

Министерство высшего и среднего специального
образования БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Инженер Кухаренок Г.М.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ ПРИ СГОРАНИИ
РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВ В ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЯХ
(05.190 - Тепловые двигатели)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М и н с к 1 9 7 1

Работа выполнена на кафедре „Двигатели внутреннего сгорания“
Белорусского ордена Трудового Красного Знамени политехнического
института.

Научный руководитель:
кандидат технических наук, доцент
В.А.РОЖАНСКИЙ.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор
В.В.КАЦЫГИН;
кандидат технических наук
С.П.КРАВЧУК.

Ведущее предприятие – Минский мотор-
ный завод.

Автореферат разослан „ 2 “ апрель 1971 года.

Защита состоится „ 7 “ мая 1971 года на засе-
дании Объединенного Совета по присуждению ученых степеней по ме-
ханико-технологическим, машиностроительным, автотракторным и
торфяным специальностям при Белорусском ордена Трудового Красно-
го Знамени политехническом институте.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы и заключения (в 2-х экземплярах) просим направлять по
адресу: гор. Минск, 27, Ленинский проспект, 65, БПИ, ученому сек-
ретарю Совета.

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук, доцент

Н.В.КИСЛОВ

Двигатели с воспламенением от сжатия получают все более широкое распространение в промышленности и на транспорте. Это связано, главным образом, с их высокой топливной экономичностью по сравнению с карбюраторными двигателями. Развитие дизелей идет по пути повышения удельных показателей, которые во многом определяются степенью совершенства рабочего цикла, в особенности его основного процесса — сгорания.

Качество процесса сгорания характеризуется динамикой выделения тепла в цилиндрах двигателя. Исследования влияния различных факторов на динамику тепловыделения и изучение зависимостей, которым она подчиняется, позволяют определить пути улучшения процессов сгорания, и необходимы для создания теоретических моделей, отражающих действительный процесс сгорания.

В работах Брилинга Н.Р., Иноземцева Н.В., Кошкина В.К., Генкина К.И., Гончара Б.М., Вибе И.И., Маца З.З., Самсонова Е.П. и других исследователей нашли отражение вопросы аналитического и экспериментального исследований тепловыделения в двигателях. Однако некоторые вопросы, касающиеся способов анализа тепловыделения, нуждаются в дальнейшей разработке. До настоящего времени не исследованы особенности динамики тепловыделения при сгорании перспективных топлив широкого фракционного состава в дизелях.

Данная работа посвящена исследованию динамики тепловыделения в тракторных дизелях с различными камерами сгорания при работе на стандартном топливе "Д" и топливах широкого фракционного состава и совершенствованию способов анализа тепловыделения.

Такие исследования приобретают сейчас особое значение в связи с переходом в тракторных дизелях от вихревых камер сгорания к камерам, расположенным в поршне, и необходимостью решения вопроса о возможности применения в дизелях топлив широкого фракционного состава, включающих в себя, наряду с дизельными, бензиновые и лигроино-керосиновые фракции нефти. Результаты исследований позволят наиболее полно оценить влияние различных топлив на показатели рабочего цикла дизелей, а также выявить имеющиеся резервы и пути дальнейшего совершенствования процесса сгорания в испытанных двигателях.

Результаты исследования изложены в диссертации, состоящей из введения, пяти глав и выводов.

В п е р в о й главе проведен анализ способов исследования тепловыделения в двигателях внутреннего сгорания и работ по использованию топлив широкого фракционного состава в дизелях. Определены следующие основные задачи исследования:

1. Провести экспериментальное исследование динамики тепловыделения в серийном и изготавливаемом к производству дизелях Минского моторного завода при работе на стандартном топливе "Д" и топливах широкого фракционного состава.

2. Уточнить способ расчета рабочего цикла дизеля, предложенный Вибе И.И.

3. Провести аналитическое исследование влияния закона тепловыделения на показатели рабочего цикла дизеля при различных значениях коэффициента избытка воздуха. Для различных режимов работы исследуемых двигателей определить значения индикаторных коэффициентов полезного действия, соответствующие оптимальным законам тепловыделения.

Во в т о р о й главе дана методика расчета характеристик тепловыделения по индикаторным диаграммам, основанная на первом законе термодинамики.

В настоящее время предложен ряд методик обработки индикаторных диаграмм. Однако им присущи определенные недостатки. Они в основном заключаются или в весьма приближенном определении теплоемкости газов в процессе сгорания или в необходимости задаваться для расчетов максимальным значением коэффициента активного выделения тепла, с использованием которого определяются потери тепла от газов в стенке.

В данной методике, наряду с использованием современных формул для определения показателя адиабаты, уточняется расчет потерь тепла от газов в стенке. Это позволяет повысить точность расчета характеристик тепловыделения.

При расчетах доля тепла, выделившегося на малом участке индикаторной диаграммы определяется по формуле

$$\Delta X_n = \frac{1}{427 B_0 H_u} \left[\frac{P_n V_n - P_{n-1} V_{n-1}}{K_n - 1} + \frac{P_n + P_{n-1}}{2} (V_n - V_{n-1}) \right] + \Delta X_{wn} \quad (I)$$

где B_0 - цикловая подача топлива, кг/цикл;

H_u - теплотворная способность топлива, ккал/кг;

V_{n-1} , V_n и P_{n-1} , P_n — соответственно объёмы и давления в начале и конце расчетного участка, см³ и кг/см²;

K_n — среднее значение показателя адиабаты на расчетном участке;

ΔX_{w_n} — относительные потери тепла на расчетном участке вследствие теплоотдачи от газов в стенки.

Первое слагаемое формулы (1) представляет собой долю тепла ΔX_{i_n} , сообщенного рабочему телу на расчетном участке.

Значение K_n для смеси продуктов сгорания дизельного топлива и воздуха определяется по эмпирическому уравнению, предложенному Вилбе И.И.

$$K_n = 1,259 + \frac{76,7}{T_{n_{cp}}} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\alpha} \right) X_{n_{cp}}, \quad (2)$$

где $T_{n_{cp}}$ — средняя температура газов на участке, °К;

α — коэффициент избытка воздуха;

$X_{n_{cp}}$ — доля тепла, выделившегося до середины рассматриваемого участка.

Температура газов в цилиндре двигателя вычисляется по уравнению

$$T_n = \frac{P_n V_n}{M_a \mu_{x_n} 848}, \quad (3)$$

где M_a — количество молей газов в начале сжатия, моль/цикл;

μ_{x_n} — текущий коэффициент молекулярного изменения.

Для периода сгорания μ_{x_n} находится по формуле

$$\mu_{x_n} = 1 + (\mu - 1) X_n \quad (4)$$

где μ — действительный коэффициент молекулярного изменения;

X_n — доля тепла, выделившегося к концу рассматриваемого участка.

При определении μ_{x_n} и K_n за величину X_n и $X_{n_{cp}}$ на рассматриваемом участке принимается значение X_{n-1} , соответствующее началу рассматриваемого участка. Уточнение значений μ_{x_n} и K_n производится путем повторного расчета процесса сгорания, причем,

за величину X_n и $X_{n_{cp}}$ принимаются их значения, вычисленные ранее.

Относительные потери тепла вследствие теплоотдачи определяются по формуле

$$\Delta X_{w_n} = \frac{\Delta \varphi}{B_0 H_0 \delta n 3600} \left\{ [\alpha_e (T - T_e) F_x]_{cp} + \sum_{i=1}^{i=Z} [\alpha_e (T - T_{w_i}) F_{w_i}]_{cp} \right\} \quad (5)$$

где $\Delta \varphi$ — величина расчетного участка, °п.к.в.;

n — число оборотов коленчатого вала двигателя, об/мин;

α_e — коэффициент теплоотдачи от газов в стенки, ккал/м² час град;

T — текущее значение температуры газов в цилиндре, °К;

T_e — средняя температура поверхности гильзы, соприкасающейся с газами в рассматриваемый момент времени, °К;

F_x — поверхность охлаждения гильзы в рассматриваемый момент времени, м²;

Z — количество поверхностей охлаждения, имеющих постоянную площадь соприкосновения с газами (поршень, головка, вставка вихревой камеры и др.);

i — номер поверхности охлаждения, имеющей постоянную площадь соприкосновения с газами;

T_{w_i} и F_{w_i} — температура и площадь поверхности охлаждения, постоянно соприкасающейся с газами, °К и м²;

индекс $_{cp}$ — среднее арифметическое между значениями выражения в скобках для начала и конца рассматриваемого участка.

Для определения величины α_e известен ряд формул. С целью оценки возможности использования для расчетов в быстроходных дизелях формул, предложенных Брилингом Н.Р., Эйхельбергом, Тийеном и Чирковым А.А., был проведен их экспериментально-теоретический анализ. В результате установлено, что наиболее достоверные значения коэффициента теплоотдачи от газов в стенки получаются при использовании для расчетов формулы Эйхельберга с полученным в работе уточненным значением постоянного коэффициента:

$$\alpha_e = 2,73 \sqrt[3]{C_m} \sqrt{PT} \quad (6)$$

где C_m — средняя скорость поршня, м/сек;

P — текущее значение давления газов в цилиндре, кг/см².

После определения доли тепла, выделившегося на расчетном участке, находится относительная скорость сгорания $\frac{dx}{d\varphi}$. Путем последовательного суммирования величин Δx_n , Δx_{i_n} и Δx_{w_n} вычисляются текущие значения доли выделившегося тепла x , коэффициента активного выделения тепла $\xi = x_i$ и относительных потерь тепла от газов в стенки x_w . Продолжительность сгорания φ_g определяется по величине угла поворота коленчатого вала от начала сгорания до точки, в которой относительная скорость сгорания становится равной нулю.

Обработка индикаторных диаграмм по данной методике проводилась на ЭЦВМ "Минск-22".

В третьей главе дано описание экспериментальной установки и методики экспериментального исследования.

Объектами исследований были двигатели Минского моторного завода: серийный вихрекамерный Д-50 и подготавливаемый к производству Д-240 с камерой сгорания типа ЦНИДИ.

Стенд для испытаний был оборудован необходимыми измерительными приборами. Торможение двигателей осуществлялось балансирной динамомашинной. Замер расхода топлива и числа оборотов производился прибором ПСИД-6. Расход воздуха измерялся ротационным газовым счетчиком РГ-250.

Индцирование двигателей производилось пьезоэлектрическим индикатором давления ЦНИДИ и электропневматическим индикатором МАИ-2. В качестве регистрирующего устройства пьезоэлектрического индикатора применялся девятишлейфовый осциллограф 950-I фирмы RFT. На индикаторную диаграмму наносились: отметка верхней мертвой точки (контактным отметчиком); кривая подъема иглы форсунки (с помощью индуктивного датчика); кривая давления в нагнетательном трубопроводе (с помощью пьезокварцевого датчика) и отметка времени с частотой 500 гц.

В главе приведены результаты экспериментальной оценки амплитудных и фазовых погрешностей, вносимых используемым шлейфом в запись индикаторных диаграмм. Их анализ показывает, что амплитудные погрешности незначительно влияют на точность индцирования. Фазовые погрешности не изменяют характер протекания кривой давления газов в цилиндре, а только перемещают всю индикаторную диаграмму на определенный угол по отношению к верхней мертвой точке. Это перемещение учитывалось при обработке индикаторных диаграмм.

Пьезоэлектрический индикатор тарировался при помощи масляного пресса и непосредственно на работающем двигателе с помощью датчика электропневматического индикатора. При индицировании для получения усредненных данных за несколько циклов на каждом режиме снималось по три-пять индикаторных диаграмм.

В двигателе Д-50 были установлены термпары для измерения температур поршня, вставки вихревой камеры и гильзы. При измерении температуры поршня в качестве нуль-индикатора использовался электронный осциллограф С1-1. В двигателе Д-240 измерялась температура головки и гильзы.

Для измерения дымности отработавших газов применялся фотоэлектрический дымомер, работающий по методу, основанному на поглощении светового потока слоем газов. Двигатели были оборудованы муфтой для бесступенчатой регулировки угла опережения впрыска топлива.

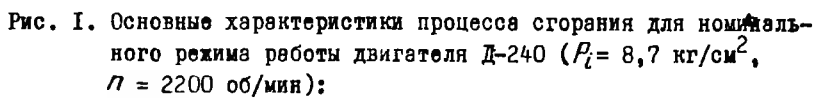
Программа испытаний предусматривала определение влияния угла опережения впрыска, нагрузки и числа оборотов коленчатого вала на динамику тепловыделения в последующих дизелях.

Испытания велись на четырех видах топлив с различными физико-химическими свойствами: стандартном дизельном "Л" (ГОСТ 305-62) и топливах широкого фракционного состава: ШФС-1 с пределами выкипания $64-318^{\circ}\text{C}$, ШФС-2 ($57-360^{\circ}\text{C}$) и ШФС-3 ($57-310^{\circ}\text{C}$). Топлива ШФС были получены из Всесоюзного научно-исследовательского института по переработке нефти. Топливо ШФС-1 представляло собой смесь дизельной фракции нефти (49,5%) с бензином прямой перегонки (29%) и керосином ТС-1 (21,5%). Топливо ШФС-2 - смесь дизельной фракции (63%) с бензином прямой перегонки (37%). Топливо ШФС-3 - смесь гидроочищенного депарафинизированного дизельного топлива (75%) с бензином прямой перегонки (25%).

В этой же главе проведена оценка погрешностей косвенного измерения показателей, характеризующих тепловыделение.

В четвертой главе изложены основные результаты экспериментального исследования.

Перед началом испытаний были определены оптимальные установочные углы опережения впрыска, которые для топлив ШФС получились на 2 градуса больше, чем для топлива "Л". Найдено, что это связано с большим запаздыванием действительного угла опережения впрыска по отношению к установочному и некоторым увеличением периода



- 9 -

задержки воспламенения при работе двигателей на топливах ШФС.

Анализ результатов исследования динамики тепловыделения позволил установить, что наличие в топливах ШФС легких фракций увеличивает скорость сгорания этих топлив по сравнению с топливом "Л".

Для номинального режима работы двигателя Д-240 максимальная относительная скорость сгорания топлива "Л" $(\frac{dx}{d\tau})_{max} = 0,084$ 1/град; ШФС-1 - 0,116 1/град; ШФС-2 - 0,106 1/град и ШФС-3 - 0,117 1/град. (рис. 1). Полученные при испытаниях большие максимальные скорости сгорания топлив ШФС по сравнению с топливом "Л" объясняются как большим периодом задержки воспламенения, так и большей испаряемостью этих топлив, что ведет к увеличению их доли, испарившейся к моменту начала воспламенения. Для этого режима работы продолжительность сгорания топлива "Л" равна 78 град, ШФС-1 - 70 град, ШФС-2 - 74 град и ШФС-3 - 72 град. Максимальная температура сгорания и относительные потери тепла от газов в стенки при работе на топливах ШФС несколько выше, чем на топливе "Л".

Исследования по нагрузочным характеристикам показали, что по мере увеличения нагрузки разница в максимальной скорости сгорания испытанных топлив уменьшается. Это является следствием более быстрого уменьшения периодов задержки воспламенения топлив ШФС с повышением нагрузки, которое объясняется увеличением интенсивности испарения легко воспламеняемых тяжелых фракций этих топлив.

Для номинального числа оборотов двигателя Д-240 $n = 2200$ об/мин при $P_e = 2,84$ кг/см² максимальная относительная скорость сгорания топлива "Л" $(\frac{dx}{d\tau})_{max} = 0,142$ 1/град, ШФС-1 - 0,194 1/град, ШФС-2 - 0,150 1/град и ШФС-3 - 0,215 1/град. При $P_e = 6,63$ кг/см² соответственно 0,075 1/град; 0,086 1/град; 0,077 1/град и 0,103 1/град (рис. 2). Как видно из приведенных данных, наибольшую максимальную скорость сгорания имеет топливо ШФС-3. Это объясняется отсутствием в нем нефтяных фракций, выкипающих в пределах температур 310-360°C, что ведет к увеличению периода задержки воспламенения по сравнению с другими топливами.

Продолжительность сгорания топлив при повышении нагрузки в исследованном диапазоне увеличивается на 25-35 градусов. Причем продолжительность сгорания топлив ШФС на 5-10 градусов меньше, чем топлива "Л". Меньшая продолжительность сгорания этих топлив обусловлена их более равномерным распределением по объему камеры сгорания. Максимальная температура сгорания T_{max} при работе на топливах ШФС в среднем на 60-80°C выше, чем на топливе "Л". При этом наиболь-

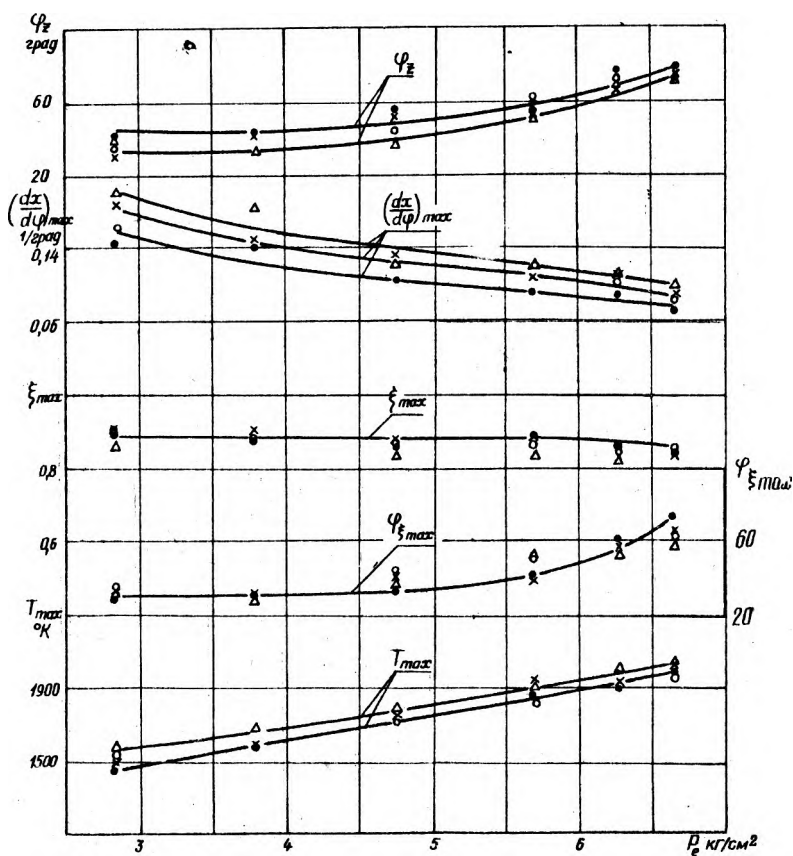


Рис. 2. Зависимость показателей, характеризующих тепло-
выделение в двигателе Д-240, от нагрузки:

- - дизельное топливо "Л"; × - топливо ШФС-I;
- - топливо ШФС-2; △ - топливо ШФС-3.

шая разница по отношению к топливу "Л" получена при работе на топливе ШФС-3.

Максимальный коэффициент активного выделения тепла $\xi_{\text{акт}}$ для всех топлив практически одинаков и уменьшается с повышением нагрузки. Его снижение и рост продолжительности сгорания с увеличением нагрузки ведут к уменьшению индикаторного к.п.д. η_i , величина которого на малых нагрузках для всех топлив одинакова, на больших нагрузках ($\alpha < 1,5$) для топлив ШФС она незначительно выше. Это связано с меньшей продолжительностью сгорания топлив широкого фракционного состава. В соответствии с увеличением η_i и большей теплотворной способностью топлив ШФС на больших нагрузках удельный расход этих топлив для исследуемых двигателей на 2-3 г/л.с.ч. меньше, чем топлива "Л".

Вследствие увеличения скорости сгорания максимальная жесткость $\frac{dp}{d\varphi}$ и максимальное давление сгорания P_{max} при работе двигателей на топливах ШФС несколько выше, чем на топливе "Л". Для номинального режима двигателя Д-240 жесткость сгорания при работе на топливе ШФС-1 увеличивается по сравнению с жесткостью на топливе "Л" на 1,4 кг/см²град. (17%), ШФС-2 на 1,6 кг/см²град. (20%) и ШФС-3 на 2,5 кг/см²град. (31%). На этом режиме для ШФС-1 $P_{\text{max}} = 74$ кг/см², для ШФС-2 - 75 кг/см², для ШФС-3 - 79 кг/см², а для топлива "Л" - 72 кг/см².

В соответствии с уменьшением продолжительности сгорания температура отработавших газов исследуемых двигателей для различных режимов работы на топливах ШФС в среднем на 10-20°C ниже, чем на топливе "Л". Дымность выхлопа K на малых нагрузках для всех топлив одинакова, на полных нагрузках она при работе на топливах ШФС меньше, чем на топливе "Л". Для двигателя Д-240 при $P_e = 6,63$ кг/см² на дизельном топливе "Л" $K = 49\%$, на ШФС-1 - 42%, на ШФС-2 - 39% и на ШФС-3 - 44%.

При работе по скоростным характеристикам скорость сгорания топлив с повышением числа оборотов увеличивается. Это связано с ростом интенсивности вихревого движения газов в цилиндре. Для двигателя Д-240 с изменением числа оборотов от 1200 до 2200 об/мин максимальная относительная скорость сгорания топлив растет на 20-30%. Продолжительность сгорания по времени уменьшается, а по углу поворота коленчатого вала увеличивается на 20-25 градусов. Значения ξ_{max} и η_i также увеличиваются, что является следствием

уменьшения потерь тепла от газов в стенки и улучшения качества распыливания топлива. Их величины на различных оборотах для испытанных топлив близки между собой. При $n = 1200$ об/мин и работе на топливе "Л" $\xi_{max} = 0,82$; на ШФС - I $\xi_{max} = 0,78$; на ШФС-2 $\xi_{max} = 0,81$ и на ШФС-3 $\xi_{max} = 0,77$. Скорость сгорания топлив ШФС на всех числах оборотов больше, чем топлива "Л". Это указывает на возможность дальнейшего форсирования двигателя по числу оборотов при применении этих топлив. Разница в скорости сгорания различных топлив с изменением оборотов при постоянной нагрузке меняется незначительно. Для $n = 1200$ об/мин на топливе "Л" $(\frac{dx}{d\varphi})_{max} = 0,070$ I/град; ШФС-I - 0,090 I/град; ШФС-2 - 0,076 I/град и ШФС-3 - 0,102 I/град.

Сравнительные исследования динамики тепловыделения в двигателях с различными камерами сгорания показали, что в двигателе с камерой ЦНИДИ процесс сгорания протекает более эффективно, чем в вихрекамерном двигателе. При $n = 1800$ об/мин и $P_i = 8,3$ кг/см² для двигателя Д-240 на топливе "Л" $\xi_{max} = 0,86$, $\eta_i = 0,454$, для двигателя Д-50 $\xi_{max} = 0,76$, $\eta_i = 0,440$. Меньшие значения этих величин в двигателе Д-50 обусловлены потерями энергии на перетекание газов из вихревой камеры в надпоршневую полость.

В результате исследований установлено, что вихрекамерный двигатель менее чувствителен к фракционному составу топлива, чем двигатель с камерой сгорания типа ЦНИДИ. Это объясняется, главным образом, наличием раскаленной вставки вихревой камеры, способствующей испарению топлива и сокращению периода задержки воспламенения.

При работе по нагрузочным характеристикам на различных числах оборотов разница в скорости сгорания испытанных топлив в двигателе Д-50 с повышением нагрузки уменьшается интенсивней, чем в двигателе Д-240. Найдено, что это связано с более заметным уменьшением разницы в величинах периодов задержки воспламенения топлив. На номинальном числе оборотов двигателя Д-50 $n = 1600$ об/мин при $P_e = 2,84$ кг/см² максимальная относительная скорость сгорания топлива "Л" $(\frac{dx}{d\varphi})_{max} = 0,106$ I/град, ШФС-I - 0,124 I/град, ШФС-2 - 0,111 I/град и ШФС-3 - 0,118 I/град. При $P_e = 5,96$ кг/см² (номинальный режим работы) скорости сгорания топлив ШФС-I и ШФС-2 незначительно отличаются от скорости сгорания топлива "Л", а скорость сгорания топлива ШФС-3 несколько больше. При этом увеличение $(\frac{dx}{d\varphi})_{max}$ составляет 21%. Продолжительность сгорания топлива "Л" равна 70 градусов, а топлива ШФС-3 - 62 градуса.

Максимальное давление сгорания в двигателе Д-50 при работе на различных топливах практически одинаково. Увеличение жесткости сгорания при работе на топливах ШФС для различных нагрузочных режимов при номинальном числе оборотов не превышает 13% по сравнению с топливом "Д".

При работе на топливах ШФС температуры основных деталей двигателя (поршня, головки, вставки вихревой камеры, гильзы), выраженные в градусах Цельсия, на 2-6% выше, чем на топливе "Д". Это связано с большей скоростью сгорания топлив ШФС по сравнению с топливом "Д" и соответствующим увеличением температуры газов в процессе сгорания.

В этой же главе показано, что действительные законы сгорания различных топлив в исследованных дизелях достаточно близко совпадают с теоретическими, определенными по уравнению Зиббе И.И. с соответствующими значениями показателя характера сгорания m и продолжительности сгорания φ_R .

Результаты экспериментального исследования были использованы при аналитических исследованиях рабочих циклов дизелей.

В пятой главе проведено аналитическое исследование влияния динамики тепловыделения на показатели рабочего цикла дизеля и дана оценка результатов экспериментального исследования процессов сгорания в двигателях.

В методике расчета рабочего цикла дизеля, в отличие от методики Зиббе И.И., вычисление показателей цикла ведется с учетом характеристики теплообмена, что позволяет определять величину ξ_{max} расчетным путем и вести расчет текущих давлений в процессах сжатия, сгорания и расширения по одному и тому же уравнению.

Основное расчетное уравнение получено путем решения формулы (I) относительно давления в конце участка в виде

$$P_n = \frac{854 B_D H_U (\Delta X_n - \Delta X_{Wn}) + P_{n-1} \left(\frac{K_n + 1}{K_n - 1} V_{n-1} - V_n \right)}{\frac{K_n + 1}{K_n - 1} V_n - V_{n-1}} \quad (7)$$

Доля топлива ΔX_n , сгоревшего на расчетном участке, определяется с использованием полуэмпирического уравнения выгорания топлива, предложенного Зиббе И.И., по формуле

$$\Delta X_n = \delta \left[e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_{n-1}}{\varphi_n} \right)^{m+1}} - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_n}{\varphi_n} \right)^{m+1}} \right] \quad (8)$$

где δ – коэффициент, учитывающий потери тепла вследствие диссоциации и дросселирования газов;

φ_{n-1} , φ_n – углы поворота коленчатого вала, соответствующие началу и концу расчетного участка, °п.к.в.

Более точное определение значений ΔX_n возможно при наличии опытной кривой $X = f(\varphi)$. В процессах сжатия и расширения $\Delta X_n = 0$. Необходимые для расчетов значения температур газов в цилиндре и относительных потерь тепла от газов в стенки определяются по формулам (3), (5). При расчете процессов сгорания и расширения показатель адиабаты вычисляется по формуле (2). При расчете процесса сжатия он находится по следующей формуле:

$$K_n = 1,438 - 1,05 \cdot 10^{-4} T_{n \text{ ср}} \quad (9)$$

Так как искомое давление входит в формулы для определения ΔX_{wn} и T_n , то его величина по уравнению (7) определяется методом пробных подстановок. В первом расчете значения давления и температуры в конце участка принимаются равными соответствующим величинам в начале рассматриваемого участка, а в последующих берутся из предыдущих расчетов. Расчет участка повторяется до определения давления с заданной точностью.

Была составлена программа расчета рабочего цикла на ЭЦВМ "Минск-22", позволяющая проводить вычисления от начала сжатия до конца расширения через 1 или 2 градуса п.к.в. В результате расчета для каждого участка определяются текущие значения давлений, температур и работы газов в цилиндре, а также доля сгоревшего топлива и относительные потери тепла от газов в стенки. В конце расчета вычисляется среднее индикаторное давление.

Индикаторные диаграммы, рассчитанные по данной методике, близки к экспериментальным (рис.3). Их хорошее совпадение на участке сжатия подтверждает правильность принятой зависимости для определения потерь тепла от газов в стенки. На участке сгорания наилучшее совпадение индикаторных диаграмм получено при расчете давлений по опытным значениям ΔX_n . При расчете с использован-

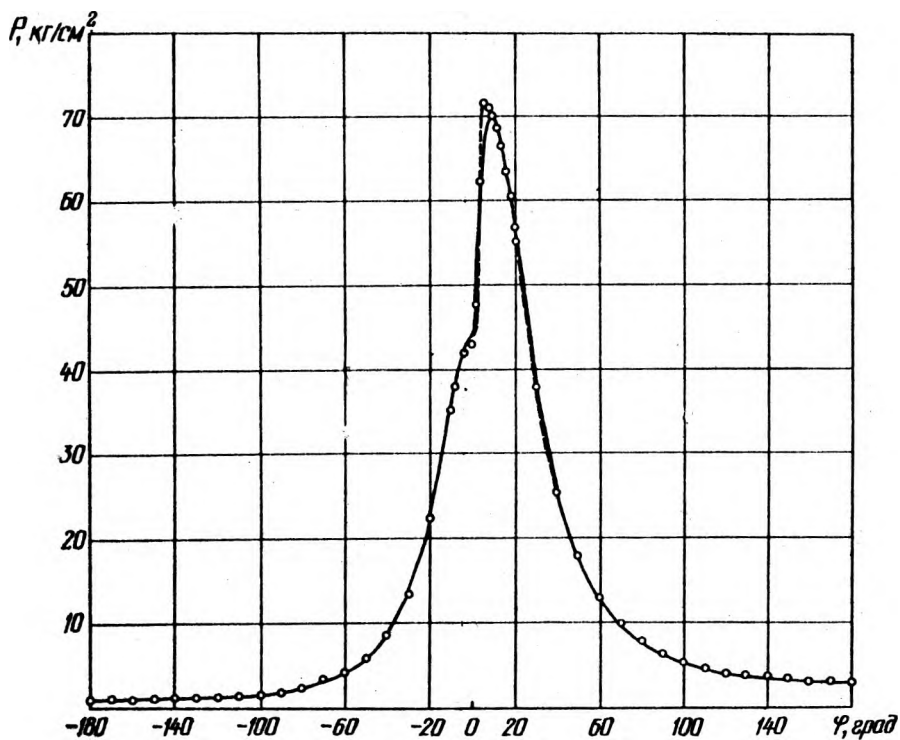


Рис. 3. Расчётные и экспериментальная индикаторные диаграммы для номинального режима работы двигателя Д-240:

- при расчёте с использованием уравнения выгорания топлива, предложенного Вибе И.И.;
- - - при расчёте с использованием опытной зависимости $\chi = f(\varphi)$;
- ooooo — по эксперименту.

нием уравнения Вие И.И. некоторое различие в индикаторных диаграммах получено только на начальном участке процесса сгорания.

По экспериментальным значениям m и φ_z была определена расчетная зависимость показателей рабочего цикла двигателя Д-240 от коэффициента избытка воздуха при $n = 2200$ об/мин. Сравнение экспериментальных данных с результатами расчета показало их хорошее совпадение.

С использованием приведенной методики выполнено аналитическое исследование влияния закона тепловыделения на показатели рабочего цикла. В расчетах изменение закона тепловыделения осуществлялось изменением значений показателей m и φ_z .

При коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,6$ расчет был выполнен для значений $m = 0; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0$ и значений $\varphi_z = 10; 30; 40; 50; 70; 90$ и 110 градусов при углах опережения воспламенения $\varphi_c = 0,5$ и 10 градусов до верхней мертвой точки и $\delta = 1$. Остальные исходные данные для расчета принимались на основании результатов экспериментального исследования двигателя Д-240.

По результатам расчета определены наилучшие показатели цикла для различных значений допустимого максимального давления сгорания. Получено, что при постоянной продолжительности сгорания и неизменном значении P_{max} индикаторный к.п.д. практически не зависит от характера протекания линии сгорания. При этом каждому значению показателя m соответствует определенный угол опережения воспламенения.

По мере увеличения P_{max} от 60 до 100 кг/см² продолжительность сгорания, соответствующая максимальному значению индикаторного к.п.д., уменьшается от 50 до 30 градусов.

Допустимая величина максимального давления цикла для исследуемых двигателей принята равной 75 кг/см². Для этого давления при $\alpha = 1,6$ оптимальная продолжительность сгорания $\varphi_z = 40$ градусам.

Исследования по определению оптимальной продолжительности сгорания были выполнены также при $\alpha = 1,0; 2,2; 2,8; 3,4$ и ограничении максимального давления цикла величиной 75 кг/см². В результате найдено, что с увеличением коэффициента избытка воздуха оптимальная продолжительность сгорания уменьшается. Однако, ее изменение незначительно и находится в пределах $\varphi_z = 40 \pm 10^\circ$.

Как показали экспериментальные исследования, действительная продолжительность сгорания топлива в испытанных двигателях на основных режимах работы больше оптимальной.

В главе для различных скоростных и нагрузочных режимов двигателей найдены значения индикаторных к.п.д. η_{ip} , соответствующие оптимальной продолжительности сгорания и $P_{max} = 75 \text{ кг/см}^2$. Сравнение полученных оптимальных величин η_{ip} с экспериментальными данными для номинальных чисел оборотов двигателей показано на рис. 4.

Как видно из графиков, при $\alpha = 3$ экспериментальные значения индикаторных к.п.д. близки к оптимальным. Это указывает на высокую эффективность процесса сгорания при данном α . С уменьшением α разница в значениях этих к.п.д. увеличивается. При $\alpha = 1,5$ действительный индикаторный к.п.д. двигателя Д-240 меньше оптимального на 8%, а двигателя Д-50 на 10%. Полученные данные свидетельствуют о необходимости дальнейшего совершенствования процесса сгорания в исследуемых дизелях, которое, главным образом, должно вестись в направлении сокращения продолжительности сгорания.

ВЫВОДЫ

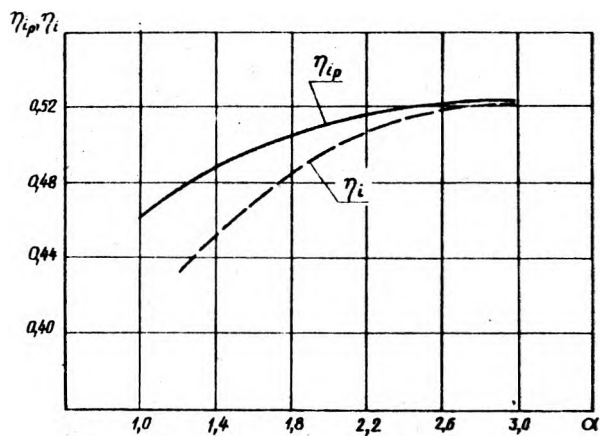
1. Проведен экспериментально-теоретический анализ различных формул для расчета коэффициента теплоотдачи от газов в стенки в двигателях внутреннего сгорания, в результате которого предложена уточненная зависимость для определения величины этого коэффициента в быстроходных дизелях.

2. Получены экспериментальные данные по влиянию режима работы и фракционного состава топлива на динамику тепловыделения в дизелях с различными камерами сгорания. Установлено, что эффективность процесса сгорания в двигателе Д-240 с камерой в поршне типа ЦНИДИ выше, чем в вихрекамерном двигателе Д-50.

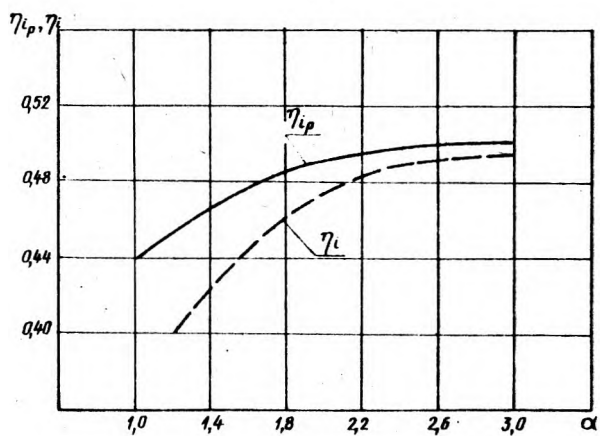
3. Сравнительное исследование динамики тепловыделения при сгорании стандартного топлива "Л" и топлив широкого фракционного состава показало, что:

а) Двигатель Д-50 менее чувствителен к физико-химическому составу топлива, чем двигатель Д-240.

б) Скорость сгорания топлив широкого фракционного состава больше, чем топлива "Л". Наибольшую скорость сгорания имеет топли-



а)



б)

Рис. 4. Экспериментальные и оптимальные зависимости $\eta_i = f(\alpha)$:
 а) для номинального скоростного режима двигателя Д-240;
 б) для номинального скоростного режима двигателя Д-50.

во ШФС-3.

в) При работе по нагрузочным характеристикам разница в максимальной скорости и продолжительности сгорания топлив с различным фракционным составом по мере уменьшения нагрузки растет. При работе по скоростным характеристикам с изменением числа оборотов эта разница изменяется незначительно.

г) Величины максимального коэффициента активного выделения тепла и индикаторного к.п.д. для всех исследованных топлив на различных режимах работы двигателей близки между собой.

д) Максимальная температура цикла при работе двигателей на топливах ШФС увеличивается не более, чем на 7% по сравнению с топливом "Д".

е) Вследствие меньшей продолжительности сгорания топлив ШФС при их использовании имеется возможность дальнейшего форсирования деталей по числу оборотов.

4. Экспериментально определено, что увеличение скорости сгорания топлив ШФС, по сравнению с топливом "Д", ведет:

а) к некоторому увеличению жесткости и максимального давления сгорания;

б) к незначительному снижению дымности выхлопа и температуры отработавших газов;

в) к увеличению на 2-6% температуры деталей, образующих камеру сгорания.

5. Полученные при работе двигателей на топливах широкого фракционного состава характеристики тепловыделения и значения показателей рабочего цикла позволяют считать, что эти топлива могут использоваться в испытанных дизелях.

6. Разработана уточненная методика и составлена программа расчета рабочего цикла дизеля на ЭЦВМ "Минск-22". В методике расчет давлений газов в процессах сжатия, сгорания и расширения ведется по одному и тому же уравнению с учетом закона сгорания и теплообмена.

7. Проведено аналитическое исследование влияния закона тепловыделения на показатели рабочего цикла дизеля при различных значениях коэффициента избытка воздуха и установлено, что оптимальная продолжительность сгорания топлива в быстроходных дизелях при ограничении максимального давления цикла величиной 75 кг/см^2

равна 40 ± 10 градусов.

8. Продолжительность сгорания различных топлив в испытанных дизелях на основных режимах работы больше оптимальной, что указывает на необходимость совершенствования процесса сгорания в них.

9. Найдены значения индикаторных к.п.д., соответствующие оптимальной организации процесса сгорания на различных режимах работы дизелей. Сравнение этих к.п.д. с экспериментальными данными позволило определить имеющиеся возможности улучшения индикаторной экономичности испытанных двигателей путем оптимальной организации процесса сгорания.

Результаты работы используются Минским моторным заводом и Всесоюзным научно-исследовательским институтом по переработке нефти.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Кухаренок Г.М., Рожанский В.А. Работа дизелей на топливах ШФС. "Промышленность Белоруссии" №5, 1970.

2. Кухаренок Г.М., Адамов В.М. Тепловое состояние поршня дизеля при работе на различных топливах. "Промышленность Белоруссии" № 8, 1970.

3. Адамов В.М., Кухаренок Г.М. Исследование теплопередачи в быстроходном дизеле. Сборник научных трудов БПИ № 2", "Нашиностранное и металлообработка", 1968.

4. Исследование рабочего процесса тракторных дизелей Минского моторного завода Д-50 и Д-60(240) при работе на топливах широкого фракционного состава ШФС-1, ШФС-2 и ШФС-3. Отчет, инв.№ БО 45303, ВНИИЦ, 1970.

Результаты работы докладывались:

1. На научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава Белорусского политехнического института совместно с работниками промышленности и строительства в 1964, 1966, 1967, 1968 и 1969 г.г.

2. На конструкторской секции научно-технического общества Отдела Главного Конструктора Минского моторного завода в 1971 г.

АТ03156. Подписано в печать 25/III-1971 г. Формат 60x84^I/16.
Объём 1,3 печ.л.; 1,5 уч.-изд.л. Тир.200.Зак.299.Бесплатно.

БПИ. Минск, Ленинский пр., 65.