти в 2,5 раза больше тепла, чем при сгорании углерода в окись. Так как при неполном



Фиг. 7. Изменение состава отработавших газов двигателя Г-58 в зависимости от значения α .



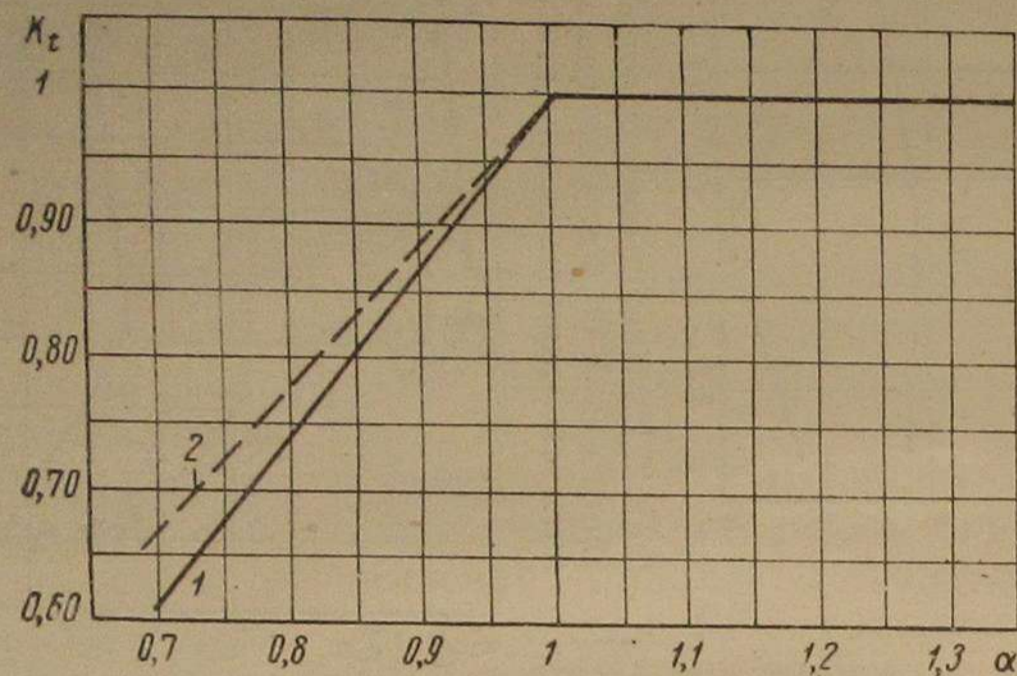
Фиг. 8. Изменение состава отработавших газов двигателя Г-58 без учета фактической неполноты сгорания в зависимости от значения α .



Фиг. 9. Изменение коэффициентов выделения тепла и потерь тепла в охлаждающую воду в двигателе Г-58 в зависимости от состава смеси.

сгорании бензина часть углерода сгорает в окись углерода, а такое соединение кислорода сопровождается малым выделением тепла, то теоретический коэффициент выделения тепла имеет меньшее значение, чем при сгорании генераторного газа.

Однако неполное сгорание топлива происходит не только из-за недостатка воздуха, но и вследствие плохого перемешивания рабочей смеси, а также из-за слишком медленного сгорания. Действительная полнота сгорания топлива оценивается коэффициентом действительного тепловыделения ψ_v . Значения ψ_v подсчитывают по той же формуле, что и значения K_t , только под Δh_u в этом случае



Фиг. 10. Изменение теоретического коэффициента выделения тепла в карбюраторных двигателях и в двигателе Г-58 в зависимости от значения α :

1 — для бензиновых карбюраторных двигателей; 2 — для газогенераторного двигателя Г-58.

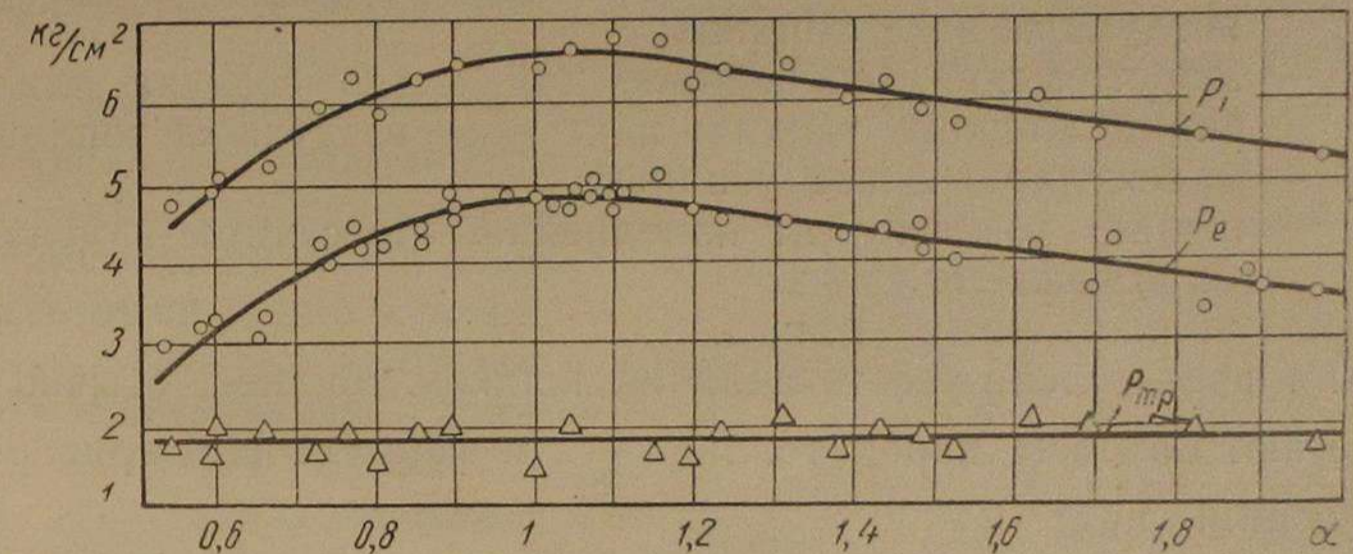
понимают теплотворность действительных продуктов сгорания 1 кг смеси горючей смеси.

По данным об изменении химического состава продуктов сгорания подсчитали значение коэффициента действительного тепловыделения ψ_v для двигателя Г-58 и сравнили их со значениями $K_t = f(\alpha)$ (см. фиг. 9). Рассмотрение этих кривых совместно с кривыми, показанными на фиг. 7, дает основание для следующих замечаний. При работе газогенераторного двигателя Г-58 с теоретическим составом горючей смеси ($\alpha = 1,0$), так же как в карбюраторных двигателях, происходит неполное сгорание топлива. В продуктах сгорания содержится некоторое количество кислорода (около 1%) и горючих компонентов (около 0,5% водорода и около 1,0% окиси углерода). Наиболее полное сгорание топлива наблюдается при $\alpha \approx 1,1$. Однако дальнейшее обеднение смеси приводит снова к неполному сгоранию, которое несколько увеличивается по мере возрастания значения α . При обогащении горючей смеси неполное сгорание топлива происходит за счет окиси углерода и водорода. В продуктах сгорания имеется также некоторое количество кислорода. Последнее обстоятельство указывает на то, что неполное сгорание топлива происходит не только

в результате недостатка воздуха, но и вследствие некоторого несовершенства процессов смешения и сгорания.

Результаты определения тепловых потерь в охлаждающую воду у двигателя Г-58 показаны в виде кривой зависимости $q_w = f(\alpha)$ на фиг. 9 (q_w — потери, отнесенные ко всему располагаемому теплу). Как видно из этого графика, при $\alpha = 1,0$ теряется в воду наибольшая доля общего тепла, внесенного в двигатель. При обеднении и при обогащении состава горючей смеси относительные потери уменьшаются.

Таким образом, исследование показало, что зависимость некоторых параметров рабочего процесса газогенераторного двигателя Г-58



Фиг. 11. Изменение величин p_i , p_e и p_{mf} двигателя Г-58 в зависимости от значения α .

от коэффициента избытка воздуха отличается от аналогичных зависимостей для карбюраторных и газовых двигателей, работающих на других видах газа, в основном малым изменением скорости тепловыделения при сгорании смеси генераторного газа с воздухом в зависимости от значения α и сохранением стабильности процесса сгорания при изменении коэффициента избытка воздуха в широком диапазоне.

Зависимость среднего эффективного давления от коэффициента избытка воздуха. На фиг. 11 показана зависимость $p_e = f(\alpha)$, построенная по точкам, полученным экспериментальным путем. Изменение среднего давления трения p_{mf} и среднего индикаторного давления p_i показано по опытным данным специально проведенных испытаний. Как видно из приведенных графиков, максимальные значения среднего эффективного и среднего индикаторного давления у двигателя Г-58, так же как и у других газогенераторных двигателей, наблюдаются при $\alpha \approx 1,1$.

Для выяснения причин этого явления был произведен теоретический анализ зависимости значений среднего индикаторного давления газовых и карбюраторных двигателей от значения α .

Из общих курсов теории двигателей внутреннего сгорания известно, что для газовых двигателей (в том числе для газогенераторных)

$$p_i = 0,503 \frac{p_0}{T_0} H'_u \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} \eta_n \text{ кг/см}^2, \quad (17)$$

а для двигателей, работающих на жидком топливе, с внешним смесеобразованием

$$p_i = 0,503 \frac{p_0}{T_0} H_u \frac{\eta_i}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_T}} \eta_n \text{ кг/см}^2, \quad (18)$$

где p_0 — давление окружающей среды в кг/см^2 ;
 T_0 — температура окружающей среды в $^\circ\text{абс}$;
 H_u — теплотворность топлива в ккал/кг моль ;
 H_u — теплотворность топлива в ккал/кг ;
 V_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива в м^3 воздуха/ м^3 топлива или кг моль воздуха/ кг моль топлива;
 L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания жидкого топлива в кг моль воздуха/ кг топлива;
 m_T — молекулярный вес топлива;
 η_n — общий коэффициент наполнения, отнесенный к условиям окружающей среды;
 η_i — индикаторный к. п. д.

Для двигателей, работающих на жидком топливе, обычно пренебрегают объемом паров топлива $\frac{1}{m_T}$, и формула (18) приобретает следующий вид:

$$p_i = 0,503 \frac{p_0}{T_0} \eta_n \frac{H_u \eta_i}{L_0 \alpha}. \quad (19)$$

Для придания анализу более общего характера объединим формулы (17) и (18). Для этого умножим числитель и знаменатель выражения (18) на молекулярный вес топлива:

$$p_i = 0,503 \frac{p_0}{T_0} m_T H_u \frac{\eta_i}{\alpha m_T L_0 + 1} \eta_n. \quad (20)$$

Произведение $m_T H_u$ соответствует теплотворности 1 кг моля топлива, т. е.

$$m_T H_u = H_u' \text{ ккал/кг моль}. \quad (21)$$

Произведение $m_T L_0$ является теоретически необходимым количеством кг молей воздуха для сгорания 1 кг моля жидкого топлива:

$$m_T L_0 = V_0 \text{ кг моль воздуха/кг моль топлива}. \quad (22)$$

После подстановки выражений (21) и (22) в формулу (19) получаем формулу (17), следовательно, зависимость p_i от определяющих параметров для газовых двигателей и двигателей, работающих на жидком топливе с внешним смесеобразованием, будет одинаковой.

Для упрощения анализа отнесем общий коэффициент наполнения η_n к нормальным физическим условиям и обозначим его через η_n' ; тогда формула (17) примет следующий вид:

$$p_i = 0,503 \cdot \frac{1,033}{273} H_u' \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} \eta_n' = 0,001915 H_u' \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} \eta_n'. \quad (23)$$

Из этого выражения видно, что изменение среднего индикаторного давления при различных значениях коэффициента избытка воздуха зависит от химического состава топлива, индикаторного к. п. д. и коэффициента наполнения.

Как известно, характер зависимости $p_i = f(\alpha)$ в основном определяется изменением величины $\frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0}$ при различных значениях коэффициента избытка воздуха. Остальные величины H_u' и η_n' для постоянного числа оборотов и полного открытия дроссельной заслонки изменяются в зависимости от значения α незначительно. Поэтому на первом этапе исследования допустим, что H_u' и η_n' являются постоянными величинами. Тогда формула (23) примет следующий вид:

$$p_i = K \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0}, \quad (24)$$

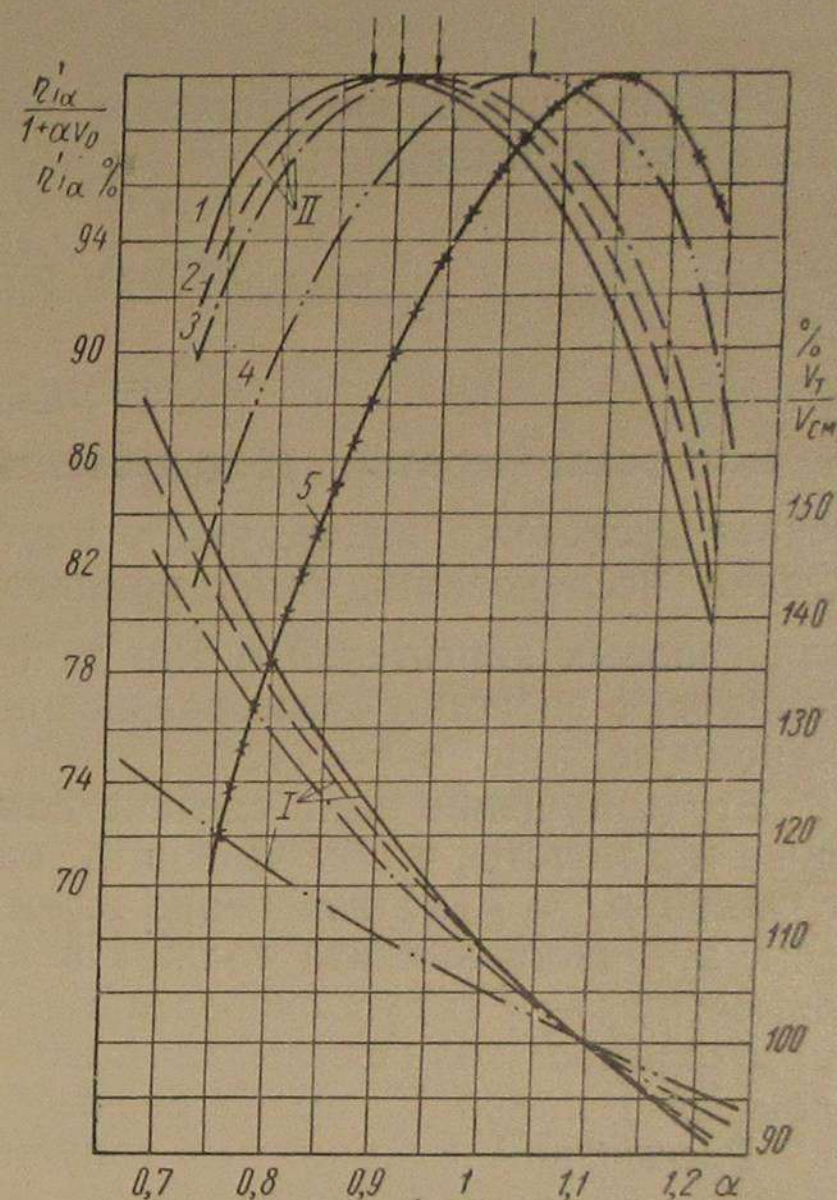
где

$$K = 0,001915 H_u' \eta_n'.$$

Рассмотрим зависимость η_i от α . Так как нас интересуют не абсолютные значения индикаторного к. п. д., а относительные, то заменим зависимость $\eta_i = f(\alpha)$ зависимостью $\eta_{i\alpha} = f(\alpha)$, где $\eta_{i\alpha}$ — относительный индикаторный к. п. д.:

$$\eta_{i\alpha} = \frac{\eta_i}{\eta_{i\alpha=1,0}}. \quad (25)$$

На фиг. 12 показана кривая изменения $\eta_{i\alpha}$ в зависимости от значения α , построенная как средняя из опытных кривых для работы ряда карбюраторных двигателей при полном открытии дроссельной заслонки и при постоянном числе оборотов [7], [9]. Однако на этом графике для удобства последующего анализа принято за 100%



Фиг. 12. Относительное изменение величин, определяющих q_v' в зависимости от значения α :

I — изменение отношения $\frac{V_T}{V_{см}}$; II — изменение отношения $\frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}$; 1 — $V_0 = 50$; 2 — $V_0 = 10$; 3 — $V_0 = 5$; 4 — $V_0 = 1$; 5 — изменение $\eta_{i\alpha}$ бензиновых карбюраторных двигателей.

наибольшее значение $\eta_{i\alpha}$ (при $\alpha = 1,1$). Обозначим это значение относительного индикаторного к. п. д.:

$$\eta'_{i\alpha} = \frac{\eta_i}{\eta_{i\alpha=1,1}} \quad (26)$$

В связи с введением относительного индикаторного к. п. д. выражение (24) примет вид:

$$p_i = K' \frac{\eta'_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}, \quad (27)$$

где

$$K' = \eta_{i\alpha=1,1} K.$$

Для газогенераторных двигателей зависимость $\eta'_{i\alpha} = f(\alpha)$ протекает несколько иначе, чем у карбюраторных. Однако на первой стадии исследования было принято, что зависимость $\eta'_{i\alpha} = f(\alpha)$ для газовых двигателей и для двигателей, работающих на жидком топливе, с внешним смесеобразованием протекает одинаково и имеет максимум при $\alpha = 1,1$.

Это допущение было сделано для упрощения последующего анализа и для того, чтобы выяснить, какое влияние оказывает на зависимость $p_e = f(\alpha)$ изменение значений величины V_0 . Таким образом, эта часть анализа должна показать, как бы изменилась зависимость $p_e = f(\alpha)$ у карбюраторного двигателя, если бы теоретически необходимое количество *кг молей* воздуха для сгорания одного *кг моля* топлива V_0 имело разные значения.

Рассмотрим с принятым допущением протекание кривой изменения величины $\frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}$ в зависимости от значения α для различных V_0 . Ясно, что при больших значениях V_0 наличие в знаменателе выражения $\frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}$ постоянного слагаемого (единицы) почти не отразится на зависимости этого выражения от α , так что эта зависимость почти целиком будет определяться значениями $\eta'_{i\alpha}$ и произведением αV_0 . При малых значениях V_0 , особенно при $V_0 \approx 1,0$, как это наблюдается при работе двигателя на генераторном газе, график зависимости рассматриваемой величины должен изменяться из-за наличия в знаменателе постоянного слагаемого, примерно равного величине переменного слагаемого. В этом случае максимальное

значение величины $\frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}$ будет получено при большем значении α .

Результаты подсчетов, проведенных для значений $V_0 = 50, 10, 5$ и $1 \frac{\text{кг моль воздуха}}{\text{кг моль топлива}}$, представлены в виде кривых, отмеченных цифрой II (фиг. 12). Для каждой кривой за 100% было принято

максимальное значение величины $\frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}$.

Как видно из этих графиков, максимального значения величина

$\frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}$ достигает:

для топлива с	$V_0 = 50$	при	$\alpha = 0,875$		
"	"	"	$V_0 = 10$	"	$\alpha = 0,900$
"	"	"	$V_0 = 5$	"	$\alpha = 0,930$
"	"	"	$V_0 = 1$	"	$\alpha = 1,020$

Таким образом, на основании математического анализа выражения $\frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}$, проведенного при условии, что зависимость $\eta'_{i\alpha} = f(\alpha)$ для всех топлив такая же, как для бензина, можно проследить, как смещаются максимальные значения выражения $\frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}$ в зависимости от величины V_0 того или иного топлива.

Однако значения среднего индикаторного давления зависят еще от H'_u и η'_u , как это было уже указано, а их значения в проведенном анализе были приняты постоянными. На самом деле эти величины несколько изменяются в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

Теплотворность жидкого топлива остается постоянной. Не меняется теплотворность и для сжатых или сжиженных газов, но для газогенераторных двигателей теплотворность топлива (газа) может меняться в зависимости от значения α в связи с изменением количества отбираемого из генератора газа и, следовательно, с изменением напряженности горения. Однако количество газа, засасываемого в двигатель при изменении значения α от 1,1 до 0,8 увеличивается всего на 17%. Такое изменение напряженности горения в газогенераторе не может вызывать значительного изменения теплотворности газа. По опытам на двигателе Г-58 при увеличении напряженности горения в генераторе на 17—20% теплотворность газа возросла всего на 1—1,5%. Необходимо также учесть, что при этом несколько возросло и значение V_0 . Поэтому величина теплотворности горючей смеси почти не изменялась.

Изменение зависимости $\eta'_u = f(\alpha)$ для газогенераторного двигателя Г-58 уже было рассмотрено. Было выявлено, что при увеличении значений α от 0,7 до 1,2 увеличивается общий коэффициент наполнения на 5%. Однако это увеличение не может значительно

изменить протекание кривых зависимости $\frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0} = f(\alpha)$, приведенных на фиг. 12. Следовательно, изменения кривых зависимости $p_i = f(\alpha)$ для топлив с разными значениями V_0 будут примерно

такими же, как и кривых величины $\frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}$.

Для того чтобы разобраться в причинах смещения максимальных значений p_i в сторону больших значений α для малотеплотворных

топлив, постараемся выяснить физическую сущность переменной части выражения p_i [см. формулу (23)], т. е. величины $H'_u \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} \eta'_n$.

Обозначим эту величину q_v .

$$q_v = H'_u \frac{\eta_i}{1 + \alpha V_0} \eta'_n. \quad (28)$$

Преобразуем знаменатель выражения (28):

$$1 + \alpha V_0 = 1 + \varphi_0, \quad (29)$$

где $\varphi_0 = \frac{V_s}{V_T}$ — коэффициент объемного смешения.

Так как для величины φ_0 не имеет значения, в каких единицах взяты V_s и V_T , то примем обычную для φ_0 размерность этих величин: кг молей/час, т. е.

$$\varphi_0 = \frac{V_s \text{ кг молей воздуха/час}}{V_m \text{ кг молей топлива/час}}.$$

Подставляя значение φ_0 в выражение (29), получим:

$$1 + \varphi_0 = 1 + \frac{V_s}{V_T} = \frac{V_T + V_s}{V_T} = \frac{V_{см}}{V_T}. \quad (30)$$

Тогда выражение q_v примет следующий вид:

$$q_v = \frac{H'_u \eta_i \eta'_n V_T}{V_{см}}. \quad (31)$$

Произведение $H'_u V_T$ в этой формуле представляет собой количество тепла, внесенного с топливом в двигатель в течение часа, т. е.

$$H'_u V_T = Q_0. \quad (32)$$

Часовой расход смеси может быть выражен через V'_h (часовой рабочий объем двигателя в л) и η'_n

$$V_{см} = V'_h \eta'_n. \quad (33)$$

После подстановки выражений (32) и (33) формула (31) примет следующий вид:

$$q_v = \frac{Q_0 \eta_i}{V'_h}. \quad (34)$$

Следовательно, величина q_v характеризует количество тепла, затраченного на индикаторную работу в единице рабочего объема цилиндров двигателя за один рабочий ход. Величина q_v является как бы удельным теплоиспользованием единицы рабочего объема цилиндров двигателя. Как уже указывалось, величина q_v является переменной составляющей среднего индикаторного давления p_i и отличается от него размерностью и численным значением.

Характер изменения этих величин в зависимости от значения α одинаков.

Выяснив физическую сущность величины q_v , можно разобраться в причинах смещения максимальных значений величин q_v и p_i в сторону больших значений α для топлив, имеющих малую теплопроводность. Для упрощения и большей наглядности исследования примем опять, что H'_u и η'_n являются постоянными. Это, как уже было показано, мало изменяет характер зависимости $q_v = f(\alpha)$,

поэтому величину $\frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}$ можно считать условным коэффициентом теплоиспользования единицы рабочего объема цилиндров двигателя q'_v

$$q'_v = \frac{\eta_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}. \quad (35)$$

Если в этом выражении значение знаменателя преобразовать согласно равенству (29), то оно примет вид:

$$q'_v = \eta'_{i\alpha} \frac{V_T}{V_{см}}. \quad (36)$$

На фиг. 12 даны графики, необходимые для анализа. Сплошной линией с крестиками показано изменение $\eta'_{i\alpha} = f(\alpha)$. Группа кривых, обозначенных цифрой I, представляет собой изменение относительных значений $\frac{V_T}{V_{см}}$ в зависимости от значения α для топлив с разными V_0 . За 100% для этих графиков приняты значения $\frac{V_T}{V_{см}}$ при $\alpha = 1,1$. Группа кривых, обозначенных цифрой II, представляет собой изменение относительных значений зависимости $q'_v = f(\alpha)$ для топлив с разными V_0 .

При рассмотрении фиг. 12 можно сделать следующие выводы. Зависимость условного коэффициента теплоиспользования рабочего объема цилиндров двигателя q'_v , а следовательно, и p_i определяется произведением двух величин: относительного индикаторного к. п. д. $\eta'_{i\alpha}$ и относительного объема топлива, занимаемого в общем объеме смеси. Зависимость $\eta'_{i\alpha} = f(\alpha)$ условно принята одинаковой для всех топлив, и поэтому она не может явиться причиной того, что значения $p_{i\max}$ достигаются при разных величинах α у двигателей, работающих на разных видах топлива. Причину этого явления с учетом принятого допущения следует искать в различном изменении зависимости $\frac{V_T}{V_{см}} = f(\alpha)$ у разных топлив, как это показано кривыми I на фиг. 12 и кривыми, показанными на фиг. 1.

Рассмотрим взаимодействие величин $\eta'_{i\alpha}$ и $\frac{V_T}{V_{см}}$ для разных топлив при обогащении смеси от $\alpha = 1,1$. Коэффициент полезного использования единицы топлива (индикаторный к. п. д.) вначале

медленно, а затем более резко уменьшается. Этому уменьшению величины $\eta'_{i\alpha}$ противопоставляется разное увеличение количества топлива в горячей смеси. Чем меньше нарастание величины $\frac{V_T}{V_{см}}$, тем раньше (т. е. при больших значениях α) прекратится увеличение условного коэффициента теплоиспользования рабочего объема $q'_v = \eta'_{i\alpha} \frac{V_T}{V_{см}}$ и начнется его уменьшение. Так протекают кривые изменения q'_v и p_i у газогенераторных двигателей. Чем большее нарастание величины $\frac{V_T}{V_{см}}$ требуется для достижения того или иного значения α , тем при меньших значениях α произойдет перегиб кривых изменения q'_v и p_i . Так протекают эти кривые у двигателей, работающих на жидком топливе.

Таким образом, анализ показал, что различное изменение количества топлива в смеси при одинаковом изменении величины α у разных топлив должно оказывать большое влияние на зависимость $p_i = f(\alpha)$.

Из проведенного теоретического анализа видно, что если бы теплотворность генераторного газа и коэффициент наполнения газогенераторных двигателей оставались постоянными при изменении значения α так же, как в карбюраторных двигателях, и процесс сгорания смеси генераторного газа с воздухом протекал бы так же, как сгорание бензовоздушной смеси (одинаковое изменение η_i в зависимости от величины α), то и тогда бы максимальное значение p_i достигалось у газогенераторных двигателей при $\alpha = 1,02$. Это явилось бы следствием только того, что объемный коэффициент смещения генераторного газа с воздухом V_0 значительно отличается от величины V_0 у бензина.

Как уже указывалось, максимальные значения среднего индикаторного давления у двигателя Г-58 были получены при $\alpha \approx 1,1$ (см. фиг. 11), что несколько расходится с результатами теоретического анализа. Это вполне закономерно, так как теоретический анализ был проведен с целым рядом допущений.

Для установления дополнительных причин смещения точек, соответствующих максимальным значениям p_i , необходимо было в первую очередь отказаться от принятых при теоретическом анализе допущений и учесть в формуле (28) действительные изменения зависимостей $\eta_i = f_1(\alpha)$, $H'_u = f_2(\alpha)$ и $\eta'_n = f_3(\alpha)$.

Кривые зависимости $\eta_i = f(\alpha)$ для двигателя Г-58 показаны на фиг. 13. Эти кривые построены по экспериментальной кривой $\eta_e = f(\alpha)$ и зависимости $\eta_m = f(\alpha)$. Значения η_m были подсчитаны по данным величин p_i и p_e (фиг. 11).

Кривые зависимости индикаторного к. п. д. двигателя Г-58 от значения α отличаются от аналогичных кривых, характерных для двигателей с зажиганием от электрической искры (фиг. 12). Это различие заключается главным образом в том, что зависимость $\eta_i = f(\alpha)$ у двигателя Г-58 не имеет четко выраженного максимума.

При обеднении горючей смеси до $\alpha = 1,1$ происходит быстрое увеличение значений η_i . Менее интенсивное увеличение значений η_i продолжается примерно до $\alpha = 1,5$. При дальнейшем обеднении смеси до $\alpha = 2,0$ значения η_i остаются почти без изменения.

Перед тем как использовать полученную зависимость $\eta_i = f(\alpha)$ для выяснения причин смещения значений $p_{i\max}$, необходимо было разобратся, почему этот график отличается от графика обычного для карбюраторных двигателей вида. В основе зависимости $\eta_i = f(\alpha)$ для двигателей внутреннего сгорания лежит, как известно, изменение теоретического коэффициента выделения тепла K_t . На отклонение значений η_i от величины K_t оказывают влияние главным образом такие особенности действительного цикла, как изменение теплоемкости рабочего тела и степени диссоциации при различных значениях α , изменение полноты и скорости тепловыделения, изменение стабильности процессов сгорания от цикла к циклу, изменение тепловых потерь. Учитывая сказанное, можно записать, что

$$\eta_i = K_t \eta_0, \quad (37)$$

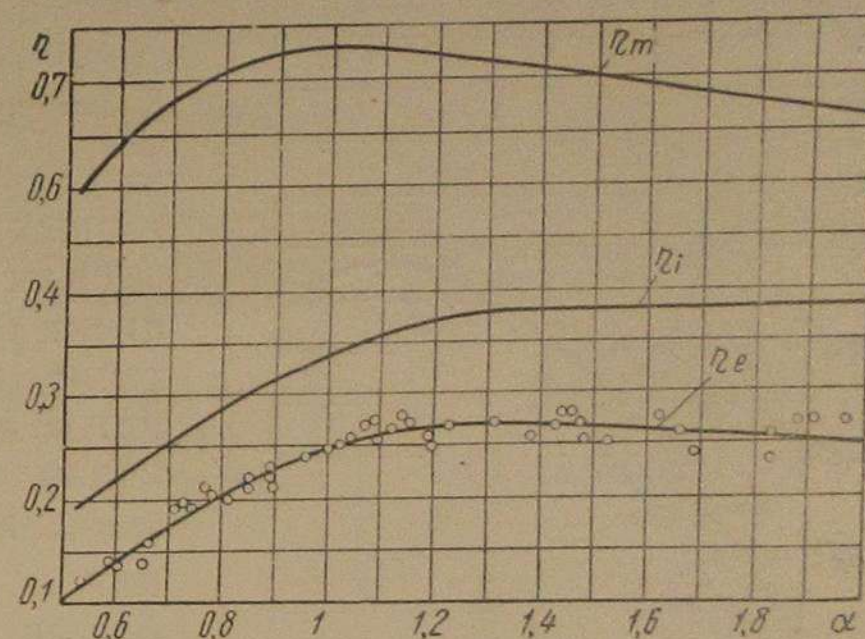
где η_0 — коэффициент использования выделившегося тепла [7].

Для относительных значений индикаторного к. п. д.

$$\eta_{i\alpha} = K_t \eta_{0\alpha}. \quad (38)$$

Определить теоретически зависимость коэффициента использования выделившегося тепла от значения α , т. е. дать количественную оценку влияния того или иного фактора на зависимость индикаторного к. п. д. от величины α , крайне трудно в связи с тем, что все эти факторы в той или иной степени связаны с процессом сгорания, окончательно разработанной теории которого пока еще нет. При проведении экспериментальных исследований также трудно количественно оценить влияние того или иного фактора на величину индикаторного к. п. д., так как эти факторы действуют одновременно. Поэтому ограничимся замечаниями о качественном влиянии различных факторов на зависимость $\eta_0 = f(\alpha)$, а следовательно, и на зависимость $\eta_i = f(\alpha)$.

При более высокой температуре в цилиндрах двигателя в результате сгорания рабочей смеси увеличиваются теплоемкость рабочего тела, диссоциация продуктов сгорания и тепловые потери. Все это ведет к уменьшению коэффициента использования выделившегося



Фиг. 13. Изменение величин η_e , η_i и η_m двигателя Г-58 в зависимости от α .

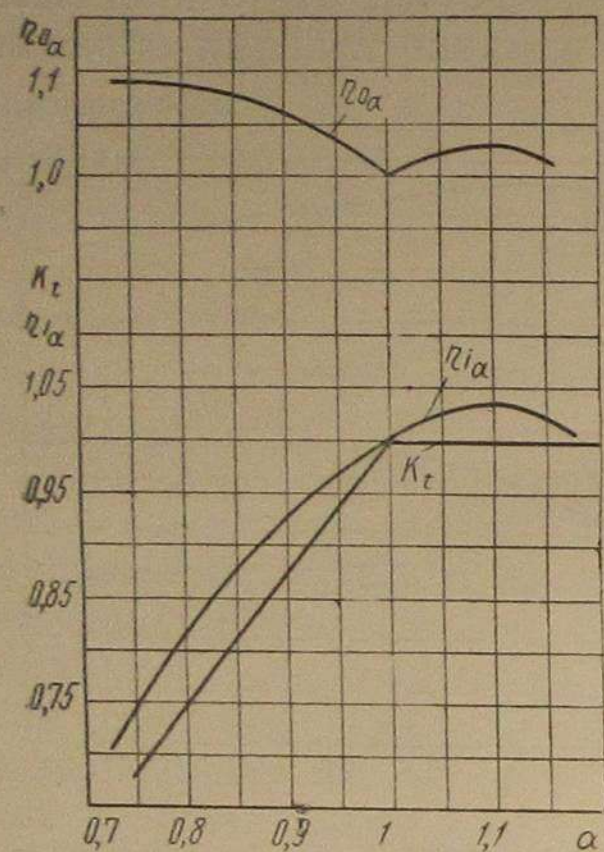
тепла. При уменьшении полноты и скорости тепловыделения, а также стабильности процессов сгорания уменьшается величина η_0 .

В карбюраторных двигателях наиболее высокая температура развивается, как известно, во время сгорания рабочей смеси при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,0$. Следовательно, в данном случае значение η_0 уменьшается больше, чем при других значениях коэффициента избытка воздуха. По мере обеднения или обогащения смеси температура циклов уменьшается, а вместе с этим увеличивается значение η_0 . При $\alpha = 1,0$ в карбюраторных двигателях происходит

неполное сгорание вследствие неравномерного перемешивания паров топлива с воздухом. Это также снижает значение η_0 . На фиг. 14 представлено изменение зависимостей $K_t = f_1(\alpha)$, $\eta'_{i\alpha} = f_2(\alpha)$ и $\eta_{0\alpha} = f(\alpha)$ для бензиновых карбюраторных двигателей.

Как видно из графиков, коэффициент использования выделившегося тепла имеет наименьшее значение при $\alpha = 1,0$. При обогащении и обеднении смеси происходит увеличение значения $\eta_{0\alpha}$. Однако при обеднении смеси начинает ухудшаться стабильность процессов сгорания (см. фиг. 6). Это приводит сначала к прекращению увеличения, а затем и к резкому уменьшению коэффициента $\eta_{0\alpha}$.

На фиг. 15 показаны кривые изменения значений $\eta_{i\alpha}$ и K_t двигателя



Фиг. 14. Изменение значений K_t , $\eta_{i\alpha}$ и $\eta_{0\alpha}$ карбюраторных двигателей в зависимости от α .

Г-58. На верхнем графике пунктирной линией обозначены относительные значения коэффициента использования выделившегося тепла, подсчитанные по формуле

$$\eta_{0\alpha} = \frac{\eta_{i\alpha}}{K_t} \quad (39)$$

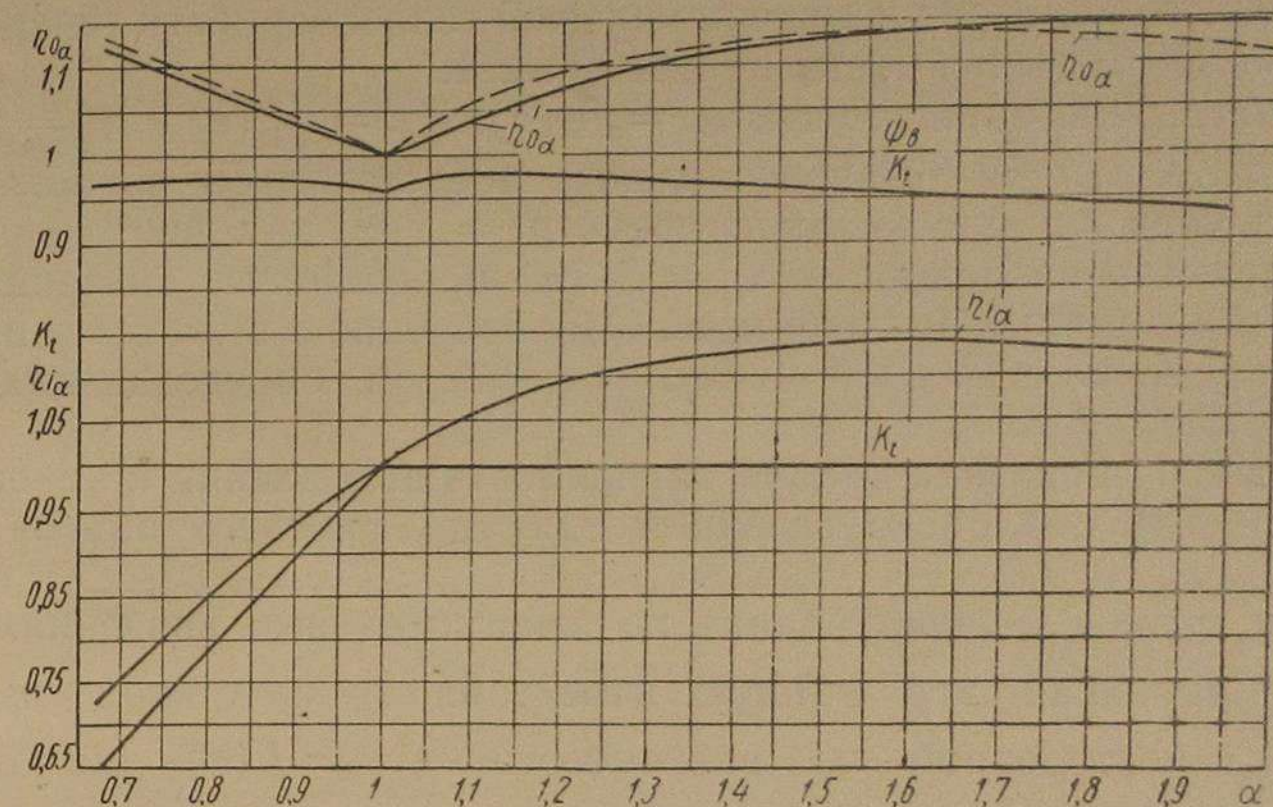
Однако в данном случае этот коэффициент, подсчитанный по теоретическому коэффициенту выделения тепла K_t , целесообразно заменить коэффициентом использования выделившегося тепла $\eta'_{0\alpha}$, подсчитанного по формуле

$$\eta'_{0\alpha} = \frac{\eta_{i\alpha}}{\psi_{\alpha}} \quad (40)$$

В газогенераторном двигателе коэффициент использования тепла имеет наименьшее значение при $\alpha = 1,0$ вследствие тех же причин, что и у карбюраторных двигателей. При обеднении и обогащении горючей смеси количество двухатомных газов в продуктах сгорания

значительно увеличивается (см. фиг. 7), а температура в цилиндрах двигателя уменьшается. Указанные явления приводят к уменьшению теплоемкости продуктов сгорания и, следовательно, к увеличению коэффициента использования выделившегося тепла.

Зависимость неполноты сгорания, определяемая отношением $\frac{\psi_{\alpha}}{K_t}$ (фиг. 15), от значения α у двигателя Г-58 несколько отличается от аналогичной зависимости у карбюраторных двигателей. Это определяет несколько особый характер влияния неполноты сгорания на относительные значения η_i . При неполном сгорании топлива



Фиг. 15. Изменение значений K_t , $\eta_{i\alpha}$ и $\eta_{0\alpha}$ двигателя Г-58 в зависимости от величины α .

в двигателе Г-58 понижается относительное значение индикаторного к. п. д. не только при $\alpha = 1,0$, но и при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1,5$, когда отношение $\frac{\psi_{\alpha}}{K_t}$ имеет меньшее значение, чем при $\alpha = 1,0$. Диссоциация продуктов сгорания в газогенераторных двигателях имеет меньшее значение в связи с меньшей температурой сгорания газозооных смесей. Некоторое влияние на увеличение значений η_0 при обогащении и обеднении смеси в двигателе Г-58, так же как и в карбюраторных двигателях, оказывает уменьшение тепла, теряемого двигателем в охлаждающую воду (фиг. 9).

Основной причиной, приводящей к резкому уменьшению значений η_0 и η_i у карбюраторных двигателей при обеднении смеси, является, как уже указывалось, ухудшение стабильности процессов сгорания. Вследствие сохранения стабильности процессов сгорания в газогенераторных двигателях Г-58 в широком диапазоне значений α исключается уменьшение значений η_0 и η_i при обеднении смеси. Это

и определяет главным образом особый характер зависимости $\eta_i = f(\alpha)$ у газогенераторных двигателей.

Дополнительно к перечисленным причинам, воздействующим на значения η_0 и η_i у газогенераторных и карбюраторных двигателей, у газогенераторных двигателей есть еще два фактора, влияющих на эти значения. При некотором увеличении продолжительности периода видимого сгорания у двигателя Г-58, особенно при больших значениях α , несколько ухудшается использование выделившегося тепла η_0 . С увеличением значений p_c при обеднении смеси немного увеличивается значение коэффициента использования тепла.

На фиг. 16 показано изменение низшей теплотворности генераторного газа H_u в зависимости от значения α .

После того как зависимости $\eta_i = f_1(\alpha)$, $H_u = f_2(\alpha)$ и $\eta'_n = f_3(\alpha)$ для двигателя Г-58 были выявлены, представилась возможность выяснить, как влияют на зависимость $p_i = f(\alpha)$ для двигателя Г-58 иной характер зависимости $\eta_i = f_2(\alpha)$ и различные значения H_u и η_n при различных значениях α . Одновременно с этим была произведена проверка взаимной увязки параметров, определяющих значения p_i .

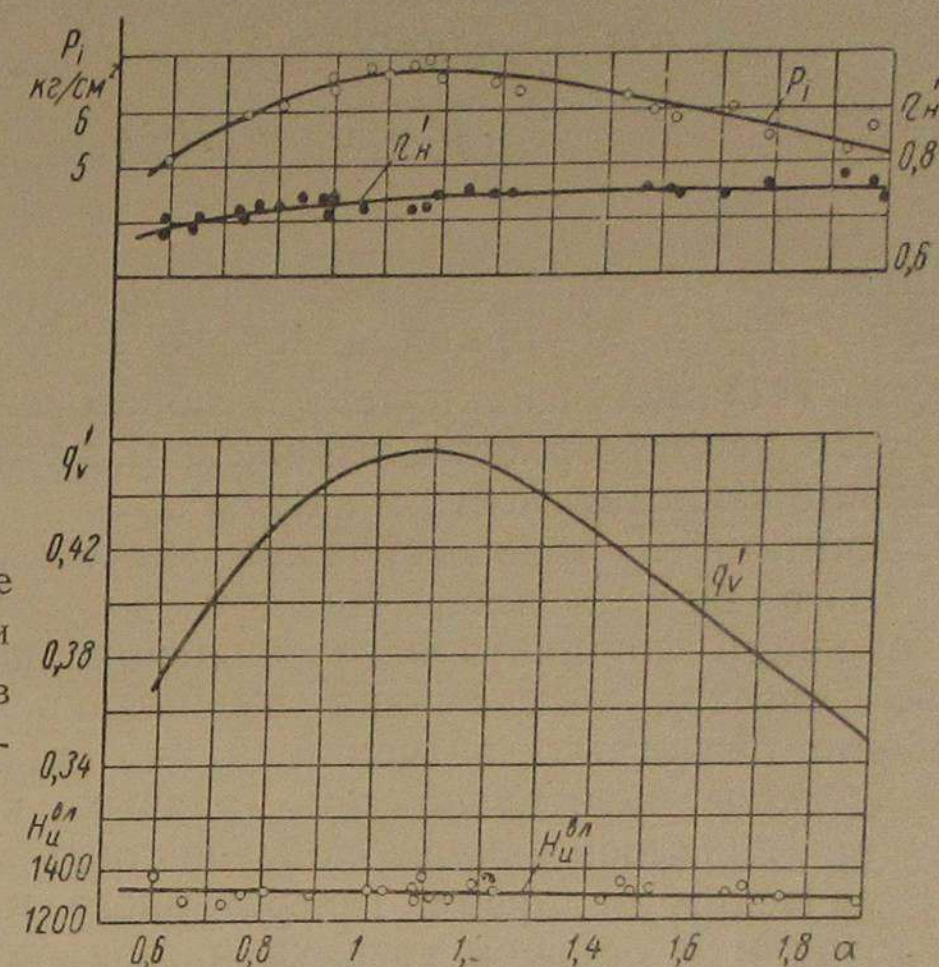
На фиг. 17 показана кривая зависимости от значения α условного коэффициента теплоиспользования единицы рабочего объема двигателя

$q'_v = \frac{\eta'_{i\alpha}}{1 + \alpha V_0}$, построенная по действительным значениям $\eta'_{i\alpha}$ и $V_0^{\delta, \lambda}$. Сравнивая эту кривую изменения q'_v с кривой изменения q'_v , построенной по зависимости $\eta'_{i\alpha} = f(\alpha)$ для бензиновых двигателей (фиг. 12), можно отметить, что максимальные значения q'_v в первом случае достигаются при несколько больших значениях коэффициента избытка воздуха. Следовательно, переход к действительной зависимости $\eta'_{i\alpha} = f(\alpha)$ двигателя Г-58 приводит к дополнительному смещению максимума кривой изменения $q'_v = f(\alpha)$ в сторону более бедных смесей. На фиг. 16 показано влияние значений H_u и η'_n на зависимость $p_i = f(\alpha)$.

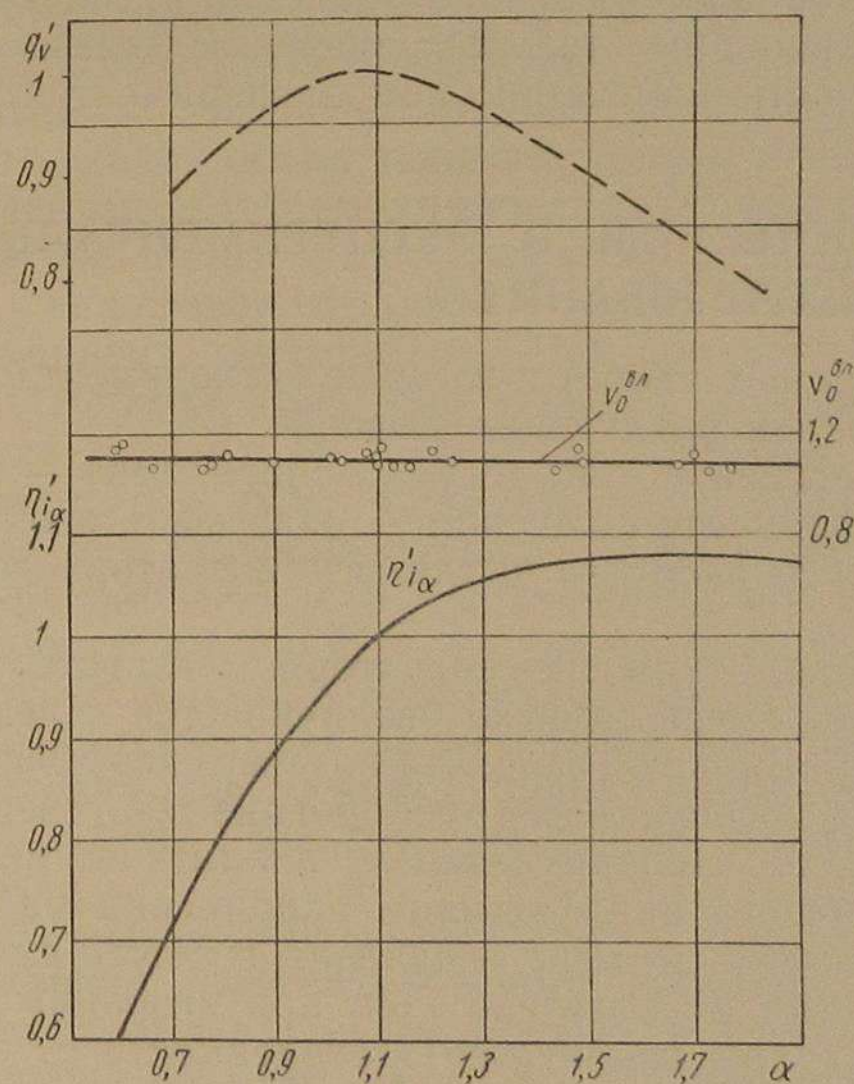
Таким образом, график зависимости $p_i = f(\alpha)$ для разных топлив определяется не только соотношением топлива и воздуха в горючей смеси. Большое влияние оказывают особенности процесса сгорания того или иного топлива, которые отражаются на изменении зависимости значения η_i от величины α . В двигателе Г-58 вследствие влияния этих особенностей максимальные значения p_i соответствуют $\alpha = 1,07$, вместо $\alpha = 1,02$, как получено при теоретическом анализе.

Вследствие увеличения общего коэффициента наполнения двигателя Г-58 при обеднении смеси еще несколько смещаются максимальные значения p_i в сторону больших значений α ($\alpha \approx 1,1$).

Кроме установления влияния значений η_i , H_u и η_n на зависимость $p_i = f(\alpha)$, по фиг. 16 и 17 была проверена точность определения величин $H_u^{\delta, \lambda}$, η'_n , η_i , $V_0^{\delta, \lambda}$ и p_i во время экспериментов. Эта проверка



Фиг. 16. Изменение значений p_i , η'_n , q'_v и $H_u^{\delta, \lambda}$ двигателя Г-58 в зависимости от величины α .



Фиг. 17. Изменение значений q'_v , $\eta'_{i\alpha}$ и $V_0^{\delta, \lambda}$ двигателя Г-58 в зависимости от величины α .

была произведена следующим образом. По значениям V_0^{sl} и η_i , определенным экспериментальным путем (фиг. 17), были подсчитаны значения q'_v , затем по формуле

$$p_i = 0,0427 H_u^{sl} q'_v \eta_i \quad (41)$$

подсчитывали значения среднего индикаторного давления. При этом величины H_u^{sl} и η_i принимались по экспериментальным данным. Формула (41) получена путем преобразования формулы (23); при этом вместо теплотворности, выраженной в ккал/кг моль, представлено выражение теплотворности в ккал/м³.

Подсчитанные таким образом значения p_i представлены на фиг. 16 в виде кривой. На той же фигуре нанесены значения среднего индикаторного давления, полученные экспериментально методом выключения цилиндров. Таким образом, сопоставление расчетных значений $p_i = f(\alpha)$ и значений p_i , полученных экспериментально при разных коэффициентах избытка воздуха, являлось проверкой опытных данных, определенных по химическим анализам генераторного и отработавшего газов, по измерениям объемов воздуха и газа, по измерению крутящего момента двигателя, а также по определению величины p_i методом выключения цилиндров. Хорошее совпадение значений p_i , подсчитанных по формуле (41), и экспериментальных значений указывает на удовлетворительную точность измерений при экспериментах.

ВЫВОДЫ ПО ТЕОРЕТИЧЕСКИМ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ ИССЛЕДОВАНИЯМ

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы.

Одна из основных особенностей генераторного газа — малое значение объемного коэффициента смешения — оказывает значительное влияние на все процессы рабочего цикла газогенераторного двигателя Г-58.

Общий коэффициент наполнения газогенераторного двигателя Г-58 по мере обеднения горючей смеси заметно увеличивается вследствие уменьшения расхода генераторного газа. Для подсчета коэффициента наполнения и разрежения во впускном трубопроводе газогенераторного двигателя предложены экспериментально-аналитические формулы. При увеличении общего коэффициента наполнения увеличивается давление конца сжатия по мере обеднения горючей смеси.

Скорость тепловыделения в двигателе Г-58 при сгорании смеси генераторного газа с воздухом изменяется в зависимости от значения α незначительно. Это объясняется малыми изменениями степени завихрения смеси в цилиндрах двигателя и фундаментальной скорости сгорания генераторного газа при изменении коэффициента избытка воздуха.

Наибольшая действительная полнота тепловыделения у газогенераторного двигателя Г-58 наблюдается при $\alpha = 1,1$. По мере обеднения горючей смеси действительная полнота тепловыделения уменьшается. При $\alpha = 1,0$ наблюдается увеличение неполноты сгорания. С обогащением смеси несколько уменьшается действительная неполнота сгорания по сравнению с теоретической.

Процесс сгорания у газогенераторного двигателя Г-58 отличается относительно малой стабильностью, но при изменении коэффициента избытка воздуха в широких пределах (от $\alpha = 0,6$ и $\alpha = 2,0$) процесс сгорания протекает примерно стабильно. Это особенность является, видимо, следствием малого объемного коэффициента смешения газогенераторного газа и воздуха, газообразного вида топлива и широких пределов горючести генераторного газа.

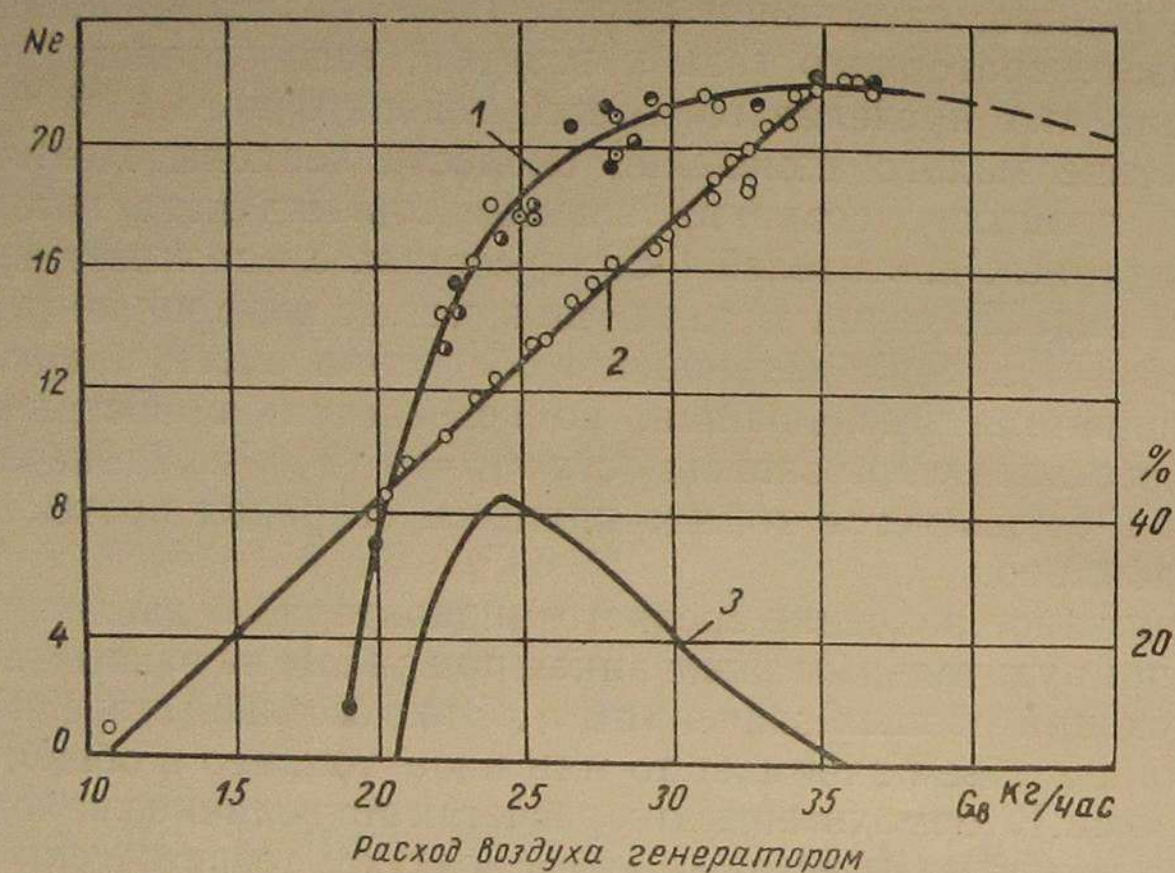
Вследствие малого изменения скорости тепловыделения и стабильности процессов сгорания зависимость индикаторного к. п. д. газогенераторных двигателей Г-58 от состава смеси имеет несколько необычный вид. Значения η_i увеличиваются до коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,5$. При дальнейшем обеднении смеси индикаторный к. п. д. двигателя уменьшается, но незначительно. Основной причиной такого характера зависимости $\eta_i = f(\alpha)$ у газогенераторного двигателя Г-58 является то, что процессы сгорания протекают примерно стабильно.

Максимальное значение среднего индикаторного давления у двигателей с принудительным зажиганием при работе на разных топливах достигается при разных значениях α . Это в большой степени зависит от того, какой объем занимает то или иное топливо в общем объеме горючей смеси. В термодинамических расчетах эта величина находит свое отражение в виде количества кг молей воздуха, теоретически необходимых для сгорания одного кг моля топлива V_0 или в виде объемного коэффициента смешения φ_0 . Чем больше значение V_0 (φ_0) у того или иного топлива, тем при меньшем коэффициенте избытка воздуха среднее индикаторное давление достигает максимума. Так как для генераторного газа $V_0 \approx 1,0$, то у газогенераторных двигателей наибольшее значение среднего индикаторного давления достигается, как правило, при $\alpha > 1,0$. Значительное влияние на смещение максимальных значений p_i в сторону больших значений α у газогенераторного двигателя Г-58 оказывают особенности процесса сгорания, которые отражаются на изменении зависимости $\eta_i = f(\alpha)$, а также увеличении общего коэффициента наполнения при обеднении смеси. У двигателя Г-58 максимальные значения p_i достигаются при $\alpha \approx 1,1$.

При увеличении индикаторного к. п. д. и общего коэффициента наполнения газогенераторного двигателя Г-58 с обеднением смеси создается благоприятное условие для применения смешанного регулирования горючей смеси. Это подтверждается тем, что при обеднении смеси до $\alpha = 1,5$ среднее эффективное давление двигателя Г-58 уменьшается всего на 12% по сравнению с оптимальным режимом ($\alpha = 1,1$), а при обеднении смеси до $\alpha = 1,8$ значение p_e уменьшается в общей сложности только на 22%.

ИСПЫТАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ Г-58 С КАЧЕСТВЕННЫМ И КОЛИЧЕСТВЕННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СМЕСИ

Д-р техн. наук И. С. Мезин описывает в своей книге [8] интересные опыты, показывающие преимущества смешанного регулирования. Были сняты две нагрузочные характеристики двигателя ГАЗ-42: одна с качественным, вторая с количественным регулированием (фиг. 18). При количественном регулировании по мере снижения расхода воздуха, поступающего в газогенератор, следовательно по мере снижения расхода генераторного газа, мощность



Фиг. 18. Изменение мощности двигателя ГАЗ-42 при качественном и количественном регулировании:

1 — качественное регулирование; 2 — количественное регулирование; 3 — прирост мощности.

двигателя уменьшалась равномерно до нуля (холостой ход). Это уменьшение мощности на фиг. 18 соответствует прямой линии. При качественном регулировании мощность двигателя уменьшалась вначале медленно, а затем (при больших коэффициентах избытка воздуха) — быстро. В связи с этим при качественном регулировании двигатель развивал значительно большую мощность, чем при количественном регулировании; расход газа в обоих случаях был одинаков, т. е. двигатель работал более экономично.

Несмотря на то, что преимущества смешанного регулирования для газогенераторных двигателей были известны, это регулирование не нашло пока практического применения. Одной из причин такого положения является, на наш взгляд, отсутствие удовлетворительного объяснения преимуществ качественного регулирования. И. С. Мезин объясняет прирост мощности при качественном регулировании отсутствием высоких насосных потерь, которые имеются при количественном регулировании вследствие дросселирования рабочей смеси. Такое объяснение не является полным. Как уста-

новлено в данной работе, общий коэффициент наполнения газогенераторных двигателей при качественном регулировании не только не уменьшается, но и несколько увеличивается. Однако, видимо, не это является главной причиной прироста мощности газогенераторного двигателя при качественном регулировании. Как показали описанные выше испытания, главную причину следует искать в увеличении индикаторного к. п. д. газогенераторных двигателей при обеднении смеси.

Для проверки преимуществ качественного регулирования горючей смеси у газогенераторных двигателей, соответствующего некоторому участку характеристики, а также для проверки высказанных предположений о причинах улучшения экономических показателей двигателей при этом способе регулирования смеси были проведены специальные испытания.

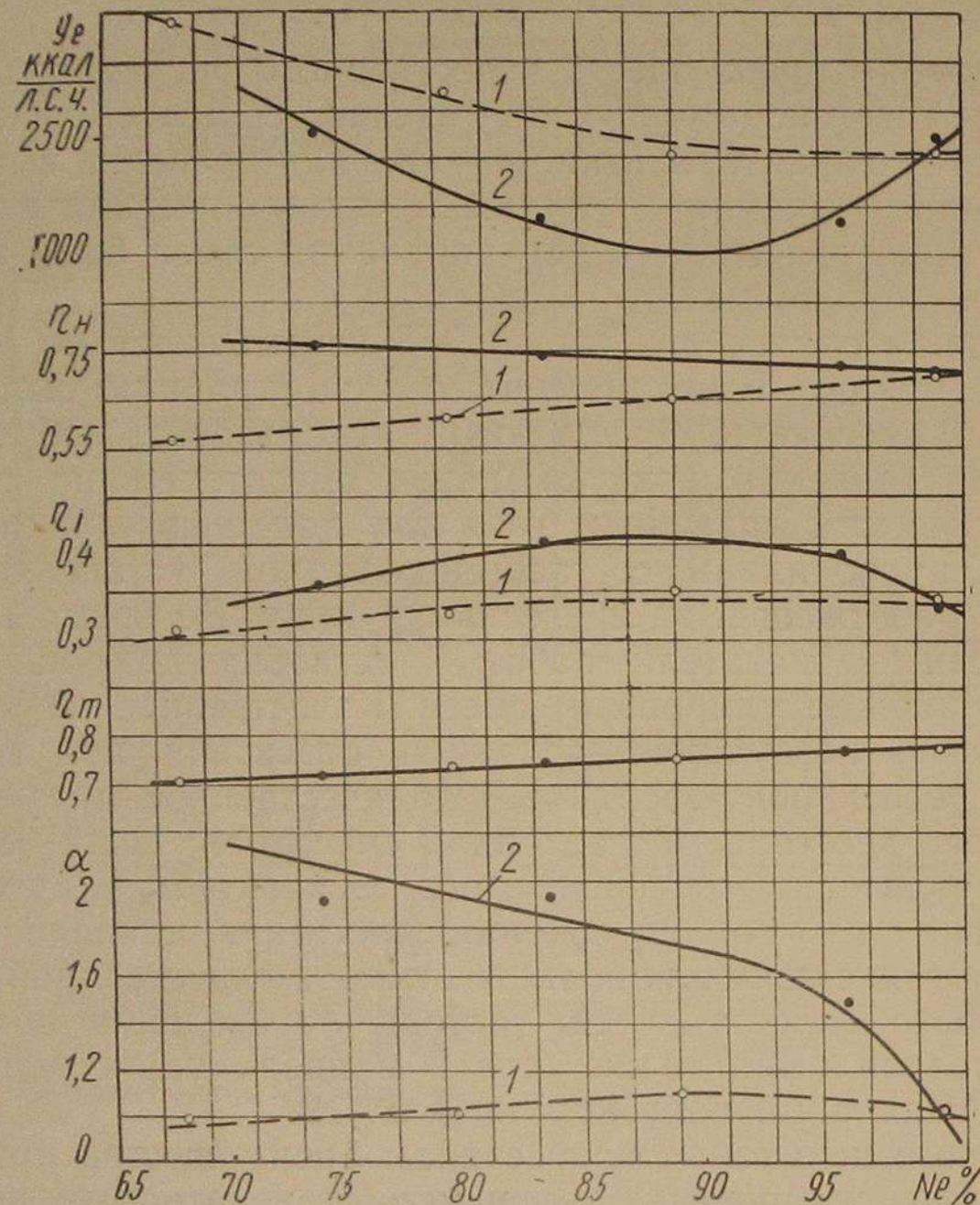
В последнем случае двигатель Г-58 испытывался со смесителем другой конструкции. Вместо смесителя типа «тройник» был применен эжекционный смеситель, позволяющий использовать избыток гидростатического давления воздуха перед смесителем по сравнению с гидростатическим давлением газа для подсосывания последнего. Испытания проводились с газогенераторной установкой трактора ГБ-58, работающей на древесных чурках. Во время испытания были измерены показатели работы двигателя при качественном и количественном регулировании смеси. Качественное регулирование осуществлялось воздушной заслонкой смесителя при полностью открытой дроссельной заслонке. Количественное регулирование производилось дроссельной заслонкой смесителя; состав смеси при этом подбирался наиболее выгодным, обеспечивающим получение наибольшей мощности. Угол опережения зажигания оставался постоянным — наиболее выгодным для полного открытия дроссельной заслонки и оптимального состава смеси. Методы определения показателей работы двигателя были те же, что и в предыдущих испытаниях. Результаты испытаний показаны на фиг. 19.

Проведенные испытания подтвердили преимущества применения качественного регулирования смеси у газогенераторных двигателей до некоторого предела обеднения смеси. Качественное регулирование обеспечивает на двигателе Г-58 уменьшение удельных расходов газа на 13—17% при работе с нагрузкой, равной 85—95% от полной. Например, при работе двигателя с 90%-ной нагрузкой расход газа в случае применения качественного регулирования составляет всего 75% от расхода при максимальной мощности. При уменьшении нагрузки более чем на 15% экономичность работы двигателя быстро ухудшается, поэтому применение качественного регулирования смеси целесообразно только до $\alpha = 1,6 \div 1,8$.

Улучшение экономичности работы двигателя при качественном регулировании является следствием главным образом повышения индикаторного к. п. д. При нагрузке двигателя, равной $\sim 90\%$ значения индикаторного к. п. д., на 16—17% превышают значения его при полной нагрузке, а насосные потери при этом уменьшились всего на 1—1,5%.

Более высокие значения индикаторного к. п. д. при качественном регулировании по сравнению со значениями при количественном регулировании являются следствием:

1) увеличения коэффициента избытка воздуха в смеси, что ведет к уменьшению многоатомных газов в продуктах сгорания и, следовательно, к уменьшению их теплоемкости;



Фиг. 19. Изменение показателей работы двигателя Г-58 при разных способах регулирования ($n = 1400$ об/мин, угол опережения зажигания $\theta = 34^\circ$).

1 — количественное регулирование; 2 — качественное регулирование.

2) уменьшения температуры цикла, что также снижает теплоемкость отработавших газов;

3) уменьшения коэффициента остаточных газов вследствие большего наполнения цилиндров двигателя свежей горючей смесью при качественном регулировании. Уменьшение коэффициента остаточных газов обеспечивает более быстрое сгорание смеси, на что указывает меньшая температура отработавших газов. При дальнейшем обеднении смеси ($\alpha > 1,6 \div 1,8$) происходит ухудшение экономичности работы газогенераторного двигателя Г-58 в связи с уменьшением значения η_i и η_m .

При количественном регулировании смеси экономичность работы двигателя Г-58 все время падала, так как при этом уменьшались значения индикаторного к. п. д. Это уменьшение происходило главным образом вследствие увеличения количества остаточных газов в рабочей смеси (коэффициент наполнения цилиндров двигателя свежей смесью заметно падал).

РЕКОМЕНДАЦИИ

Теоретические и экспериментальные материалы, полученные в данной работе, могут быть использованы для следующих практических рекомендаций.

При увеличении индикаторного к. п. д. и общего коэффициента наполнения газогенераторных двигателей при значительном обеднении смеси создается благоприятное условие для применения качественно-количественного регулирования горючей смеси у этих двигателей. Применение такого регулирования обеспечит улучшение экономичности газогенераторных двигателей на частичных нагрузках, в том числе и на нагрузках, близких к полной. Обоснование этой рекомендации дано в предыдущем разделе статьи.

Мощностные показатели двигателей с принудительным зажиганием при работе на жидком топливе и генераторном газе обычно сравнивают по следующей формуле:

$$\frac{P_{i2}}{P_{i_{ж.г}}} = \frac{h_{u2}}{h_{u_{ж.г}}} \cdot \frac{\eta_{i2}}{\eta_{i_{ж.г}}} \cdot \frac{\eta_{н2}}{\eta_{н_{ж.г}}}, \quad (42)$$

где h_u — теплотворность горючих смесей жидкого топлива и газа;

η_i — значения индикаторных к. п. д.;

η_n — значения общих коэффициентов наполнения двигателей.

Сравнение параметров производится, как правило, по их значениям при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,0$.

В данной работе показано, что максимальное значение среднего индикаторного давления у двигателей, работающих на разных топливах, достигается при разных значениях α . Поэтому сравнение максимальных мощностных показателей двигателей при $\alpha = 1,0$ содержит принципиальную ошибку. Ни для двигателей, работающих на жидком топливе, ни для газогенераторных двигателей максимальные значения мощности не достигаются при теоретическом составе смеси, а значения параметров, определяющих величину P_i , при этом составе смеси существенно отличаются от аналогичных значений при коэффициенте α , соответствующих величине $P_{i_{max}}$. Например, теплотворность бензовоздушной смеси при $\alpha = 0,9$ на 10% выше, чем при $\alpha = 1,0$, а теплотворность газовоздушной смеси при $\alpha = 1,1$ на 5% ниже, чем при $\alpha = 1,0$.

Сравнение максимальных мощностных показателей двигателей следует производить только при коэффициентах избытка воздуха, соответствующих значению $P_{i_{max}}$ для того типа топлива, на котором работает двигатель.

В первой части данной работы были отмечены высказывания о том, что можно увеличить мощность газогенераторных двигателей путем уменьшения коэффициента избытка воздуха, соответствующего $N_{e \max}$. Некоторые работы в этом направлении были даже проделаны. Как показывают результаты данной работы, тот факт, что у газогенераторных двигателей максимальная мощность достигается при значениях $\alpha > 1,0$, представляет собой явление вполне закономерное. Это можно объяснить одним из главных свойств генераторного газа — малым значением объемного коэффициента смещения, а также особенностями процесса сгорания. В связи с этим можно утверждать, что предположения о возможности увеличения мощности газогенераторных двигателей путем уменьшения коэффициента α , соответствующего оптимальному режиму работы этих двигателей, являются неверными, так как не учитывают особенностей генераторного газа. Проведение работ, направленных на увеличение мощности этих двигателей указанным путем, нецелесообразно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артамонов М. Д., Величкин И. Н., Исследование газогенераторного двигателя Г-58, НАТИ, вып. 11, Машгиз, 1954.
2. Брилинг Н. Р., Вихерт М. М., Гутерман И. И., Быстроходные дизели, Машгиз, 1951.
3. Величкин И. Н., Юдушкин Н. Г. и Артамонов М. Д., Газогенераторные тракторы ГБ-58 и ГТ-58, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 7, 1951.
4. Генкин К. И., О влиянии химических и турбулентных факторов на сгорание в поршневом двигателе с искровым зажиганием, «Известия АН СССР», № 3, 1953.
5. Генкин К. И., Развитие конструкции автомобилей. Газобаллонные автомобили, Машгиз, 1949.
6. Ждановский Н. С., К определению механических потерь автотракторных двигателей способом выключения цилиндров, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 6, 1952.
7. Масленников М. М. и Рапипорт М. С., Авиационные поршневые двигатели, Оборонгиз, 1951.
8. Мезин И. С., Транспортные газогенераторы, Сельхозгиз, 1948.
9. Орлин А. С., Калиш Г. Г. и др., Двигатели внутреннего сгорания, Машгиз, 1951.
10. Реве В. Д., Саркисян А. А., К вопросу о влиянии неидентичности циклов на рабочий процесс двигателя, сб. «Авиационные двигатели легкого топлива» № 10, Оборонгиз, 1952.
11. Сгорание в транспортных поршневых двигателях, АН СССР, 1951.
12. Сжигание газа в промышленных печах, под ред. акад. Н. Н. Доброхотова, Киев, Гостехиздат, 1950.
13. Сороко-Новицкий В. Н., Испытание автотракторных двигателей, Машгиз, 1955.
14. Хухлович Н. П., Перевод двигателя 2ГЧ-10,5/13 на газообразное топливо, ЦНИДИ, вып. 19, Машгиз, 1951.

СОДЕРЖАНИЕ

Задачи исследования	3
Методика исследования	6
Результаты испытаний	9
Выводы по теоретическим и экспериментальным исследованиям	32
Испытание двигателя Г-58 с качественным и количественным регулированием смеси	34
Рекомендации	37
Литература	39

—————

БК-2

НА Т И В Ы П. 1 НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Технический редактор *А. Ф. Уварова* Корректор *С. Е. Шанурина*

Сдано в производство 9/X 1957 г. Подписано к печати 8/II 1958 г. Т-01465. Формат 60×92/16

Печ. листов 2,5. Уч. изд. листов 2,5. Тираж 1200 экз. Заказ 3279 Бум. л. 1,25

6-я типография УПП Ленсовнархоза, Ленинград, ул. Моисеенко, 10