

В. А. ПЕТРОВ

МЕТОДИКА ТЕПЛОВЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ



ОНТИ — НКТП — СССР — 1936

В. А. ПЕТРОВ

Депозитарий

МЕТОДИКА ТЕПЛОВЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Дарственная Библиотеке
Доктора технических наук
профессора ВОТКА Л. Я.
ИЗБ. № 132 1980 г.

М. Я. Вотка

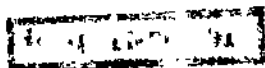


ОНТИ — НКТП — СССР

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ АВТОТРАКТОРНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА 1986 ЛЕНИНГРАД

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА

71367845



Редактор Г. И. Муханов;

Техред. И. К. Алиханов.

Сдано в производство 27 июня 1936 г. Поступило к печати 26 июля 1936 г. Изд. № 79. Индекс АТ—57—5—4. Уполномоченный Главлита № В-37975. Формат 62×94¹/₁₆. Количество бум. листов 42³/₄. Объем 9,5 п. л. Учетно-авг. 10,15. Тираж 1000. ТКК № 48 от 17 июня 1936 г. Заказ № 772. Количество печ. знаков в 1 бум. листе 103168.

4-я типография ОНТИ НКТП СССР «Красный Печатник». Ленинград, Международный, 75а.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
§ 1. Введение	5
§ 2. Внешний тепловой баланс двигателя	8
1. Располагаемое тепло Q_0 и Q_0'	9
2. Тепло, полезно использованное	10
3. Тепло, потерянное с охлаждением	11
4. Тепло, потерянное с выхлопными газами	18
5. Тепло, теряемое за счет теоретической неполноты сгорания	19 ^а
6. Остаточный член теплового баланса	20
7. Примеры внешнего теплового баланса	21
§ 3. Влияние теплового состояния на работу двигателя	26
1. Влияние температуры масла	27
2. Влияние температуры охлаждающей жидкости	28
§ 4. Влияние состояния окружающей среды на работу двигателя	37
1. Влияние на мощность изменения барометрического давления	38
2. Влияние на мощность изменения температуры засасываемого воздуха	40
3. Одновременное влияние на мощность изменения давления и температуры наружного воздуха	43
4. Влияние температуры и давления засасываемого воздуха на состав рабочей смеси	44
5. Влияние влажности воздуха на работу двигателя	45
§ 5. Влияние на работу двигателя срока его службы и нагарообразования	49
§ 6. Влияние на работу двигателя установки момента зажигания	54
§ 7. Влияние на работу двигателя рода применяемого топлива	60
§ 8. Влияние качества рабочей смеси на работу двигателя	65
1. Влияние α на мощность и экономичность	65
2. Влияние α на детонацию	70
3. Влияние α на тепловое состояние двигателя	71
4. Влияние α на скорость сгорания и наивыгоднейший момент зажигания	73
5. Влияние α на наполнение двигателя	75
6. Влияние α на устойчивость работы	77
7. Влияние α на приемистость двигателя	78
8. Влияние α на потерю тепла в охлаждающую воду и с выхлопом	80

§ 9. Влияние всасывающей системы на работу двигателя	81
1. Влияние воздухоочистителя на работу двигателя	82
2. Влияние карбюратора	83
3. Влияние формы всасывающего трубопровода	91
§ 10. Влияние на работу двигателя выхлопной системы	99
§ 11. Влияние конструктивных факторов двигателя на его работу	102
1. Влияние степени сжатия	102
2. Влияние фаз распределения	108
3. Влияние конструктивных факторов на детонацию	110
4. Влияние конструктивных факторов на жесткость работы двигателя	114
§ 12. Методы исследования процесса сгорания в двигателях внутреннего сгорания	117
1. Стробоскопический метод исследования распространения пламени в цилиндре двигателя внутреннего сгорания	118
2. Электрический метод исследования распространения пламени в цилиндре двигателя внутреннего сгорания	125
3. Методы оценки детонации	130
§ 13. Методы обработки индикаторных диаграмм	134
1. Исследование линии всасывания,	134
2. Исследование линии сжатия и расширения	137
3. Исследование линии сгорания,	143
4. Определение величины коэффициента выделения тепла при сгорании	145
Литература	147

§ 1. ВВЕДЕНИЕ

Испытания двигателей внутреннего сгорания по своему назначению могут быть разделены на три основных группы:

- 1) обычные приемо-сдаточные заводские испытания,
- 2) испытания двигателей новых типов и выбор опытным путем наиболее удачных решений тех или иных конструктивных вопросов,
- 3) испытания чисто научно-исследовательского характера.

Приемочные испытания являются самыми простыми, не требуют никакой специальной измерительной аппаратуры и проводятся главным образом на испытательных станциях заводов, как контроль выпускаемой продукции.

Испытания новых типов двигателей, имеющие целью улучшение конструкции, более сложны и требуют применения специальных приборов. В данном случае испытаниям обычно подвергаются опытные конструкции двигателей, обладающие, как правило, целым рядом недостатков и требующие окончательного «доведения».

Третий вид испытаний проводится обычно в специальных лабораториях, требует хорошей технической и математической подготовки экспериментатора и относится к области научно-исследовательских работ. Целью таких испытаний обычно является проверка на практике тех или иных теоретических положений, углубленное изучение процессов, происходящих в двигателях внутреннего сгорания, и систематическое исследование влияния на работу различных факторов.

Независимо от того, к какой категории относится проводимое испытание (порядка ли заводского или научно-исследовательского), прежде чем приступить к эксперименту и замерам, необходимо создать все условия для получения от двигателя наилучших показателей в смысле мощности, экономичности, надежности и устойчивости работы, т. е. подобрать соответствующую регулировку карбюратора, установить наивыгоднейший тепловой режим, наивыгоднейший момент зажигания в области работы без детонации, удачно выбрать систему и интенсивность подогрева карбюратора при работе на новом топливе и пр.

Помимо умения хорошо владеть установкой и производить с надлежащей точностью замеры, для экспериментатора не менее важно ясно себе представлять, в какой степени и в какую сторону повлияет на работу двигателя изменение того или иного параметра. Настоящая работа составлена именно под таким углом зрения, чтобы основной ее центр тяжести приходился не на ознакомление с применяемыми при опытах приборами, методикой ведения замеров и обработкой получен-

ных опытных данных (эти вопросы достаточно хорошо освещены в литературе *, а на изучение влияния различных факторов на работу двигателя и на получение экспериментатором основных сведений теоретического порядка, необходимых ему для вполне сознательного подхода к своей работе и анализа полученных результатов.

Глубокое, всестороннее изучение влияния различных факторов на эффективную мощность и экономичность работы двигателей внутреннего сгорания в настоящее время в связи с быстрым ростом автотракторной и авиационной промышленности представляет одну из важнейших задач.

Основной целью, которую должен ставить перед собой конструктор автотракторных двигателей, является получение от двигателя данного литража возможно большей эффективной мощности при полном открытии дросселя и максимальной экономичности на основных эксплуатационных режимах при работе на прикрытых дросселях. Величинами, характеризующими экономичность работы двигателя, являются удельный расход топлива и экономический к. п. д., имеющие между собой теснейшую связь и обратно пропорциональные друг другу.

Удельный расход топлива представляет собой величину, показывающую, какое количество топлива в граммах, литрах или калориях (больших) идет на получение работы 1 э. л. с. в течение часа.

Весовой удельный расход топлива g_e , выражаемый обычно в г/ э. с. ч., получается делением часового расхода топлива в г на эффективную мощность N_e и определяется, как правило, при всех испытаниях двигателей внутреннего сгорания формулой:

$$g_e = \frac{G_m}{N_e} \cdot 1000 \text{ г/э. с. ч.}, \quad (1)$$

где: G_m представляет собой часовой расход топлива в кг.

Удельный расход горючего в объемных единицах, например в литрах на 1 э. с. ч., подсчитывается обычно в тех случаях, когда большее значение имеет не весовой расход топлива, а объемный, определяющий размеры топливных баков или же радиус действия машины с баками определенной емкости.

Удельный расход горючего в тепловых единицах (в калориях на 1 э. л. ч.) характеризует экономику двигателя с чисто термодинамической стороны, с точки зрения совершенства превращения тепловой энергии топлива в механическую работу.

Второй величиной, оценивающей экономичность работы двигателя, помимо удельных расходов топлива, является экономический к. п. д. η_e .

Экономический, действительный или полный к. п. д. η_e характеризует в целом степень использования тепла топлива двигателем и представляет собой отношение тепла, эквивалентного полученной полезной эффективной мощности на маховике двигателя, к теплу введенного

* См. В. И. Сороко - Новицкий, Методика испытаний автомобильных двигателей, 1932.

А. В. Джодж, Испытание быстроходных двигателей внутреннего сгорания, русский перевод, 1934.

А. Грэмберг, Технические измерения при испытании машин и контроле их в производстве, русский перевод, 1927.

в двигатель топлива, определяемому по его низшей теплотворной способности h_u (кал/кг).

Таким образом, если на получение определенного количества работы 1 э. л. с. в течение часа тратится g_e грамм топлива, то эффективный коэффициент η_e будет представлять собой отношение тепла полезно использованного, т. е. 632 кал (тепло, эквивалентное работе 1 л. с. ч.), к низшей теплотворной способности g_e грамм топлива в кал, т. е.

$$\eta_e = \frac{632 \cdot 1000}{g_e \cdot h_u} \quad (2)$$

Если взять наиболее часто встречающиеся значения удельных расходов g_e для автомобильных двигателей в пределах 260—300 г/э. л. с. ч., то соответствующие значения η_e для бензина будут от 0,20 до 0,23 при значении $h_u = 10\,500$ кал/кг.

Как видно из приводимого примера, в автотракторных двигателях полезно используется примерно только $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{5}$ часть химической энергии сжигаемого топлива; остальные $\frac{3}{4}$ — $\frac{4}{5}$ этой энергии являются потерями.

Количественное распределение тепла топлива по различным потерям характеризуется тепловым балансом двигателя, который, как видно из названия, представляет собой равенство между располагаемым теплом топлива и суммой количеств тепла, пошедшего на полезную работу и распределившегося по отдельным потерям.

С точки зрения удобства рассмотрения и анализа потерь удобно разделить их на две категории:

- 1) потери тепловые, характеризующиеся индикаторным к. п. д. η_i , и
- 2) потери механические, целиком зависящие от конструкции механизма двигателя и определяемые механическим к. п. д. η_m .

Совершенствование двигателей и повышение их эффективного к. п. д. должны независимо друг от друга идти по двум путям: по пути улучшения теплового процесса, т. е. повышения индикаторного к. п. д., и по пути уменьшения потерь энергии в механизме двигателя за счет трения, приведения в действие вспомогательных механизмов (помпы, вентилятор, магнето или динамо) и пр.

Индикаторный к. п. д. η_i характеризует степень использования тепла топлива внутри цилиндра двигателя и представляет собой отношение тепла, эквивалентного совершенной индикаторной работе за определенный промежуток времени, к теплу, введенному в двигатель за то же время с топливом и определяемому по его низшей теплотворной способности h_u .

Аналогично эффективному к. п. д., индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{632 \cdot 1000}{g_i \cdot h_u} \quad (3)$$

Механический к. п. д. η_m представляет отношение эффективной мощности к индикаторной и характеризует указанные выше потери мощности внутри двигателя:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (4)$$

Ввиду того, что отношение индикаторного к. п. д. к эффективному равно отношению индикаторной мощности к эффективной, механический к. п. д.

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i}. \quad (5)$$

Подробнейшее исследование индикаторной диаграммы вместе с изучением распределения тепла топлива по различным потерям должно дать весь необходимый материал для проведения теплового расчета двигателя и для установления наиболее рациональной его конструкции.

Материал, изложенный в настоящей работе, касается главным образом вопросов влияния различных факторов на тепловой баланс и индикаторную диаграмму и с этой точки зрения дает возможность подойти к анализу потерь, зависящих от степени совершенства индикаторной диаграммы, и почти совершенно оставляет в стороне те потери, которые относятся к потерям другой категории, — к потерям механическим.

Никакое разумное совершенствование рабочего процесса и повышение индикаторного к. п. д. немыслимо без проведения систематического исследования элементов этого процесса и глубокого анализа составляющих величин теплового баланса двигателя.

§ 2. ВНЕШНИЙ ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Внешний тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания, характеризующий, с одной стороны, экономичность его работы, а с другой, — дающий наглядную картину распределения по различным потерям тепла, введенного в двигатель с топливом, может быть получен опытным путем и с помощью расчета.

Баланс тепла составляется как в тепловых единицах за определенный промежуток времени, например в калориях за 1 час, так и в процентах по отношению к располагаемому теплу.

Внешний тепловой баланс представляет собой равенство между теплом, заключенным во вводимом в двигатель топливе, и суммой теплот, пошедшей на полезную работу и распределившейся по различным потерям.

В общем виде обычно уравнение внешнего теплового баланса пишется в следующей форме:

$$Q_0 = Q_e + Q_w + Q_g + Q_n + Q_r \dots \text{кал/кг}, \quad (6)$$

где: Q_0 — тепло химической энергии топлива;

Q_e — тепло, превращенное в полезную работу;

Q_w — тепло, потерянное с охлаждением через стенки цилиндра и головки;

Q_g — тепло, потерянное с выхлопными газами и соответствующее теплосодержанию этих газов в выхлопной трубе;

Q_n — потери тепла, соответствующие теоретической неполноте сгорания при теоретическом недостатке воздуха, при $\alpha < 1$ *;

* Действительная неполнота сгорания, получающаяся помимо теоретической, входит в последний остаточный член баланса.

Q_r — все прочие потери тепла, охватываемые так называемым остаточным членом теплового баланса.

Рассмотрим подробнее в отдельности каждую из упомянутых величин баланса.

1. Располагаемое тепло Q_0 и Q_0'

Под количеством располагаемого тепла Q_0 понимается то число калорий, которое соответствует низшей теплотворной способности топлива, поступающего за 1 час в двигатель.

$$Q_0 = h_u \cdot G_m \dots \text{ кал/час}, \quad (7)$$

где: h_u — низшая теплотворная способность 1 кг топлива,

G_m — его расход в кг/час.

В уравнение теплового баланса вводится все располагаемое тепло Q_0 , тогда, когда речь идет об общем использовании двигателем топлива без исследования термодинамической стороны процесса.

При теоретическом недостатке кислорода воздуха, т. е. при $\alpha < 1$, даже в самом лучшем случае — в идеальном двигателе — не сможет быть превращена в тепловую вся химическая энергия топлива, и потому при оценке совершенства процесса двигателя с чисто термодинамической стороны правильнее будет тепловой баланс относить не к Q_0 , а к так называемому «располагаемому активному» теплу топлива Q_0' , определяемому по весовому расходу топлива за 1 час и его «активной» низшей теплотворной способности $h_u' = h_u - \Delta h_u$. В последнем случае

$$Q_0' = G_m \cdot h_u' = G_m (h_u - \Delta h_u) \dots \text{ кал/час}. \quad (8)$$

Часовой расход топлива в кг G_m определяется непосредственно при испытаниях.

Низшая теплотворная способность h_u может быть определена или при помощи калориметра, или подсчетом на основании данных элементарного химического состава топлива.

Теплотворная способность может быть определена также калориметрированием путем сжигания правильно отобранной пробы топлива в калориметре, причем для твердого и в большинстве случаев жидкого топлива с этой целью применяется калориметрическая бомба Бертело-Малера-Крекера, а для газообразного топлива преимущественно калориметр Юнкерса.

Для подсчета h_u по элементарному химическому составу топлива существуют следующие формулы:

1) формула Менделеева:

$$h_u = 8100 C + 30\,000 H - 2600 (O - S) - 600 (W + 9H) \dots \text{ кал/кг}; \quad (9)$$

2) формула Общества германских инженеров:

$$h_u = 8100 C + 29\,000 \left(H - \frac{O}{8} \right) + \\ + 2500 S - 600 (W + 9H) \dots \text{ кал/кг}. \quad (10)$$

В указанных формулах буквами С, Н, О, S и W обозначено содержание в 1 кг топлива по весу в кг соответственно углерода, водорода, кислорода, серы и влаги.

Для топлив, не содержащих серы и влаги, представленные формулы могут быть значительно упрощены, если положить в них S и W равными нулю.

Определение потери низшей теплотворной способности вследствие теоретического недостатка воздуха при $\alpha < 1$ может быть определено по количеству получающейся в продуктах сгорания 1 кг топлива при рассматриваемом α окиси углерода CO согласно теоретическим формулам сгорания и по ее низшей теплотворной способности.

Ввиду того, что при полном сжигании 1 кг CO в CO₂ выделяется 2 440 кал, то при наличии в продуктах сгорания 1 кг CO нужно считать 2 440 кал потерянными:

$$\Delta h_u = G_{CO} \cdot 2440 \dots \text{кал/кг}, \quad (11)$$

где G_{CO} — теоретическое весовое количество в кг CO в продуктах сгорания 1 кг топлива.

Так как согласно реакциям сгорания для всех топлив при $\alpha < 1$

$$G_{CO} = 0,404(1 - \alpha)L_0 \dots \text{кг/кг},$$

то

$$\Delta h_u = 2440 \cdot 0,404(1 - \alpha)L_0$$

или

$$\Delta h_u = 986 (1 - \alpha)L_0 \dots \text{кал/кг}. \quad (12)$$

Коэффициент избытка воздуха α , необходимый для подсчета потерь тепла за счет теоретического недостатка воздуха, обычно определяется по формуле:

$$\alpha = \frac{G_a}{G_m \cdot L_0},$$

где G_a — часовой расход засасываемого двигателем воздуха в кг, определяемый во время опыта при помощи диафрагм или насадков Вентури;

G_m — часовой расход топлива в кг;

L_0 — теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива количество воздуха в кг.

2. Тепло, полезно использованное

Первый член внешнего теплового баланса обычно характеризует собой то тепло, которое соответствует полезной, эффективной работе двигателя. Это количество теплоты может быть подсчитано по эквиваленту работы силочаса и по эффективной мощности двигателя N_e .

Действительно, если мы имеем работу 1 л. с. в течение 1 часа, то тепло, равноценное этой работе, равно 632 кал. Ввиду этого часовое количество полезно использованного тепла Q_e будет иметь выражение:

$$Q_e = 632 N_e \dots \text{кал/час}. \quad (13)$$

Поскольку все прочие замеры в процессе получения теплового баланса производятся в условиях опыта, Q_e подсчитывается по мощности N_e действительной, не приведенной к нормальным атмосферным условиям (15° и 760 мм рт. ст.).

Отношение Q_e к располагаемому теплу Q_0 или Q'_0 характеризует долю использованного тепла топлива.

Для оценки экономичности работы двигателя с точки зрения хозяйственника, т. е. совершенно не касаясь термодинамической стороны процесса и не разделяя потери на зависящие и независящие от совершенства конструкции двигателя, относят тепло Q_e ко всему теплу топлива Q_0 .

В данном случае полезно использованное тепло

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_0} \cdot 100 \dots \% \quad (14)$$

По отношению к активному теплу топлива Q'_0 , т. е. к тому теплу, которое в идеальном двигателе может быть получено в результате химической реакции, будем иметь аналогично:

$$q'_e = \frac{Q_e}{Q'_0} \cdot 100 \dots \% \quad (15)$$

Величина q_e соответствует эффективному к. п. д. двигателя η_e , так как последний представляет собой также отношение полезно использованного тепла к теплу затраченному и по абсолютной величине меньше q_e в 100 раз

3. Тепло, потерянное с охлаждением

Тепло, уносимое за 1 час с охлаждающей водой или охлаждающим воздухом Q_w обычно определяется опытным путем — непосредственным замером степени нагрева охлаждающей среды и ее расхода.

Водяное охлаждение

Для случая двигателя с водяным охлаждением могут быть применены две схемы замера величин, необходимых для определения теплоотдачи в воду Q_w .

На фиг. 1 представлена первая, наиболее простая схема, но вместе с тем дающая менее точные результаты. Здесь охлаждающая вода приводится в движение водяной помпой двигателя. Количество воды, проходящей через рубашку двигателя за единицу времени, определяется при помощи водомера, протарированного в свою очередь для горячей воды. Для охлаждения воды сделан смесительный бачок, в котором горячая вода из двигателя смешивается с холодной водопроводной водой, регулируемой соответствующим краном. Излишки воды из замкнутой системы выливаются через трубку в верхней части смесителя в том же количестве, в каком поступает вода из водопровода в смеситель.

Если обозначить через G_w^p в кг часовой расход воды через рубашку двигателя, а через t_w^p и t_w^v соответственно температуру ее при входе

и при выходе из рубашки, то, полагая теплоемкость 1 кг воды равной единице, будем иметь:

$$Q_w = (t_w'' - t_w') \cdot G_w^p \dots \text{кал/час.} \quad (16)$$

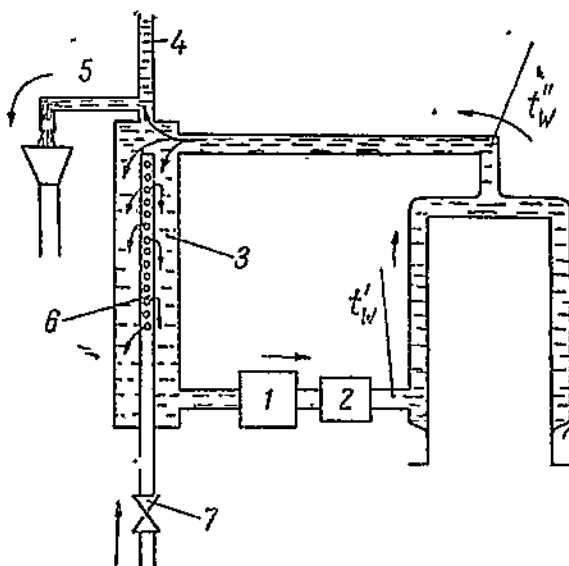
Ввиду того, что перепад температур $t_w'' - t_w'$ невелик и в соответствии с условиями работы двигателей в эксплуатации составляет величину порядка 10° , то неточности при оценке температур t_w'' и t_w' могут в рассматриваемой схеме сказаться в значительной степени на Q_w . Так например, если эти температуры будут оцениваться с точностью до $0,2^\circ$ по нормальному ртутному термометру, то в конечном счете ошибка

в оценке Q_w вследствие этого может быть равна:

$$\frac{0,2 + 0,2}{10} \cdot 100 = 4\%.$$

Другой отрицательной стороной рассматриваемой схемы является ненадежность измерения расхода воды при помощи водомера, который к тому же должен быть протарирован на горячую воду.

На фиг. 2 изображена схема более совершенной охлаждающей установки. По сравнению с первой схемой здесь: 1) замер расхода охлаждающей воды производится не по водомеру, а непосредственно по объему в



Фиг. 1. Упрощенная схема замера теплоотдачи в охлаждающую воду.

1 — водомер; 2 — водяная помпа двигателя; 3 — смесительный резервуар; 4 — трубка с открытым верхним концом для выхода паров воды; 5 — сливная трубка; 6 — трубка с отверстием для поступления через нее в смеситель холодной водопроводной воды; 7 — кран, регулирующий подачу водопроводной воды.

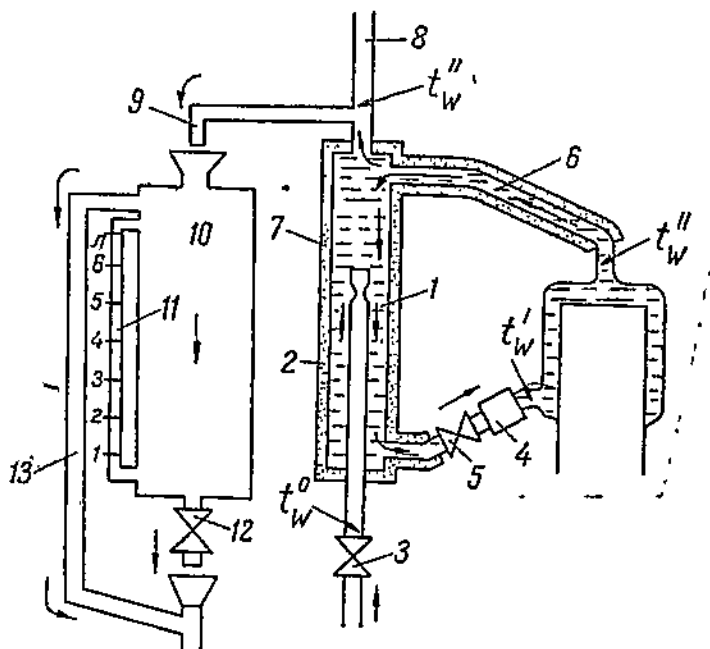
мерительном баке 10; 2) измеряется расход воды не через рубашку, а воды, вытекающей из циркулирующей системы и по весу равной поступившей в смеситель 1 из водопровода; 3) берется разница температур не $t_w'' - t_w'$, а $t_w'' - t_w^0$, где t_w^0 — температура холодной водопроводной воды.

Ввиду того что температура t_w^0 значительно ниже t_w'' , в данном случае ошибка в процентах при оценке степени нагрева воды, поступившей и вышедшей из рассматриваемой системы, $t_w'' - t_w^0$ будет примерно раз в 5—6 меньше. Кроме того, непосредственное объемное измерение расхода воды, выливающейся наружу через трубку 9, дает большую точность, чем замер расхода воды в первой схеме, и в данном случае, следовательно, более точно может быть подсчитана величина Q_w .

$$Q_w = G_w (t_w'' - t_w^0) \dots \text{кал/час,} \quad (17)$$

где G_w — представляет собой часовой расход в кг водопроводной воды, измеряемый по шкале 11.

Необходимо отметить, что весь смеситель 1 вместе с трубами, подводящими воду и отводящими ее от двигателя, должен быть покрыт хорошей тепловой изоляцией, так как только при этом условии будут получены надежные результаты и справедлива формула (21).



Фиг. 2. Схема охлаждающей установки.

1 — смесительный резервуар; 2 — трубка для подвода холодной воды из водопровода; 3 — кран, регулирующий подачу холодной воды; 4 — водная помпа; 5 — кран, регулирующий скорость воды, циркулирующей через рубашку двигателя; 6 — трубка, отводящая воду из рубашки; 7 — изолирующая рубашка (асбест, опилки и пр.); 8 — открытая трубка для выхода паров воды; 9 — сливная трубка; 10 — мерительный бак; 11 — водомерная трубка со шкалой, разбитой на литры; 12 — спускной кран и 13 — сигнальная трубка.

Ввиду того что при правильном замере Q_w по первой и второй схеме существует равенство:

$$Q_w = G_w^p (t_w'' - t_w') = G_w (t_w' - t_w^o),$$

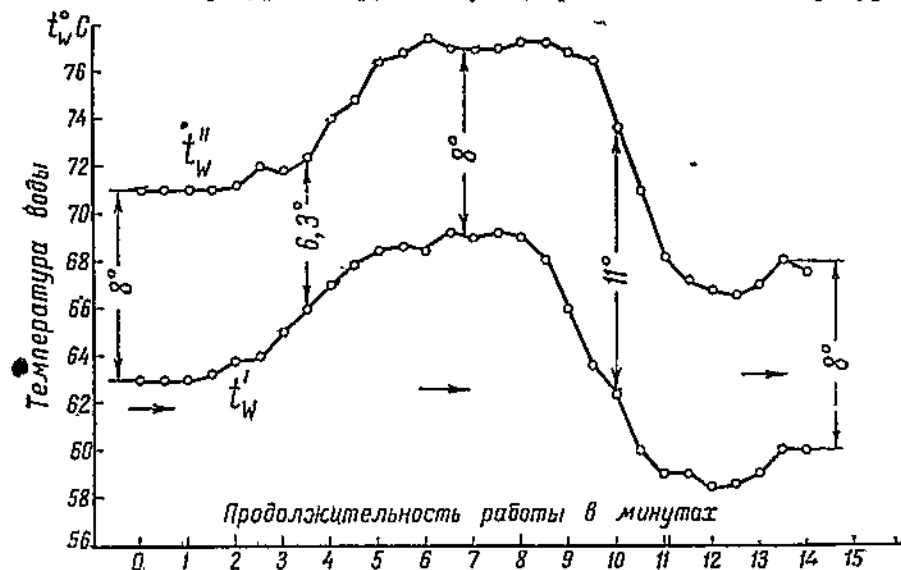
то расход циркулирующей воды через рубашку Q_w^p должен быть больше расхода водопроводной воды Q_w во столько же раз, во сколько $t_w' - t_w^o$ больше $t_w'' - t_w'$.

Наличие крана 5 между смесителем и водяной помпой дает возможность регулировать перепад температур $t_w' - t_w^o$ и создавать его таким же, каким он бывает при исследуемых режимах в условиях эксплуатации.

Для уменьшения потерь на лучеиспускание рекомендуется, помимо применения хорошей изоляции, устанавливать смеситель 7 возможно ближе к двигателю.

Чрезвычайно важным обстоятельством, которое следует иметь в виду при замере Q_w , является проведение опыта при строго установившемся состоянии двигателя.

В случае общего повышения температуры охлаждающей воды будет замером получено тепло Q_w несколько меньшее истинного, так как часть теплоты газов будет отдана стенкам цилиндра и пойдет на повышение их температуры. В другом случае, при понижении температуры



Фиг. 3. Двигатель Форд А. Полный дроссель; $n = 1200$. Влияние теплового состояния двигателя на разницу температур воды $t_w'' - t_w'$ (по опытам автора).

входящей в рубашку воды, опять будет ошибка в оценке Q_w вследствие того, что вода получит тепло не только от газов, но и от стенок, которые будут охлаждаться вместе с понижением средней температуры охлаждающей воды.

В качестве примера на фиг. 3 представлены результаты измерения температур охлаждающей воды во время испытания двигателя Форд А. Запись температур была начата с того момента, когда двигатель получил установившееся тепловое состояние ($t_w'' - t_w' = 8^\circ$). Далее кран, регулирующий подачу водопроводной воды в смеситель, был слегка прикрыт, вследствие чего началось повышение температур t_w'' и t_w' и их разность стала значительно меньше ($6,3^\circ$). После того как краном снова удалось установить тепловое равновесие охлаждающей системы, разность $t_w'' - t_w'$ опять стала около 8° .

При дальнейшем общем понижении температур охлаждающей воды перепад ее температур стал несколько больше (порядка 11°), что полностью согласуется с приведенными выше рассуждениями.

Воздушное охлаждение

Определение количества теплоты, отдаваемого за единицу времени воздуху, в двигателях с воздушным охлаждением является более сложной задачей, чем в двигателях с водяным охлаждением.

В данном случае тепло, теряемое на 1 час с охлаждением, может определяться по формуле:

$$Q_w = (c_p)_m (t''_e - t'_e) G_e \dots \text{кал/час}, \quad (18)$$

в которой $(c_p)_m$ представляет собой среднюю теплоемкость при $p = \text{const}$ для 1 кг воздуха для пределов температур t''_e и t'_e ; t'_e и t''_e — средние температуры охлаждающего двигатель воздуха до цилиндров и после них; G_e — часовое количество в кг воздуха, прошедшее мимо цилиндров и нагретое на $(t''_e - t'_e)^\circ$.

Согласно данным справочников для атмосферного воздуха при температурах, близких к 15°C , может быть принято

$$(c_p)_m = 0,24 \dots \text{кал/кг}.$$

Согласно справочной книге проф. Г. Дуббель можно также пользоваться следующим выражением средней теплоемкости $(c_p)_m$ для воздуха между температурами t_1 и t_2 (выше 0°C) при $p = 1 \text{ кг/см}^2$:

$$(c_p)_m 0,241 + 0,0000183 (t_1 + t_2) \dots \text{кал/кг}. \quad (19)$$

Температура охлаждающего воздуха до цилиндров t'_e измеряется без каких-либо затруднений, так как в большинстве случаев она равна температуре окружающего воздуха, тогда как измерение температуры t''_e и расхода воздуха G_e требует специального оборудования установки.

В качестве примера на фиг. 4 представлена схема замера расхода охлаждающего воздуха, замера его средних температур и регулирования этих температур, примененная при испытаниях двигателей с воздушным охлаждением в лаборатории двигателей ВАММ РККА *.

На схеме представлены две воздушные трубы: одна T_1 , подводящая воздух к двигателю, а другая T_2 , отводящая его от цилиндров. Прежде чем пройти мимо цилиндров в рассматриваемой установке, воздух сначала проходит через масляный радиатор, и температура его перед цилиндрами t'_e становится несколько выше, чем t''_e перед масляным радиатором.

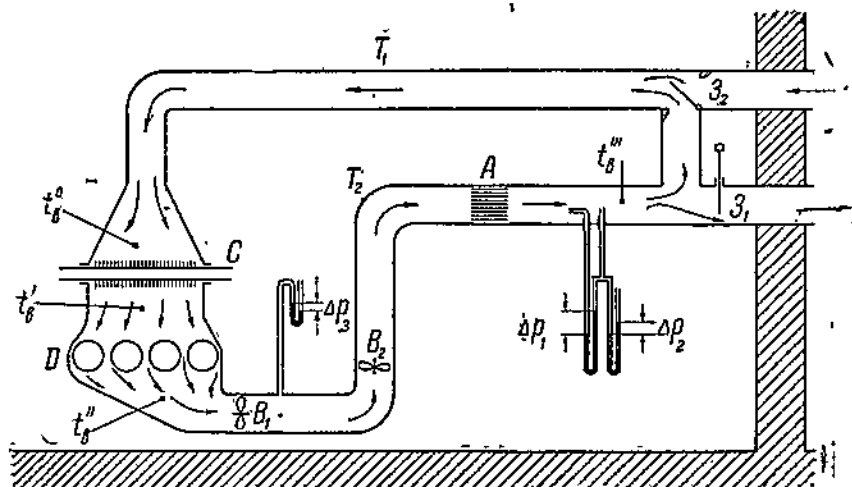
Охлаждающий воздух приводится в движение двумя вентиляторами B_1 и B_2 , расположенными последовательно один после другого. Первый вентилятор B_1 является неотъемлемой принадлежностью двигателя и имеет число оборотов такое же, как и коленчатый вал. Второй вентилятор B_2 является вспомогательным, вращается электромотором постоянного тока, имеет возможность давать любое по желанию число оборотов и служит лишь для того, чтобы преодолевать гидравли-

* Подобная установка впервые в СССР была выполнена проф. Сороко-Новицким в лаборатории двигателей внутреннего сгорания в Ломоносовском институте (Москва).

ческое сопротивление второй трубы и создавать тем самым атмосферное давление в трубе при выходе воздуха из кожуха двигателя.

Число оборотов вентилятора B_2 каждый раз должно устанавливаться таким, чтобы разность уровней в водяном пьезометре Δp_3 была равна нулю. Этим создаются естественные условия для работы основного вентилятора B_1 , заставляя его, как и в условиях эксплуатации, направлять воздух в пространство с атмосферным давлением.

Изменение и регулирование температуры охлаждающего воздуха производится в данной схеме при помощи двух заслонок $З_1$ и $З_2$, ставя которые в различные положения можно или охлаждающий воздух брать



Фиг. 4. Схема установки двигателя с воздушным охлаждением (лаборатория двигателей ВАММ).

с улицы, или же заставлять циркулировать один и тот же воздух, если имеется необходимость поднять весьма значительно его температуру в соответствии с условиями работы двигателя в жарких местностях.

Для определения отдачи тепла охлаждающему воздуху необходимо знать часовой его расход и степень нагревания при прохождении мимо ребер цилиндров двигателя.

Расход воздуха может быть определен по средней скорости воздуха в некотором определенном сечении трубопровода и по давлению и температуре его в том же сечении.

При помощи трубок Пито может быть установлен закон измерения скоростей потока по двум взаимно перпендикулярным диаметрам трубы и затем уже подсчитана, конечно с некоторым приближением, и средняя скорость в рассматриваемом сечении. Средняя скорость должна представлять собой высоту цилиндра, построенного на поперечном сечении воздушной трубы и по объему, равновеликому фигуре, имеющей основанием то же сечение, а высотами для каждой точки этого сечения соответствующую величину истинной скорости потока.

Для получения большей параллельности струек воздуха рекомендуется перед местом замера скоростей, и в особенности после поворотов трубы, устанавливать в трубе специальные спрямляющие решетки. В рассматриваемой схеме такое приспособление было установлено между поворотом трубы и местом замера скоростей. Это приспособление состояло из нарезанных одинаковой длины трубок, наложенных одна на другую и заполняющих собой все поперечное сечение основного воздухопровода.

Если обозначить:

Δp_1 — разность разрежений в мм вод. ст., характеризующую кинетическую энергию движущегося воздуха;

Δp_2 — разность между атмосферным давлением и статическим давлением в трубе в мм вод. ст.;

g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$;

w — истинную скорость воздушных струек в трубе в направлении ее оси в м/сек ;

$w_{\text{ср}}$ — среднюю скорость воздуха в рассматриваемом сечении трубопровода в м/сек ;

γ_a — удельный вес движущегося воздуха в кг/м^3 ;

b_0 — давление наружного воздуха в мм рт. ст. при 0°Ц ;

t_a — температуру воздуха в рассматриваемом сечении в $^\circ \text{Ц}$;

$f_{\text{тр}}$ — проходное сечение трубы в м^2 и

G_a — расход охлаждающего воздуха в кг/час ,

то 1) удельный вес воздуха в трубе может быть подсчитан по формуле:

$$\gamma_b = 1,293 \frac{b_0 + \frac{\Delta p_2}{13,6}}{760} \cdot \frac{273}{273 + t_a} \dots \text{кг/м}^3; \quad (20)$$

2) истинная скорость струек в отдельных точках сечения потока

$$w = \sqrt{\frac{\Delta p_1 - 2g}{\gamma_a}} \dots \text{м/сек}; \quad (21)$$

3) часовой расход воздуха

$$G_a = 3600 \cdot f_{\text{тр}} \cdot w_{\text{ср}} \cdot \gamma_a \dots \text{кг/час}. \quad (22)$$

Для определения степени нагревания охлаждающего воздуха при прохождении через двигатель необходимо произвести оценку средней температуры воздуха непосредственно перед двигателем и после него.

Определение потери тепла на охлаждение может быть сделано или по отношению ко всему часовому теплу топлива Q_0 или же, что гораздо правильнее с термодинамической стороны, по отношению к активному часовому теплу Q'_0 , так как только на это тепло при данном α можно рассчитывать, и только за счет его будет совершаться полезная работа и будут нагреваться стенки цилиндра.

Таким образом

$$q_w = \frac{Q_w}{Q_0} \cdot 100 \dots \% \quad (23)$$

$$q'_w = \frac{Q_w}{Q'_0} \cdot 100 \dots \% \quad (24)$$

4. Тепло, потерянное с выхлопными газами

Второй вид потери тепла в двигателях внутреннего сгорания обычно представляет собой теплосодержание выхлопных газов.

По известной температуре выхлопа $t_r^{\circ}\text{Ц}$, по коэффициенту избытка воздуха α , теплоемкостям продуктов сгорания и часовому расходу топлива может быть подсчитана внутренняя тепловая энергия, теряемая за 1 час, с горячими выхлопными газами:

$$\begin{aligned} Q_0 &= M_2 \cdot G_m \cdot (mc_p)_m^{t_r} \cdot t_r - M_2 \cdot G_m (mc_p)_m^{t_0} \cdot t_0 = \\ &= M_2 \cdot G_m \left[(mc_p)_m^{t_r} \cdot t_r - (mc_p)_m^{t_0} \cdot t_0 \right] \dots \text{кал/час.} \end{aligned} \quad (25)$$

Здесь $(mc_p)_m^{t_r}$ представляет собой среднюю молекулярную теплоемкость при $p = \text{const}$ для продуктов сгорания топлива;

M_2 — число кг моль продуктов сгорания, образующихся от сжигания при данном α 1 кг топлива;

t_r — замеренная в $^{\circ}\text{Ц}$ температура выхлопных газов;

G_m — часовой расход топлива в кг.

Количество продуктов сгорания M_2 для всех видов топлив может быть подсчитано по следующим формулам:

для $\alpha \geq 1$:

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \dots \text{кг—моль/кг;} \quad (26)$$

для $0,7 \leq \alpha \leq 1,0$:

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,209(1 - \alpha)L_0 \dots \text{кг—моль/кг,} \quad (27)$$

где L_0 — теоретически необходимое количество воздуха в кг моль для сжигания 1 кг топлива, а H и O — содержание по весу в кг водорода и кислорода в 1 кг топлива.

Средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания $(mc_p)_m^{t_r}$, как показали соответствующие подсчеты для различных топлив и различных α , может быть принята изменяющейся в зависимости от температуры по прямолинейному закону.

В результате подсчетов на основе данных по теплоемкостям проф. W. Schüle найдено, что для всех видов моторного топлива:

1) для $1,0 \leq \alpha \leq 2,0$:

$$(mc_p)_m^{t_r} = 6,99 + \frac{0,4}{\alpha} + \left(\frac{3,3}{\alpha} + 3,7 \right) \cdot 10^{-4} \cdot t \dots \text{кал/кг—моль;} \quad (28)$$

2) для $0,7 \leq \alpha \leq 1,0$:

$$(mc_p)_m^{t_r} = 6,59 + 0,8\alpha + (3,7 + 3,3\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot t \dots \text{кал/кг—моль.} \quad (29)$$

В уравнении (25) взята разность теплосодержаний продуктов сгорания при температурах t_r и окружающей t_0 по той причине, что левая часть уравнения теплового баланса Q_0 не включает в себя теплосодержание засасываемого при той же температуре t_0 наружного воздуха.

Некоторые неточности, получающиеся в данном случае вследствие приравнивания теплосодержаний при температуре t_0 продуктов сгорания и засасываемого воздуха, практически не должны существенным образом сказаться, поскольку сами по себе они невелики по сравнению со всем теряемым теплом Q_g .

Другим способом определения потери тепла с отработанными газами является метод калориметрирования выхлопных газов. Этот метод гораздо сложнее, так как требует весьма громоздкой аппаратуры, но ввиду большой надежности результатов применяется в некоторых научно-исследовательских лабораториях.

Выхлопные газы поступают из выхлопной трубы в калориметр, выполняемый в большинстве случаев в виде жаротрубного котла, и отдают там воде свою теплоту, вместе с тем охлаждаясь до температуры, близкой к окружающей.

Если обозначить через:

G_w — расход воды через калориметр за 1 час в кг,

t'_w и t''_w — температуру воды перед и после калориметра в $^{\circ}\text{Ц}$,

G_m — часовой расход топлива в кг и

H — число кг водорода, заключающееся в 1 кг топлива, то при условии охлаждения выхлопных газов в калориметре до наружной температуры полное количество теплоты, уносимое с выхлопными газами, будет:

$$Q_g = G_w(t''_w - t'_w) - 5400 \cdot H \cdot G_m \dots \text{кал/час.} \quad (30)$$

Первый член разности представляет собой все часовое тепло, отданное воде калориметра, а второй член — произведение скрытой теплоты парообразования 1 кг воды (600 кал/кг) на число кг водяных паров, образующихся в продуктах сгорания за 1 час ($9H \cdot G_m$).

При подсчете потери тепла с выхлопом в процентах необходимо пользоваться выражением:

$$q_g = \frac{Q_g}{Q_0} \cdot 100 \dots \% \quad (31)$$

или

$$q'_g = \frac{Q_g}{Q'_0} \cdot 100 \dots \% \quad (32)$$

5. Тепло, теряемое за счет теоретической неполноты сгорания

Помимо той потери тепла, которая получается вследствие несовершенства рабочего процесса и неуспевания сгорать той части топлива, на которую хватает кислорода засосанного воздуха, существуют неизбежные потери, называемые теоретической неполнотой сгорания и получающиеся только при $\alpha < 1$.

Количественно указанная потеря тепла

$$Q_n = Q_0 - Q'_0 \dots \text{кал/час.} \quad (33)$$

В процентах, по отношению к теплу Q_0 , потеря тепла Q_n будет иметь выражение:

$$q_n = \frac{Q_n}{Q_0} \cdot 100 \dots \% \quad (34)$$

При $\alpha \geq 1$ отсутствует теоретическая неполнота сгорания и Q_n и q_n равны нулю.

6. Остаточный член теплового баланса

Все потери тепла, не учтенные указанными четырьмя членами теплового баланса, обычно включают в последний так называемый «остаточный» его член Q_r :

$$Q_r = Q_0 - (Q_g + Q_w + Q_g + Q_n) \dots \text{кал/час} \quad (35)$$

или

$$Q_r = Q'_0 - (Q_g + Q_w + Q_g) \dots \text{кал/час} \quad (36)$$

и в процентах:

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_0} \cdot 100 \dots \% \quad (37)$$

и

$$q'_r = \frac{Q_r}{Q'_0} \cdot 100\% \quad (38)$$

Остаточный член баланса включает в себя следующие основные потери тепла.

1. Тепло, соответствующее частично работе трения N_T . Часть тепла трения поршня о зеркало цилиндра переходит через стенки к охлаждающей среде и таким образом автоматически учитывается вторым членом баланса Q_w , ввиду чего остается неучтенным главным образом тепло, получающееся от трения в прочих механизмах двигателя, например в шатунных и коренных подшипниках, откуда оно отводится в конечном счете с маслом.

2. Тепло, эквивалентное подводимой энергии для приведения в действие вспомогательных механизмов, как масляная помпа, водяная помпа, динамо или магнето, вентилятор и пр.

3. Тепло, соответствующее кинетической энергии выхлопных газов.

4. Тепло, теряемое помимо теоретической неполноты сгорания вследствие:

а) неуспевающей сгорать доли топлива благодаря несовершенному его перемешиванию с воздухом и несовершенству рабочего процесса;

б) диссоциации в процессе сгорания части молекул CO_2 и H_2O и недостатка времени для обратного их соединения в процессе расширения и

в) неравномерного распределения рабочей смеси по цилиндрам в случае двигателя, имеющего карбюратор на несколько цилиндров.

5. Тепло, теряемое через лучеиспускание.

6. Тепло, эквивалентное ошибкам, получаемым вследствие неточности определения отдельных членов баланса.

7. Примеры внешнего теплового баланса

Внешний тепловой баланс двигателя может быть получен в зависимости от изменения любого фактора, характеризующего работу двигателя. Так например, если при работе с полным открытием дросселя переменной величиной будет число оборотов, то тепловой баланс получится по внешней характеристике и будет характеризовать влияние числа оборотов на полезно использованное тепло и распределение его по различным потерям.

Далее при изменении мощности дросселированием при неизменном числе оборотов может быть получен баланс по дроссельной характеристике и, наконец, баланс по составу рабочей смеси, углу опережения зажигания и пр.

В качестве примера на фиг. 5—7 представлены кривые величин теплового баланса для двигателя «Геркулес» WXB.

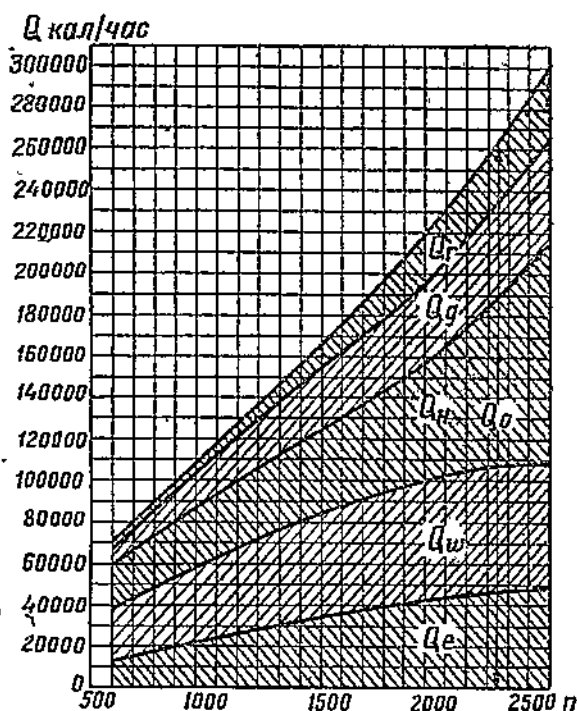
На фиг. 5 баланс приведен в кал/час.

Значительные потери тепла вследствие теоретической неполноты сгорания здесь получились благодаря тому обстоятельству, что двигатель имел карбюратор с экономайзером, дающим на полном дросселе обогащенную регулировку соответственно регулировке на максимум мощности.

На фиг. 6 и 7 приведены для того же двигателя кривые изменения основных величин теплового баланса по внешней характеристике в процентах по отношению в первом случае ко всему располагаемому теплу Q_0 , а во втором — только к активному теплу топлива Q'_0 .

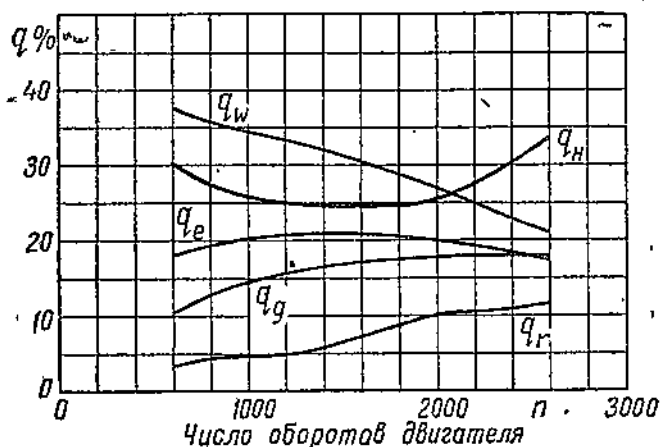
Из рассмотрения последних двух диаграмм вытекает, что с увеличением числа оборотов:

- 1) теплоотдача в воду уменьшается, что происходит в основном вследствие сокращения продолжительности цикла;
- 2) увеличиваются потери тепла с выхлопом за счет повышения температуры и теплосодержания выхлопных газов;

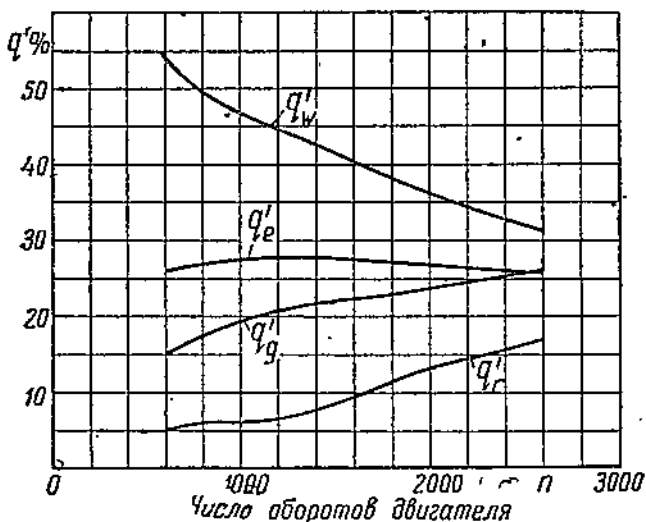


Фиг. 5. Двигатель «Геркулес» WXB. Тепловой баланс по внешней характеристике в кал/час. Двигатель снабжен карбюратором с экономайзером, дающим на полном дросселе регулировку, близкую к максимуму мощности (по опытам автора).

3) увеличивается остаточный член, что может быть объяснено в свою очередь главным образом увеличением сопротивлений вращению двигателя.



Фиг. 6. Двигатель «Геркулес» WXB. Кривые изменения величин теплового баланса по внешней характеристике в процентах по отношению ко всему располагаемому теплу топлива Q_0 (по опытам автора).

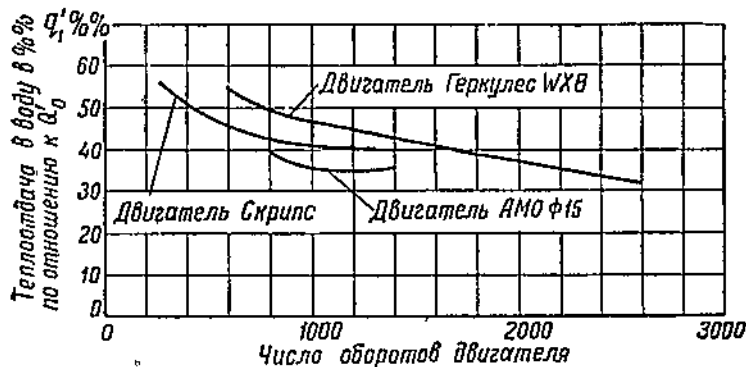


Фиг. 7. Двигатель «Геркулес» WXB. Кривые изменения величины теплового баланса по внешней характеристике в процентах по отношению к активному теплу топлива Q' (по опытам автора).

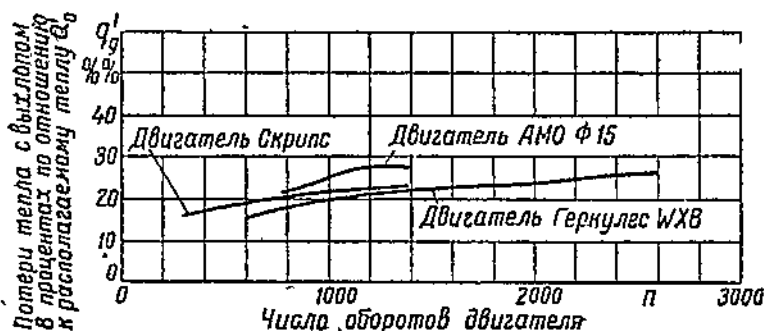
Как видно, наибольшими потерями тепла являются потери с охлаждающей водой и с выхлопными газами.

На фиг. 8 и 9 представлены сводные диаграммы для трех типов двигателей с водяным охлаждением.

На фиг. 8 в зависимости от числа оборотов при полном открытии дросселя для трех двигателей представлены кривые изменения теплоотдачи в охлаждающую воду q_w' в процентах по отношению к активному теплу топлива, которое может быть выделено при сгорании и характеризует температуру газов в цилиндре.



Фиг. 8. Кривые изменения теплоотдачи в воду в процентах по внешней характеристике для различных двигателей.



Фиг. 9. Кривые изменения потерь тепла с выхлопом в процентах q_g' по внешней характеристике для различных двигателей.

Из рассмотрения данной диаграммы вытекает, что в процентном отношении количество теплоты, отдаваемое охлаждающей воде, неодинаково для различных оборотов и уменьшается с увеличением скорости вращения двигателя. Это, как уже указывалось, происходит по причине сокращения продолжительности цикла. Более высокое протекание кривой q_w' для двигателя «Геркулес» WXB получается, по-видимому, вследствие того, что данный двигатель по сравнению с другими имеет более высокую степень сжатия, при которой становятся выше все температуры цикла и газы получают более глубокое расширение.

Для малых оборотов количество отданного воде тепла составляет величину порядка 40—50%; при средних оборотах около 35—40% и при более высоких до 30%.

На фиг. 9 подобная же диаграмма представлена для потерь тепла с отходящими газами q_g .

Эта диаграмма указывает, что здесь получается обратная картина: с увеличением числа оборотов q_g во всех случаях неуклонно растет, что может быть объяснено увеличением температуры выхлопных газов с оборотами двигателя за счет меньшего охлаждения продуктов сгорания в процессе расширения.

То, что кривая q_g для двигателя «Геркулес» WXB получается ниже других, опять-таки является следствием более высокой степени сжатия, так как с увеличением ϵ , как это видно из рассмотрения теоретического цикла, несмотря на повышение температуры начала расширения t_z , температура конца расширения t_e становится ниже.

Наконец, в заключение следует несколько остановиться на рассмотрении диаграмм теплового баланса, полученных при изменении других параметров, характеризующих работу двигателя.

Так, на фиг. 10 представлен для двигателя «Геркулес» WXB тепловой баланс в зависимости от изменения качества рабочей смеси, характеризуемой коэффициентом избытка воздуха α , для полного дросселя и постоянного числа оборотов $n = 1800$.

Здесь кривая располагаемого тепла топлива Q_0 с обеднением смеси неуклонно понижается вследствие уменьшения часового расхода топлива.

Количество теплоты, обращенное в полезную работу, имеет максимум при $\alpha = 0,85$, т. е. при регулировке карбюратора, соответствующей максимуму мощности.

Количество теплоты, потерянное с выхлопом Q_g , в основном зависящее от температуры, теплоемкости и количества выхлопных газов, по α изменяется мало и имеет максимум примерно при $\alpha = 1$, т. е. при таком составе рабочей смеси, при котором наибольшей получается температура выхлопных газов.

Количество теплоты, унесенной с охлаждающей водой, Q_w , имеет максимум также около $\alpha = 1$, когда получается наибольшая средняя температура цикла, а следовательно и наибольшая разница температур между горячими газами и охлаждаемыми водой стенками цилиндра.

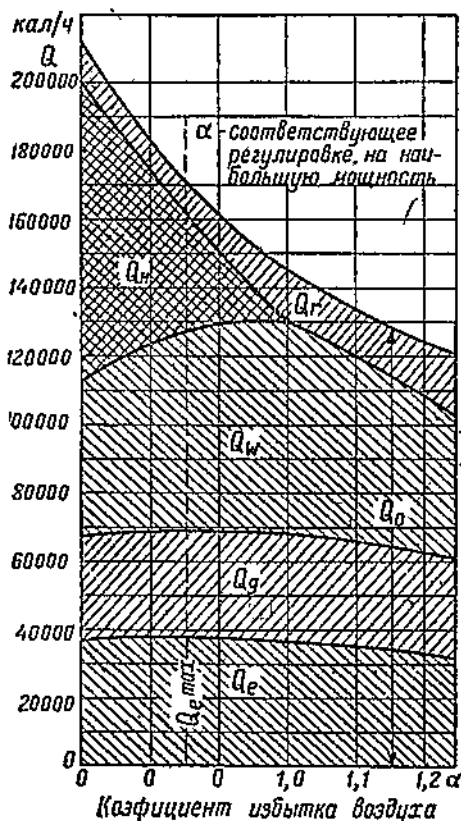
Потери тепла, соответствующие теоретической неполноте сгорания Q_n , получаются только при $\alpha < 1$ и в сильной степени возрастают с обогащением смеси.

Последняя величина баланса, — остаточный член Q_r , как видно из диаграммы, получает минимум примерно при $\alpha = 0,8$ и имеет излом при $\alpha = 1$.

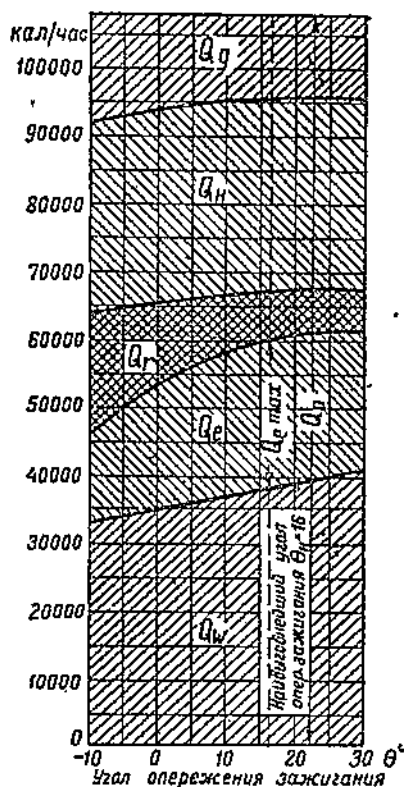
Этот излом получается вследствие того, что предыдущий член теплового баланса определяет только теоретическую неполноту сгорания, тогда как в действительности получается еще некоторая потеря тепла за счет несгоревшего топлива, учитываемая последним «остаточным» членом баланса.

При изменении α от 0,8 до 0,9 в обе стороны скорость сгорания рабочей смеси уменьшается, получается большое догорание ее на линии рас-

ширения и в процессе выхлопа, и как следствие должны увеличиться потери тепла за счет несгорающего топлива. Данное обстоятельство, повидимому, является причиной того, что остаточный член, которым учитываются указанные потери, получает минимум как раз при α , соответствующем наибольшей скорости сгорания и увеличивается с обеднением и обогащением смеси. На фиг. 11 представлен в качестве



Фиг. 10. Двигатель «Геркулес» WXB. Тепловой баланс в зависимости от α в кал/час. Полный дроссель; $n = 1800$ (по опытам автора).



Фиг. 11. Двигатель «Геркулес» WXB. Тепловой баланс по зажиганию в кал/час. Полный дроссель; $n = 1000$ (по опытам автора).

примера тепловой баланс в кал/час для того же двигателя «Геркулес» WXB по углу опережения зажигания при неизменном числе оборотов $n = 1000$ и полном открытии дросселя.

Поскольку при изменении момента зажигания часовой расход топлива не менялся, то при всех θ располагаемое тепло Q_0 имело одну и ту же величину. Из диаграммы видно, что:

1) потери тепла в охлаждающую воду Q_w увеличиваются с увеличением угла опережения зажигания и на диаграмме соответствуют нижней заштрихованной площади;

2) количество тепла, обращенного в полезную эффективную работу, Q_e имеет максимум при наивыгоднейшем угле опережения зажигания, когда получается максимальной и мощность двигателя N_e ;

3) поскольку состав рабочей смеси, характеризующий часовыми расходами топлива и воздуха, при изменении угла опережения зажигания практически мало изменяется, то потери за счет теоретической неполноты сгорания получаются примерно одинаковыми для различных θ ;

4) потери тепла с выхлопом Q_v уменьшаются с увеличением опережения зажигания, так как находятся в прямой зависимости от температуры выхлопных газов, которая также уменьшается с увеличением угла θ ;

5) последний остаточный член баланса Q_r зависит от момента зажигания; большие величины он получает при более позднем зажигании и меньшие — при более раннем.

Подобный характер изменения Q_r может быть объяснен опять-таки изменением потерь тепла за счет несгорающей части топлива. При более позднем зажигании, в особенности же при зажигании после в. м. т. за счет сокращения продолжительности сгорания и расширения газы не успевают полностью догореть на линии расширения и горят при выхлопе, что, конечно, влечет за собой увеличение потерь тепла топлива и объясняет полученный закон изменения величины Q_r . То обстоятельство, что при наивыгоднейшем и более раннем зажигании не получается большой разницы в остаточном члене, указывает, что в данном случае времени вполне достаточно для полного сгорания и что почти вся рабочая смесь успевает сгорать в цилиндре двигателя.

§ 3. ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

В какой степени тепловое состояние двигателя сказывается на мощности и экономичности работы, а также на изменении склонности к детонации, необходимо знать для установления наивыгоднейших тепловых условий при испытаниях двигателей, а также для внесения соответствующих исправлений в результаты испытания, если по каким-либо причинам не удалось при опыте иметь заранее установленные температуры.

Тепловое состояние двигателя обычно характеризуется температурой масла в картере и охлаждающей жидкости в рубашке цилиндра или же непосредственно температурой самих стенок цилиндра, если двигатель имеет воздушное охлаждение.

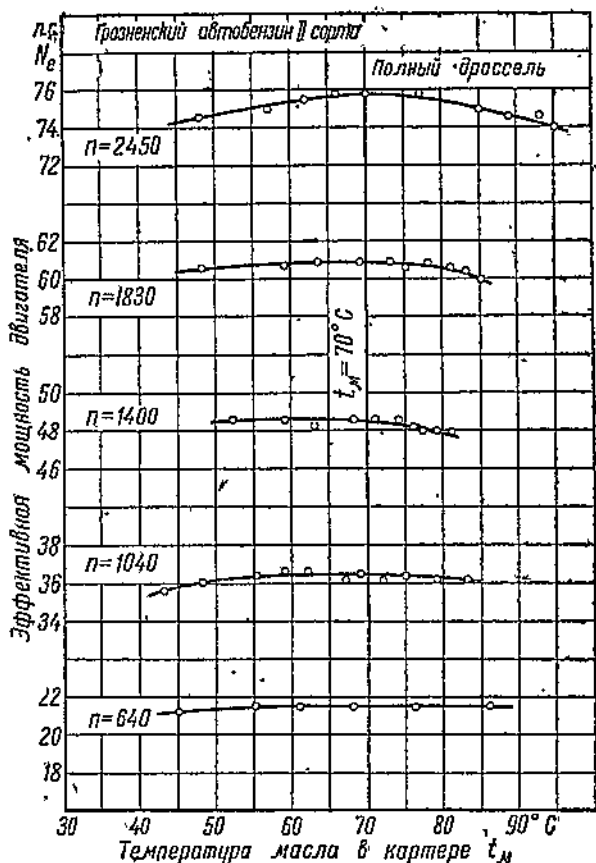
Ввиду того, что в двигателях с жидкостным охлаждением температура охлаждающей жидкости мало отличается от средней температуры цилиндра, оценка теплового состояния двигателя по температуре жидкости перед или после рубашки в данном случае является достаточно показательной.

Рассмотрим в отдельности влияние на работу двигателя температуры масла в картере и температуры охлаждающей среды.

1. Влияние температуры масла

Качество применяемого масла, так же как и его температура, влияет на развиваемую эффективную мощность двигателя только благодаря тому, что это непосредственно сказывается на мощности трения.

В качестве примера на фиг. 12 представлено влияние на мощность двигателя «Геркулес» WXB температуры масла в картере t_M .



Фиг. 12. Влияние температуры масла в картере на эффективную мощность двигателя. Двигатель «Геркулес» WXB. Масло автол М (по опытам автора).

Указанные испытания были проведены в автолаборатории НАТИ с маслом автол М при различных числах оборотов при полном открытии дросселя и имели целью подбор наиболее выгодной температуры масла для снятия внешней характеристики.

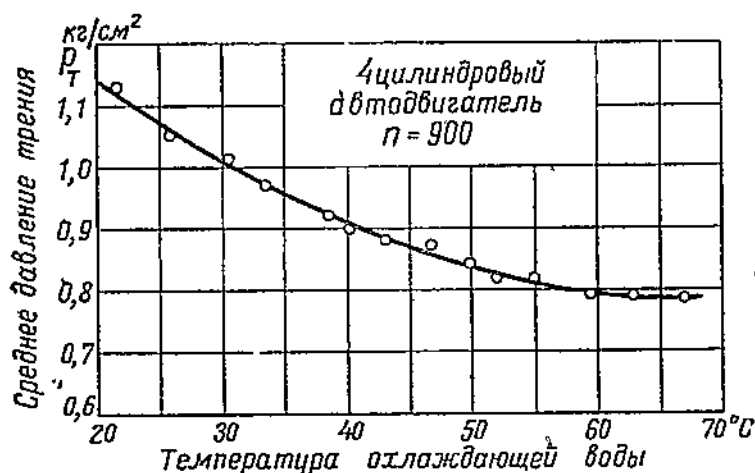
Из рассмотрения приведенной диаграммы вытекает, что изменение температуры масла сказывается на эффективной мощности двигателя и что для работы на полном дросселе рекомендуется поддерживать температуру масла в картере около 70° . При более холодном или более

горячем масле N_e становится меньше, в особенности при высоких числах оборотов. Происходит это главным образом вследствие увеличения вязкости масла при охлаждении его и, наоборот, благодаря слишком жидкому маслу при повышении t_m , когда масло начинает выдавливаться с трущихся поверхностей и тем самым увеличивать мощность трения.

Ввиду того, что изменение качества масла сказывается на смещении в ту или иную сторону наивыгоднейшей его температуры, то прежде чем приступить к испытанию двигателя и снятию с него характеристик, необходимо провести предварительную работу по установлению для всех основных режимов наивыгоднейшей температуры масла подобно тому, как это сделано в приведенном примере.

2. Влияние температуры охлаждающей жидкости

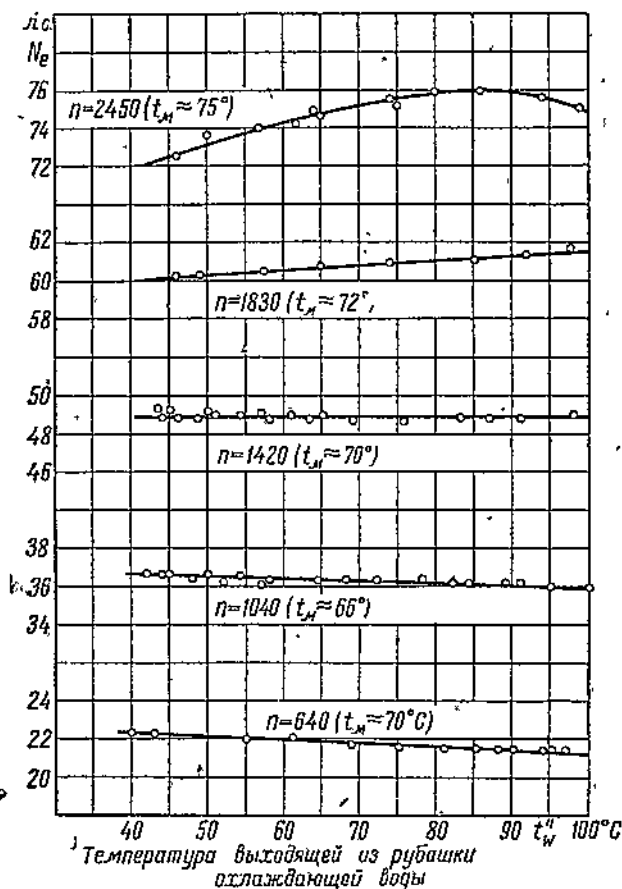
Как показал ряд испытаний, степень влияния температуры охлаждающей среды на работу двигателя в значительной степени зависит от рода охлаждающей среды, от конструкции системы охлаждения, расположения и подогрева всасывающего трубопровода и целого ряда других факторов.



Фиг. 13. Влияние температуры охлаждающей воды на среднее давление трения (по данным Ricardo).

Прежде чем перейти к рассмотрению конкретных примеров, необходимо остановиться на анализе основных положений, касающихся вопросов охлаждения двигателя. Совершенно очевидно, что совсем без охлаждения двигатель работать не может. При уменьшении охлаждения стенки цилиндра перегреваются, начинается горение масла на этих стенках, пригорание поршневых колец, появляются преждевременные вспышки и хлопки в карбюратор, начинается сгорание с детонацией и понижается коэффициент подачи, а с ним вместе и мощность. С другой стороны, чрезмерное охлаждение стенок цилиндра отрицательно ска-

зывается на работе двигателя. При сильном охлаждении, несмотря на увеличение коэффициента подачи вследствие понижения температуры засасываемой смеси, увеличиваются потери тепла с охлаждением (понижается индикаторный к. п. д. η_i) и увеличиваются потери на трение поршня о зеркало цилиндра, которое будет покрыто более



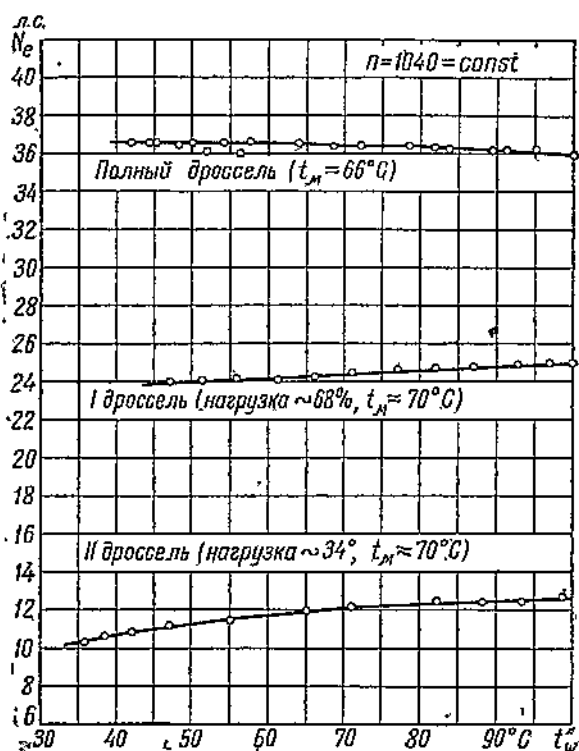
Фиг. 14. Влияние температуры охлаждающей воды на мощность двигателя при полном открытии дросселя и различных числах оборотов. Двигатель «Геркулес» WXB (по опытам автора).

холодным и более вязким маслом. В какой степени температура охлаждающей воды сказывается на механических потерях внутри двигателя видно из фиг. 13, на которой представлены результаты соответствующих испытаний четырехцилиндрового автомобильного двигателя.

Влияние температуры охлаждающей жидкости на эффективную мощность двигателя можно видеть на ряде приводимых ниже диаграмм, полученных опытным путем для различного типа двигателей.

На фиг. 14 и 15 представлены результаты испытания двигателя «Геркулес» WXB при различных числах оборотов и различных положениях дроссельной заслонки.

Кривые на диаграммах указывают, что для каждого режима работы двигателя, определяемого числом оборотов и положением дросселя, является своя наимыгоднейшая температура охлаждающей воды. При увеличении числа оборотов при полном открытии дросселя мощности вырастают с увеличением температуры воды t_w'' , а при малых

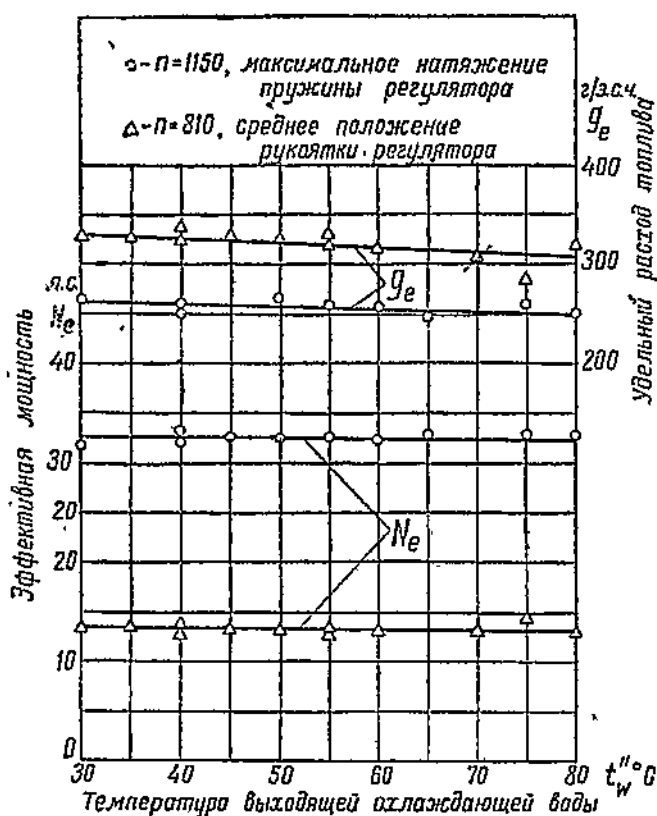


Фиг. 15. Влияние температуры охлаждающей воды на мощность при $n = 1040$ и различных открытиях дросселя. Двигатель «Геркулес» WXB (по опытам автора).

оборотах, наоборот, снижаются. При дросселировании кривые N_e с температурой возрастают примерно так же, как и при повышении числа оборотов с полным открытием дросселя.

В качестве другого примера на фиг. 16 представлено, согласно опытов НАТИ, влияние температуры охлаждающей воды на работу автомобильного двухтактного дизельмотора Юнкерс типа SA-9, полученное при двух значениях числа оборотов $n = 1150$ и $n = 810$ в соответствии с двумя положениями рукоятки регулятора. Из диаграммы видно, что изменение температуры воды t_w'' на 50° совершенно не сказывается на эффективной мощности N_e , но в то же время дает выигрыш

в удельных расходах примерно на 4,5%. Улучшение экономичности работы двигателя следует объяснить в данном случае уменьшением теплоотдачи в воду и повышением механического к. п. д. Эффективная мощность осталась без изменения, по всей вероятности, потому, что возможность ее возрастания благодаря увеличению η_i и η_m полностью компенсировалась уменьшением коэффициента подачи η_v .



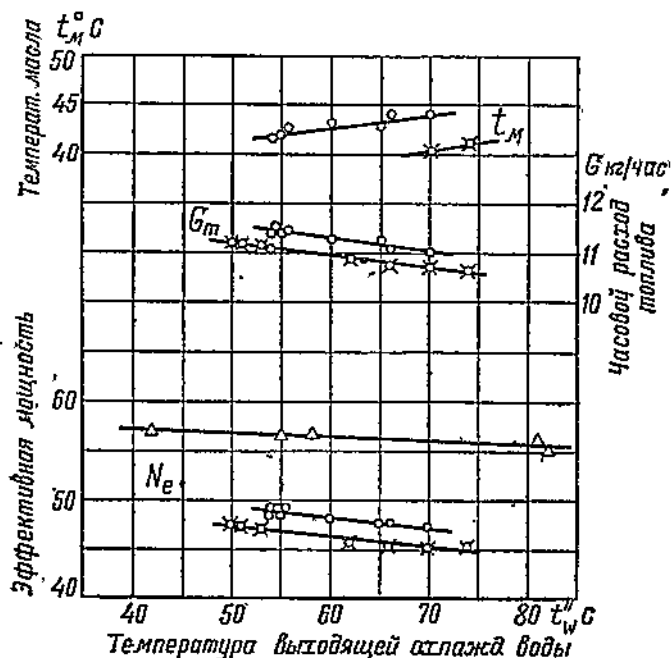
Фиг. 16. Влияние температуры охлаждающей воды на работу автомобильного двухтактного дизельного двигателя Юнкерс типа SA-9 (по данным НАТИ).

На фиг. 17 представлено на основании испытаний НАТИ влияние температуры охлаждающей воды на работу тракторного двухтактного дизельного двигателя завода «Красный пролетарий», испытанного при различных нагрузках при $n = 650$.

В рассматриваемом случае наблюдается с повышением температур t_w уменьшение и часовых расходов топлива и эффективной мощности, вероятно, вследствие большего влияния температуры воды на коэффициент подачи.

Ввиду того, что N_e с температурой воды изменяется примерно в такой же степени, как и часовой расход топлива, удельные расходы остаются практически одинаковыми.

На фиг. 18 представлены результаты исследования влияния температуры охлаждающей жидкости на работу авиационного двигателя BMW-IV. При данных испытаниях в качестве охлаждающей жидкости применялись вода, этилен-гликоль и трансформаторное масло. Поскольку двигатель работал на винт, то изменение N_e сказывалось также и на p . Представленная диаграмма указывает, что для данного типа



Фиг. 17. Влияние температуры охлаждающей воды на работу тракторного двухтактного дизельного двигателя «Красный пролетарий» (по данным НАТИ).

двигателя наивыгоднейшей температурой охлаждающей жидкости и в смысле мощности и в смысле экономичности является температура 80—90° Ц.

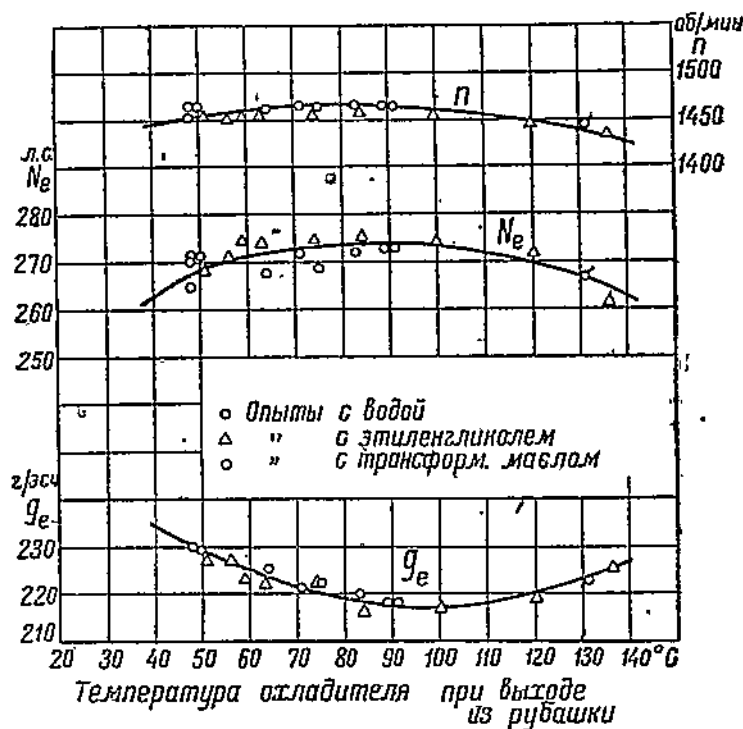
На фиг. 19 подобные же кривые представлены для другого авиационного двигателя Кертис «Конкверор».

Из данной диаграммы видно, что по мере увеличения температуры охлаждающей жидкости, этилен-гликоля, уменьшается и мощность и удельные расходы до температуры 120° Ц. Выше этой температуры работать, вообще говоря, нет смысла, так как помимо ухудшения мощности и экономичности, излишне высокая температура охлаждающей среды приводит к увеличению тепловых нагрузок двигателя.

В качестве других примеров, характеризующих влияние температуры охлаждающей среды на работу двигателя, рассмотрим две диаграммы, представленные на фиг. 20 и 21.

На фиг. 20 представлено влияние температуры воды на среднее индикаторное давление бензинового двигателя, которое уменьшается с повышением $t''_{\text{в}}$ вследствие понижения коэффициента подачи и индикаторного к. п. д.

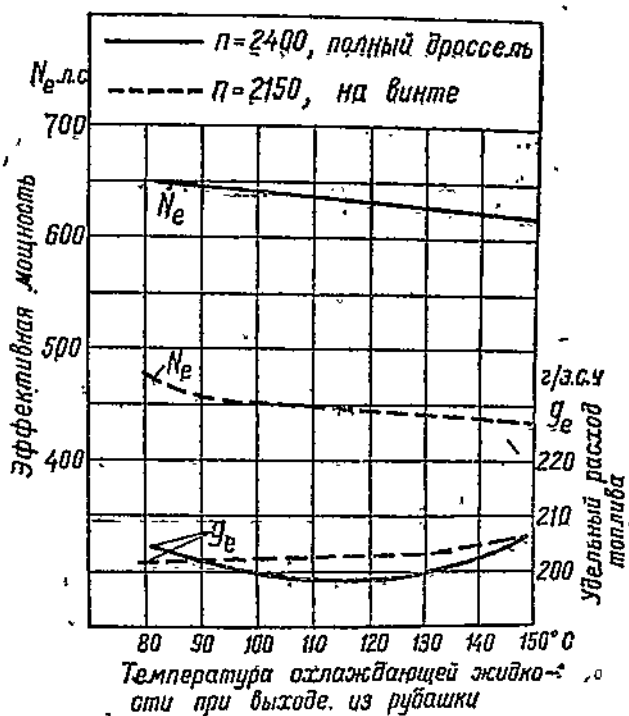
На фиг. 21 изображена кривая зависимости экономического к. п. д. от температуры охлаждающей воды. Из диаграммы видно, что $t''_{\text{в}}$



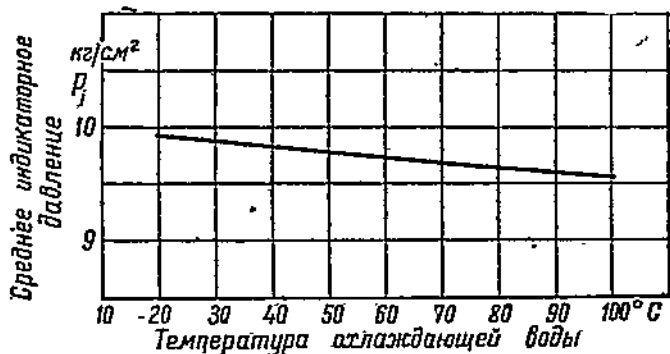
Фиг. 18. Влияние температуры охлаждающей среды на работу авиадвигателя BMW-IV (по опытам Вейдингера).

может оказывать весьма заметное влияние на к. п. д. двигателя η_e . В данном случае наимыгоднейшей температурой охлаждающей воды является $\sim 70^\circ \text{C}$.

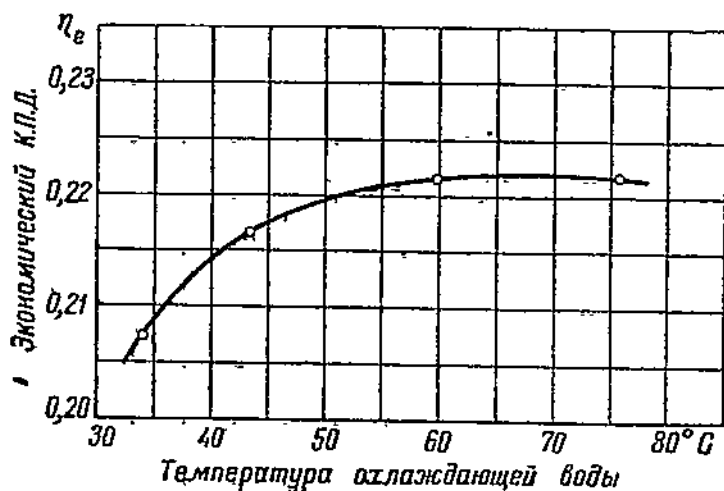
Как видно из ряда приведенных примеров, никакого определенного закона зависимости между температурой охлаждающей жидкости и мощностью и экономичностью двигателя установить нельзя. С увеличением $t''_{\text{в}}$ в одном случае может быть возрастание, а в другом — понижение эффективной мощности в зависимости от того, получается ли перевес на стороне понижающегося коэффициента подачи или возрастающих индикаторного и механического к. п. д.



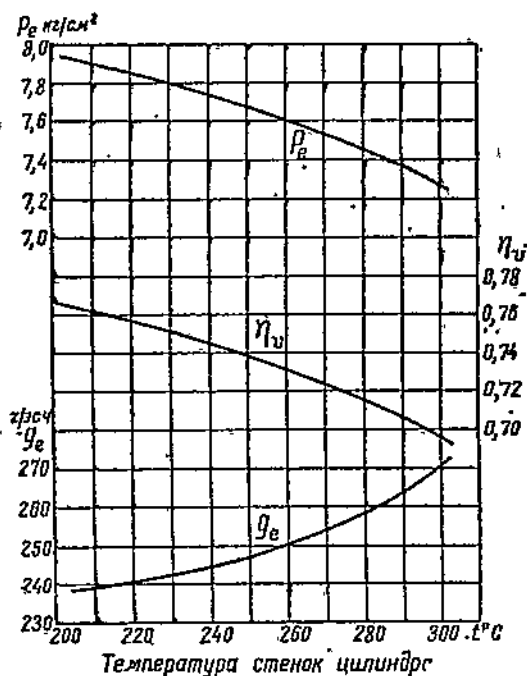
Фиг. 19. Влияние температуры этилен-гликоля на мощность и экономичность авиадвигателя Кертис «Конкверор» (по американским данным).



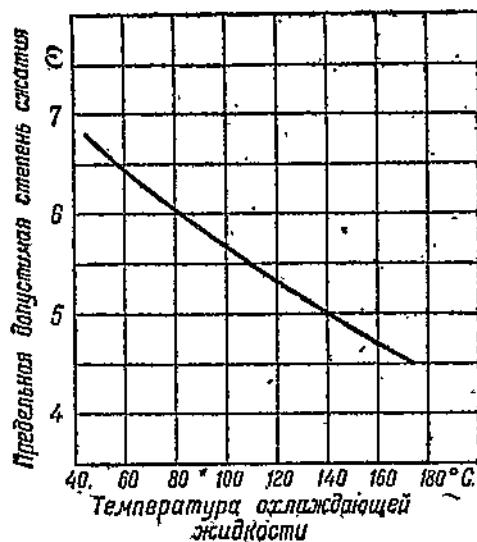
Фиг. 20. Влияние температуры охлаждающей воды на p_i (по данным Hubendick).



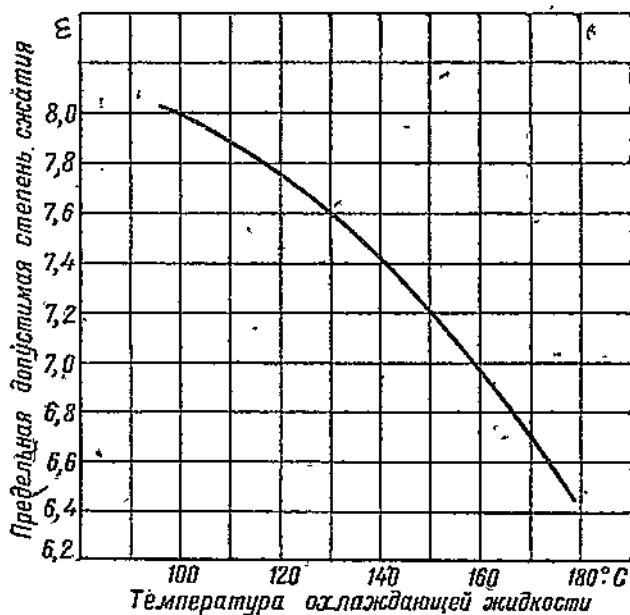
Фиг. 21. Влияние температуры охлаждающей воды на экономический к. п. д. (по данным Hubendick).



Фиг. 22. Влияние температуры стенок цилиндра двигателя воздушного охлаждения на основные величины, характеризующие работу двигателя (опыты проф. Дэйлсона).



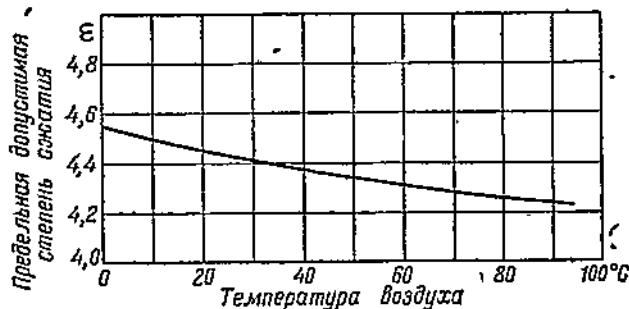
Фиг. 23. Влияние на детонацию температуры охлаждающей жидкости (опыты Stansfield и Thole).



Фиг. 24. Влияние температуры охлаждающей жидкости на детонацию (опыты Edgar).

Аналогично двигателям с водяным охлаждением, в двигателях с воздушным охлаждением также при испытаниях последних следует обращать серьезное внимание на установление соответствующего обдува цилиндров двигателя. Как и в предыдущих случаях, уменьшение охлаждения вызывает повышение температуры стенок цилиндра, которое влечет за собой понижение коэффициента подачи, эффективной мощности и повышение удельных расходов g_u .

На фиг. 22 представлены, по данным проф. Джибсона, результаты испытания двигателя с воздушным охлаждением. Кривые на данной диаграмме полностью подтверждают сделанные выводы.



Фиг. 25. Влияние температуры засасываемого воздуха на детонацию (по опытам King и Moss).

Одной из причин невозможности иметь температуру охлаждающей среды, соответствующей наибольшей мощности и наименьшим удельным расходам, иногда является появление детонации. Совершенно очевидно, что чем выше температура стенок цилиндра, тем условия для образования пероксидов более благоприятны и потому с повышением температуры охлаждающей жидкости или охлаждающего воздуха ускоряется появление детонационных стуков.

В качестве примера на фиг. 23—25, по данным различных экспериментаторов, для двигателей с жидкостным и воздушным охлаждением представлено влияние температуры охлаждающей среды на предельную допустимую степень сжатия, лежащую на границе между работой с детонацией и без нее. Из всех трех диаграмм видно, что температура охлаждающей среды на детонацию оказывает весьма сильное влияние, обуславливая изменение ϵ от 0,4 до 2,0 на каждые 100°, изменения температуры охлаждающей среды.

§ 4. ВЛИЯНИЕ СОСТОЯНИЯ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

Состояние атмосферного воздуха, как правило, характеризуется тремя параметрами: давлением, температурой и влажностью. Многочисленные опыты показали, что изменение указанных факторов сказывается заметным образом на мощности и экономичности работы двигателя и потому должно учитываться при приведении результатов ис-

пытаний к некоторым постоянным стандартным атмосферным условиям.

В настоящее время в различных странах для приведения мощности существуют различные формулы, которые учитывают главным образом влияние изменения давления и температуры. Эти формулы подчас сильно отличаются друг от друга, и задачей настоящего раздела является сопоставление их друг с другом и выбор формулы, возможно более простой по своему строению и дающей наиболее близкие к истине результаты.

Что касается влияния на работу двигателя третьего фактора—влажности воздуха, то этот вопрос в литературе освещен недостаточно подробно, и другой задачей настоящей работы является попытка произвести суммирование имеющихся опытных данных по влиянию влажности и найти какое-то конкретное решение данного вопроса, так как в большинстве лабораторных испытаний для упрощения влажность засасываемого двигателем воздуха совершенно не принимается во внимание.

Для большего удобства в дальнейшем будем рассматривать влияние на работу двигателя каждого фактора, характеризующего состояние атмосферы, в отдельности.

1. Влияние на мощность изменения барометрического давления

Приведение к нормальным условиям эффективной мощности авиационных двигателей в Германии производится по формуле:

$$\frac{N_{e0}}{N_e} = \frac{1}{\eta_m} \left[\frac{\gamma_0}{\gamma} - (1 - \eta_m) \right], \quad (39)$$

где N_e и γ — мощность и удельный вес воздуха в условиях опыта.

N_{e0} и γ_0 — те же величины при нормальных условиях;

η_m — механический к. п. д.

Указанная формула составлена в предположении, что индикаторная мощность прямо пропорциональна удельному весу воздуха, что легко можно видеть из того же уравнения (39), если положить в нем $\eta_m = 1$.

Тогда будем иметь:

$$\frac{N_{i0}}{N_i} = \frac{\gamma_0}{\gamma} = \frac{P_0 T}{P T_0}. \quad (40)$$

Многочисленные опыты, проведенные в Америке над влиянием состояния воздуха на мощность двигателя, показали, что индикаторная мощность строго пропорциональна абсолютному давлению окружающего воздуха; это находится в полном соответствии с выводами, сделанными при рассмотрении германской формулы приведения мощности.

Испытания авиационных двигателей в высотной камере, проведенные у нас в СССР в Центральном институте авиационного моторостроения, подтверждают указанную прямолинейную зависимость между индикаторной мощностью и барометрическим давлением. Из этих испытаний установлено, что при значительном уменьшении барометриче-

ского давлений, примерно от 760 до 360 мм рт. ст., для различных чисел оборотов авиадвигателя BMW-VIb закон падения индикаторной мощности совпадает с теоретическим законом, выражающим собой указанную выше прямую пропорциональность между N_i и давлением.

Если обозначить для сокращения $\frac{N_{i0}}{N_i} = \frac{b_0}{b} = \Delta$, то будем иметь при переменном наружном давлении:

$$\frac{N_{i0}}{N_i} = \Delta \quad \text{или} \quad \frac{N_{e0} + N_r}{N_{e0} + N_r} = \Delta.$$

Определяем отсюда отношение $\frac{N_{e0}}{N_e}$, имея в виду, что

$$\frac{N_e}{N_i} = \eta_m; \quad (41)$$

$$\begin{aligned} N_{e0} + N_r &= \Delta (N_e + N_r); \\ N_{e0} &= \Delta (N_e + N_r) - N_r; \end{aligned} \quad (42)$$

$$\frac{N_{e0}}{N_e} = \Delta \left(1 + \frac{N_r}{N_e} \right) - \frac{N_r}{N_e};$$

ввиду того, что $\frac{N_r}{N_e} = \frac{N_i - N_e}{N_e} = \frac{1}{\eta_m} - 1$, будем иметь:

$$\frac{N_{e0}}{N_e} = \Delta \left(1 + \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_m} + 1 = \frac{\Delta}{\eta_m} - \frac{1}{\eta_m} + 1$$

или

$$\frac{N_{e0}}{N_e} = \frac{1}{\eta_m} (\Delta - 1 + \eta_m), \quad (43)$$

принимая $\eta_m \approx 0,9$, получим:

$$\frac{N_{e0}}{N_e} = 1,11 \left(\frac{b_0}{b} - 0,1 \right), \quad (44)$$

т. е. формулу, которая предложена комиссией по стандартизации авиаматериалов и введена в СССР как стандарт.

В качестве примера на фиг. 26 представлены результаты испытания авиационного двигателя в высотной камере. По оси абсцисс здесь отложено давление засасываемого двигателем воздуха в мм рт. ст., а по оси ординат точками отмечены эффективные мощности, полученные при различных давлениях, при 0° Ц и при постоянном числе оборотов $n = 1500$.

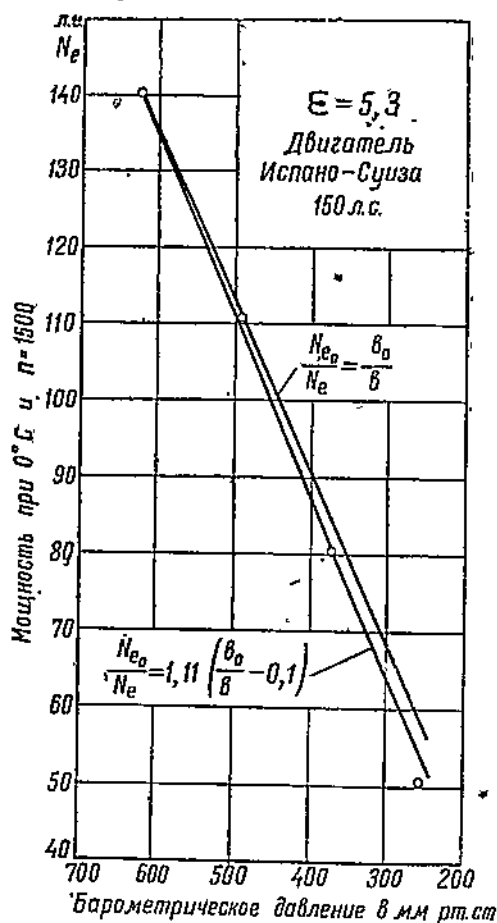
Две линии, проведенные на диаграмме из точки мощности при $b = 625$ мм рт. ст., указывают, что стандартная формула (44) для широких пределов изменения давления, например при подъеме самолета на высоту, дает более близкие к истине результаты, чем обычная формула приведения мощности к нормальным условиям, в которой эффективная мощность принята изменяющейся прямо пропорционально давлению воздуха.

В то время как первая стандартная формула применяется в авиации для подсчета мощности двигателя на различных высотах, вторая, более простая, формула повсеместно применяется при лабораторных испытаниях, при приведении мощности двигателя к нормальным атмосферным условиям.

При тех разнице в барометрическом давлении, которые могут иметь место в различные дни в условиях лаборатории, т. е. при изменении давления примерно от 720 до 770 мм рт. ст. расхождения в приведенных мощностях по обеим формулам составляют величину всего только порядка 0,5%. Это указывает, что при испытаниях автотракторных двигателей приведение мощности к нормальным условиям может производиться при условии пропорциональности между N_e и барометрическим давлением; т. е. если принять за нормальное давление 760 мм рт. ст., то

$$N_{e_0} = N_e \frac{760}{b_0} \dots \text{э. л. с.}, \quad (45)$$

где: b_0 — барометрическое давление в мм рт. ст., замеренное при опыте и приведенное к удельному весу ртути при 0°.



Фиг. 26. Влияние барометрического давления на мощность двигателя.

2. Влияние на мощность изменения температуры засасываемого воздуха

Изменение температуры засасываемого воздуха сказывается на индикаторной мощности вследствие изменения удельного веса засасываемой смеси и коэффициента подачи.

Обозначим через:

- η_{0_0} — коэффициент подачи при нормальных атмосферных условиях;
- η_0 — то же при рассматриваемых условиях опыта;
- G_{e_0} и G_0 — соответственно весовой заряд воздуха в кг за один цикл при нормальных и действительных условиях;

γ_{e0} и γ_e — для тех же условий удельный вес воздуха;

V_h — рабочий объем двигателя в m^3 .

Согласно определения коэффициента подачи будем иметь:

$$\eta_{v0} = \frac{G_{e0}}{V_h \cdot \gamma_{e0}} \quad \text{и} \quad \eta_v = \frac{G_e}{V_h \cdot \gamma_e}$$

где произведения $V_h \cdot \gamma_{e0}$ и $V_h \cdot \gamma_e$ представляют [собой] теоретические заряды воздуха при $\eta_v = 1$.

Ввиду того, что весовые расходы воздуха G_{e0} и G_e согласно теории истечения пропорциональны соответственно

$$\sqrt{2g \cdot \Delta p_0 \cdot \gamma_{e0}} \quad \text{и} \quad \sqrt{2g \cdot \Delta p \cdot \gamma_e},$$

где Δp_0 и Δp представляют собой перепады давления при всасывании, то

$$\frac{\eta_{v0}}{\eta_v} = \frac{G_{e0}}{G_e} \cdot \frac{\gamma_e}{\gamma_{e0}} = \frac{\sqrt{2g \cdot \Delta p_0 \cdot \gamma_{e0}}}{\sqrt{2g \cdot \Delta p \cdot \gamma_e}} \cdot \frac{\gamma_e}{\gamma_{e0}} = \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p} \cdot \frac{\gamma_e}{\gamma_{e0}}}$$

Так как индикаторная мощность пропорциональна удельному весу засасываемого воздуха и коэффициенту подачи, то

$$\frac{N_{i0}}{N_i} = \frac{\eta_{v0}}{\eta_v} \cdot \frac{\gamma_{e0}}{\gamma_e},$$

что после замены отношения коэффициентов подачи соответствующим выражением, дает:

$$\frac{N_{i0}}{N_i} = \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p} \cdot \frac{\gamma_{e0}}{\gamma_e}}$$

Перепады давления Δp_0 и Δp при постоянном наружном барометрическом давлении мало зависят от температуры и потому их отношение может быть принято равным единице.

Далее, подставляя вместо отношения удельных весов отношение температур (удельный вес обратно пропорционален температуре), получим для неизменного барометрического давления:

$$\frac{N_{i0}}{N_i} = \sqrt{\frac{T}{T_0}}, \quad (46)$$

где T и T_0 — абсолютные температуры засасываемого воздуха при условиях опыта и при нормальных условиях.

Переходя от индикаторной мощности к эффективной, аналогично предыдущему случаю, будем иметь при $\eta_m = 0,9$:

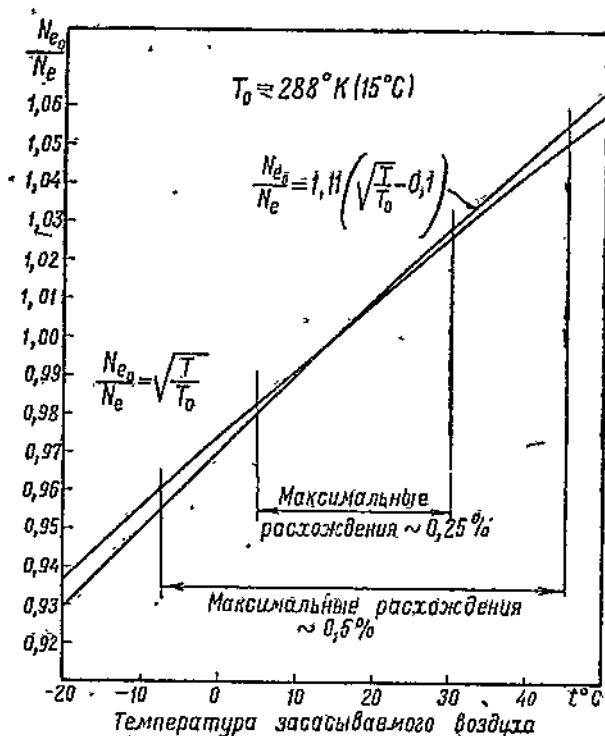
$$\frac{N_{e0}}{N_e} = 1,11 \left(\sqrt{\frac{T}{T_0}} - 0,1 \right). \quad (47)$$

На фиг. 27 представлено сравнение между собой результатов подсчета приведенной эффективной мощности по стандартной авиационной формуле (47) и по упрощенной формуле:

$$\frac{N_{e0}}{N_e} = \sqrt{\frac{T}{T_0}}, \quad (48)$$

применяемой обычно при обработке результатов лабораторных испытаний двигателей.

Из приведенной диаграммы видно, что в довольно широких пределах изменения температуры, от -8 до $+45^\circ$, расхождения между указанными формулами не превышают $0,5\%$, а для более узких пределов, которые могут иметь место в лаборатории, т. е. от $+5$ до $+30^\circ$, — всего лишь $0,25\%$, что даёт основание при всех лабораторных испытаниях двигателей на полном дросселе приводить мощность к нормальной температуре по упрощенной формуле (48).



Фиг. 27. Сравнение между собой различных формул приведения мощности к нормальной температуре.

Американское стандартное бюро предложило для приведения мощности к нормальной температуре более простую формулу без квадратного корня:

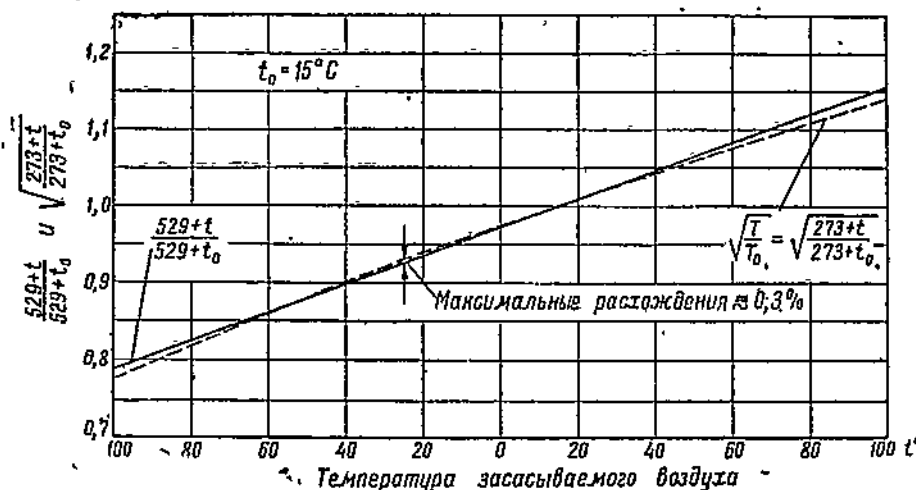
$$\frac{N_{e0}}{N_e} = \frac{529 + t}{529 + t_0} \quad (49)$$

Эта эмпирическая формула более удобна для пользования и имеет практически совершенно одинаковую точность с формулой (48).

На фиг. 28 в зависимости от температуры t° представлена прямая, соответствующая выражению

$$\frac{529 + t}{529 + t_0} \text{ и кривая } \sqrt{\frac{T}{T_0}} = \sqrt{\frac{273 + t}{273 + t_0}}.$$

Из диаграммы видно, что в весьма широких пределах изменения температуры, от -65 до $+40^\circ$ максимальное расхождение между указанными линиями составляет всего $0,3\%$, что указывает в свою очередь



Фиг. 28. Сравнение между собой поправок мощности на температуру.

на довольно удачный подбор числовых коэффициентов в уравнении (49) и на полную возможность замены им более сложного теоретического уравнения (48).

3. Одновременное влияние на мощность изменения давления и температуры наружного воздуха

На основании сделанных выше заключений по влиянию на эффективную мощность двигателя в отдельности давления и температуры засасываемого воздуха нетрудно вывести формулы, учитывающие влияние на мощность одновременного изменения и барометрического давления и температуры.

Ниже приводятся окончательные формулы приведения мощности к стандартным атмосферным условиям, за которые приняты давление в 760 мм рт. ст. и температура в 15° .

В приводимых окончательных формулах в отличие от предыдущих давление при условиях опыта обозначено через b_0 , а температура через t_0 в соответствии с обозначениями, принятыми в тепловом расчете двигателей внутреннего сгорания.

Стандартная точная теоретическая формула:

$$N_{e_0} = N_e \cdot 1,11 \left(\frac{760}{b_0} \sqrt{\frac{273+t_0}{288}} - 0,1 \right) \dots \text{э. л. с.} \quad (50)$$

Упрощенная теоретическая формула:

$$N_{e_0} = N_e \cdot \frac{760}{b_0} \sqrt{\frac{273+t_0}{288}} \dots \text{э. л. с.} \quad (51)$$

Упрощенная эмпирическая формула американского Бюро стандартов:

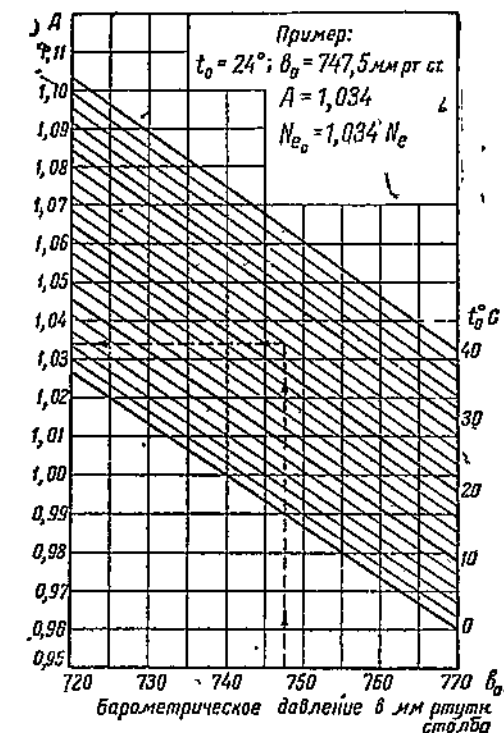
$$N_{e0} = N_0 \cdot \frac{760}{b_0} \cdot \frac{520 + t_0}{544} \dots \text{э. л. с.} \quad (52)$$

Последняя формула является более простой по своему строению, а так как она имеет практически одинаковую точность с предыдущей, то может быть рекомендована для обработки результатов лабораторных испытаний двигателей легкого топлива, работающих на земле при полном открытии дросселя.

На фиг. 29 представлена номограмма для определения коэффициента приведения мощности A , который представляет собой величину $\frac{760}{b_0} \cdot \frac{520 + t_0}{544}$ в формуле (52):

$$N_{e0} = A \cdot N_e \quad (53)$$

Следует указать, что полученная формула приведения мощности к нормальным условиям справедлива только для полного дросселя, когда мощность, идущая на преодоление трения, невелика по сравнению с индикаторной мощностью и когда без значительной погрешности можно принять эффективную мощность изменяющейся пропорционально индикаторной.



Фиг. 29. Номограмма для определения поправочного коэффициента при приведении мощности к нормальным атмосферным условиям.

4. Влияние температуры и давления засасываемого воздуха на состав рабочей смеси

Ввиду того, что изменение атмосферных условий сказывается на изменении расхода топлива, подаваемого карбюратором, в меньшей степени, чем расхода засасываемого воздуха, то совершенно очевидно, что с подъемом авиадвигателя на высоту или при переходе к более холодному времени года будет изменяться соотношение между топливом и воздухом в рабочей смеси.

Всем достаточно хорошо известно, что с подъемом авиадвигателя на высоту происходит обогащение смеси, так как весовая зарядка цилиндра уменьшается быстрее расхода горючего, и для поддержания

постоянства α по высоте приходится делать специальное приспособление у карбюратора — высотный край.

Другая картина наблюдается при изменении времени года. Так например, при переходе от летнего времени к зимнему происходит обеднение смеси и появляется необходимость увеличивать проходные сечения жиклеров, так как при более низкой температуре происходит увеличение весового количества засасываемого воздуха в большей степени, чем расхода горючего.

Точный теоретический учет влияния изменения атмосферных условий на расход топлива является чрезвычайно сложной задачей, и благодаря тому, что это влияние зависит в значительной степени от рода применяемого топлива, от изменения его удельного веса и вязкости с температурой, обычно при испытаниях часовой расход горючего не приводят к нормальным условиям, а берут для подсчета удельных расходов действительно замеренный часовой его расход и неприведенную к нормальным условиям эффективную мощность.

Для возможности приведения к нормальным атмосферным условиям часового расхода топлива и тем самым для более правильной сравнительной оценки экономичности работы различных двигателей, испытанных при различных условиях, должны быть проведены соответствующие опыты, на основании которых можно было бы судить, в какой степени изменение давления и температуры засасываемого воздуха сказывается на часовых и удельных расходах горючего и как правильнее считать удельный расход, — стнося часовой расход к неприведенной или к приведенной мощности.

5. Влияние влажности воздуха на работу двигателя

Опытом установлено, что с увеличением влажности воздуха мощность двигателя уменьшается. Это уменьшение мощности согласно многочисленным испытаниям Gardiner и Brooks может быть принято пропорциональным изменению веса сухого засасываемого воздуха, т. е. пропорциональным уменьшению его парциального давления, представляющего собой разность между барометрическим давлением при опыте и парциальным давлением водяных паров в засасываемом воздухе.

Прежде чем перейти к рассмотрению формулы приведения мощности с учетом влажности воздуха, необходимо остановиться на понятиях «абсолютная» и «относительная» влажность и на способах их практического измерения.

Полное давление влажного воздуха равно сумме парциальных давлений водяного пара в воздухе и сухого воздуха. Парциальное давление водяного пара при определенной температуре не может быть больше величины давления насыщенного пара, соответствующего данной температуре.

Воздух, смешанный с водяным паром, имеющим это максимальное парциальное давление, называется насыщенным.

Если давление водяного пара меньше максимального, т. е. если в 1 м³ воздуха содержится водяного пара меньше (по весу), чем его могло бы быть в предельном случае, при максимальном давлении пара, —

то воздух называется ненасыщенным. Ненасыщенный воздух, следовательно, может поглотить еще некоторое количество влаги и имеющийся в нем водяной пар находится в состоянии перегрева.

Абсолютной влажностью называется весовое количество водяного пара (v), действительно содержащееся в 1 м^3 воздуха.

Весовое количество водяного пара v , могущее быть воспринятым 1 м^3 воздуха при максимальном парциальном давлении пара при данной температуре, называется максимальной влажностью.

Относительной влажностью называется отношение абсолютной влажности к максимальной. Относительная влажность определяется так же, как отношение действительного давления пара к максимальному. Итак, если φ — замеренная относительная влажность воздуха, а p_s — парциальное давление водяного пара насыщенного воздуха при данной температуре, то парциальное давление водяного пара при условиях эксперимента будет

$$p_{\text{пз}} = \varphi \cdot p_s. \quad (54)$$

Ввиду того что (как установлено опытом) при увеличении влажности засасываемого воздуха эффективная мощность двигателя уменьшается примерно пропорционально уменьшению веса засасываемого сухого воздуха, мощность, замеренная при влажном воздухе, $N_e^{\text{вл}}$ будет относиться к мощности для случая сухого воздуха $N_e^{\text{сух}}$, как веса сухого воздуха, засасываемого за один цикл в первом и втором случаях.

Отношение этих весов равно отношению соответствующих давлений, т. е. отношение парциального давления сухого воздуха в первом случае $b_0 - \varphi p_s$ к парциальному давлению сухого воздуха во втором случае b_0 , ввиду чего

$$\frac{N_e^{\text{вл}}}{N_e^{\text{сух}}} = \frac{b_0 - \varphi p_s}{b_0}. \quad (55)$$

Если обозначать через $N_e^{\text{вл}}$ эффективную мощность, полученную при влажном воздухе и приведенную только к нормальному давлению и температуре, то та же приведенная мощность после пересчета на сухой воздух будет иметь выражение:

$$N_{e_0}^{\text{сух}} = N_{e_0}^{\text{вл}} \frac{760}{b_0 - \varphi p_s} = N_e^{\text{вл}} \cdot \frac{760}{b_0} \cdot \frac{526 + t_0}{544} \cdot \frac{b_0}{b_0 - \varphi p_s}.$$

Отсюда в окончательном виде мощность, приведенная к нормальным условиям и к сухому атмосферному воздуху, получит выражение:

$$N_{e_0}^{\text{сух}} = N_e^{\text{вл}} \cdot \frac{760}{b_0 - \varphi p_s} \cdot \frac{526 + t_0}{544} \dots \text{э. л. с.}, \quad (56)$$

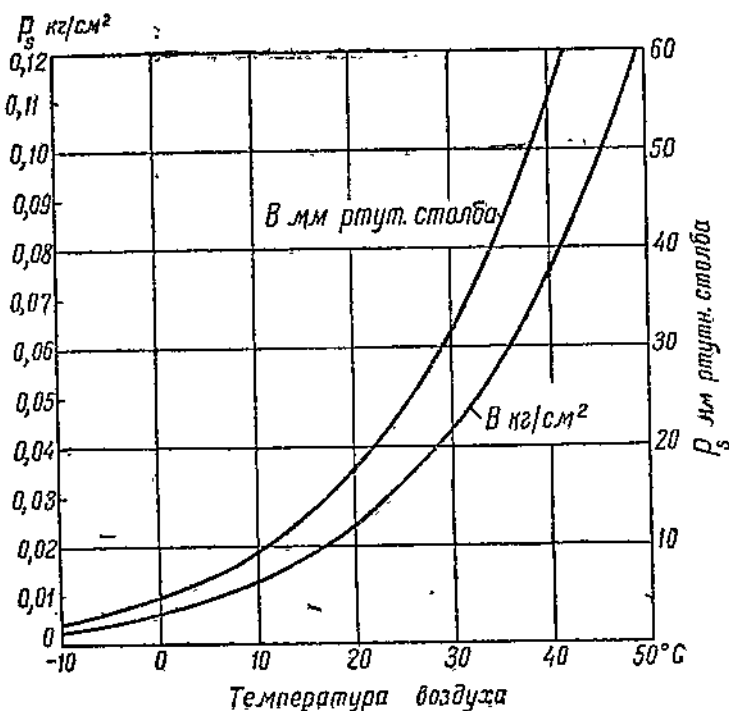
в котором:

$N_e^{\text{вл}}$ — мощность в л. с., замеренная при условиях опыта;

b_0 и t_0 — барометрическое давление в мм рт. ст. и температура в °Ц воздуха, засасываемого двигателем при испытаниях;

φ — относительная влажность воздуха при опыте;
 p_s — парциальное давление водяного пара в мм рт. ст. насыщенного воздуха при температуре t_d .

Необходимо отметить, что определение величины относительной влажности φ производится непосредственно при испытаниях гигрометром, тогда как оценка максимального давления пара p_s для рассматриваемых условий может быть произведена при помощи диаграммы, представленной на фиг. 30.



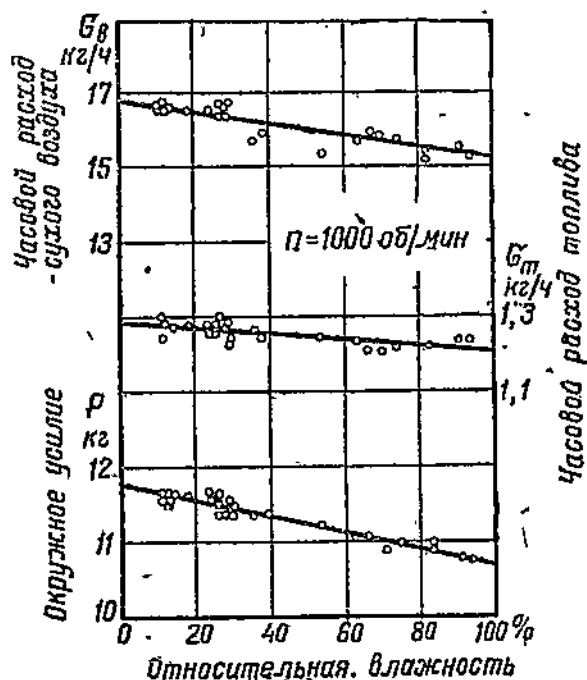
Фиг. 30. Зависимость между температурой и давлением насыщенных водяных паров (по данным W. Schüle).

На фиг. 30 в зависимости от температуры воздуха представлено изменение давления насыщенных водяных паров p_s в кг/см^2 и мм рт. ст.

На фиг. 31 в качестве примера представлено влияние влажности воздуха на окружное усилие, пропорциональное при данных постоянных оборотах эффективной мощности, часовой расход топлива и часовой расход сухого воздуха. Данная диаграмма приводится по данным Gardiner. Из этой диаграммы видно, что: 1) с увеличением влажности воздуха уменьшается мощность, 2) уменьшение мощности примерно прямо пропорционально уменьшению весовой зарядки цилиндра двигателя сухим воздухом и 3) с увеличением влажности наблюдается также уменьшение и часовых расходов горючего, ввиду чего удельные расходы топлива при работе на сухом и на влажном воздухе не должны сильно отличаться друг от друга.

Что касается влияния влажности на другие факторы, то наибольшего внимания заслуживает влияние влажности на детонацию. Всем достаточно хорошо известно, что в керосиновых тракторных двигателях иногда для устранения детонации подается вода во всасывающий трубопровод (двигатель «Интернационал»).

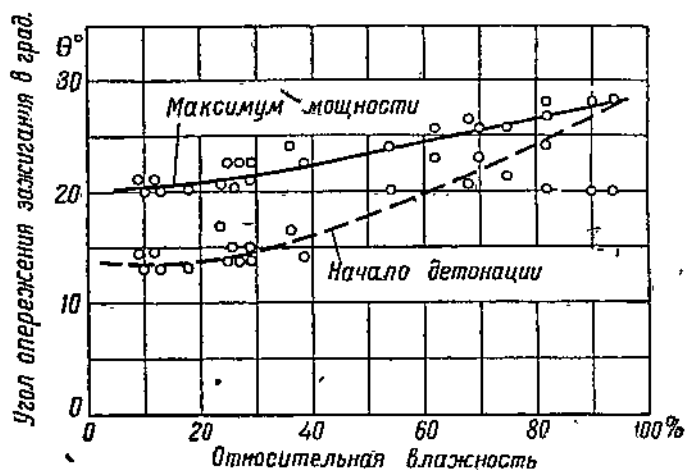
В результате многочисленных испытаний установлено, что детонация уменьшается как со впрыском воды в цилиндр, так и с увеличением влажности засасываемого воздуха.



Фиг. 31. Влияние влажности воздуха на работу двигателя (по данным Gardiner).

Для иллюстрации на фиг. 32 по опытам того же Gardiner представлено влияние относительной влажности на детонацию. На диаграмме в зависимости от относительной влажности представлены две кривые: одна соответствующая опережению зажигания наивыгоднейшему в смысле мощности, а другая — углу опережения зажигания, лежащему на границе работы двигателя с детонацией и без нее. Из диаграммы видно, что подобно впрыску воды в цилиндр увеличение влажности уменьшает детонацию и позволяет устанавливать зажигание, соответствующее максимальной мощности в пределах работы без детонации. Помимо уменьшения детонации, другой положительной стороной работы двигателя на влажном воздухе является некоторое улучшение процесса сгорания в присутствии водяных паров.

Современная теория сгорания, трактующая о невозможности горения абсолютно сухих газов, рассматривает водяные пары, находящиеся в рабочей смеси, как катализатор. Так, согласно опытам Dixon,



Фиг. 32. Влияние влажности воздуха на детонацию (по данным Gardiner).

установлено, что абсолютно сухая смесь CO и кислорода не может быть зажжена электрической искрой; однако достаточно небольшого количества водяных паров для получения мгновенного сгорания.

§ 5. ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ СРОКА ЕГО СЛУЖБЫ И НАГАРООБРАЗОВАНИЯ

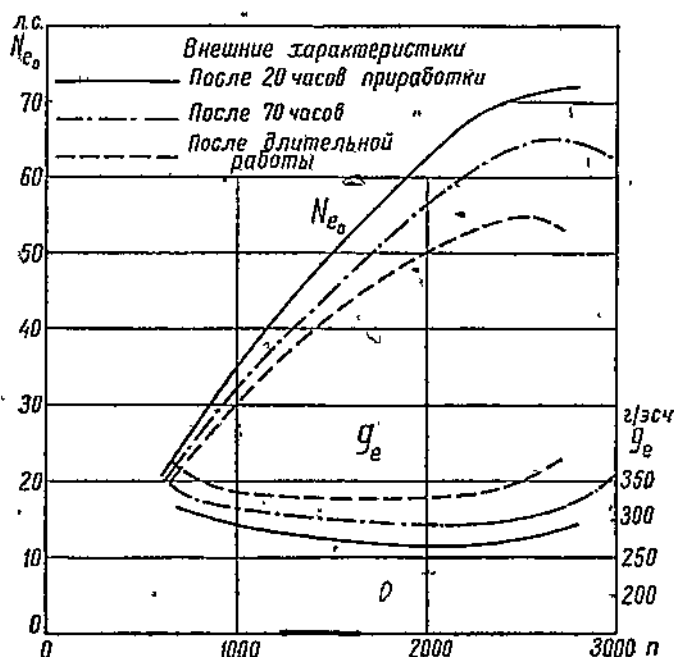
Основной причиной несоответствия между собой характеристик, снятых в различные дни с одного и того же двигателя, является постепенное повышение мощности в начале срока его службы за счет приработки и уменьшения потерь на трение, а затем понижение мощности вследствие износа деталей, ухудшения компрессии, уменьшение упругости поршневых колец и пр. Ввиду изложенного рекомендуется в отчетах по испытанию каждого двигателя указывать общую продолжительность его работы с момента выпуска с завода и после капитального ремонта, — данные, которые должны браться из формуляров, являющихся неотъемлемой принадлежностью испытываемых двигателей.

Насколько велико на практике бывает влияние на мощность недостаточной приработки двигателя или износа его деталей в результате длительной работы и насколько важно иметь в виду данное обстоятельство при испытаниях можно видеть из фиг. 33 и 34.

На фиг. 33 для двигателя АМО-3 представлены три внешних характеристики, снятые после 20 и 70 час. приработки на газу и после длительной работы. Из данной диаграммы видно, что при наличии нового двигателя прежде чем приступить к испытаниям необходимо вести приработку его до тех пор, пока не перестанет заметным образом повышаться мощность.

На фиг. 34 в зависимости от продолжительности работы двигателя «Геркулес» WXB представлено изменение его мощности в результате износа. Данная диаграмма указывает, что после работы на стенде без переборки в нормальных лабораторных условиях в НАТИ (средняя продолжительность работы на газу в сутки около 3—4 час.) за время около 3 мес. двигатель «Геркулес» WXB снизил мощность на 2,2 л. с., что составляет около 1% на каждый месяц работы.

Для иллюстрации влияния продолжительности работы двигателя на износ отдельных его деталей на фиг. 35 представлены резуль-



Фиг. 33. Влияние продолжительности приработки на мощность. Двигатель АМО-3 (по испытаниям на автозаводе им. Сталина).

таты исследования С. Вильямса, из которых видно, что наибольшему износу подвержено верхнее поршневое кольцо, выдерживающее к тому же значительные термические нагрузки.

В результате сработки колец и потери ими упругости ухудшается компрессия, понижается давление конца сжатия, что равноценно уменьшению степени сжатия и является одной из главных причин указанного снижения мощности после длительной работы.

Значительное влияние на износы деталей оказывает разжижение масла топливом (бензином и в особенности керосином), которое наблюдается во всех двигателях после продолжительной работы без смены масла в картере.

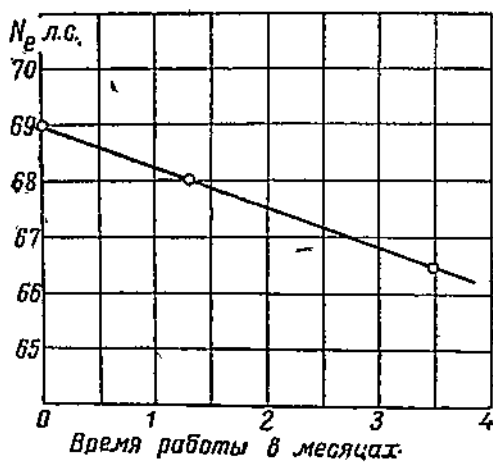
На фиг. 36 в качестве примера представлено изменение вязкости масла в картере тракторного двигателя СТЗ после длительной работы

его на керосине. Из диаграммы видно, что уже через 10 час. работы вязкость масла уменьшается вдвое и остается примерно такой уже без изменения в течение более продолжительного времени работы.

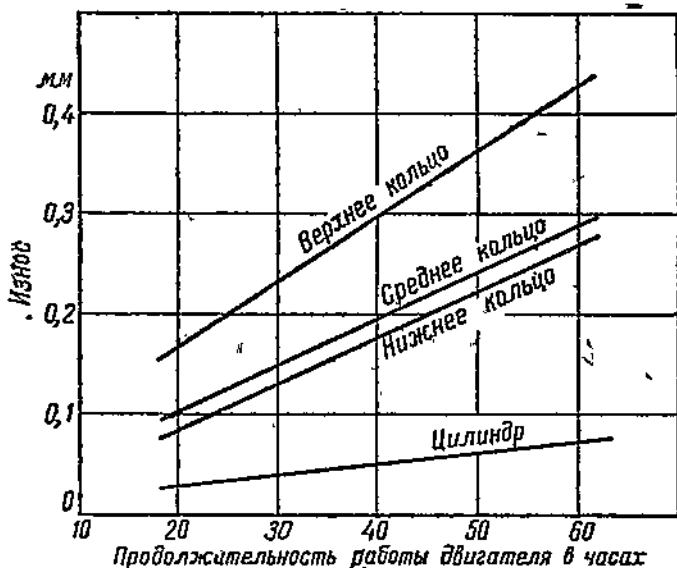
В результате разжижения падает давление масла, и масло начинает более легко выдавливаться с трущихся поверхностей, благодаря чему увеличиваются потери на трение и износ.

Нагар, образующийся на внутренних поверхностях камеры сгорания после длительной работы, влияет на протекание процесса сгорания и усиливает склонность двигателя к детонации, так как, играя роль теплоизоляционного слоя на стенках, он повышает температуру камеры и создает более благоприятные условия для появления детонации.

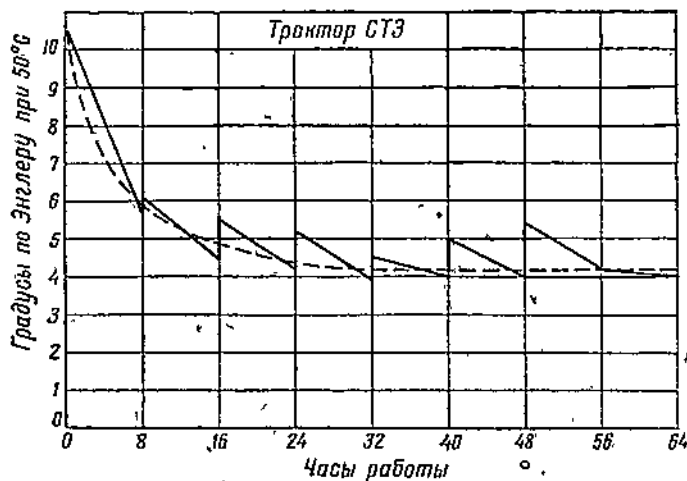
Влияние на детонацию продолжительности работы двигателя без очистки от нагара и количества нагара, отложенного на стенках,



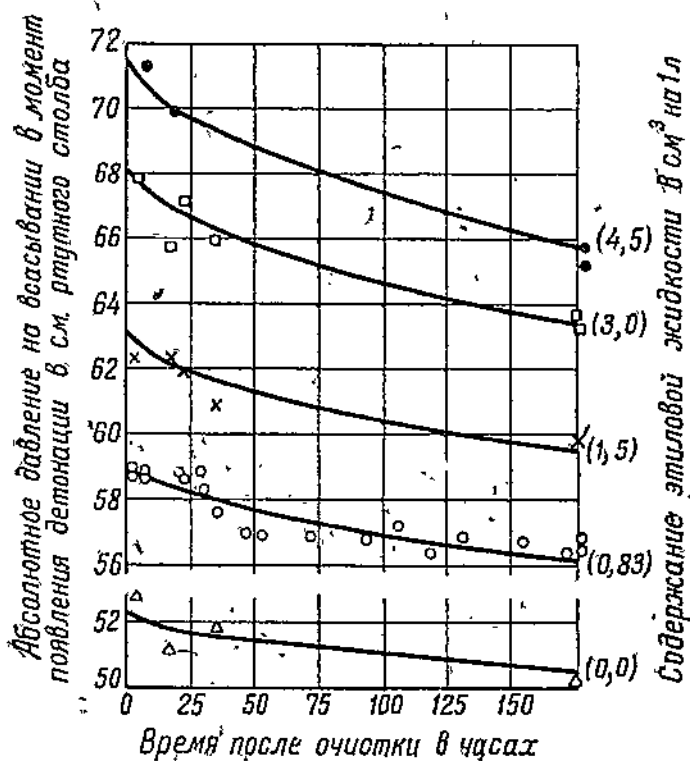
Фиг. 34. Влияние продолжительности службы двигателя на его эффективную мощность. Двигатель «Геркулес» WXB (по данным НАТИ).



Фиг. 35. Влияние продолжительности работы двигателя на износ его деталей (по данным С. Вильямса).



Фиг. 36. Влияние продолжительности работы на изменение вязкости масла в картере тракторного двигателя (по данным НАТИ).



Фиг. 37. Влияние нагарообразования в цилиндрах на детонацию (опыты Mac-Coull и Brooks).

было исследовано Mac-Coull и Brooks на четырехцилиндровом автомобильном двигателе ($D = 114$, 3 мм и $S = 171,4$ мм) при постоянном числе оборотов $n = 400$.

Результаты указанных исследований представлены на фиг. 37 и 38. На первой диаграмме представлено влияние на детонацию продолжительности работы двигателя после очистки в часах, а на второй — весовое количество нагара в г. В обоих случаях детонация определялась на слух и регулировалась дросселированием.

На диаграмме по оси ординат отложены абсолютные давления во всасывающем трубопроводе в мм рт. ст., которые соответствуют тому положению дросселя, при котором детонация начинает слышаться. Большие величины этих давлений указывают на меньшую склонность к детонации, так как в данном случае детонация начинает появляться при большем открытии дросселя.

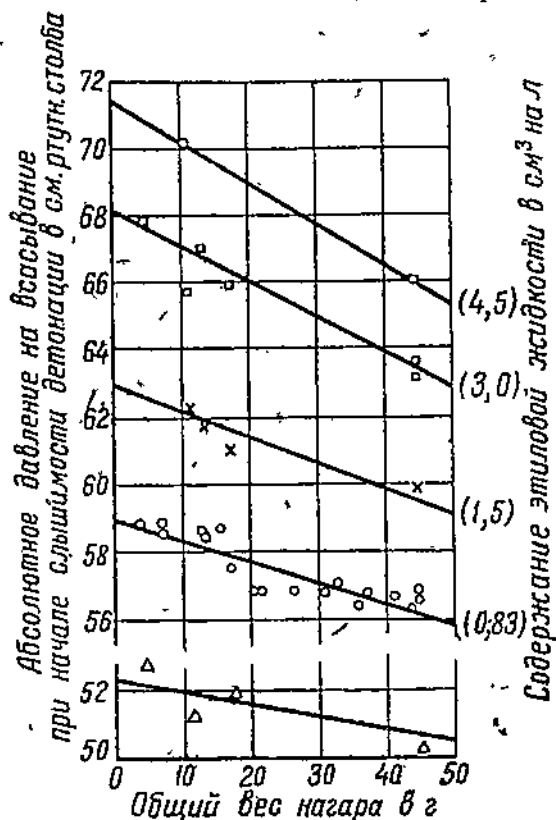
Из рассмотрения обеих указанных диаграмм, в которых представлены опыты, повторенные несколько раз с различными содержаниями этиловой жидкости в топливе, следует, что:

1) склонность двигателя к детонации возрастает с увеличением времени его работы без очистки.

2) наибольшее влияние на увеличение склонности к детонации оказывают первые часы работы после очистки и

3) вообще говоря, нагар оказывает на детонацию чрезвычайно сильное влияние, которое должно быть учтено как при подборе топлива к двигателю, так и при проведении всех работ, связанных с детонацией.

Как видно из диаграммы, при количестве нагара в 50 г, образовавшемся при работе в течение 200 час., прибавление 3 см³ этиловой жидкости на 1 л горючего дает примерно такой же эффект, как добавление 1,5 см³ этой жидкости в то же горючее, но в первый момент работы двигателя после очистки.



Фиг. 38. Влияние на детонацию количества нагара, отложенного на поверхностях камеры сгорания (опыты Mac-Coull и Brooks).

§ 6. ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ УСТАНОВКИ МОМЕНТА ЗАЖИГАНИЯ

Одним из наиболее важных факторов, на который при испытаниях любого вида должно быть обращено особое внимание, является установка для каждого исследуемого режима наивыгоднейшего зажигания.

Вследствие того, что в действительном цикле рабочая смесь не сгорает мгновенно, для получения наиболее полной индикаторной диаграммы, а следовательно и возможно большей мощности, необходимо запал этой смеси производить не в в. м. т., а несколько раньше. Принято понимать под углом опережения зажигания число градусов по коленчатому валу до в. м. т., соответствующее моменту начала прокаливания искр между электродами свечи.

Совершенно очевидно, что при различных скоростях сгорания смеси должны быть установлены различные углы опережения зажигания, для того чтобы получить наибольшей полноты индикаторные диаграммы, а так как скорость сгорания зависит от чрезвычайно большого числа факторов, характеризующих режим и условия работы двигателя, то при изменении этих факторов также должен изменяться и момент зажигания.

Прежде чем приступить к рассмотрению влияния момента зажигания на работу двигателя, необходимо остановиться на следующих положениях, являющихся основой всех дальнейших рассуждений.

1. При некотором неизменном режиме работы (постоянство регулировки карбюратора, постоянное открытие дросселя и постоянное число оборотов) в зависимости от изменения угла опережения зажигания будет меняться полезная площадь индикаторной диаграммы, а следовательно и мощность двигателя.

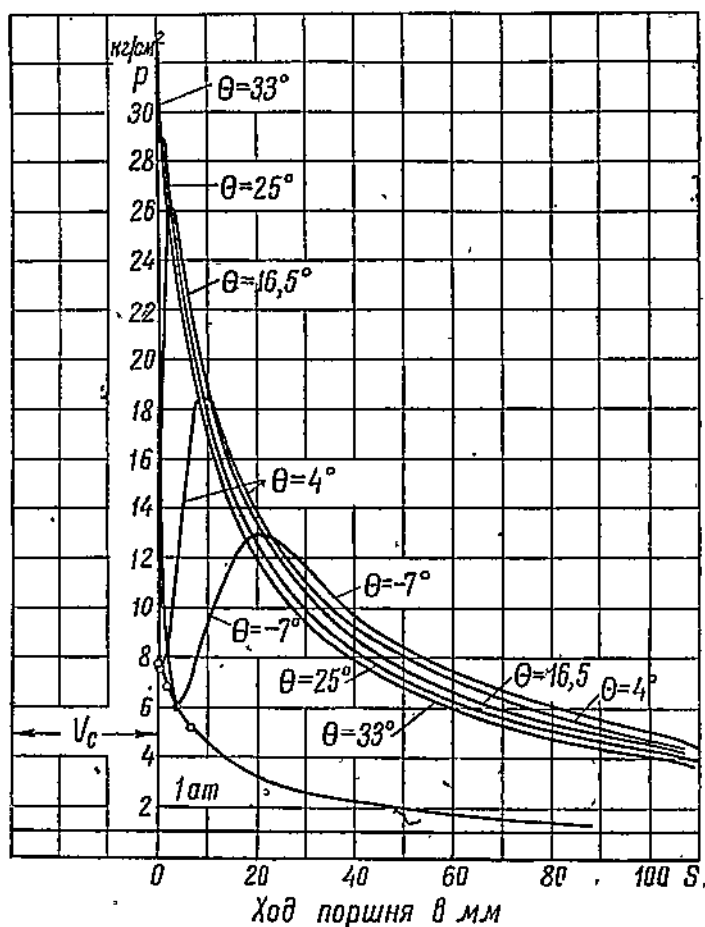
2. Наибольшей мощности (наиболее полной диаграмме) для каждого режима работы двигателя всегда соответствует только одно определенное опережение зажигания, являющееся наивыгоднейшим для данного случая.

3. Ввиду того что, как это будет видно из дальнейшего, при изменении одного только момента зажигания, при неизменном открытии дросселя и при сохранении постоянства числа оборотов соответствующим изменением нагрузки тормоза часовой расход топлива остается практически не меняющимся, то кривая удельных расходов топлива по углу опережения зажигания будет иметь минимум, совпадающий с максимумом соответствующей кривой мощности, и зажигание, наивыгоднейшее в смысле мощности, вместе с тем будет наивыгоднейшим и с точки зрения экономичности работы.

4. С увеличением скорости сгорания наивыгоднейший угол опережения зажигания должен уменьшаться, и в пределе, при бесконечно большой скорости сгорания, он будет равен нулю, т. е. соответствовать зажиганию в мертвой точке.

В какой степени момент зажигания сказывается на индикаторной диаграмме, можно видеть на фиг. 39, на которой для различных моментов зажигания представлены индикаторные диаграммы, перестроенные по ходу поршня.

То обстоятельство, что при переходе к более позднему зажиганию линия расширения начинает протекать выше, объясняется тем, что при более раннем зажигании газы имеют около в. м. т. более высокие температуры, когда поршень движется сравнительно медленно, благодаря чему увеличивается теплоотдача в воду. С другой стороны, при

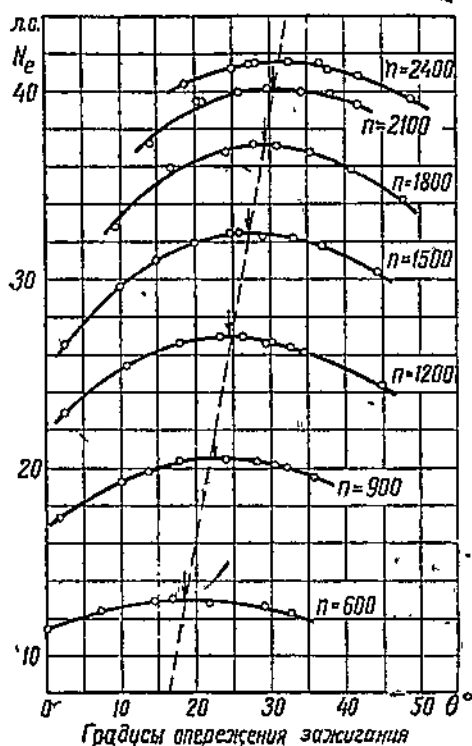


Фиг. 39. Индикаторные диаграммы, снятые с автодвигателя при различных моментах зажигания (по опытам автора).

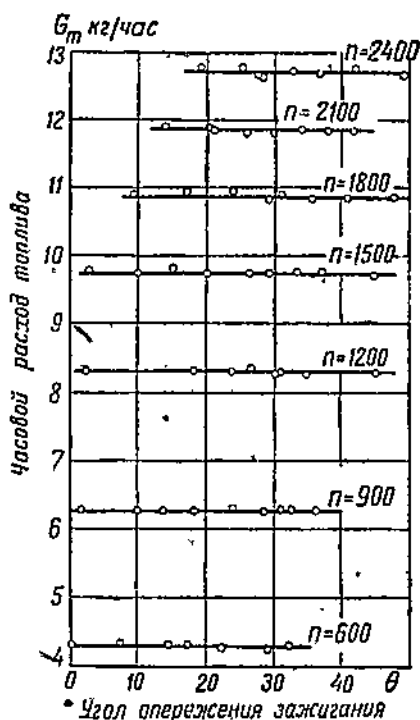
более раннем зажигании диаграмма в левой своей части получается более полной, вследствие чего опять-таки на этом участке будет большее количество теплоты обращено в полезную работу. Вследствие указанных двух причин при более раннем зажигании теплосодержание расширяющихся газов будет меньше, линии расширения, как это можно видеть на фиг. 39, пойдут ниже и потери тепла с выхлопом станут меньше.

Для иллюстрации влияния угла опережения зажигания на эффективную мощность и часовой расход топлива следует обратиться к фиг. 40 и 41, на которых представлены соответствующие испытания двигателя «Форд» А.

Из фиг. 40, на которой для различных чисел оборотов представлены так называемые «характеристики по зажиганию», т.е. кривые изменения мощности с моментом зажигания, видно, что каждому отдельному числу оборотов соответствует один только момент зажигания, при кото-



Фиг. 40. Двигатель «Форд» А. Характеристика по зажиганию на полном дросселе при различных оборотах (по опытам автора).



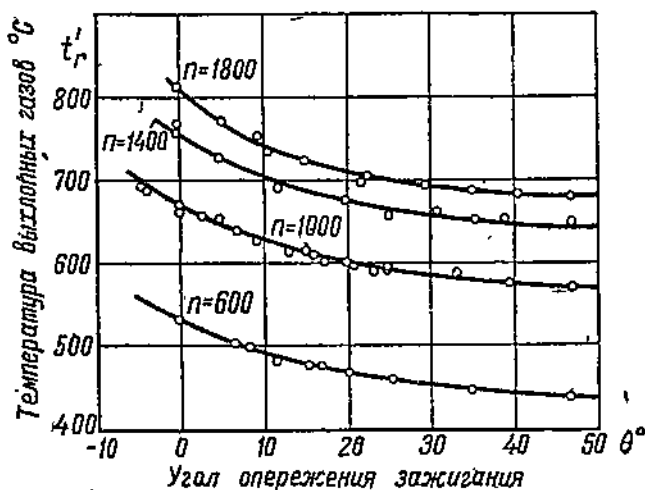
Фиг. 41. Двигатель «Форд» А. Зависимость между часовым расходом топлива и углом опережения зажигания при полном дросселе и различных оборотах (по опытам автора).

ром мощность получается наибольшей. Характер протекания мощности по зажиганию указывает, что наивыгоднейший момент зажигания практически может колебаться в пределах $2-3^\circ$, так как отклонения θ на эту величину в обе стороны от максимума мощности не дают какого-либо существенного изменения мощности и потому при испытаниях, например при снятиях характеристик с двигателя, наивыгоднейший угол опережения зажигания может устанавливаться приблизительно по тахометру по наибольшему числу оборотов при установленной неизменной нагрузке тормоза.

На фиг. 41 для того же двигателя «Форд» А представлено влияние момента зажигания на часовое расходу топлива, полученное при работе двигателя на полном дросселе при различных числах оборотов.

При некотором постоянном режиме работы двигателя при изменении одного лишь фактора — момента зажигания — изменение часового расхода топлива может произойти лишь вследствие изменения температуры выхлопной трубы, которая почти во всех современных конструкциях автодвигателей соприкасается со всасывающей и влияет на подогрев засасываемой свежей смеси.

Однако испытания, проведенные автором на четырех автомобильных двигателях: «Геркулес» WXB, «Форд» А, «Мерседес-Бенц» и



Фиг. 42. Двигатель «Геркулес» WXB. Изменение температур выхлопных газов в зависимости от угла опережения зажигания. Полный дроссель (по опытам автора).

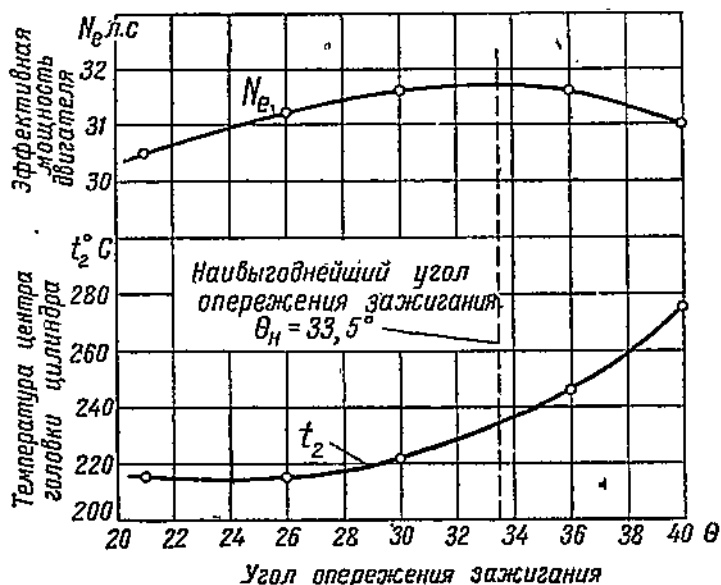
«Амо» Ф-15 при различных условиях их работы, показали, что указанное влияние изменения температуры выхлопа на расход горючего, по видимому, настолько ничтожно, что не улавливается теми приборами, которыми пользовались при опытах, и что практически вполне можно считать часовой расход топлива при всяком режиме работы не зависящим от момента зажигания.

Диаграмма, представленная на фиг. 41, полностью подтверждает данное положение, ввиду чего максимум кривой мощности на «характеристике по зажиганию» всегда будет соответствовать минимуму удельных расходов, т. е. наибольшей экономичности работы двигателя при данной регулировке карбюратора.

Если с уменьшением угла опережения зажигания теплоотдача в охлаждающую воду уменьшается, то количество теплоты, уносимое с выхлопными газами, должно при этом возрастать. Указанное положение непосредственно вытекает из рассмотрения индикаторных диаграмм, снятых при различных опережениях зажигания, и подтвер-

ждается измерением температур выхлопных газов. Это должно быть хорошо известно всем, на практике имевшим дело с двигателями легкого топлива: почти всегда, когда установлено слишком позднее зажигание, в особенности же зажигание после мертвой точки, двигатель «плохо тянет» и выхлопная труба становится красной.

Повышение температуры выхлопа в данном случае достигается главным образом за счет более высокой температуры газов в конце хода расширения и догорания топлива в выхлопном коллекторе, так как при более позднем зажигании становится меньше полезная работа газов в начале расширения и увеличивается теплосодержание газов в конце расширения — в момент открытия выхлопного клапана.



Фиг. 43. Влияние угла опережения зажигания на температуру центра головки цилиндра (по опытам Джамбсона).

На фиг. 42 для двигателя «Геркулес» WXB представлены изменения температуры выхлопных газов за клапаном t_4 в зависимости от угла опережения зажигания для полного дросселя и различных чисел оборотов, которые подтверждают правильность сделанного заключения о влиянии момента зажигания на температуру выхлопа.

Более высокие температуры газов при более раннем зажигании, обуславливающие несколько большую и теплоотдачу в стенки, в двигателях с воздушным охлаждением особенно заметно влияют на температуру головки цилиндра. Более интенсивный нагрев головки при более раннем зажигании можно видеть на фиг. 43, на которой в зависимости от угла опережения зажигания представлены кривые мощности и температуры центра алюминиевой головки цилиндра двигателя с воздушным охлаждением.

Ввиду того что по мере увеличения угла опережения зажигания максимум кривой давлений приближается к в. м. т., ее достигает, а затем начинает получаться на линии сжатия уже при все больших и больших объемах газов в цилиндре, то с изменением зажигания также будет меняться и максимальная температура сгорающих газов, достигая максимума при некотором зажигании, более раннем, чем наилучшее. Совершенно очевидно, что если двигатель работает на детонирующем топливе, то детонация будет особенно сильно выражена при зажигании, соответствующем наиболее высокой температуре сгорающих газов.

Указанное обстоятельство может служить объяснением появления детонации при переходе к более раннему зажиганию и ее исчезновения при установке еще более раннего зажигания, при котором сгорание заканчивается на линии сжатия до в. м. т.

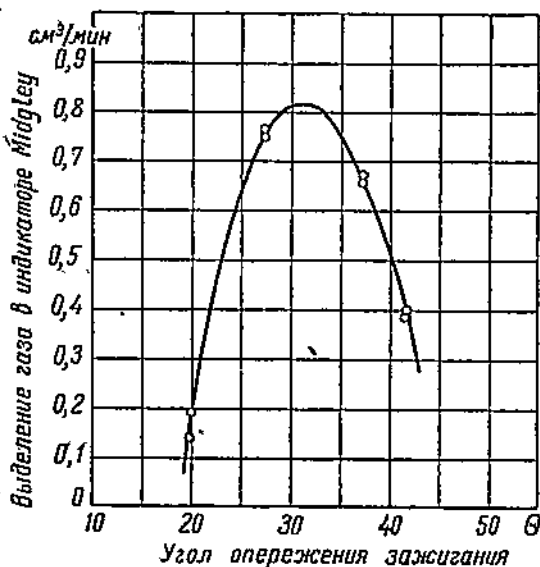
Опыты, проведенные Campbell, Lovell и Boyd, представленные на фиг. 44, полностью подтверждают правильность сделанных выводов, что детонация усиливается с увеличением опережения зажигания, достигает максимума и затем, наконец, снова начинает ослабляться.

Следует иметь в виду при всех испытаниях, что наилучший угол опережения зажигания должен подбираться в пределах работы двигателя без детонации. Если из-за детонации нельзя установить зажигания, соответствующего максимальной мощности, то наилучшим моментом зажигания следует считать тот, который лежит вблизи границы работы без детонации и при длительной работе на исследуемом режиме гарантирует отсутствие детонации.

Влияние момента зажигания на линию сгорания неминуемо должно сказаться и на протекании линии расширения, крутизна которой характеризуется некоторым средним показателем политропы p_2 .

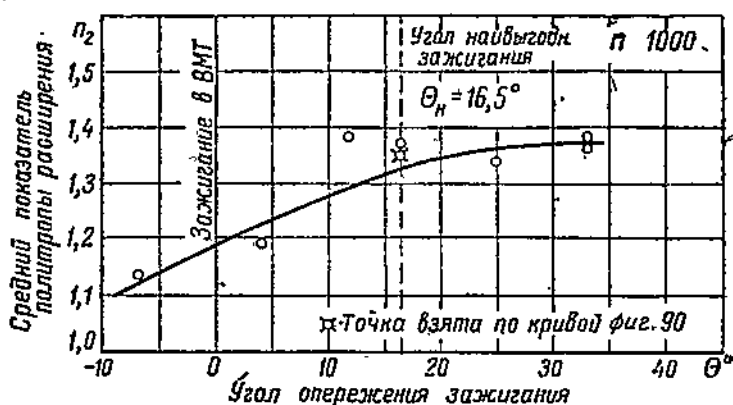
В результате обработки ряда диаграмм, снятых с двигателя при различных моментах начала зажигания, было установлено, что показатель политропы p_2 увеличивается по мере увеличения опережения зажигания.

В какой степени и по какому закону происходит это увеличение можно видеть на фиг. 45.



Фиг. 44. Влияние момента зажигания на интенсивность детонации (опыты Campbell, Lovell и Boyd).

Полученная диаграмма указывает, что при увеличении опережения зажигания на 30° показатель n_2 возрастает примерно на 0,2, что составляет весьма значительную величину.



Фиг. 45. Влияние момента зажигания на средний показатель политропы расширения n_2 . Двигатель «Геркулес» WXB. Полный дроссель; $n = 1000$ (по опытам автора).

Увеличение n_2 с увеличением Θ может быть объяснено тем, что при более позднем зажигании, при меньших углах Θ , позднее начинается сгорание, значительная часть которого переносится на линию расширения, обуславливая тем самым более пологое протекание политропы расширения и меньший средний ее показатель n_2 .

§ 7. ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ РОДА ПРИМЕНЯЕМОГО ТОПЛИВА

Мощность и экономичность двигателя неуклонно возрастают с увеличением степени сжатия. Однако этому увеличению ставит предел детонация, зависящая главным образом от рода применяемого топлива.

Для уменьшения детонации, а следовательно и для возможности повышения степени сжатия двигателя, к обычным бензинам примешивают некоторые количества специальных веществ, называемых антидетонаторами.

Все известные в настоящее время более или менее практически пригодные антидетонаторы могут быть разделены на три основных группы:

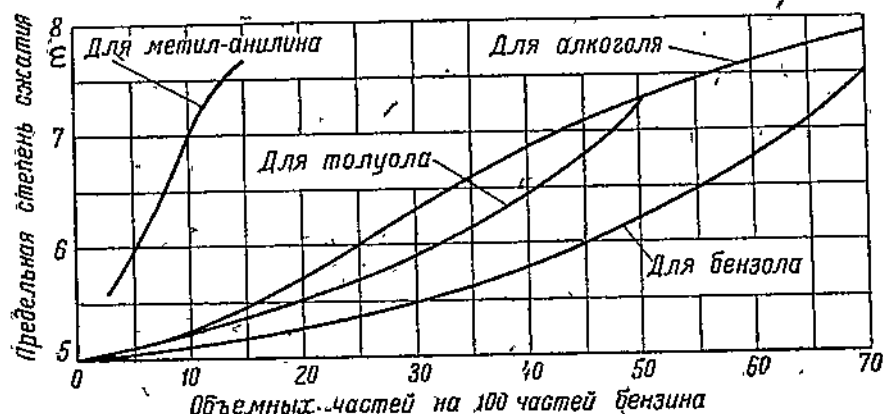
- 1) антидетонационные горючие,
- 2) ароматические амины и
- 3) металлические антидетонаторы.

Из других веществ необходимо упомянуть дибромистый этилен, который широко применяется в смеси с тетраэтиловым свинцом, известной под названием этиловой жидкости.

К первой группе относятся спирты, ароматические углеводороды порядка бензола и толуола и некоторые алифатические углеводороды

как изоктан, являющийся эталоном при оценке в смеси с пентаном так называемого октанового числа топлива.

На фиг. 46 показано влияние примеси к бензину различных топлив первой группы на возможность повышения степени сжатия. Из этих данных, полученных на двигателе с переменной степенью сжатия, видно, что при небольших добавлениях наибольшее действие оказывает этиловый спирт и наименьшее бензол, а при больших концентрациях наиболее эффективным становится толуол.



Фиг. 46. Влияние примеси анилина, алкоголя, толуола и бензола на наивысшую допустимую степень сжатия (по данным King и Sims).

На основании опытов Ricardo найдено, что степени сжатия, при которых начинается детонация, для топлив в чистом виде примерно следующие:

бензол	$\varepsilon = 6,9$
толуол	$\varepsilon > 7,0$
этиловый спирт	$\varepsilon > 7,5$
метиловый спирт	$\varepsilon = 8,5$

в то время, как при тех же условиях при работе с нормальным парафинистым бензином детонация начинается уже при $\varepsilon = 4,85$.

Применение ароматических углеводородов в качестве примеси к бензину с целью повысить максимально допустимую степень сжатия практически довольно удобно, так как бензин с указанными углеводородами смешивается в любых соотношениях.

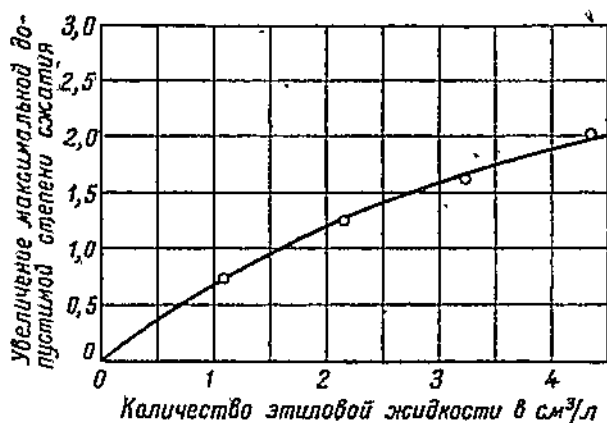
Что касается влияния на работу двигателя, то примесь к бензину ароматиков, согласно опытным данным, почти не сказывается на мощности, но зато требует некоторой перерегулировки карбюратора, так как по сравнению с чистым бензином ароматические углеводороды требуют меньшего количества воздуха для сгорания.

Применение спирта в чистом виде встречает большие затруднения из-за большой скрытой теплоты испарения (~ 240 кал/кг вместо ~ 74 кал/кг для бензина), что требует устройства специального подогрева всасывающей трубы.

Смесь бензина со спиртом дает некоторое повышение мощности и экономичности, позволяет работать без детонации и перегрева на более высоких степенях сжатия или с наддувом, но зато требует более тщательного подхода к выбору рецепта смеси, так как не при всех соотношениях бензина со спиртом эта смесь получается устойчивой и не расслаивающейся.

Спирт обладает более низкой теплотворной способностью, чем бензин, благодаря чему переход на спиртобензиновые смеси, несмотря на некоторое повышение индикаторного коэффициента, связан с некоторым увеличением удельных расходов топлива [в весовых единицах].

К второй группе антидетонаторов относятся ароматические амины, т. е. такие производные бензольного кольца, в которых атом водорода замещен группой NH_2 (аминной группой).



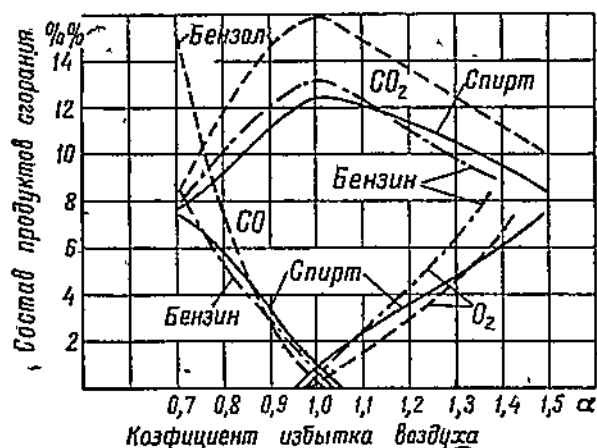
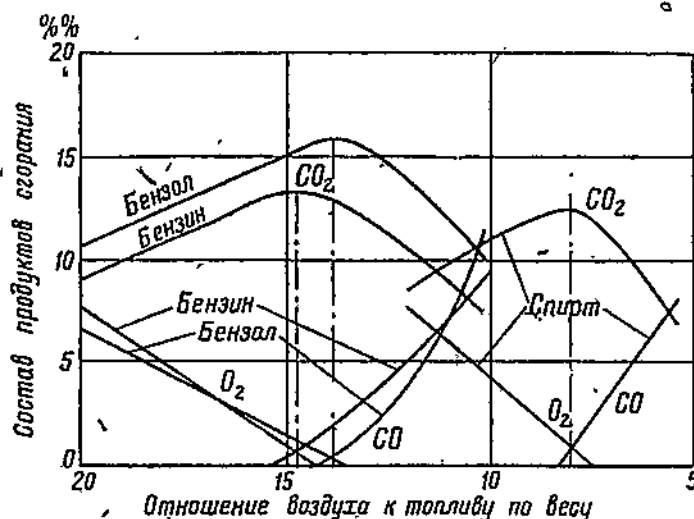
Фиг. 47. Влияние добавления этиловой жидкости на допустимую степень сжатия (по данным Ricardo).

Смешанными аминами называются такие ароматические амины, в которых атом водорода аминной группы замещен какой-либо другой группой. Наибольший практический интерес из ароматических аминов представляет смешанный амин, метиланилин ($\text{C}_6\text{H}_5 \cdot \text{NH} \cdot \text{CH}_3$), антидетонационные качества которого представлены на фиг. 46 в сравнении с другими антидетонаторами.

К третьей группе, металлическим антидетонаторам, относятся металлоорганические соединения, как то: органические соединения свинца, олова и пр. Помимо того, к металлическим антидетонаторам необходимо отнести карбонил железа и карбонил никеля $\text{Fe}(\text{CO})_5$ и $\text{Ni}(\text{CO})_4$.

Из всех указанных соединений наиболее эффективным и получившим наибольшее распространение в эксплуатации является тетраэтиловый свинец, который представляет собой тяжелую жидкость с температурой кипения около 150° . Это соединение является ядом, довольно легко разлагается под влиянием солнечной энергии и потому

встречается в виде смеси с другим органическим соединением этилдибромидом $C_2H_4 \cdot Br_2$. Получаемая таким образом жидкость называется этиловой жидкостью и содержит в себе три части тетраэтилового свинца и две части этилдибромида.



Фиг. 48. Влияние вида горючего на химический состав продуктов сгорания (по опытам Watson'a).

Составление этиловой жидкости и переливание ее из одной посуды в другую ввиду чрезвычайной ядовитости требует применения ряда мер предосторожности, как то: надевания на руки резиновых перчаток, а на лицо противогаза.

Отравление этиловой жидкостью сопровождается расстройством нервной системы, понижением давления крови, бессоницей, потерей веса, ослаблением пульса и пр.

На фиг. 47 представлено влияние примеси этиловой жидкости на детонационные качества бензина. В то время как чистый бензин позволяет иметь степень сжатия, например, 5, примешивание к 1 л его 1 см³ этиловой жидкости позволяет повысить ϵ на 0,7 т. е. до 5,7, при примешивании 2 см³ — на 1,4, т. е. до 6,4 и при примешивании 4 см³ — на 1,9, т. е. до 6,9.

Из диаграммы видно, что более существенное влияние на детонацию оказывает незначительное примешивание этиловой жидкости (примерно до 4 см³ на 1 л). Большее прибавление уже нецелесообразно как в силу сравнительной дороговизны данного антидетонатора, так и вследствие все уменьшающегося влияния на повышение ϵ увеличивающегося его содержания в бензине.

Что касается влияния вида горючего на качественный состав продуктов сгорания, то из приводимых на фиг. 48 опытов W. Watson можно видеть, что значительной разницы в этом влиянии не наблюдается. То обстоятельство, что на верхней диаграмме наблюдается несовпадение между собой кривых для разных топлив, объясняется разницей в теоретически необходимых количествах воздуха для сгорания этих топлив. Если полученные кривые построить по коэффициенту избытка воздуха, то они примерно совпадут. Одновременно присутствие в выхлопе при сгорании с $\alpha=1$ и избыточного кислорода и продуктов неполного сгорания углерода CO объясняется несовершенством рабочего процесса двигателя, неравномерным составом смеси по цилиндру и недостаточным временем для восстановления диссоциированных продуктов углекислоты.

Перерегулировка карбюратора, т. е. изменение проходной площади жиклеров, должно производиться в соответствии с регулировочной характеристикой, т. е. характеристикой по составу смеси, снятой для основных эксплуатационных режимов рассматриваемого двигателя. (Более подробное установление необходимой регулировки карбюратора см. в следующем параграфе.)

Помимо того, изменение площади жиклеров при смене горючего может быть сделано приближенно на основании чисто теоретических соображений, исходя из изменения теоретически необходимого количества воздуха для сгорания l_0 , которое вместе с низшей теплотворной способностью h_u представлено для некоторых из основных топлив в следующей таблице:

Топливо	l_0 кг/кг	h_u кал/кг
Бензин среднего состава	14,85	10 500
Бензол (химически чистый)	13,31	9 630
Этиловый спирт	9,024	6 375

§ 8. ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА РАБОЧЕЙ СМЕСИ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

* Одним из наиболее важных моментов при проведении всякой научно-исследовательской работы на двигателе является проверка или установка заново наиболее рациональной регулировки карбюратора в случае карбюраторных двигателей и подбор наивыгоднейших положений рейки топливного насоса при непосредственном впрыске в цилиндр.

Независимо от схемы подачи горючего в цилиндр для каждого исследуемого режима должен быть опытным путем установлен такой состав рабочей смеси, который бы обеспечивал, с одной стороны, наиболее рациональное использование тепла затрачиваемого топлива, а с другой — снятие с двигателя возможно большей мощности при условии возможности длительной работы без перегрева и детонации.

Таким образом сразу же намечаются те основные моменты, которые необходимо знать экспериментатору для правильного и более быстрого разрешения поставленной перед собой задачи. Это будет зависимость между составом рабочей смеси и

- а) эффективной мощностью;
- б) экономичностью, которая характеризуется удельными расходами горючего и к. п. д.;
- в) склонностью двигателя к детонации;
- г) тепловым состоянием двигателя (температура клапанов, цилиндров, головки и пр.);
- д) скоростью сгорания и тесно связанным с нею наивыгоднейшим моментом зажигания;
- е) коэффициентом подачи двигателя;
- ж) устойчивостью работы;
- з) приемистостью и, наконец,
- и) тепловыми потерями в воду и выхлоп.

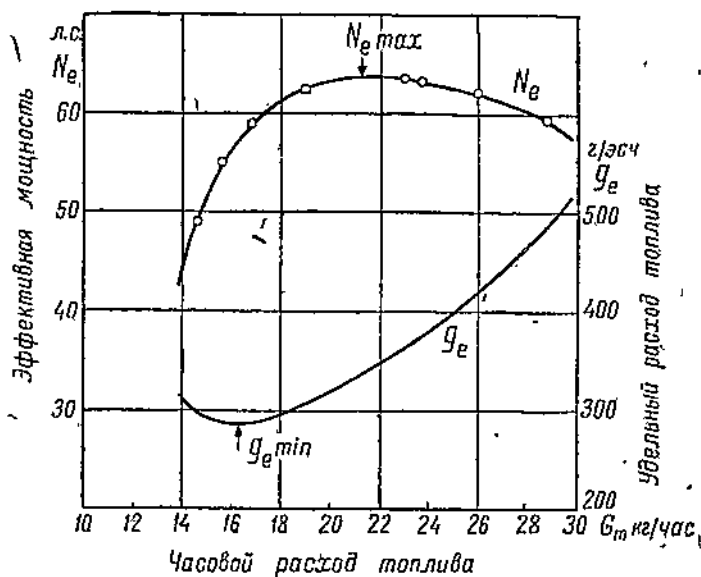
Остановимся на рассмотрении каждого из перечисленных факторов в отдельности.

1. Влияние α на мощность и экономичность

Зависимость между коэффициентом избытка воздуха α , характеризующим собой состав рабочей смеси, и мощностью и экономичностью работы двигателя может быть получена только в результате снятия с замером расходов воздуха, так называемых регулировочных характеристик. Эти характеристики, называемые также характеристиками по составу смеси, получаются обычно в результате изменения одного лишь фактора — часового расхода топлива при условии постоянства числа оборотов и положения дроссельной заслонки, которые предопределяют собой тот или иной расход воздуха. Изменение часового расхода топлива при данных испытаниях производится перестановкой жиклеров или же изменением проходного сечения главного жиклера, повертыванием в ту или иную сторону специальной конической иглы, входящей в отверстие жиклера и получающей при своем вращении поступательное движение.

Ввиду того, что при снятии регулировочных характеристик расход засасываемого двигателем воздуха, как показывают опыты, изменяется мало, так как в основном зависит от числа оборотов и сопротивления всасывающей системы, которые при снятии указанных кривых остаются постоянными, то переход от одного часового расхода к другому влечет за собой изменение качества рабочей смеси.

Таким образом изменение мощности и удельных расходов на регулировочной характеристике происходит в основном вследствие изменения качества смеси, определяемого коэффициентом избытка воздуха α . Меньшие величины часовых расходов топлива здесь соответствуют более бедным смесям (большим α) и, наоборот, большие расходы — более богатым смесям (меньшим α).



Фиг. 49. Регулировочная характеристика двигателя ЗИС-5 с карбюратором МААЗ-5 при полном дросселе и $n = 2000$ (по опытам завода МААЗ).

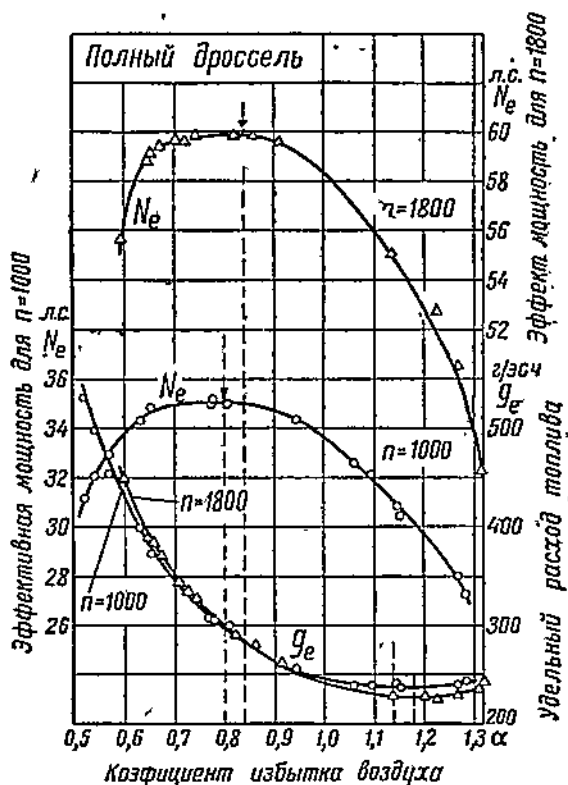
Пределы изменения часовых расходов топлива при снятии данных характеристик с работающего двигателя определяются пределами устойчивой его работы и лежат внутри пределов воспламеняемости смеси.

Кривые изменения N_e и g_e в зависимости от изменения регулировки карбюратора представлены на фиг. 49. Как видно из примера, кривая эффективной мощности N_e имеет выпуклую форму, получает максимум при некотором среднем расходе топлива и снижается как в сторону обогащения, так и в сторону обеднения смеси.

Кривая удельных расходов топлива представляет собой как бы зеркальное изображение кривой мощности и имеет минимум, никогда не совпадающий с максимумом N_e , а имеющий место при меньшем часовом расходе топлива.

Если при снятии регулировочной характеристики производилось измерение расходов воздуха, то не представляет никакого труда подсчитать для каждой опытной точки коэффициент избытка воздуха и в зависимости от него перестроить кривые N_e и g_e .

В качестве примера на фиг. 50 представлены такие кривые для двигателя «Геркулес» WXB при полном открытии дросселя и двух значениях числа оборотов $n = 1000$ и $n = 1800$.



Фиг. 50. Изменение мощности и удельных расходов топлива в зависимости от α . Двигатель «Геркулес» WXB. Грозненский автобензин 2-го сорта (по опытам автора).

Из диаграммы видно, что максимальная мощность двигателя в обоих случаях получается при α порядка $0,8 \div 0,9$, а наибольшая экономичность при более бедной смеси, при $\alpha = 1,1 \div 1,2$.

На фиг. 51 в качестве другого примера представлено влияние α на среднее индикаторное давление p_i и индикаторный к. п. д. η_i . Как и следовало ожидать, α , соответствующее максимумам p_i и η_i , получается, примерно, такого же порядка, как и на предыдущей диаграмме для максимума N_e и минимума g_e .

Остановимся вкратце на рассмотрении основных причин несовпадения между собой регулировок на максимальную мощность и максимальную экономичность.

При недостатке воздуха против теоретического, т. е. при $\alpha < 1$, продукты сгорания будут состоять из N_2 , H_2O , CO_2 и CO , т. е. помимо полного сгорания части углерода топлива в CO_2 , другая часть его будет сгорать неполностью в CO .

Согласно реакций сгораний углерода имеем, что при полном сгорании C в CO_2 число молей CO_2 после сгорания получается равным числу молей кислорода, принявшего участие в сгорании, а при неполном сгорании C в CO число молей CO получается вдвое больше количества кислорода до сгорания.

Таким образом при $\alpha < 1$ за счет неполного сгорания в CO части углерода топлива увеличивается коэффициент молекулярного изменения, а следовательно, при всех прочих равных условиях и давление конца сгорания p_c согласно общеизвестной формуле:

$$p_z = \mu \cdot p_c \cdot \frac{T_z}{T_c} \dots \text{кг/см}^2,$$

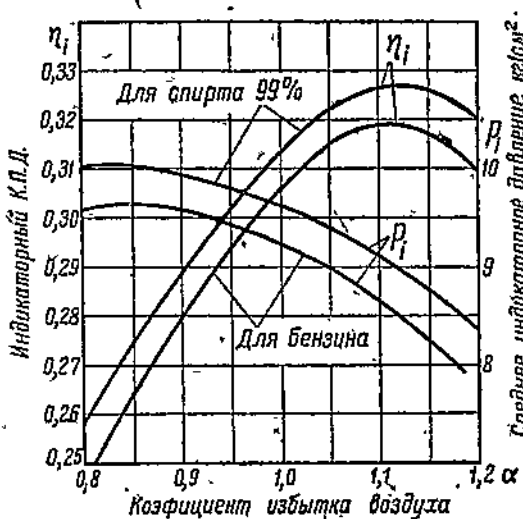
где: μ — коэффициент молекулярного изменения; представляет собой отношение числа молей продуктов сгорания к числу молей газов до сгорания;

p_c — давление начала сгорания;

T_z — абсолютная температура конца сгорания;

T_c — абсолютная температура начала сгорания.

Фиг. 51. Влияние качества рабочей смеси на индикаторный к. п. д. и среднее индикаторное давление. $\epsilon \approx 5$ и $n = 1500$ (опыты Ricardo на двигателе с переменной степенью сжатия).



Таким образом первой причиной возрастания давлений и мощности при $\alpha < 1$ является резкое возрастание коэффициента молекулярного изменения μ . Второй причиной является скорость сгорания, которая, как это будет видно в дальнейшем, наибольшую величину получает при $\alpha = 0,8 \div 0,9$, т. е., примерно, при том же составе смеси, что и мощность двигателя.

Указанные две причины могут быть названы основными. Далее некоторое влияние на сдвиг максимума мощности в сторону более богатой смеси безусловно должна оказать диссоциация и повышение коэффициента подачи за счет более низкой температуры рабочей смеси.

Если сравнить два состава смеси, $\alpha = 0,8$ и $\alpha = 1,0$, то наибольшая средняя температура цикла, а следовательно и большая диссоциация, будет иметь место при $\alpha = 0,8$, а так как с увеличением степени

диссоциации давление падает, то, естественно, можно предположить, что имеется больше шансов на уменьшение мощности по мере приближения α от 0,8 к 1,0. Уменьшение мощности при переобогащении смеси, при $\alpha < 0,8$, в основном происходит по той причине, что влияние недо-выделения тепла топлива вследствие недостаточного количества кислорода для сгорания оказывает большее влияние на изменение давления, чем рассмотренные выше причины.

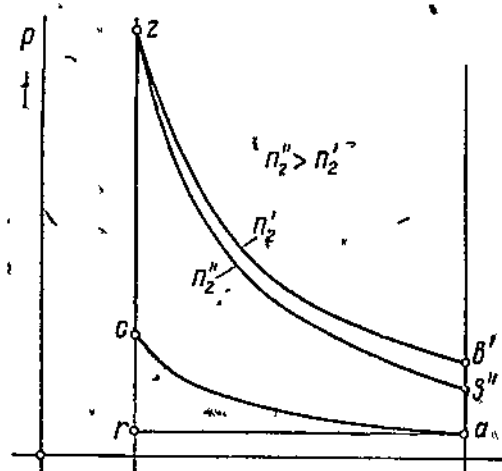
Что касается получения наименьших удельных расходов топлива при $\alpha > 1$, то это обстоятельство может быть целиком объяснено изменением теплоемкости расширяющихся газов. Действительно, при обеднении смеси, т. е. по мере увеличения α от 1,0 будет засасываться все большее и большее количество избыточного воздуха, благодаря чему будет увеличиваться в продуктах сгорания процентное количество двухатомных газов, теплоемкости которых ниже, чем для CO_2 или H_2O . Кроме того, по мере увеличения избыточного воздуха будет понижаться средняя температура цикла, что опять-таки вызовет уменьшение теплоемкости расширяющихся газов. Таким образом установлено, что с увеличением α свыше единицы будет неуклонно уменьшаться теплоемкость расширяющихся газов mc_p .

Показатели адиабаты расширения:

$$K_2 = \frac{c_p}{c_v} = \frac{mc_p}{mc_v} = \frac{mc_p + 1985}{mc_v} = 1 + \frac{1,985}{mc_v}$$

Из выражения k_2 , характеризующего крутизну адиабаты расширения, следует, что с уменьшением теплоемкости mc_v будет увеличиваться k_2 , т. е. линия расширения будет идти круче.

На фиг. 52 представлена индикаторная диаграмма с двумя линиями расширения: одна более крутая, с большим показателем, соответствующая более бедной смеси, а другая более пологая, с меньшим показателем, соответствующая составу смеси, близкому к $\alpha = 1$. Из приведенной диаграммы видно, что согласно сделанным заключениям при более бедной смеси в большей степени будет использоваться тепловая энергия сгоревших газов, меньше тепла потеряется с выхлопом (точка b'' ниже b'), но зато и меньше будет полезная площадь индикаторной диаграммы; а так как использование энергии топлива характеризуется удельным расходом топлива, площадь же диаграммы предопределяет мощность, то переход от $\alpha = 1$ к более бедным смесям



Фиг. 52. Влияние показателя политропы на линию расширения.

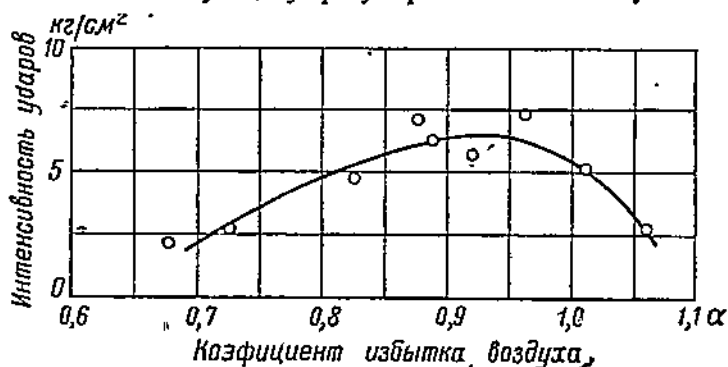
неминуемо должен быть связан с повышением экономичности и понижением мощности.

То обстоятельство, что на практике, как это видно из приведенных диаграмм, минимум удельных расходов получается при α не более 1,2, объясняется понижением скорости сгорания по мере приближения к пределу воспламеняемости смеси ($\alpha \approx 1,4$) и резким падением мощности.

На фиг. 50 представлены кривые изменения мощности и удельных расходов для двух значений числа оборотов. Помимо того, что эти кривые полностью подтверждают правильность сделанных выводов, они указывают, что с улучшением распыливания топлива, что всегда наблюдается при больших оборотах вследствие большей скорости воздуха диффузора карбюратора, обе кривые N_e и g_e смещаются в сторону более бедной смеси, максимум мощности вместо 0,8 получается при $\alpha = 0,84$, а максимум экономичности смещается от $\alpha = 1,14$ до $\alpha = 1,18$.

2. Влияние α на детонацию

Очень часто при попытке перейти к более бедной и экономичной смеси приходится сталкиваться с детонацией, и потому одной из немаловажных задач является установление зависимости между детонацией и качеством рабочей смеси. Как показали опыты на двигателе и в бомбе, детонация получается наиболее интенсивной всегда при составе смеси, близком к соответствующему регулировке на максимум мощности.



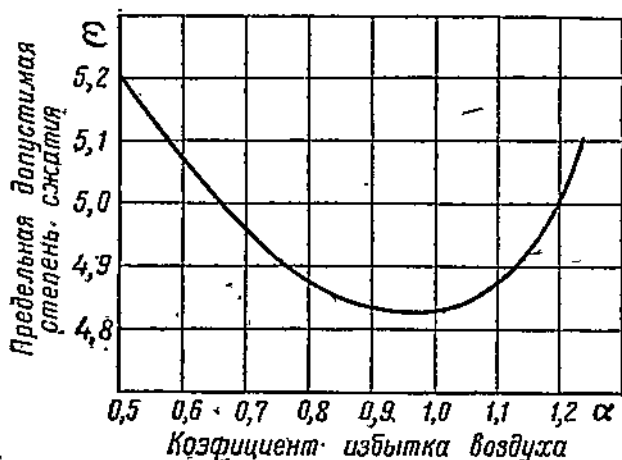
Фиг. 53. Влияние качества рабочей смеси на интенсивность детонации (по опытам Ауге).

На фиг. 53 в качестве примера представлены результаты опытов Ауге. Здесь по оси абсцисс отложен коэффициент избытка воздуха α , а по оси ординат интенсивность детонации, определенная по индикатору детонации.

Из диаграммы видно, что максимальная интенсивность детонации примерно соответствует $\alpha = 0,93$, т. е. такому, которое лежит между $\alpha = 1$ и регулировкой на максимальную мощность.

Примерно такие же результаты дали и опыты Ricardo, проведенные при постоянном числе оборотов и полном открытии дросселя на двигателе с переменной степенью сжатия. Результаты этих опытов представлены на фиг. 54. Здесь по оси ординат отложены степени сжа-

тия, при которых детонация начиналась. Из диаграммы видно, что, как и в первом случае, наиболее благоприятным для детонации является состав смеси, соответствующий α , лежащему между 0,9 и 1,0.



Фиг. 54. Влияние качества рабочей смеси на склонность двигателя к детонации (по опытам Ricardo).

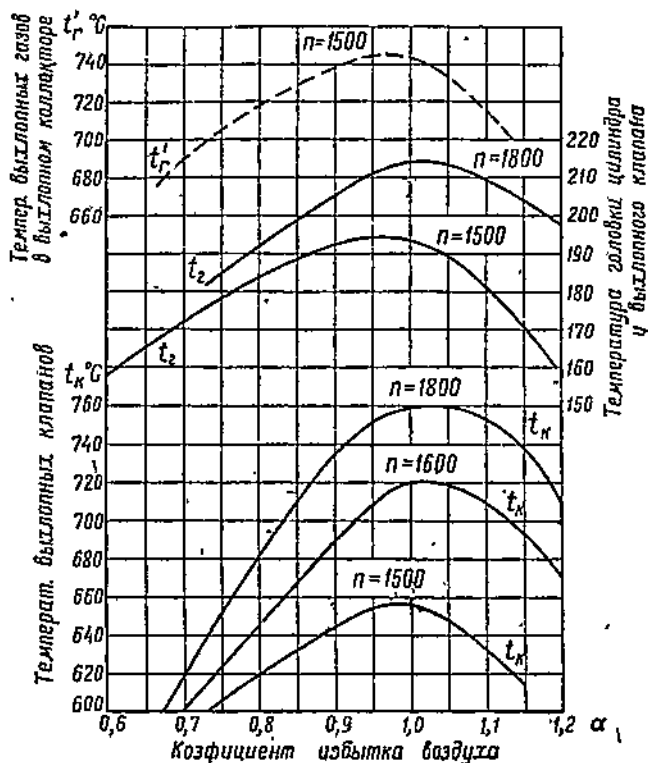
Основными причинами более быстрого появления детонации в указанных пределах состава смеси являются: 1) наиболее высокая температура цикла ($\alpha \approx 1$) и 2) наиболее быстрое протекание реакций ($\alpha \approx 0,9$).

3. Влияние α на тепловое состояние двигателя

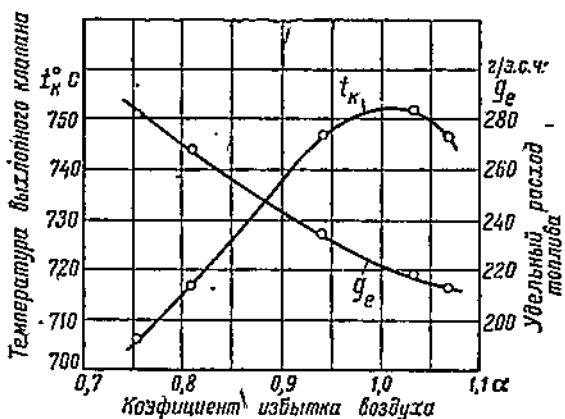
Другим обстоятельством, которое наряду с детонацией может послужить причиной невозможности установления экономичной регулировки для длительной работы двигателя, является перегрев, который связан с чрезмерным повышением температуры стенок камеры сгорания, в особенности клапанов, электродов свечей и днища поршня, с уменьшением наполнения, с появлением преждевременных вспышек, детонаций и пр.

Ввиду того, что перегрев зависит в основном от средней температуры цикла, рассматривать его отдельно без температуры рабочих газов нет смысла.

На фиг. 55 по данным А. Е. Thiemann представлена зависимость между α и а) температурой выхлопных газов t'_g (при $n = 1500$); б) температурой головки цилиндра у выхлопного клапана t_g ($n = 1500$ и $n = 1800$) и в) температурой выхлопных клапанов t_k ($n = 1500, 1600$ и 1800). Из приведенной диаграммы видно, что максимум температур во всех указанных точках получается примерно при теоретическом количестве воздуха для сгорания, при $\alpha = 1$, при котором имеет место максимум также и средняя температура рабочего цикла. На фиг. 56 в качестве другого примера представлено влияние α на температуру выхлопного клапана двигателя с несколько большей



Фиг. 55. Влияние качества рабочей смеси на температуру выхлопных газов, температуру головки цилиндра и температуру выхлопного клапана. Двигатель с водяным охлаждением, $\epsilon = 4,77$ (по данным А. Е. Thiemann).

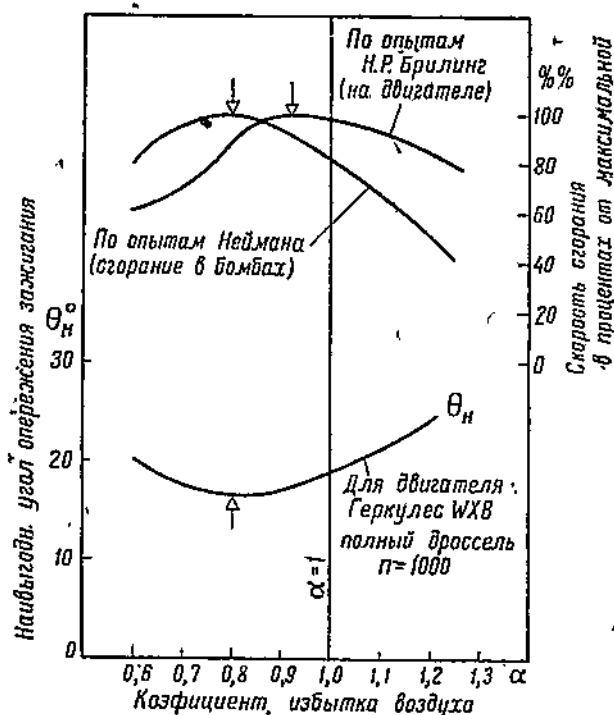


Фиг. 56. Влияние качества рабочей смеси на температуру выхлопного клапана. Полный дроссель; $n = 1400$; $\epsilon = 5,5$ (по данным Дюкожуа).

степенью сжатия. Как и в первом случае, в соответствии со средней температурой цикла, температура t_k получает максимум примерно также при $\alpha = 1$. Понижение средней температуры цикла в сторону уменьшения α получается в результате возрастания теоретической неполноты сгорания и необходимости испарения в цилиндре все большего и большего количества топлива, тогда как понижение температуры цикла при обеднении смеси может быть объяснено почти исключительно увеличением общего количества газов на 1 кг топлива и необходимостью нагревания избыточного воздуха, не принимающего никакого участия в процессе сгорания.

4. Влияние α на скорость сгорания и наивыгоднейший момент зажигания

В действительном цикле в отличие от теоретического сгорание сжатой смеси не происходит мгновенно, а длится в течение определенного промежутка времени.

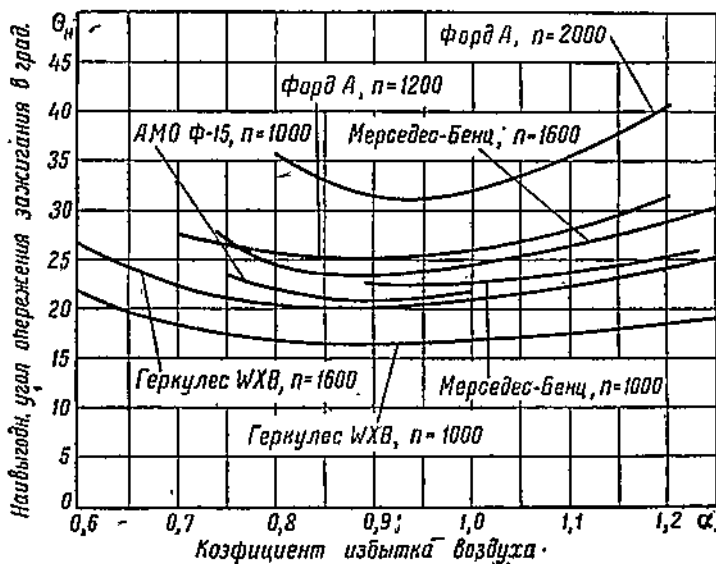


Фиг. 57. Влияние качества рабочей смеси на скорость сгорания и наивыгоднейший момент зажигания.

При оценке продолжительности процесса сгорания не следует смешивать два понятия: так называемую «скорость сгорания», или точнее, продолжительность сгорания и скорость распространения фронта пламени.

Под скоростью сгорания подразумевается продолжительность протекания всего процесса сгорания в секундах от момента зажигания смеси до момента образования конечных продуктов, тогда как скорость распространения пламени, выражаемая в м/сек, характеризует собой быстроту перемещения фронта пламени от места запала.

Как быстрота сгорания, так и скорость распространения пламени зависят от состава рабочей смеси. При очень бедной смеси скорость сгорания уменьшается вследствие разжижения смеси избыточным воздухом, а при слишком богатой смеси быстрота сгорания уменьшается за счет понижения температуры и недостаточного количества воздуха для сгорания.



Фиг. 58. Влияние качества рабочей смеси на наивыгоднейший момент зажигания (по опытам автора).

Как показывают опыты, наиболее бурно реакция сгорания протекает при некотором коэффициенте избытка воздуха, меньшем единицы.

На фиг. 57 в зависимости от α представлено изменение скорости сгорания в процентах (за 100% принята скорость максимальная). Одна кривая соответствует опытам на двигателе, а другая — в бомбе.

Приведенная диаграмма указывает, что наибольшая скорость сгорания получается при α порядка 0,8 ÷ 0,9.

Что касается наивыгоднейшего момента зажигания, то естественно предположить, что минимальное опережение зажигания будет получаться при том составе смеси, при котором скорость сгорания имеет наибольшее значение.

Кривая наивыгоднейшего угла опережения зажигания в зависимости от α , представленная на фиг. 57 для автодвигателя «Геркулес» WXB, а также ряд других подобных кривых, изображенных для различных двигателей при различных условиях их работы на фиг. 58, по-

казывают, что наименьшее опережение зажигания должно устанавливаться при составах смеси порядка $\alpha = 0,8 \div 0,9$.

Из рассмотрения сводной диаграммы, представленной на фиг. 58, можно сделать следующие выводы:

1. По своему характеру кривые изменения Θ_n в зависимости от α получаются во всех случаях примерно одинаковыми.

2. При изменении α в пределах от 0,9 до 1,0, что чаще всего имеет место в эксплуатации, наимыгоднейший угол опережения зажигания как максимум изменяется всего только на $1-2^\circ$, т. е. на такую величину, которая практически совершенно не сказывается ни на мощности, ни на удельном расходе топлива.

3. При изменении α в более широких пределах опережение зажигания должно меняться в более сильной степени и тем резче, чем больше качество рабочей смеси отличается от соответствующего максимальной мощности.

4. Степень возрастания Θ_n при увеличении и уменьшении α не совсем одинакова: при уменьшении α (с обогащением смеси) Θ_n возрастает несколько быстрее. Это объясняется тем, что кривые скорости сгорания, как это видно из фиг. 57, имеют также неодинаковое падение с обеднением и обогащением смеси: с уменьшением α эта скорость падает быстрее, а отсюда, естественно, с уменьшением α должно быстрее возрастать и наивыгоднейшее опережение зажигания.

Разница в абсолютных величинах значений наивыгоднейших углов опережения зажигания, полученных для разных двигателей, объясняется индивидуальными особенностями данных двигателей, их степенями сжатия, коэффициентом подачи, конструктивными формами камеры сгорания и прочими факторами.

5. Влияние α на наполнение двигателя

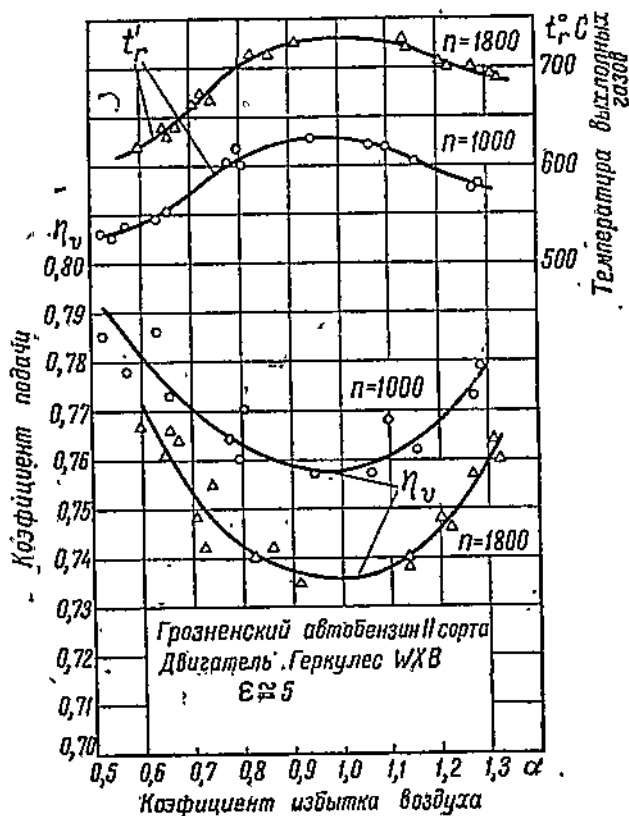
Относительно влияния коэффициента избытка воздуха α на коэффициент подачи двигателя η_p для всех типов двигателей нельзя сделать какого-либо общего заключения. Действительно, при изменении одного лишь качества рабочей смеси при постоянном открытии дросселя и постоянном числе оборотов наполнение в основном будет зависеть от подогрева всасывающей трубы, а этот последний фактор целиком зависит от конструктивного оформления, т. е. будет различным для различных типов двигателей.

При увеличении интенсивности подогрева в цилиндр будет засасываться более нагретый разреженный воздух, который, заполнив определенный объем, в весовом отношении будет, конечно, находиться в цилиндре в меньшем количестве, чем в том случае, если бы всасывание происходило при отсутствии подогрева. Необходимость устройства подогрева, вообще говоря, диктуется стремлением испарить жидкую топливную пленку во всасывающем трубопроводе, которая является основной причиной неравномерного распределения смеси по цилиндрам.

В качестве примера на фиг. 59 и 60 приведены результаты исследования влияния α на наполнение. На фиг. 59 представлено указанное влияние для двигателя «Геркулес» WXB, имеющего общую отливку

выхлопного коллектора и всасывающего трубопровода, т. е. достаточно интенсивный подогрев засасываемой смеси. Поскольку степень подогрева в рассматриваемой конструкции является функцией температуры выхлопных газов, то совершенно понятно, почему при $\alpha = 1$ коэффициент подачи η_v имеет для обоих чисел оборотов минимум.

На фиг. 60 представлено влияние α на η_v по данным Ricardo. Здесь благодаря отсутствию значительного подогрева действует иной

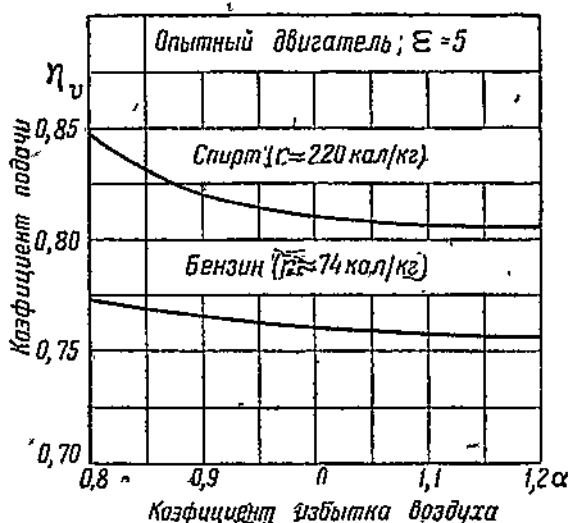


Фиг. 59. Влияние состава рабочей смеси на температуру выхлопа и коэффициент подачи (по опытам автора).

закон протекания η_v в зависимости от α : коэффициент подачи неуклонно возрастает с обогащением смеси. Получается это по той простой причине, что при обогащении увеличивается процентное содержание топлива в рабочей смеси и тем же количеством воздуха приходится испарять большее количество топлива, благодаря чему понижается температура смеси и улучшается весовая зарядка цилиндра.

Более быстрое возрастание кривой η_v при уменьшении α для спирта получается благодаря большей скрытой теплоте испарения r , оказывающей значительное влияние на температуру засасываемой смеси.

Тем же самым может быть объяснена и разница в абсолютных величинах η_v для спирта и бензина.



Фиг. 60. Влияние на коэффициент подачи сорта горючего и коэффициент избытка воздуха (по данным Ricardo).

6. Влияние α на устойчивость работы

При выборе рациональной регулировки карбюратора, помимо перечисленных выше факторов, серьезное внимание следует обращать на получение устойчивой работы двигателя, т. е. такой работы, при которой не было бы колебания крутящего момента и не получалось бы резкого снижения мощности при незначительных изменениях в подаче топлива и размерах дозирующих органов карбюратора.

На приведенной выше диаграмме (фиг. 49) представлен закон изменения эффективной мощности в зависимости от часового расхода топлива при постоянном дросселе и постоянном числе оборотов. Из этой диаграммы видно, что жиклер, обеспечивающий при рассматриваемом режиме получение определенного часового расхода, должен быть подобран таким, чтобы определяемый им часовой расход не сильно отличался от соответствующего максимальной мощности. Вследствие довольно крутого снижения мощности в сторону малых расходов топлива работа двигателя при очень обедненной регулировке карбюратора получается малоустойчивой и ненадежной, так как малейшее засорение жиклера или трубопровода, подающего топливо в поплавковую камеру, хотя и незначительно сказывается на уменьшении часового расхода топлива, но может повлечь за собой резкое снижение мощности. Совершенно обратная картина будет получаться, если карбюратор отрегулирован на слишком богатую смесь: в этом случае, кроме того, что подобное уменьшение подачи топлива в меньшей степени будет

отражаться на развиваемой мощности, последняя может не только не уменьшиться, но, наоборот, даже несколько возрасти, так как на богатых смесях с переходом на меньшие расходы топлива кривая ее возрастает.

7. Влияние α на приемистость двигателя

Под приемистостью двигателя понимается способность его быстро приобретать то число оборотов, которое ему задается резким открытием дросселя. Чем быстрее этот разгон совершается, тем выше динамические качества машины.

Из практики достаточно хорошо известно, что состав рабочей смеси оказывает большое влияние на приемистость, и почти у всех современных карбюраторов имеется так называемый ускорительный насосик, роль которого сводится к обогащению смеси в момент резкого открытия дросселя путем впрыска определенной порции горючего во всасывающую трубу.

Прежде чем приступить к установлению зависимости между приемистостью и качеством рабочей смеси, необходимо остановиться на рассмотрении основных причин, благодаря которым нарушается нормальная работа двигателя при внезапном открытии дросселя.

При резком открытии дроссельной заслонки во всасывающем трубопроводе происходит резкое повышение давления и на стенках оседают несущиеся с потоком воздуха капельки распыленного топлива. Оба указанные фактора являются основными причинами обеднения смеси при быстром переходе от прикрытого дросселя к полному, так как вследствие повышения давления ухудшается испарение, а усиленное оседание на стенках капелек вызывает уменьшение количества горючего, попадающего в цилиндр.

Чтобы яснее представить влияние второго фактора, рассмотрим, под действием каких сил происходит оседание капелек на стенках при открывании дросселя и, наоборот, движение их к центру трубы при закрывании дросселя.

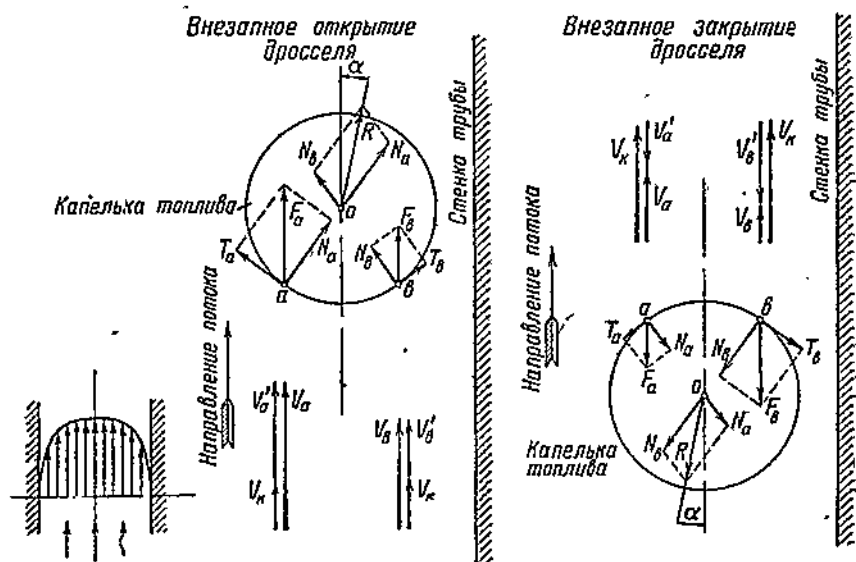
Представим себе прямой цилиндрический трубопровод с установившимся по нему движением смеси, состоящей из воздуха, испаренного топлива и мелких взвешенных капелек топлива, не успевшего испариться (см. левую сторону фиг. 61).

Благодаря наличию трения о стенки, скорость струек в направлении оси трубы не будет одинаковой: у стенок она будет равна нулю, а в центре трубы будет максимальной. При установившемся течении воздуха на определенном расстоянии от карбюратора можно принять, что капельки успели приобрести скорость воздуха.

Рассмотрим два случая: 1) внезапное открытие дросселя и 2) внезапное закрытие его. В первом случае воздух, как менее плотный, чем жидкое топливо, быстрее получит задаваемую ему скорость и будет двигаться быстрее капелек, а во втором, наоборот, капельки топлива, как более тяжелые, по инерции будут продолжать двигаться с большей скоростью, чем воздух.

Вообразим себе капельку жидкого топлива в виде шара, на которой отметим две симметричные точки a и b . Если рассматриваемая капелка находится вблизи стенки, то абсолютные скорости струек воздуха,

направленных на точки a и b , не будут одинаковы: скорость v_a будет больше скорости v_b . Далее, если будет резкое увеличение скорости воздуха при открытии дросселя, то абсолютная скорость всех точек отстающей капельки будет меньше скоростей v_a и v_b . Разности между этими скоростями будут являться относительными скоростями воздуха v'_a и v'_b , т. е. теми скоростями, с которыми воздух будет наталкиваться на каплю, придавая ей ускоренное движение. Две рассматриваемые струйки воздуха после удара о тело капельки отразятся от него по касательным и в результате своего поворота вызовут нормальные к поверхности давления, направленные к центру шара. Если F_a и F_b



Фиг. 61. Влияние изменения скорости воздуха во всасывающем трубопроводе на оседание на стенку капельки топлива.

представляют собой силы, с которыми струйки ударяются о каплю, то N_a и N_b будут нормальными давлениями (реакция поворота струи), а T_a и T_b — силами, под влиянием которых струи будут соскальзывать с капли.

После переноса сил N_a и N_b к центру и сложения их по правилу параллелограмма получим равнодействующую, направленную в сторону стенки. Совершенно очевидно, что если взять другую пару симметричных точек на поверхности шаровой капли, то в результате давления на эти точки воздуха, движущегося быстрее, получится опять-таки сила, приближающая каплю к стенке. Таким образом и от давления воздуха на всю поверхность капли, состоящую из бесчисленного количества симметричных пар точек a и b , будет получаться сила, заставляющая каплю оседать на стенку.

В другом случае — при внезапном закрытии дросселя (см. правую часть фиг. 61) — будет совершенно иная картина. Здесь скорость отдельных точек капли v_x будет больше абсолютной скорости движе-

ния в трубе точек a и b , вследствие чего разности их v_a' и v_b' будут представлять собой относительные скорости струек воздуха, направленные против движения. Повторяя все рассуждения, получим силу, стремящуюся отодвинуть каплю от стенки.

Таким образом получается, что изменение скорости воздуха создает силы давления на каплю топлива, направленные под некоторым углом к оси трубы: в одном случае, при ускоренном движении воздуха, что наблюдается при открывании дросселя, эти силы стремятся приблизить каплю к стенке, а в другом, при замедленном движении, когда дроссель прикрывается, эти силы стремятся приблизить каплю к центру трубы. Совершенно очевидно, что если имеется бедная смесь, то при резком открытии дросселя в результате оседания некоторой части неиспаренного топлива на стенки трубы, может получиться состав смеси, близкий к верхнему пределу ее воспламенения, и двигатель может остановиться.

Другое дело, если карбюратор имеет переобогащенную регулировку. В этом случае при внезапном открытии дросселя работа может не только не ухудшиться, а даже стать несколько лучше, так как некоторое обеднение смеси в момент ускоренного движения воздуха может приблизить регулировку к соответствующей максимальной мощности.

Указанное влияние качества рабочей смеси на приемистость двигателя, характеризуемую составом поступающей в цилиндр смеси в момент ускоренного движения воздуха после резкого открытия дросселя, должно учитываться при подборе эксплуатационной регулировки карбюратора, при стендовых испытаниях двигателя, и потому всякую подобранную лабораторным путем регулировку необходимо проверять пробегом в эксплуатационных условиях.

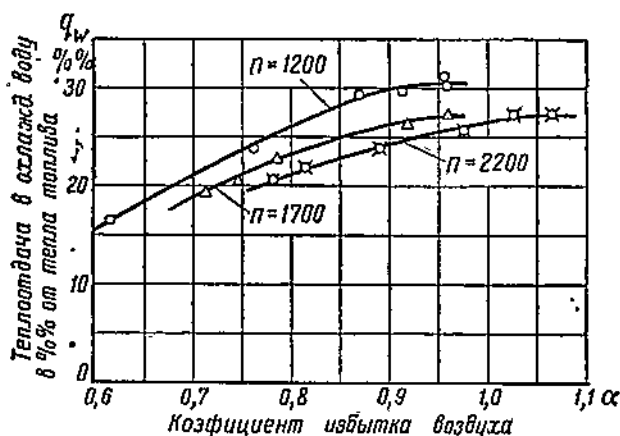
8. Влияние α на потери тепла в охлаждающую воду и с выхлопом

Что касается влияния качества рабочей смеси на теплоотдачу в воду, то поскольку эти потери зависят в основном от средней температуры цикла, максимальный процент тепла, отдаваемого в охлаждающую воду, будет соответствовать примерно $\alpha = 1$, при котором средняя температура и в теоретическом и в действительном цикле имеет максимальное значение.

Из диаграммы, приведенной на фиг. 62, где представлены три кривые теплоотдачи в процентах соответственно для трех значений числа оборотов, видно, что, как указывалось, потери тепла в охлаждающую воду имеют максимум примерно при $\alpha = 1$ и неуклонно уменьшаются в сторону обогащения. Происходит это по тем же причинам, по которым уменьшается и температура цикла, т. е. в основном за счет уменьшения активной теплотворной способности 1 м^3 смеси и увеличения количества топлива, попадающего в неиспаренном виде в цилиндр.

Потери тепла с выхлопом, в основном зависящие от количества и температуры выхлопных газов, при изменении одного лишь качества рабочей смеси имеют максимум также примерно при $\alpha = 1$ и уменьшаются с обеднением и обогащением рабочей смеси.

На ранее приведенной фиг. 10 представлен тепловой баланс двигателя в зависимости от состава смеси, подтверждающий правильность сделанных выводов.



Фиг. 62. Влияние α на теплоотдачу в охлаждающую воду (по данным проф. Е. А. Allcut).

§ 9. ВЛИЯНИЕ ВСАСЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

Подача легкого топлива в современных двигателях, работающих по четырехтактному циклу Отто, осуществляется двумя способами:

- 1) при помощи карбюратора и
- 2) непосредственно впрыском легкого топлива в цилиндр или во всасывающую трубу перед клапаном.

Первый принцип является наиболее изученным, применяется почти на всех машинах наших автотракторных парков, тогда как второй является совершенно новым, требует проведения большой конструкторской и экспериментальной работы по созданию надежного насоса для легкого топлива, форсунок и автоматического регулятора подачи горючего и в настоящее время начинает распространяться за границей при эксплуатации главным образом авиационных двигателей.

Основные преимущества впрыска перед карбюратором следующие:

- 1) увеличение коэффициента подачи, а следовательно и мощности, вследствие:

- а) отсутствия подогрева засасываемого воздуха,
- б) отсутствия топливной пленки на стенках всасывающего трубопровода и связанной с ней неравномерностью распределения смеси по цилиндрам,

- в) уменьшения общего сопротивления всасывающей системы благодаря отсутствию карбюратора и пр.;

- 2) уменьшение пожарной опасности при обратных вспышках во всасывающую трубу благодаря тому, что труба заполнена не рабочей смесью, а чистым воздухом;

- 3) возможность осуществления перевернутого полета аэроплана и езды танков под различными углами к горизонту;
- 4) лучшая приемистость и более легкий запуск;
- 5) возможность иметь большие перекрытия клапанов для улучшения очистки цилиндров от отработанных газов и заполнения его свежим воздухом;
- 6) устранение возможности обмерзания карбюратора вследствие его отсутствия.

В настоящее время применение непосредственного впрыска во всасывающий трубопровод распространено главным образом в Америке, тогда как непосредственный впрыск в цилиндр находит себе больше сторонников в Германии.

Что касается влияния всасывающей системы на работу карбюраторного двигателя, то рассмотрим в отдельности влияние воздухоочистителя, самого карбюратора и формы всасывающего трубопровода.

1. Влияние воздухоочистителя на работу двигателя

Для защиты двигателя от засасываемой вместе с воздухом пыли перед карбюратором устанавливаются специальные аппараты, называемые воздухоочистителями или пылеочистителями. Особо важное значение воздухоочистители имеют для тракторных двигателей, которым приходится преимущественно работать на полях, где воздух во время работы наиболее насыщен пылью.

В состав обычной дорожной пыли входят чрезвычайно твердые частицы кварца, которые, попадая на зеркало цилиндров и на притертые поверхности клапанов, оказывают на них разрушающее действие.

Установка воздухоочистителя перед карбюратором неминуемо сказывается на работе двигателя, при этом понижается мощность трактора за счет уменьшения коэффициента подачи, так как всякий воздухоочиститель неминуемо увеличивает гидравлическое сопротивление всасывающей системы, и изменяется регулировка карбюратора. Последнее обстоятельство объясняется тем, что при установке воздухоочистителя увеличивается разрежение во всасывающем трубопроводе и топливо начинает истекать из жиклеров под большим разрежением, что при уменьшившемся коэффициенте подачи влечет за собой обогащение смеси.

Для сохранения постоянства смеси при работе с воздухоочистителем и без него рекомендуется делать поплавковую камеру герметичной и воздушное пространство ее соединять трубкой со всасывающей трубой после воздухоочистителя. В последнем случае благодаря увеличению разрежения в трубопроводе не произойдет значительного изменения расхода топлива, так как увеличение разрежения в диффузоре до известной степени будет компенсироваться увеличением разрежения в поплавковой камере, ввиду чего напор, под которым топливо истекает, останется примерно одинаковым.

Снижение мощности при установке воздухоочистителя зависит целиком от его типа и конструктивных размеров. Это уменьшение мощности является одним из наиболее важных показателей при сравнительной оценке воздухоочистителей различных конструкций.

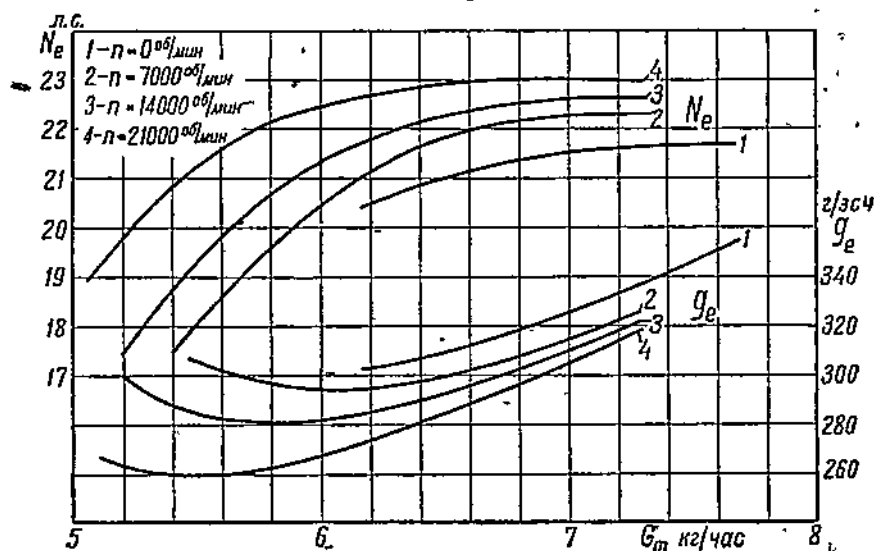
2. Влияние карбюратора

При неправильном подборе карбюратора к двигателю последний не будет получать своей полной мощности. Причинами этого могут быть:

1) слишком большое сопротивление карбюратора при полностью открытом дросселе;

2) плохое распыливание горючего и неравномерное распределение смеси по цилиндрам; зависящее очень часто от конструкции карбюратора и пр.

Совершенно очевидно, что при полном открытии дросселя элементом карбюратора, представляющим наибольшее сопротивление, является диффузор.



Фиг. 63. Влияние качества распыливания и испарения топлива в трубопроводе на работу двигателя (по данным Тейлора).

При слишком большом диаметре диффузора получается недостаточное распыливание топлива, вытекающего из жиклеров. С другой стороны, при слишком малом диаметре значительно падают коэффициент подачи и мощность двигателя, и с этой точки зрения диффузор с малыми размерами хотя и обеспечивает хорошее распыливание, но является неприемлемым.

Совершенно ясно, таким образом, что для каждого карбюратора применительно к данному двигателю существует какой-то один наилучший диаметр диффузора, который и должен быть выбран экспериментальным путем.

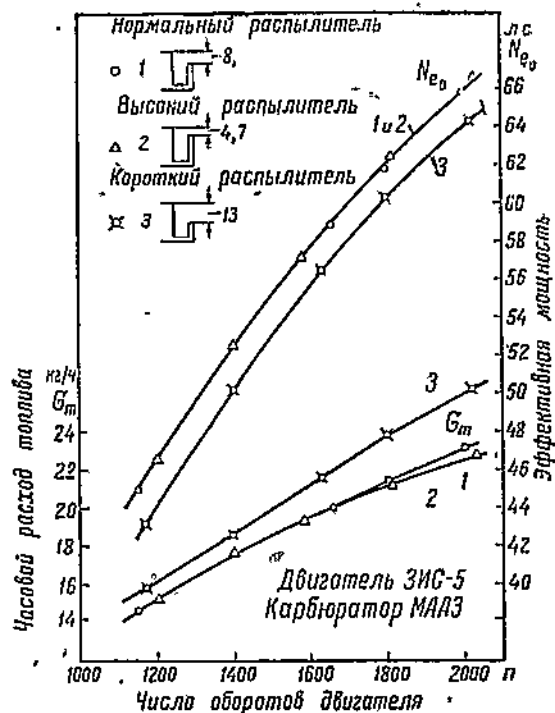
В какой степени качество распыливания и испарения топлива в трубопроводе сказывается на работе двигателя можно видеть на фиг. 63, на которой, согласно данным Тейлора, представлены характеристики по составу смеси (регулирующие характеристики), полученные при одном и том же режиме двигателя, но при различном числе оборотов спе-

циального вентилятора, установленного между карбюратором и цилиндром. При данных испытаниях изменением числа оборотов указанного вентилятора достигалось изменение интенсивности распыливания и перемешивания рабочей смеси. Из диаграммы видно, что с усилением распыливания и перемешивания кривые мощностей и удельных расходов топлива перемещаются влево, в сторону меньших часовых расходов, но абсолютным величинам мощности возрастают, а удельные рас-

ходы уменьшаются, что говорит о более совершенном протекании рабочего процесса и лучшим распределении смеси по цилиндрам.

Помимо улучшения распыливания, другим средством улучшения распределения смеси по цилиндрам является подогрев всасывающей трубы. Однако этот последний способ уступает первому, так как подогрев смеси неминуемо влечет за собой уменьшение плотности заряда и бывает выгоден лишь до тех пор, пока выигрыш в мощности вследствие улучшения распределения смеси имеет перевес над понижением ее вследствие уменьшения коэффициента подачи.

Для того чтобы можно было судить, в какой степени дозирующие органы карбюратора влияют на работу двигателя



Фиг. 64. Влияние высоты распылителей жиклеров карбюратора МААЗ-5 на внешнюю характеристику (по испытаниям МААЗ).

и насколько бывает важно при тепловых исследованиях правильно подбирать их размеры, рассмотрим несколько примеров.

Влияние высоты форсунок карбюратора МААЗ

На фиг. 64 представлены три внешних характеристики двигателя ЗИС-5 с карбюратором МААЗ, полученные для нормальной высоты распылителей жиклеров, для длинных распылителей и распылителей укороченных.

Из диаграммы видно, что, во-первых, при нормальных и удлиненных распылителях (случаи 1 и 2) мощности и удельные расходы топли-

ва получаются практически одинаковыми и, во-вторых, что при укороченных распылителях (случай 3), когда концы их приходятся против более узкой части диффузора, часовые расходы возрастают, мощности снижаются вследствие переобогащения смеси и удельные расходы становятся больше. Чрезмерное обогащение смеси в последнем случае получилось благодаря большему разрежению в нижней входной части диффузора, что подтвердилось при измерении разрежения в различных его сечениях.

Влияние установки концов распылителей относительно оси диффузора карбюратора МААЗ

На фиг. 65 представлено влияние на внешнюю характеристику неправильной установки концов распылителей относительно оси диффузора, которая, как это следует из диаграммы, является чрезвычайно важным обстоятельством при получении нормальной работы двигателя ЗИС-5 с карбюратором МААЗ.

На диаграмме представлены характеристики двигателя для следующих четырех случаев установки концов распылителей;

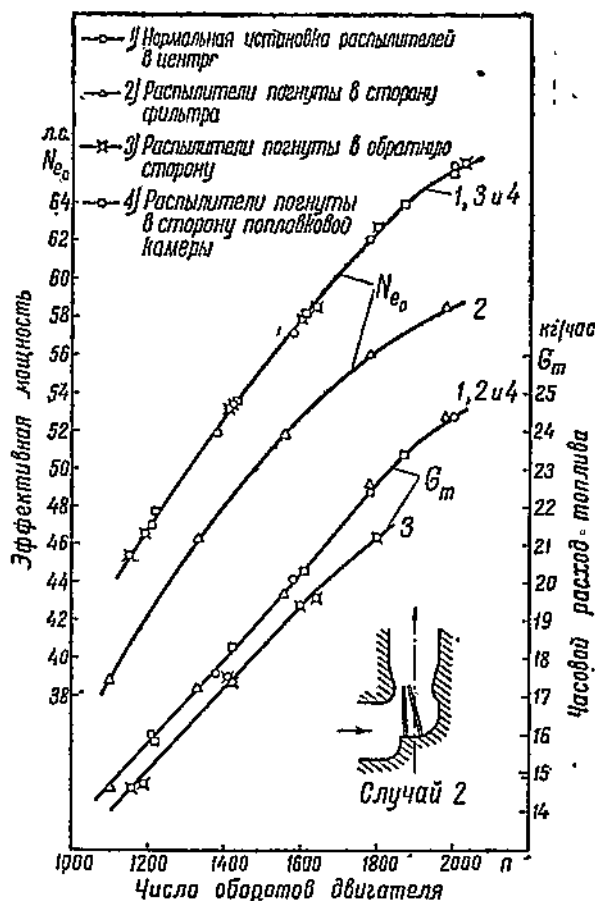
1) нормальная центральная установка распылителей,

2) концы распылителей погнуты на 3 мм в сторону воздушного фильтра,

3) концы распылителей погнуты на 3 мм в противоположную сторону — в сторону от воздушного фильтра, и

4) концы распылителей погнуты на 3 мм в бок — в сторону поплавковой камеры.

При всех указанных испытаниях вы-



Фиг. 65. Влияние установки распылителей карбюратора МААЗ-5 относительно оси диффузора на внешнюю характеристику (по испытаниям МААЗ).

сбты распылителей и уровни топлива в поплавковой камере были строго одинаковыми.

Из анализа полученных результатов, следует, что:

1) при нормальной центральной установке распылителей и при изгибе их концов на 3 мм в сторону поплавковой камеры (случай 7 и 4) никакой практически заметной разницы ни в мощности, ни в расходе топлива не наблюдается;

2) при изгибе концов распылителей на 3 мм в сторону воздушного фильтра, т. е. в сторону воздушных струй с меньшими радиусами кривизны (случай 2), при тех же часовых расходах наблюдается резкое снижение мощности, неустойчивая работа двигателя и в некоторых случаях обратные вспышки в карбюратор; данное обстоятельство объясняется тем, что, повидимому, топливо попадает из распылителей в вихревой мешок после поворота и в большей своей части подводится к левой относительно карбюратора тройке цилиндров, обуславливая тем самым неравномерное распределение смеси по цилиндрам, благодаря чему указанная тройка цилиндров дает меньшую мощность вследствие переобогащения, а другая вследствие переобеднения смеси; обратные вспышки в карбюратор являются следствием слишком бедной смеси, попадающей в правую группу цилиндров;

3) при изгибе концов распылителей на 3 мм в противоположную сторону, в сторону от воздушного фильтра (случай 3) картина получается другая: мощность остается такой же, как и при центральной установке распылителей, а часовые и удельные расходы топлива заметно снижаются.

Обеднение смеси в данном случае происходит, повидимому, вследствие того, что концы распылителей находятся ближе к струям воздушного потока с большими радиусами кривизны, где скоростной напор и разрежение меньше ¹.

Сохранение мощности при уменьшившемся расходе топлива в свою очередь может быть объяснено лучшим распределением смеси по цилиндрам и тем, что даже при том же распределении смеси, согласно регулировочным кривым, небольшое обеднение смеси мало должно сказаться на мощности, поскольку при полном дросселе регулировка карбюратора подбирается близкой к соответствующей максимуму мощности, где участок ее в рассматриваемом диапазоне изменения часового расхода близок к горизонтальной прямой.

Влияние формы дроссельной заслонки на работу двигателя

Форма дроссельной заслонки может оказывать значительное влияние на работу двигателя только при сильном прикрытии дросселя, в особенности же при запуске двигателя и при работе вхолостую.

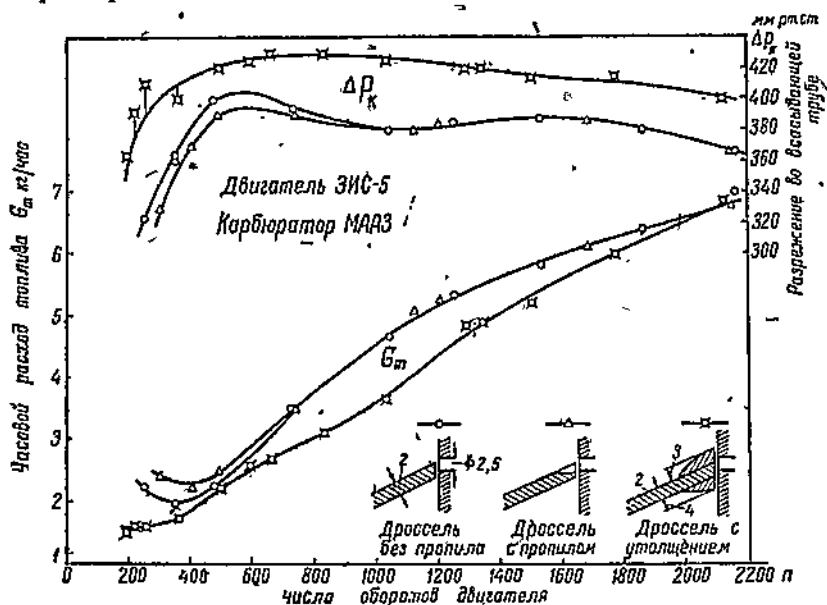
На фиг. 66 представлено влияние на характеристику холостого хода формы кромки дросселя карбюратора МААЗ.

Указанные характеристики были сняты при трех видах кромки дроссельной заслонки:

¹ См. Г. Ф. П р о с к у р а, Экспериментальная гидроаэродинамика. Искривленный воздушный поток.

- 1) нормальный дроссель без пропила,
- 2) дроссель с пропилом на конце против пускового отверстия и
- 3) дроссель со специальным утолщением на своей кромке против пускового отверстия (тип карбюратора «Солекс»).

Данное утолщение было сделано с целью удлинить время прохождения тела дросселя мимо пускового отверстия, с одной стороны, для лучшего распыливания топлива при малых оборотах, а с другой, для получения более плавного изменения разрежения в пусковом канале по характеристике холостого хода.



Фиг. 66. Влияние конструкции дроссельной заслонки карбюратора МААЗ-5 на характеристику холостого хода (по испытаниям МААЗ).

Из рассмотрения приведенной диаграммы следует, что:

1) наименьшие часовые расходы топлива получились при дросселе с утолщением;

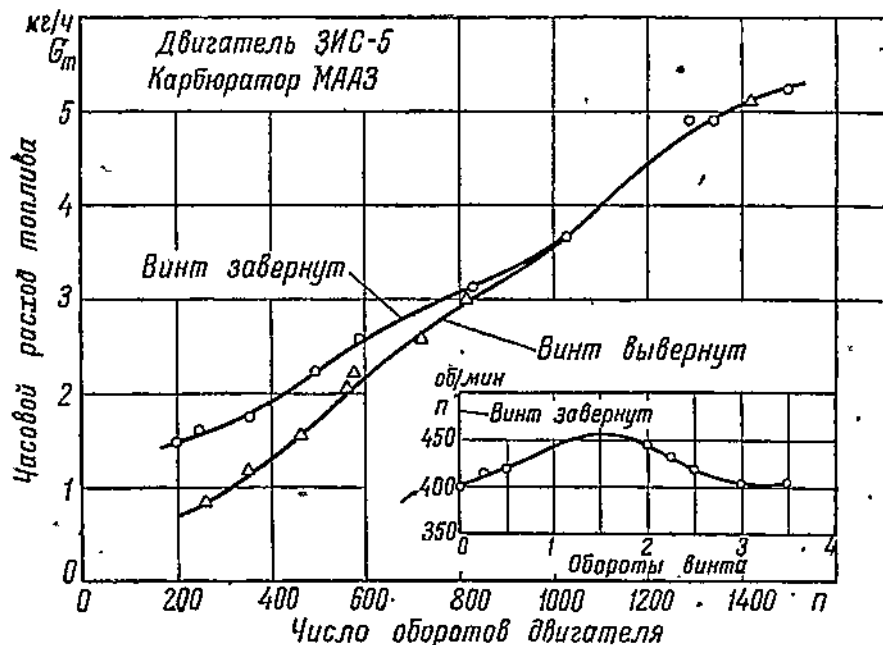
2) разрежение за карбюратором при дросселе с утолщением получается несколько выше; это указывает на то, что в данном случае для получения той же индикаторной мощности, идущей при холостой работе исключительно на преодоление трения, дроссель должен быть открыт меньше вследствие лучшего распыливания и наиболее благоприятного состава рабочей смеси.

Помимо того, при дросселе с утолщением на малых оборотах в значительной степени уменьшается шум и бурление в карбюраторе; это в свою очередь указывает опять-таки на лучшее распыливание топлива, вытекающего из пускового отверстия, и на меньшее его стекание на противоположную нижнюю сторону дроссельной заслонки. Дроссель с утолщением по сравнению с дросселями других видов позволил иметь меньшие минимальные устойчивые числа оборотов при холостой работе двигателя.

Влияние положения винта холостого хода

Перед началом исследования работы карбюраторных двигателей должен быть отрегулирован винт холостого хода на минимальные обороты.

В качестве примера влияния положения винта холостого хода на часовые расходы топлива при холостой работе и установления числа оборотов, до которых, вообще говоря, винт холостого хода может оказывать влияние на работу двигателя, на фиг. 67 представлены характеристики холостого хода двигателя ЗИС-5 с карбюратором МААЗ при двух крайних положениях винта, а также влияние отвертывания его на число оборотов при некотором неизменном положении дросселя.



Фиг. 67. Влияние положения винта холостого хода на число оборотов и расходы топлива по характеристике холостого хода (по испытаниям МААЗ).

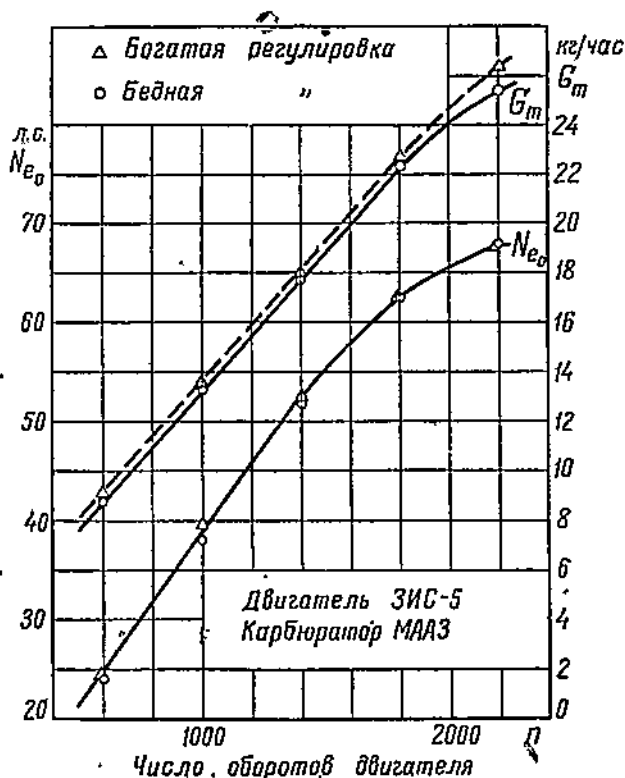
Из диаграммы видно, что винт холостого хода в данном карбюраторе влияет на расходы топлива только до $n \approx 1000$. При малых оборотах, когда основная доля расходуемого топлива проходит через жиклер холостого хода, при вывернутом винте часовые расходы топлива получаются меньше, чем при завернутом. Объясняется это тем, что по мере отвертывания винта все большее и большее количество воздуха поступает снаружи через соответствующие отверстия, уменьшается разрежение в пусковом канале и как следствие сокращается расход топлива и обедняется смесь.

При отворачивании винта холостого хода при неизменном положении дросселя наблюдается сначала повышение, а затем снижение числа оборотов двигателя. Это указывает, что при существующей

конструкции органов холостого хода имеется возможность отрегулировать двигатель на минимальные обороты и получить оптимальный состав рабочей смеси на холостом ходу. Совершенно очевидно, что оптимальный состав смеси и наименьшие устойчивые обороты будут в данном случае иметь место при винте холостого хода, отвернутом примерно на полтора оборота.

Влияние на работу двигателя неточности изготовления дозирующих органов карбюратора

Чрезвычайно важным моментом при установлении производственных допусков на дозирующие органы карбюратора является проверка работы двигателя как при крайних их размерах, соответствующих.



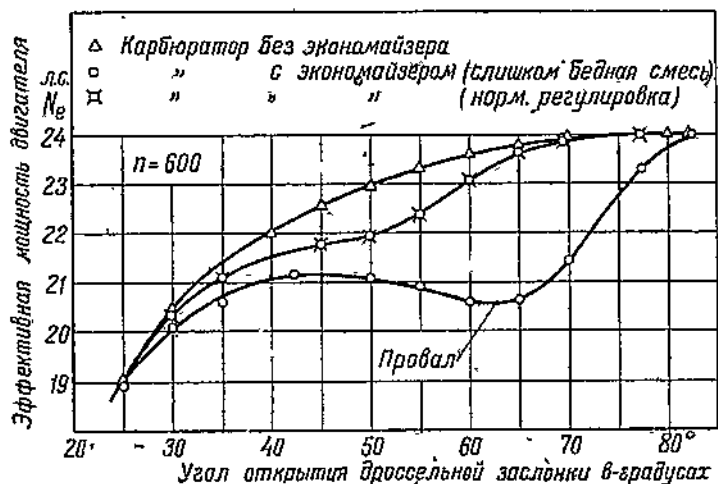
Фиг. 68. Влияние на работу двигателя допусков в размерах дозирующих органов карбюратора МАЗ-5 (по испытаниям МАЗ).

наиболее бедной смеси (большой диффузор и меньшие размеры жиклеров), так и при размерах, обуславливающих получение наиболее богатой регулировки.

В качестве примера на фиг. 68 представлены результаты проверки влияния на внешнюю характеристику двигателя ЗИС-5 неточности

изготовления диффузора и жиклеров карбюратора МАЗ в тех пределах, которые соответствуют принятым на заводе допускам. Первая характеристика снималась с карбюратором, у которого все органы, влияющие на регулировку, были взяты в пределах допусков, соответствующих наиболее бедной смеси, а во втором — наиболее богатой. Так, в первом случае были взяты минимальные размеры жиклеров, максимальный диаметр диффузора, наиболее низкий уровень топлива в поплавковой камере и наиболее высокие распылители.

Из диаграммы видно, что в обоих случаях, при самой бедной и самой богатой регулировке, эффективная мощность, а также часовые и удельные расходы топлива получились практически одинаково-



Фиг. 69. Двигатель ЗИС-5. Карбюратор МАЗ-5. Влияние угла открытия дросселя на мощность двигателя (по испытаниям МАЗ).

выми. Это указывает на то, что принятые на заводе МАЗ производственные допуски обеспечивают единообразную продукцию.

Помимо проверки влияния допусков на внешнюю характеристику, рекомендуется также производить проверку работы с наиболее бедной регулировкой по дроссельной характеристике, так как очень часто при переходе от полного дросселя к закрытому в момент обеднения смеси за счет экономайзера, смесь может настолько сильно обедниться, что двигатель не будет иметь достаточной приемистости. В подобных случаях нередко наблюдается падение мощности при постепенном открытии дросселя и в момент начала включения в работу экономайзера дроссельная характеристика получает «провал». Примером такой неудачной регулировки карбюратора может служить нижняя кривая на фиг. 69.

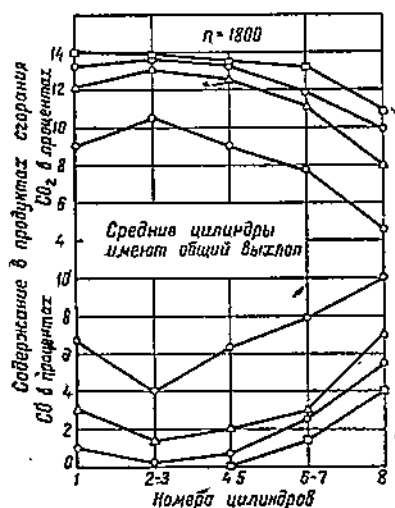
Здесь по оси абсцисс отложен угол открытия дросселя в градусах, а по оси ординат эффективная мощность, получаемая при указанных положениях дросселя и $n = 600$.

Признаком падения мощности при постепенном открытии дросселя может служить также снижение числа оборотов перед началом обогащения смеси за счет экономайзера. Указанные провалы в дроссельной характеристике особенно резко бывают заметны при малых числах оборотов, при которых обычно и рекомендуется вести проверку подобранной регулировки карбюратора.

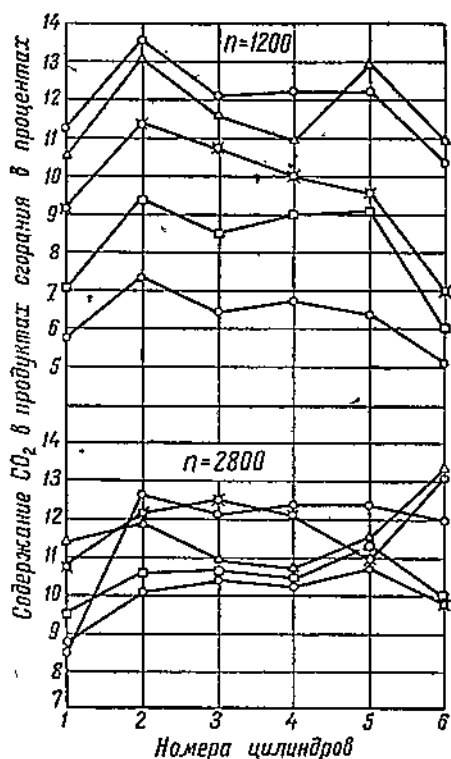
3. Влияние формы всасывающего трубопровода

Основной причиной неравномерного распределения смеси по цилиндрам в многоцилиндровых карбюраторных двигателях является наличие жидкой топливной пленки в трубопроводе. Форма всасывающего трубопровода оказывает решающее значение на распределение этой пленки по цилиндрам, и при неудачном выборе его геометрических размеров неизбежно одна группа цилиндров будет получать смесь более богатую, чем другая.

На фиг. 70 и 71 представлены по данным проф. Е. А.



Фиг. 70. Диаграмма, характеризующая распределение смеси по цилиндрам в восьмицилиндровом двигателе (по данным проф. Е. А. Allcut).



Фиг. 71. Диаграмма, характеризующая распределение смеси по цилиндрам в шестицилиндровом двигателе (по данным проф. Е. А. Allcut).

Allcut результаты анализа выхлопных газов восьми- и шестицилиндрового двигателя. Из диаграммы видно, что состав смеси в отдельных цилиндрах получается далеко не одинаковым. Так, в испытанном восьмицилиндровом двигателе (фиг. 70) работающими с наиболее

бедной смесью являются цилиндры 1, 6, 7 и 8, а с наиболее богатой — цилиндры 2 и 3, так как в последних сгорание происходит более полно и меньше получается окиси углерода (СО).

В шестицилиндровом двигателе (фиг. 71) при различных режимах также наблюдается неравномерная работа цилиндров, характеризующаяся в конечном итоге понижением мощности и ухудшением экономичности.

Действительно, если карбюратор отрегулирован на максимальную мощность, что соответствует $\alpha \approx 0,9$, то при неодинаковом распределении жидкой пленки по цилиндрам одна их часть будет давать пониженную мощность вследствие переобогащения смеси, а другая вследствие переобеднения, что в конечном счете повлечет за собой также понижение мощности всего двигателя.

При ярко выраженном неравномерном составе смеси отдельных цилиндров нередко наблюдается «горение» клапанов в тех цилиндрах, которые работают на переобедненной смеси.

Неравномерную работу цилиндров очень хорошо можно наблюдать по цвету выхлопа у авиационных двигателей, которые при испытаниях имеют обычно индивидуальные для каждого цилиндра выхлопные патрубки. Оценка по цвету выхлопа качества рабочей смеси в отдельных цилиндрах требует большой тренировки.

Работа с переобедненной смесью обычно сопровождается коротким темнокрасным пламенем выхлопа. При постепенном обогащении смеси по мере приближения к регулировке на максимум мощности это пламя удлиняется, и концы его приобретают светлосиний цвет. При регулировке на максимум мощности ($\alpha \approx 0,9$) пламя становится более длинным, светлосиним, очень часто имеющим на конце языки оранжевого цвета. При дальнейшем обогащении смеси пламя становится еще длиннее, ярко синего цвета и очень часто начинается на некотором расстоянии от выхлопного патрубка. Работа с чрезмерно переобогащенной смесью часто сопровождается темнокрасным коротким пламенем с черным концом, что указывает на присутствие в продуктах сгорания значительного количества углерода.

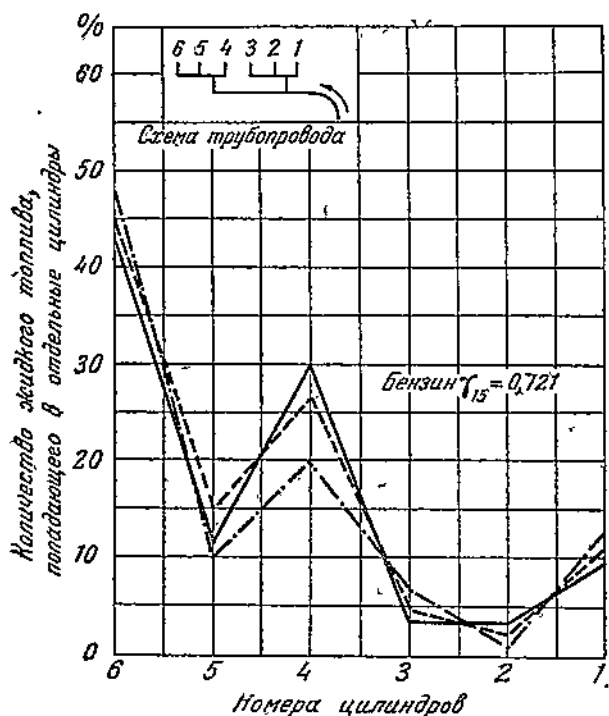
Отличить чрезмерно обогащенную смесь от переобедненной, когда в обоих случаях получается короткое темнокрасное пламя, можно по цвету выхлопных клапанов; если тарелки клапанов, видимые обычно через выхлопные патрубки, остаются темными, то, следовательно, смесь богатая и выхлопные газы имеют более низкую температуру. Результатом длительной работы двигателя на полном дросселе с переобедненной смесью очень часто является выгорание выхлопных клапанов.

Появление в выхлопе искр и ярко белого пламени является характерным признаком работы с детонацией.

В качестве примера распределения жидкой пленки по цилиндрам в шестицилиндровом авиационном двигателе на фиг. 72 представлены результаты исследования распределения топлива, проведенные на специальной установке в ЦИАМ с трубопроводом, схема которого изображена на той же диаграмме.

На приведенной диаграмме по оси ординат отложено количество жидкого топлива, попадающего в тот или иной цилиндр, в процентах от всего топлива, поступающего в жидком виде во все шесть цилиндров.

Из диаграммы видно, что топливо в неиспаренном виде далеко не в одинаковом количестве попадает в цилиндры: наибольшее его количество попадает в тройку цилиндров, лежащих дальше от карбюратора, а наименьшее — в цилиндры, расположенные ближе к карбюратору. Кроме того, внутри группы цилиндров наблюдается также неодинаковое распределение смеси. Из всех шести цилиндров с наиболее богатой смесью является крайний шестой цилиндр.



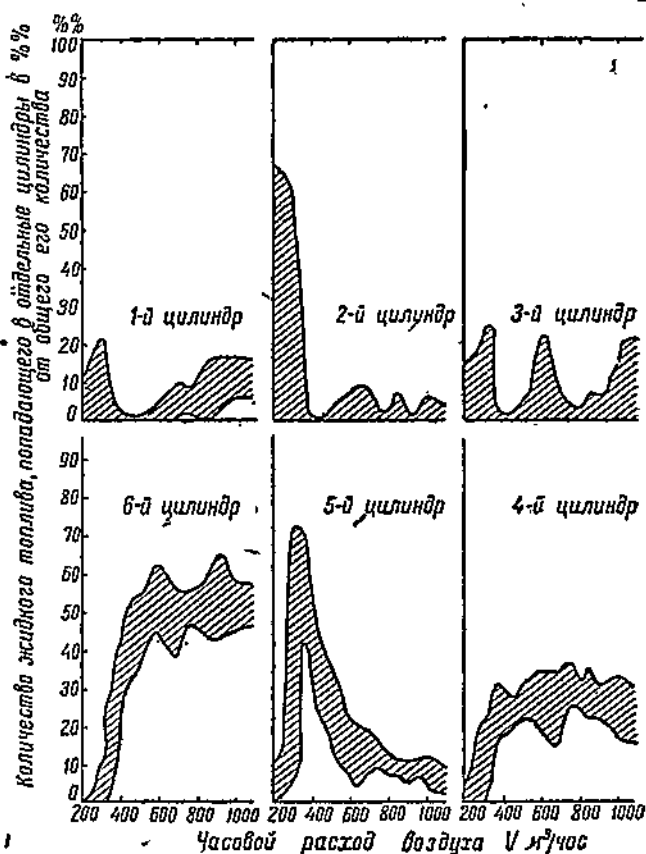
Фиг. 72. Влияние числа оборотов на распределение жидкого топлива по цилиндрам. Полный дроссель. Средняя скорость воздуха в трубе ~ 30 м/сек (по испытаниям ЦИАМ).

Что касается числа оборотов, то согласно диаграмме на распределение смеси число оборотов оказывает незначительное влияние и не меняет существенным образом общей картины.

Далее проведенные испытания также подтвердили, что положение дросселя при неизменном расходе воздуха не может значительно изменить характер работы отдельных цилиндров и что решающим фактором в данном отношении является скорость воздуха в трубопроводе. Для иллюстрации данного положения на фиг. 73 представлено влияние часового расхода воздуха на распределение неиспаренного топлива по цилиндрам для авиационного двигателя, имеющего всасывающий трубопровод и расположение карбюратора по схеме фиг. 72. На фиг. 73

представлено шесть диаграмм распределения жидкого топлива для шести цилиндров блока двигателя.

По оси абсцисс на этих диаграммах отложены часовые расходы воздуха, соответствующие различным скоростям воздуха в трубопроводе, а по оси ординат количества жидкого топлива, попадающие в цилиндры, в процентах от общего его количества. Заштрихованные площади диаграмм соответствуют тем количествам жидкого топлива,

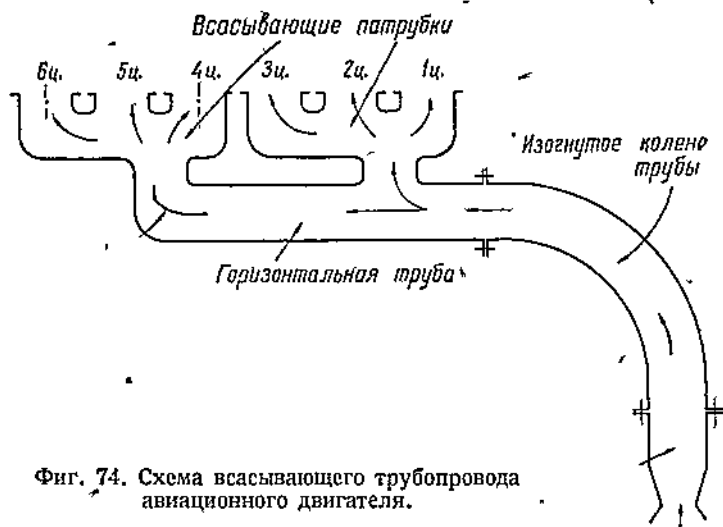


Фиг. 73. Влияние часового расхода воздуха на распределение смеси по цилиндрам (по испытаниям ЦИАМ).

которое попадает в цилиндры при различных числах оборотов, при различных степенях открытия дроссельной заслонки и при различных направлениях ее открытия относительно трубопровода. Приведенные диаграммы указывают, что решающим фактором, влияющим на распределение смеси, является расход воздуха и связанная с ним скорость его в трубопроводе, и что при постоянной скорости воздуха изменением одного лишь числа оборотов (числа пульсаций потока) или одного лишь положения дросселя нельзя существенным образом изменить получающегося распределения смеси по цилиндрам.

Количество топлива, попадающего в неиспаренном виде в цилиндры, зависит от степени распыливания его, от степени подогрева и испаряемости самого топлива.

Подогрев всасываемого воздуха или подогрев стенок всасывающего трубопровода является наиболее действительным средством для уменьшения общего количества жидкой пленки в трубопроводе и тем самым для получения более равномерной работы цилиндров карбюраторного двигателя. Однако эти средства неминуемо влекут за собой понижение мощности вследствие уменьшения коэффициента подачи и потому дают положительный эффект лишь до определенных пределов, пока повышение мощности за счет улучшения распределения смеси имеет перевес над ее уменьшением вследствие менее плотной зарядки цилиндров.



Фиг. 74. Схема всасывающего трубопровода авиационного двигателя.

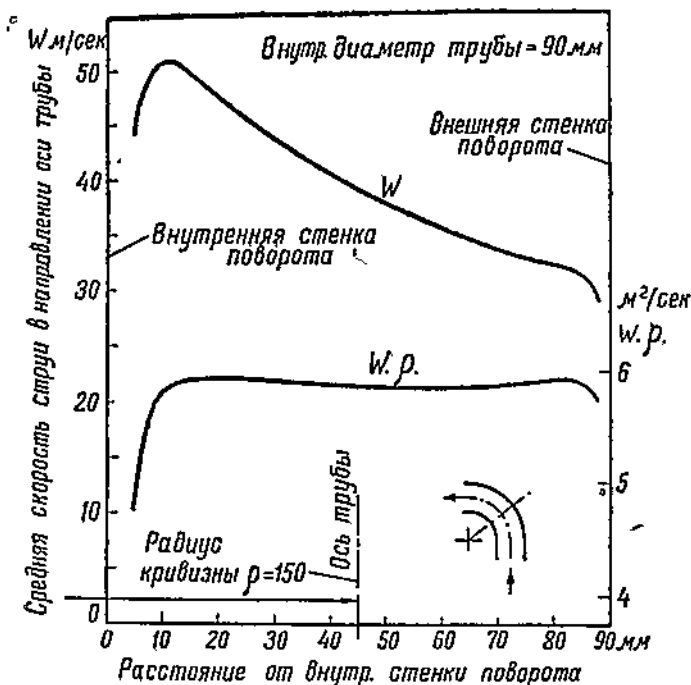
Можно, согласно проведенным в ЦИАМ опытам, принять, что при авиационном бензине $\gamma = 0,72$ без подогрева при температуре поступающего в карбюратор воздуха порядка $10 \div 15^\circ$ количество жидкой пленки в конце трубопровода перед клапанами составляет около $6 \div 10\%$ от всего количества расходуемого двигателем горючего.

Основной причиной неравномерной работы цилиндров указанного авиационного двигателя, в особенности же причиной неодинакового распределения топливной пленки между тройками цилиндров, является движение пленки по одной стороне (нижней) горизонтальной трубы после изогнутого колена трубы у карбюратора. Это было обнаружено при постановке в начале горизонтальной трубы стеклянного элемента. При этих испытаниях было установлено, что если после карбюратора имеется кривое колено трубы, как это представлено на фиг. 74, то жидкая пленка движется после поворота только по нижней стенке горизонтальной трубы, в незначительном количестве попадает в первую тройку цилиндров, имеющих отвод от верхней точки

горизонтальной трубы, и обуславливает наиболее богатую смесь в крайнем шестом цилиндре.

Сосредоточение пленки на одной стороне трубы после поворота в рассматриваемой схеме трубопровода происходит вследствие как силы тяжести, так и неодинакового распределения скорости воздуха по диаметрам трубы на повороте, лежащем в плоскости изгиба трубы.

Первая причина заставляет капельки топлива и движущуюся по стенкам уже образовавшуюся пленку под действием собственного веса собираться на нижней стенке трубопровода. Для того чтобы



Фиг. 75. Изменение скорости по диаметру на повороте круглой трубы (по опытам автора).

объяснить действие второй причины необходимо сначала рассмотреть закон изменения скоростей струек потока, движущихся по изогнутому колену трубы.

На фиг. 75 представлено изменение скоростей потока по диаметру на середине поворота круглой трубы. Рассматриваемое сечение лежит в плоскости изгиба. По оси ординат на данной диаграмме отложены скорости струек воздуха, измеренные трубкой Пито в направлении оси трубы, а также значения произведения этой скорости w на соответствующий радиус кривизны струйки ρ .

Полученные кривые указывают, что чем меньше радиус кривизны, т. е. чем ближе рассматриваемая струйка воздуха находится к внутренней стороне поворота, тем больше ее скорость.

Ввиду того, что произведение w_0 есть величина постоянная, закон изменения скорости w по диаметру сечения трубы на повороте представляет собой равнобокую гиперболу.

Теперь обратимся к движению капелек топлива, несущихся в потоке воздуха.

В самом начале трубы после диффузора эти капельки как более тяжелые имеют скорость меньше скорости воздуха и под действием сил, рассмотренных ранее (фиг. 61), осаждаются на стенки, образуя топливную пленку. Далее, по мере приближения к повороту оставшиеся в потоке капельки начинают, постепенно заряжаясь кинетической энергией, приобретать все большую и большую скорость, приближающуюся к скорости воздуха. Если в начале поворота трубы принять, что капельки успели приобрести скорость воздуха, то их оседание на стенки в случае вертикальной трубы должно прекратиться. Если теперь не считать влияния стенок на уменьшение скорости проходящих вблизи них струек воздуха, то в начале поворота по сечению трубы скорости воздуха и капелек должны быть одинаковыми. Попадая на поворот, струйки воздуха, находящиеся ближе к внутренней стороне поворота, согласно фиг. 75, начинают двигаться быстрее, а струйки, лежащие ближе к наружной стороне, — замедлять свое движение. Капельки неиспаренного топлива, как имеющие значительно большую, чем воздух, массу, не будут успевать изменять свою скорость и будут, таким образом, на повороте вблизи внутренней стенки двигаться медленнее воздуха, а вблизи наружной — быстрее.

В результате получающейся разницы в скоростях между воздухом и капельками у внутренней стороны поворота, согласно выводам, сделанным на стр. 79, появится сила, стремящаяся капельки приблизить к стенке, а вблизи наружной стороны, наоборот, удалить от стенки.

Это будет основной причиной, почему на повороте трубы образование жидкой пленки происходит на стенке с меньшим радиусом кривизны.

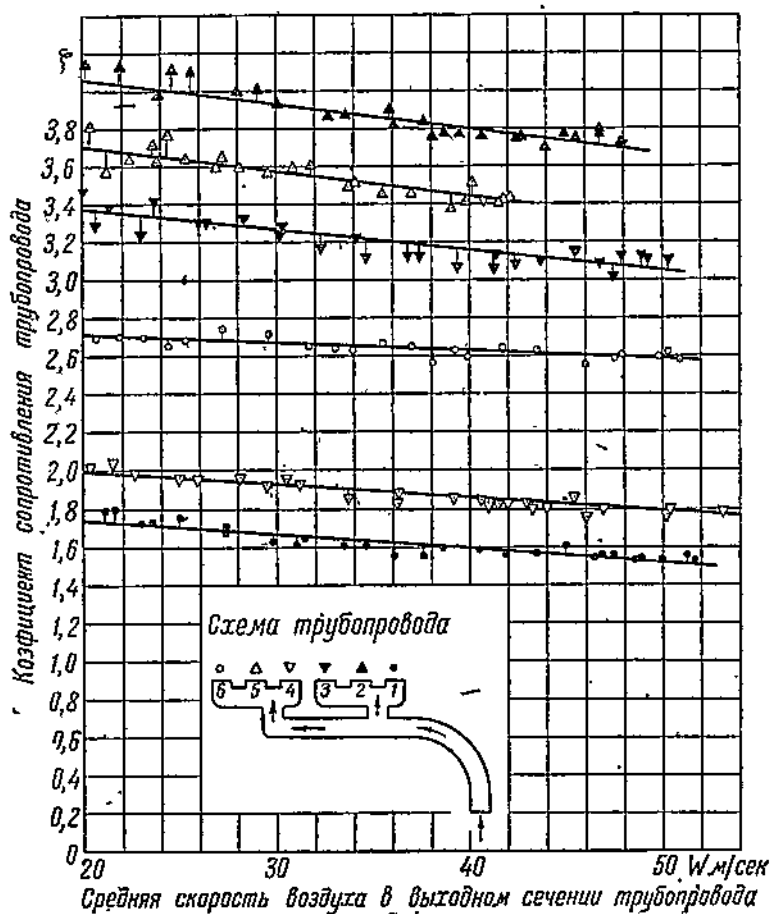
Далее безусловно определенное влияние на оседание на стенки капелек должно оказать изменение абсолютного статического давления в потоке. Согласно закону Бернулли у внутренней стенки поворота вследствие увеличения кинетической энергии струек воздуха должна уменьшиться их потенциальная энергия, должно получиться большее разрежение, благодаря которому на капельки будут действовать боковые силы, стремящиеся приблизить их также к внутренней стороне поворота трубы.

Все вместе взятое за исключением одной лишь центробежной силы капелек на повороте является основной причиной движения пленки по нижней стороне горизонтального участка всасывающего трубопровода и как следствие — неодинакового распределения смеси по цилиндрам и ухудшения работы двигателя.

Приведенное объяснение во всех отношениях увязывается с законами гидродинамики и является достаточно обоснованным, однако в силу недостаточного количества экспериментальных данных требует более глубокой научной проработки.

Вопрос детального изучения причин неравномерного распределения смеси по цилиндрам является вполне актуальным и своевремен-

ным, так как создание трубопровода, обеспечивающего при всех режимах получение одинакового распределения жидкого неиспарившегося топлива по цилиндрам, позволит работать без подогрева и тем самым улучшит основные показатели работы двигателя.



Фиг. 76. Коэффициенты сопротивления целого всасывающего трубопровода шестицилиндрового авиационного двигателя (по опытам автора).

Помимо влияния всасывающего трубопровода, на работу двигателя с точки зрения качественной зарядки цилиндров, значительный интерес заслуживает также и количественная зарядка цилиндров, т. е. получение для них одинакового коэффициента подачи. Количественное заполнение цилиндров зависит от условий резонанса во всасывающем трубопроводе, т. е. от выбора его геометрических форм и от гидравлического сопротивления.

На фиг. 76 в качестве примера представлены результаты продувки разветвленного трубопровода шестицилиндрового авиационного двигателя, из которых видно, что данный трубопровод имеет далеко не одинаковое гидравлическое сопротивление при движении смеси к тому или иному из цилиндров. На данной диаграмме по оси абсцисс отложена средняя скорость воздуха в выходном сечении трубопровода, а по оси ординат — коэффициенты сопротивления для каждого из цилиндров. Опыты проводились при постоянном потоке воздуха поочередно для каждого из цилиндров, так что выходные фланцы патрубков остальных пяти цилиндров были герметически закрыты.

Представленные на диаграмме значения коэффициентов ξ , отнесенные во всех случаях к последнему выходному сечению трубопровода, указывают, что в наилучших условиях работают цилиндры 1 и 4, а в наихудших 2 и 5.

Наибольшие сопротивления при движении воздуха к средним в группах цилиндрам 2 и 5 может быть объяснено наличием во всасывающих патрубках вихрей по обе стороны потока.

Цилиндры 1 и 4 имеют сопротивление меньше, чем 3 и 6 благодаря тому, что пути движения смеси во всасывающих патрубках в первом случае несколько меньше, чем во втором.

Как с точки зрения получения равномерного распределения жидкой пленки по цилиндрам, так и с точки зрения одинаковой количественной их зарядки перед конструктором и экспериментатором открыто широкое поле деятельности. Выбор вполне совершенного трубопровода является весьма сложной задачей, требующей создания большого числа опытных конструкций, проведения большого количества экспериментов и хорошей физико-математической подготовки экспериментаторов.

§ 10. ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ ВЫХЛОПНОЙ СИСТЕМЫ

Увеличение сопротивления выхлопной системы непосредственно сказывается на уменьшении полезной площади индикаторной диаграммы вследствие большей потери ее площади, идущей на перезарядку цилиндра (отрицательная площадь диаграммы) и на уменьшение коэффициента подачи.

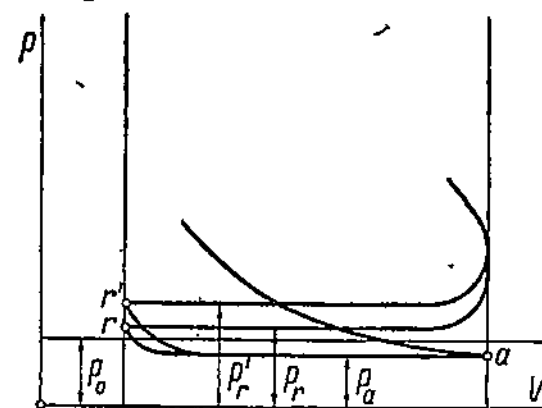
На фиг. 77 представлена схематически индикаторная диаграмма в координатах pV , из которой видно, что повышение сопротивления выхлопной магистрали влечет за собой более высокое протекание линии выхлопа, и большую отрицательную площадь диаграммы, заключенную между линиями выхлопа и всасывания.

Что касается влияния выхлопа на наполнение двигателя, то из той же диаграммы видно, что чем больше сопротивление выхлопу, тем большее давление p имеют остаточные газы в цилиндре при положении поршня в в. м. т. и тем большая часть хода всасывания тратится на предварительное расширение остаточных газов до того давления, при котором начнется поступление в цилиндр свежей рабочей смеси из карбюратора.

На фиг. 78 в зависимости от абсолютного давления выхлопных газов представлена кривая уменьшения мощности в процентах, полученная опытным путем для восьмицилиндрового авиационного двигателя Кертисс при полном дросселе и $n=1230$.

Из этой диаграммы видно, что увеличение противодействия выхлопу на $0,2 \text{ кг/см}^2$ влечет за собой уменьшение мощности на 4,5%, а на $0,3 \text{ кг/см}^2$ — на 8%.

На фиг. 79 подобная диаграмма представлена для другого авиационного двигателя — Испано-Суиза 150 л. с. Здесь по оси абсцисс отложено избыточное давление выхлопа в мм рт. ст., а по оси ординат изменение действительной

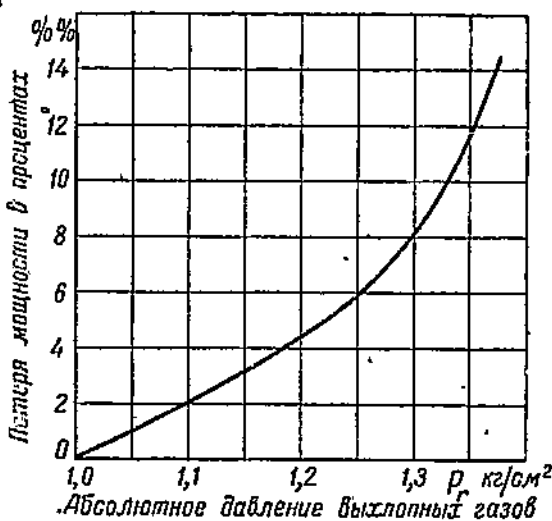


Фиг. 77. Влияние сопротивления выхлопной системы на индикаторную диаграмму.

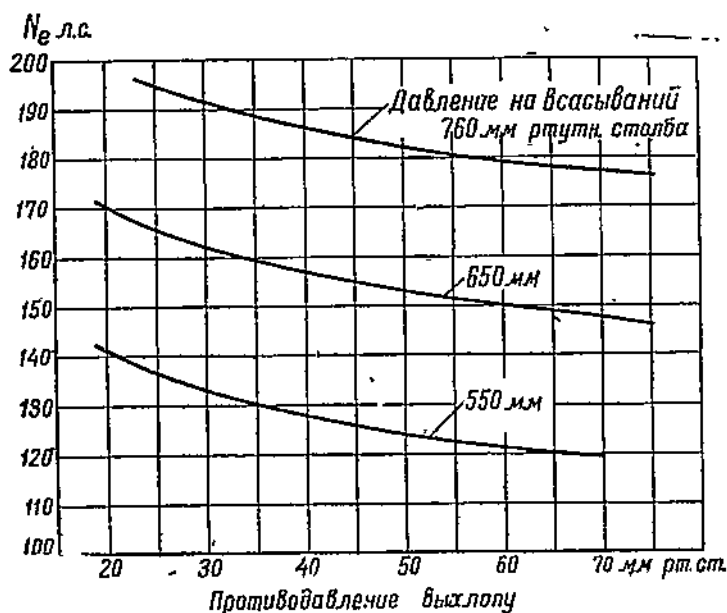
эффективной мощности N_e в л. с. Три кривые мощности соответствуют при постоянном числе оборотов трем положениям дроссельной заслонки. Как и на предыдущей диаграмме, здесь с увеличением противодействия выхлопу наблюдается значительное уменьшение полезной мощности.

Характер снижения мощности в последнем случае по сравнению с предыдущим получился несколько иным, что в свою очередь может быть объяснено конструктивными особенностями рассматриваемых двигателей.

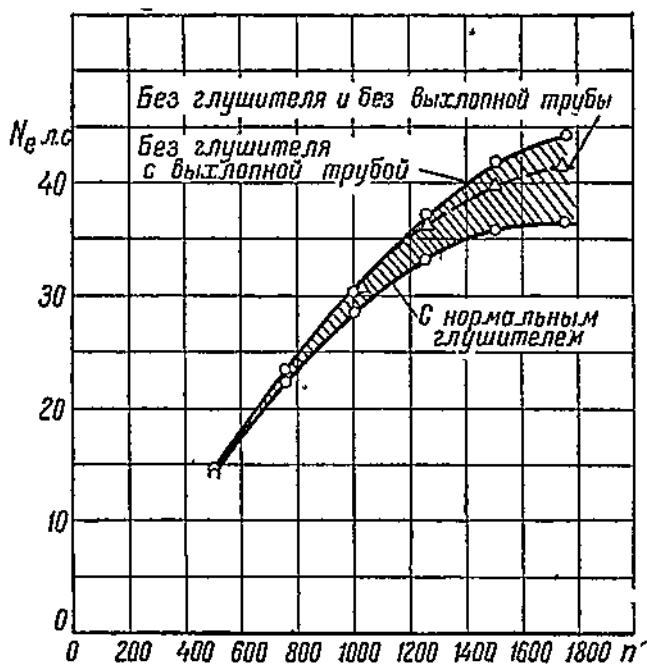
Установка всякого глушителя на выхлопе неминуемо влечет за собой увеличение давления выхлопных газов и уменьшение мощности двигателя, и поэтому решающим фактором при выборе типа и размеров глушителя, помимо акустической стороны, является его сопротивление. В качестве примера на фиг. 80 представлено влияние уста-



Фиг. 78. Влияние сопротивления выхлопной системы на эффективную мощность двигателя (по данным А. Джодж).



Фиг. 79. Влияние сопротивления выхлопной системы на мощность авиационного двигателя Испано-Суиза 150 л. с. (по данным А. Джодж).



Фиг. 80. Влияние глушителя и выхлопной трубы на мощность двигателя (по данным А. Джодж).

новки глушителя на внешнюю характеристику автомобильного двигателя. Из диаграммы видно, что при оборотах, близких к максимуму мощности, за счет глушителя теряется до 8 л. с., что составляет величину порядка 20%.

Чрезвычайно интересным обстоятельством, которое можно обнаружить на фиг. 80, является большая мощность двигателя при наличии выхлопной трубы по сравнению со случаем его работы без трубы. Объясняется это тем, что в выхлопном трубопроводе создаются колебательные движения газов, которые при определенных размерах трубы оказывают отсасывающее действие при выхлопе, уменьшают давление остаточных газов и тем самым повышают коэффициент подачи и мощность двигателя.

Отсасывающее действие длинной выхлопной трубы довольно часто является причиной несоответствия друг другу мощности, получаемой на двигателе при стендовых испытаниях, и мощности, развиваемой двигателем на машине в условиях эксплуатации, и потому при компоновке тормозного стенда необходимо стремиться к созданию естественных условий работы двигателя в отношении диаметра и длины выхлопного трубопровода.

§ 11. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ ДВИГАТЕЛЯ НА ЕГО РАБОТУ

1. Влияние степени сжатия

С увеличением степени сжатия увеличивается мощность и индикаторный к. п. д.

Индикаторный к. п. д. идеального цикла, т. е. так называемый термический к. п. д. η_t для четырехтактного двигателя Отто возрастает вместе со степенью сжатия согласно общеизвестной формуле:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

где k — представляет собой некоторый средний показатель, зависящий от качества рабочей смеси.

Для лучшего уяснения влияния ε на мощность и экономичность двигателя обратимся к фиг. 81, на которой схематически представлены две индикаторные диаграммы для двух различных степеней сжатия. В обоих случаях литраж двигателя один и тот же и изменение степени сжатия происходит только вследствие изменения пространства камеры сгорания, т. е. объема V_c . При меньшей степени сжатия пространство сжатия соответствует объему V_c , а при большей V'_c . В первом случае сжатие и расширение происходит относительно ординаты, проведенной сплошной линией, а во втором, при большей степени сжатия, — относительно ординаты, проведенной пунктирной линией.

При большей степени сжатия линия сжатия получается более крутой; большое давление газы имеют в конце сжатия в точке С. При сгорании в соответствии с формулой:

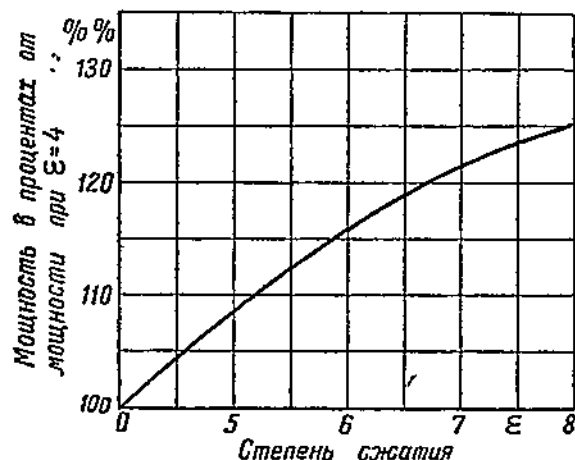
$$p_z = p_c \cdot \mu \frac{T_z}{T_c}.$$

более значительным получается возрастание давления (пропорционально примерно повышению давления p_c) и происходит более крутое снижение линии расширения, ввиду чего давление в конце расширения p'_e почти всегда бывает меньше давления p_e при более низкой степени сжатия.

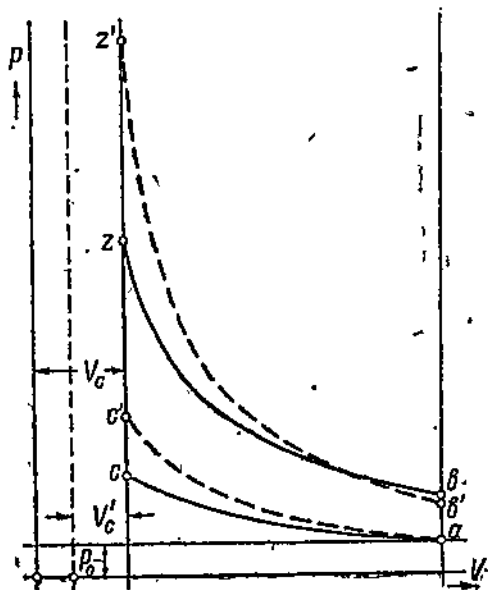
Благодаря большему приросту площади диаграммы в верхней части по сравнению с ее уменьшением на линии сжатия индикаторная, мощность двигателя возрастает с увеличением степени сжатия, а благодаря более глубокому расширению продуктов сгорания получается при этом лучшее использование тепла сгоревших газов и более высокий индикаторный к. п. д.

На фиг. 82 представлено по данным Рикардо влияние степени сжатия на повышение эффективной мощности двигателя в процентах, считая за 100% мощность, развиваемую при $\epsilon = 4$.

На фиг. 83 аналогично представлено влияние ϵ на индикаторный к. п. д. η_i для двух двигателей: работающего на бензоле и газового. В обоих случаях с повышением степени сжатия наблюдается неуклонное и примерно одинаковое возрастание экономичности.



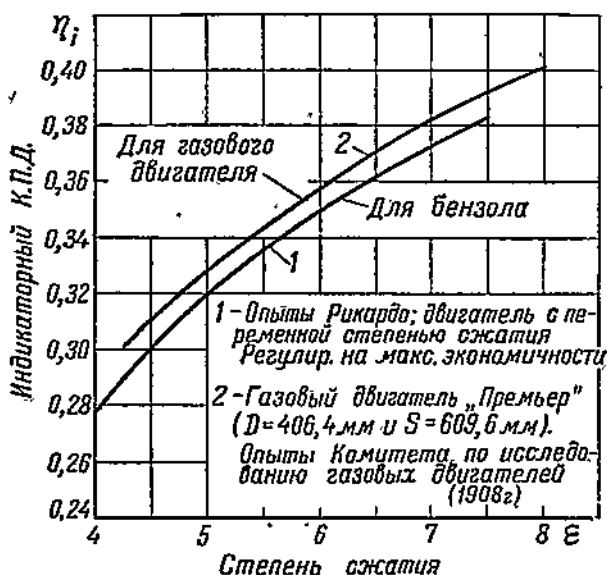
Фиг. 82. Влияние степени сжатия на мощность двигателя (по данным Рикардо).



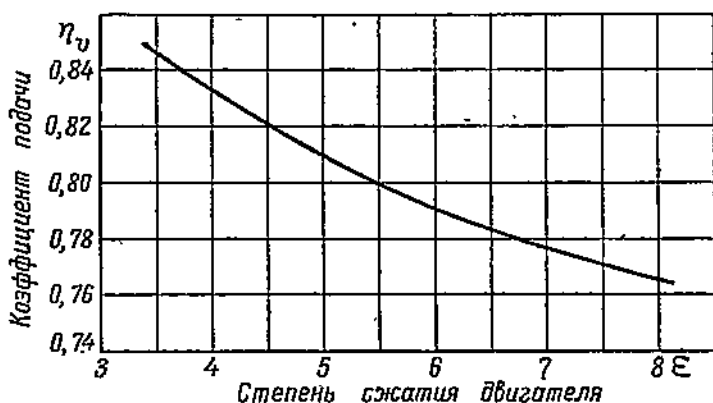
Фиг. 81. Схема влияния степени сжатия на индикаторную диаграмму.

Что касается влияния ϵ на другие факторы, как коэффициент подачи, то согласно опытам Рикардо (фиг. 84) коэффициент подачи уменьшается с повышением степени сжатия. Причиной этому, по всей вероятности, являются более высокие температуры стенок цилиндра, в особенности клапанов, получающиеся за счет более высокой средней температуры цикла при повышенных степенях сжатия.

Изменение перекрытия клапанов оказывает влияние на зависимость коэффициента подачи от степени сжатия. Согласно данным А. Джоджа при увеличении перекрытия клапанов наблюдается небольшое колебание в величине коэффициента подачи при изменении ϵ .



Фиг. 83. Влияние степени сжатия на индикаторный к. п. д.

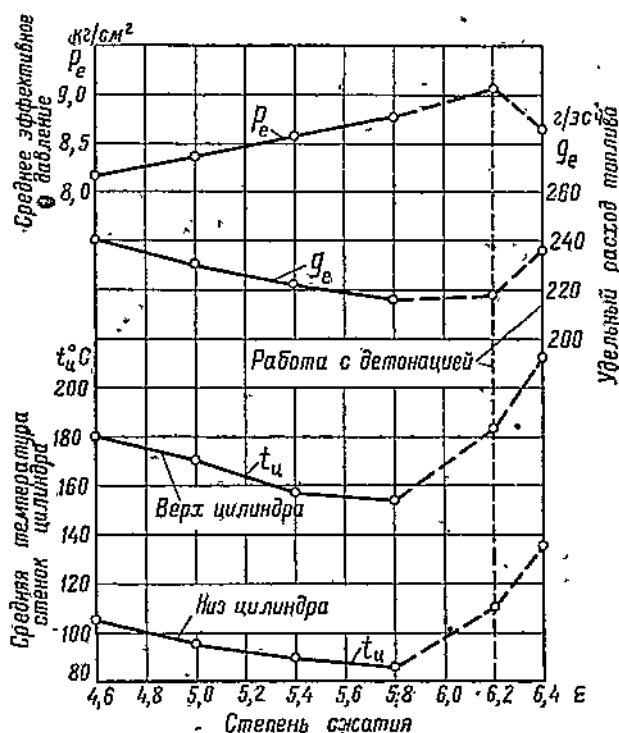


Фиг. 84. Влияние степени сжатия на коэффициент подачи (по опытам Ricardo на двигателе с переменной степенью сжатия).

Температура стенок цилиндра также зависит от степени сжатия. На фиг. 85 представлено влияние ϵ на температуры стенок цилиндра в верхней и нижней частях для двигателя с воздушным охлаждением. Из данного примера, а также из ряда проведенных аналогичных испы-

таний других двигателей, видно, что для каждого двигателя имеется степень сжатия, при которой температура стенок цилиндра получается минимальной, и что с понижением степени сжатия или с ее повышением, в особенности с момента начала работы с детонацией, температура стенок возрастает.

Что касается детонации — решающего фактора при выборе для двигателя степени сжатия, то всем достаточно хорошо известно, что с повышением степени сжатия склонность к детонации увели-



Фиг. 85. Влияние степени сжатия на среднюю температуру стенок цилиндра. Алюминиевый цилиндр воздушного охлаждения ($D = 100$ мм; $S = 140$ мм). Полный дроссель. — Скорость обдува 100 км/час (по данным А. Джодж).

чивается. То же самое можно видеть на фиг. 86¹, на которой представлены результаты снятия внешних характеристик при трех степенях сжатия: $\epsilon = 4,4$, $\epsilon = 4,8$ и $\epsilon = 5,27$. В каждом отдельном случае при каждом опыте топливо подбиралось с таким октановым числом², которое соответствовало началу возникновения детонации.

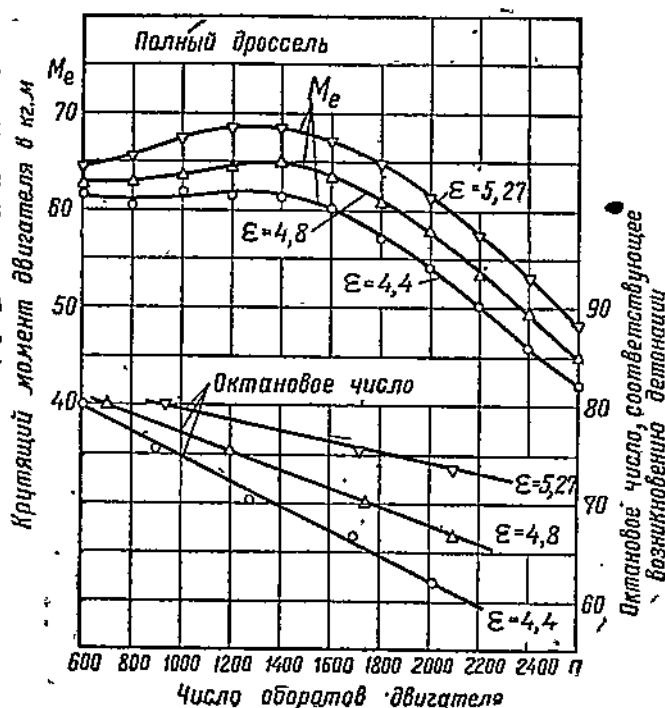
Из диаграммы видно, что чем выше степень сжатия и чем меньше число оборотов, тем скорее начинается детонация и для возможности

¹ «Automotive Industries», 1934, 11 августа, т. 71, № 6

² Определение октанового числа см. на стр. 134.

работы без детонации необходимо применять менее детонирующее топливо, с большим октановым числом.

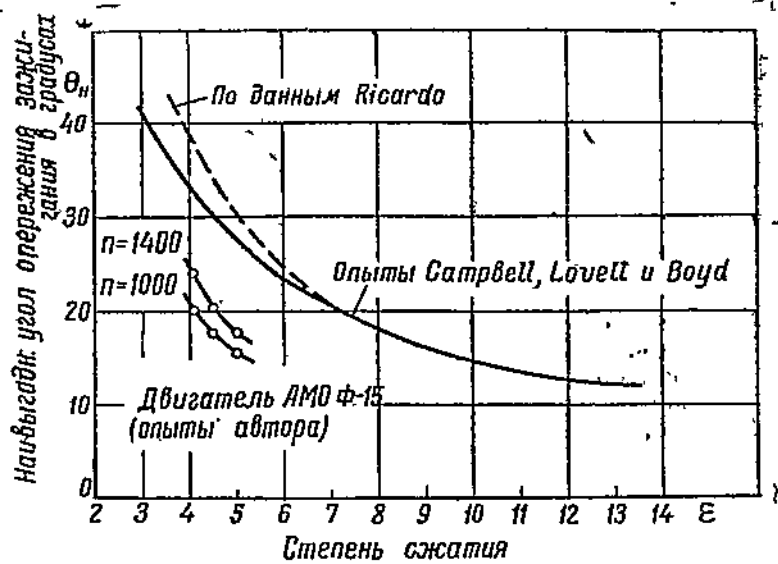
В какой степени влияет степень сжатия на наивыгоднейший момент зажигания, при котором двигатель дает наибольшую мощность и наименьшие удельные расходы топлива, можно видеть на фиг. 87, на которой по различным данным представлена полученная опытным путем зависимость между степенью сжатия и наивыгоднейшим углом опережения зажигания Θ_n .



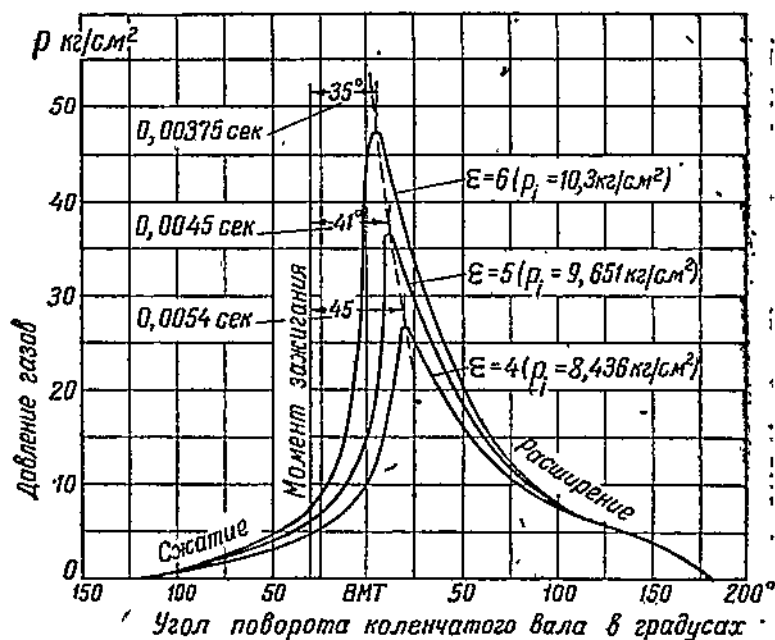
Фиг. 86. Влияние числа оборотов и степени сжатия на детонацию.

Кривые полученной зависимости во всех случаях указывают на необходимость установки при более высокой степени сжатия более позднего зажигания, так как с повышением степени сжатия согласно дальнейшим указаниям возрастает скорость сгорания и отпадает необходимость установки более раннего зажигания. Кроме того, полученные кривые напоминают собой равнобокие гиперболы, более быстро поднимаются при меньших значениях ϵ и постепенно асимптотически приближаются к горизонтальным прямым при более высоких ϵ . Это говорит о том, что изменение степени сжатия в диапазоне низких степеней сжатия более чувствительно к зажиганию и сказывается на его изменении в большей степени, чем при высоких ϵ .

На фиг. 88 представлено влияние степени сжатия на индикаторную диаграмму, в частности на протекание линий сгорания и расширения.



Фиг. 87. Влияние степени сжатия на наивыгоднейший момент зажигания.



Фиг. 88. Влияние степени сжатия на процесс сгорания рабочей смеси (по опытам Ricardo).

Здесь представлен ряд развернутых индикаторных диаграмм, полученных Рикардо на двигателе с одним и тем же ходом, но с различными степенями сжатия. Угол определения зажигания при данных испытаниях оставался неизменным. Из диаграммы видно, что с повышением степени сжатия уменьшается продолжительность возрастания давления при сгорании и увеличивается скорость его сгорания.

2. Влияние фаз распределения

Основной причиной установки моментов открытия и закрытия клапанов, не совпадающих с мертвыми точками, как это должно быть в теоретическом цикле, является стремление по возможности произвести лучшую очистку цилиндра от отработанных газов и иметь возможно больший коэффициент подачи.

Выхлопной клапан открывается до н. м. т. из тех соображений, чтобы отработанные газы могли своевременно выйти из цилиндра в начале процесса выхлопа, не уменьшая значительно полезную работу в конце линии расширения и не создавая значительного противодавления при обратном движении поршня в начале хода выхлопа.

Наивыгоднейший момент начала открытия выхлопного клапана в основном зависит от быстроходности двигателя, т. е. от времени, отводимого для процесса выхлопа, и для каждого типа двигателя должен быть подобран опытным путем. При установке более раннего или более позднего начала открытия выхлопного клапана уменьшается полезная площадь индикаторной диаграммы и понижается эффективная мощность.

Закрывается выхлопной клапан всегда после в. м. т.

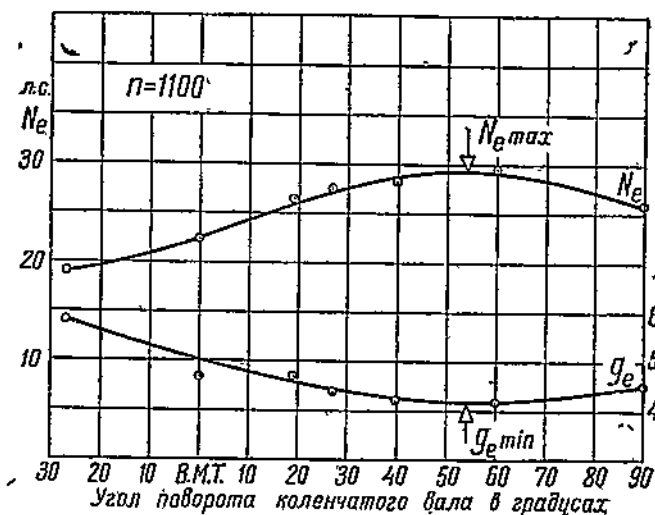
Целью подобной установки момента закрытия выхлопного клапана, а также начала открытия всасывающего до закрытия выхлопного является, с одной стороны, стремление иметь большую проходную площадь в выхлопном клапане в конце хода выхлопа и использовать инерцию потока сгоревших газов в выхлопном трубопроводе для того, чтобы уменьшить количество и давление остаточных газов в цилиндре в момент начала всасывания, а с другой стороны, стремление получить достаточное открытие всасывающего клапана в тот момент, когда в цилиндре создается разрежение, достаточное для преодоления сопротивления всасывающей системы, и начнется поступление свежей смеси в цилиндр.

Таким образом благодаря стремлению произвести лучшую очистку цилиндра от отработанных газов и раньше начать всасывание, задерживая закрытие выхлопного клапана после начала открытия всасывающего, получается так называемое перекрытие клапанов. Совершенно очевидно что величина этого перекрытия зависит от быстроходности двигателя: чем быстроходнее двигатель, тем больше получается перекрытие. То обстоятельство, что при этом не нарушается нормальная работа, например, не наблюдается попадания выхлопных газов во всасывающую трубу или всасываемой смеси в выхлопную, объясняется тем, что при одновременном открытии обоих клапанов слишком мала бывает высота их подъема (обычно не более 0,1 мм), малы разности давлений, под влиянием которых могли бы перетекать газы, мал про-

межуток времени, соответствующий перекрытию, и самое главное влияние имеет наличие инерции у выхлопных газов движущихся в сторону выхлопного клапана.

При изменении момента закрытия выхлопа и момента открытия всасывающего клапана изменяется мощность двигателя, и потому для каждого двигателя эти моменты должны быть подобраны наиболее выгодными.

Что касается закрытия всасывающего клапана, то оно всегда производится со значительным запаздыванием, после того как поршень пройдет в. м. т. Запаздывание закрытия всасывающего клапана значительно улучшает наполнение двигателя, так как при этом, во-пер-



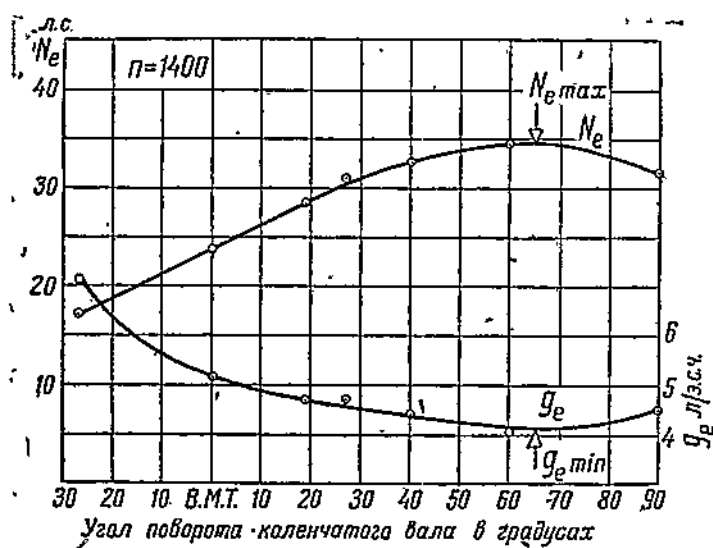
Фиг. 89. Влияние момента закрытия всасывающего клапана на мощность и экономичность автосиловых двигателей (по данным А. Джоджа).

вых, получаются большие проходные площади клапана в конце хода всасывания вблизи н. м. т., а во-вторых, используется инерция потока поступающей в цилиндр смеси, в результате чего процесс всасывания не заканчивается в н. м. т., а частично переносится на начало линии сжатия.

В какой степени момент закрытия всасывающего клапана влияет на мощность и экономичность двигателя можно видеть на фиг. 89 и 90. Здесь по данным А. Джоджа представлено влияние на N_e и g_e момента закрытия всасывающего клапана для автомобильного двигателя при двух значениях числа оборотов.

Из приведенных диаграмм следует, что конец всасывания оказывает весьма значительное влияние на основные параметры, характеризующие работу двигателя и что наиболее выгодный момент закрытия всасывающего клапана перемещается с изменением режима работы. Так при меньших оборотах, $n = 1100$, наиболее выгодным углом запаздывания закрытия клапана является 54° после н. м. т., а при более вы-

соком числе оборотов $n = 1400$, этот угол равен 65° после н. м. т. Объясняется это тем, что при увеличении числа оборотов рабочая смесь во всасывающем трубопроводе приобретает большую инерцию, использовать которую удастся на большем участке хода сжатия к тому же при более низком протекании линии сжатия, так как при увеличении числа оборотов за счет уменьшения «времени-сечения» всасывающего клапана ниже получается давление начала сжатия p_a .



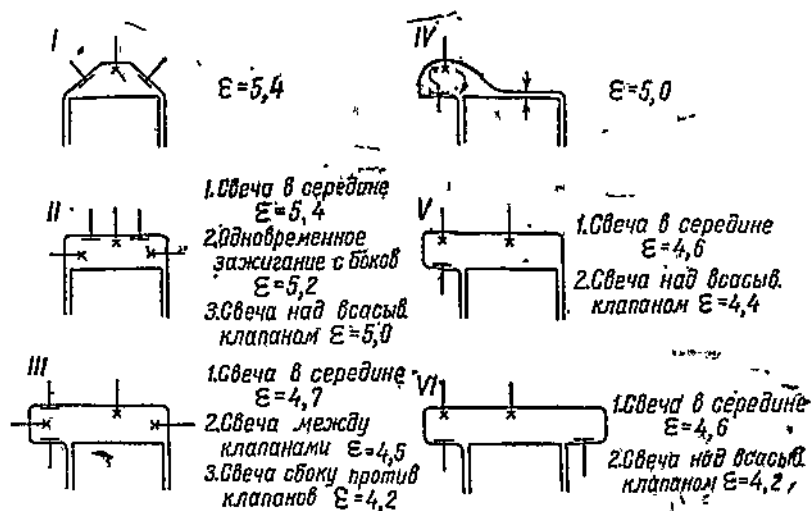
Фиг. 90. Влияние момента закрытия всасывающего клапана на мощность и экономичность автодвигателя (по данным А. Джоджу).

Ввиду того что наиболее выгодный момент закрытия всасывающего клапана в сильной степени зависит от числа оборотов, его выбор опытным путем должен производиться для тех оборотов, которые представляют при полном дросселе наибольший интерес с эксплуатационной точки зрения.

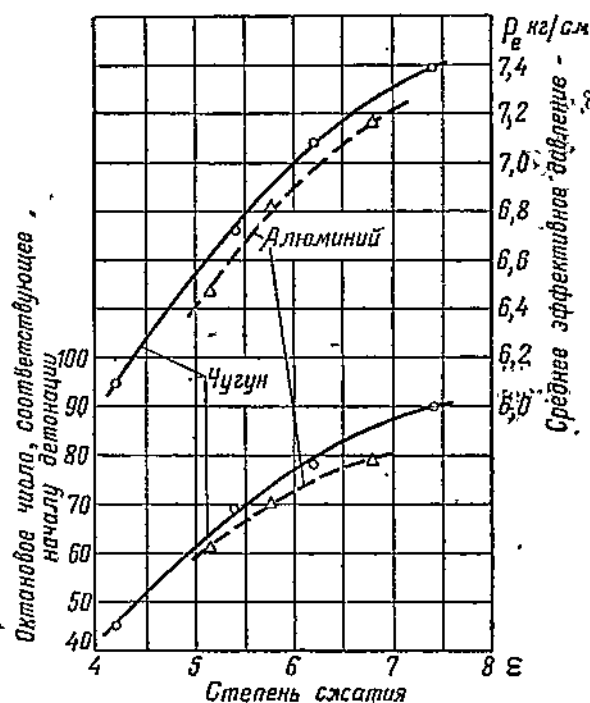
3. Влияние конструктивных факторов на детонацию

В какой степени конструкция камеры сгорания и расположение свечей влияют на максимальную допустимую степень сжатия, можно видеть из таблицы, представленной на фиг. 91 и являющейся результатом работ Рикардо.

Наилучшие результаты дают формы камеры сгорания I и II при среднем расположении свечи. Смещение свечи к одной стороне уменьшает предельную степень сжатия, так как при этом путь пламени удлиняется и ускоряется появление детонации. Менее совершенными являются конструкции VI, V и III с боковыми карманами прямоугольного сечения.



Фиг. 91. Влияние формы камеры сгорания и расположения свечей на предельную степень сжатия (по данным Ricardo).

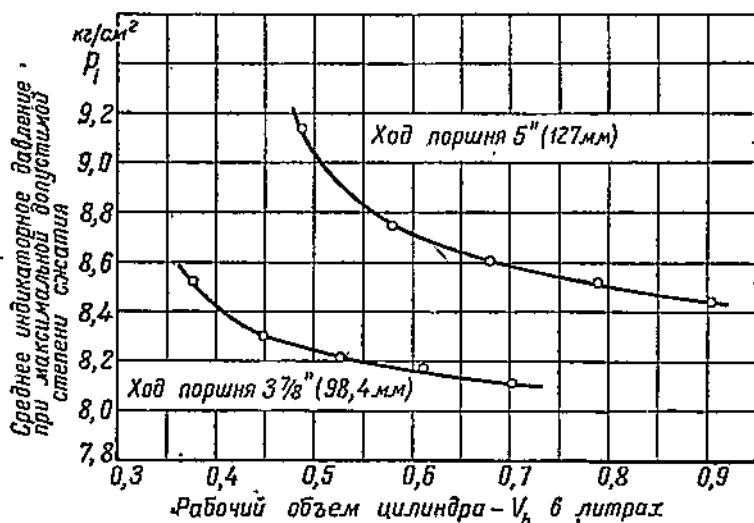


Фиг. 92. Влияние материала головки цилиндра на детонацию.

Конструкция камеры сгорания типа Рикардо соответствует схеме IV; в этом случае по сравнению с аналогичной схемой V₂, степень сжатия вместо 4,4 можно повысить до 5,0.

Основными преимуществами данной формы в отношении детонации являются:

- 1) завихренность смеси в конце процесса сжатия, или начала сгорания, вследствие выталкивания в сторону объема газов, находящихся при сжатии над поршнем под опущенной поверхностью цилиндрической крышки;
- 2) хорошее охлаждение части смеси, находящейся в момент сгорания в узкой части i , наиболее удаленной от свечи и представляющей



Фиг. 93. Влияние геометрических размеров цилиндра на детонацию.

с этой точки зрения наибольшую опасность для образования пероксидов.

Ввиду того что детонация в сильной степени зависит от температуры стенок камеры сгорания и усиливается с ее повышением, материал стенок цилиндрической головки в данном отношении безусловно будет иметь большое значение. С алюминиевой головкой детонация наступает не так быстро, как с чугунной. Объясняется это лучшей теплопроводностью алюминия и меньшими, следовательно, температурами стенок головки со стороны камеры сгорания.

В качестве примера на фиг. 92¹ представлены в зависимости от e для алюминиевой и чугунной головок кривые изменения среднего эффективного давления и октанового числа топлива, соответствующего при рассматриваемых условиях началу работы с детонацией.

Из представленных кривых видно, что при всех степенях сжатия с алюминиевой головкой двигатель дает лучшие результаты и в смысле

¹ «Automotive Industries», 1934, 11 августа, т. 71; № 6.

мощности и с точки зрения возможности применения более легко детонирующего топлива.

На фиг. 93¹ представлены две кривые, характеризующие влияние размеров цилиндра на детонацию. По оси абсцисс здесь отложен рабочий объем цилиндра в литрах, а по оси ординат среднее индикаторное давление при той степени сжатия, которая является максимальной при условии работы двигателя без детонации. Из диаграммы следует, что с увеличением диаметра цилиндра при одинаковом ходе поршня наблюдается большая склонность к детонации, на что указывает понижение p_i за счет уменьшения допустимой предельной степени сжатия.

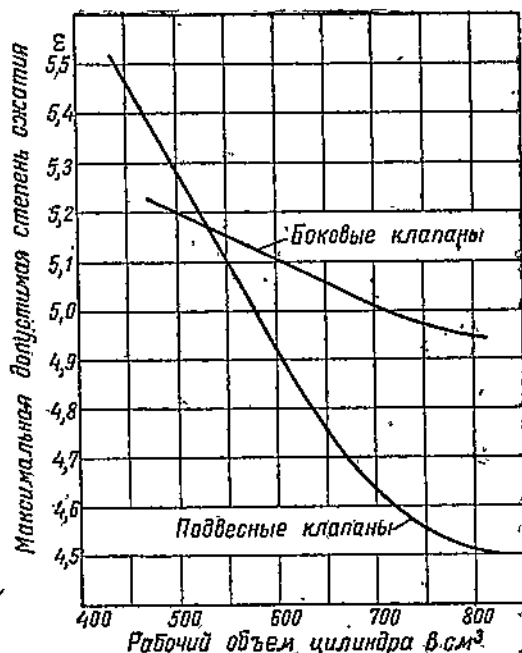
Повышение p_i и уменьшение детонации для цилиндра с одним и тем же литражем, но с большим ходом объясняется уменьшением диаметра цилиндра и увеличением охлаждающей поверхности, приходящейся на единицу рабочего объема цилиндра.

Из рассмотренных результатов опыта, а также из сопоставления между собой степеней сжатия двигателей с различными рабочими объемами цилиндров, но предназначенных для работы на одинаковом топливе, можно прийти к выводу, что чрезвычайно большое влияние на детонацию оказывает отношение охлаждающей поверхности к рабочему объему,

характеризующее собой интенсивность охлаждения газов, находящихся в цилиндре. Чем больше это отношение, т. е. чем меньше литраж одного цилиндра или более длинноходный двигатель, тем труднее появляется детонация и тем больше имеется возможности повысить степень сжатия или заставить двигатель работать на более низкосортном топливе.

На фиг. 94 по данным Janeway представлено влияние типа клапанов и размеров цилиндра на максимальную допустимую степень сжатия.

Из данной диаграммы видно, что согласно предыдущему заключению, склонность к детонации возрастает с увеличением рабочего объема цилиндра. Тип клапанов также оказывает значительное влия-



Фиг. 94. Влияние на детонацию рабочего объема цилиндра и типа клапанов (по данным Janeway).

¹ „Automotive Industries“, 1934 г., 11 авг., т. 71, № 6.

ние на детонацию. Согласно приведенным опытам, боковые клапана в отношении возможности повышения степени сжатия дают преимущество при больших цилиндрах и уступают подвесным при рабочем объеме цилиндра меньше 530 см³.

4. Влияние конструктивных факторов на жесткость работы двигателя

Слишком резкое возрастание кривой давлений при сгорании вызывает большие динамические и ударные нагрузки движущихся деталей кривошипного механизма, в особенности коленчатого вала, в результате чего быстро разрабатываются подшипники, сокращается срок жизни двигателя и уменьшается его мощность.

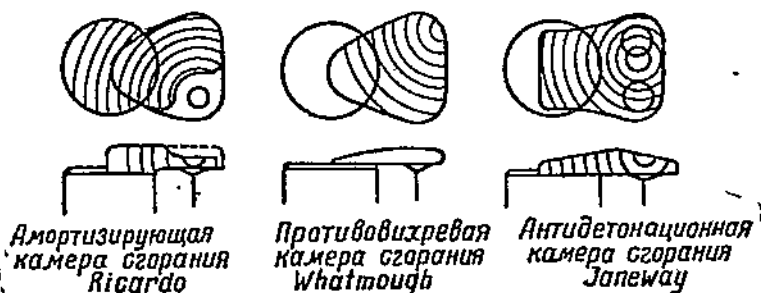
Такое ударное воздействие сгорающих газов на детали двигателя обуславливает так называемую «жесткую» его работу.

Показателем крутизны возрастания линии сгорания является тангенс угла ее наклона, т. е. число кг/см², приходящееся на 1° поворота коленчатого вала.

Помимо скорости возрастания давления при сгорании, как показали исследования Рикардо, существенное влияние на жесткость работы оказывает переход линии сжатия на линию сгорания.

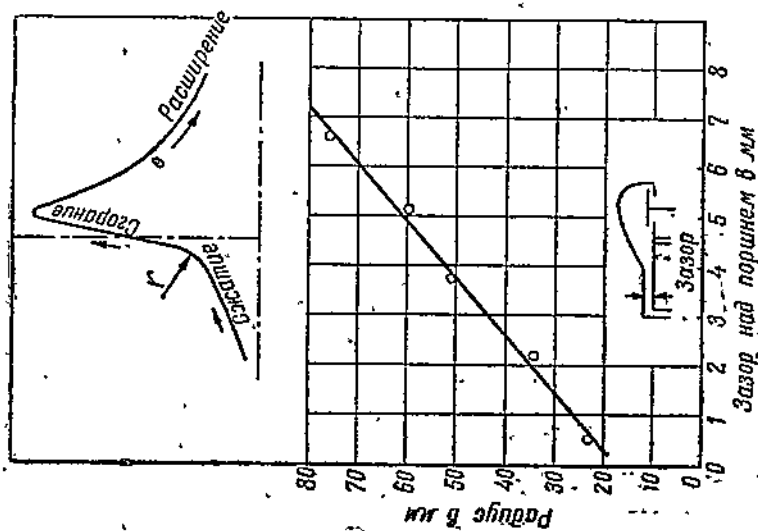
Фиг. 95. Влияние формы камеры сгорания на жесткость работы двигателя.

При постепенном плавном переходе линии сжатия на линию сгорания жесткой работы не получается и, наоборот, почти всегда имеется жесткая работа, если этот переход происходит по кривой с малым радиусом и линия сжатия переходит в линию сгорания под острым углом.

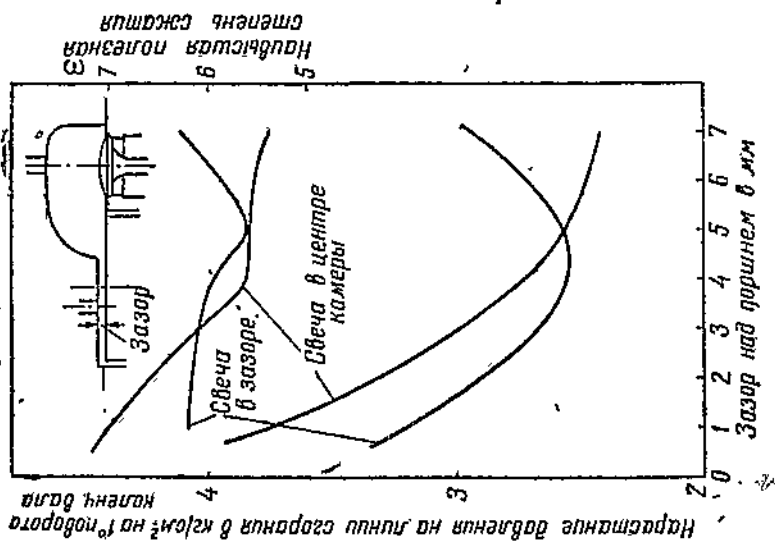


Фиг. 96. Схематическое изображение трех типов камер сгорания.

Вследствие того, что скорость распространения фронта пламени в сильной степени зависит от количества тепла, выделяемого при сгорании за единицу времени, и от охлаждения головки, совершенно очевидно, что и форма камеры сгорания, обуславливающая тот или



Фиг. 97. Влияние зазора в головке на плавность перехода от кривой сжатия к линии сгорания (опыты Glyde).

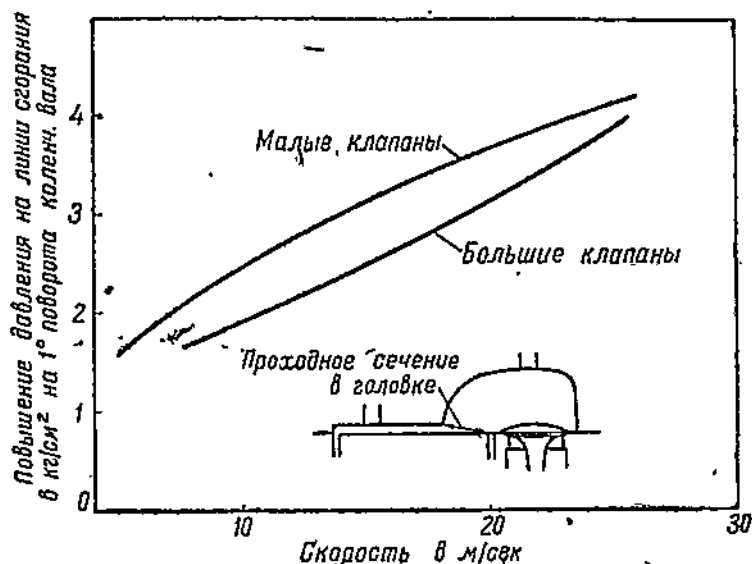


Фиг. 98. Влияние зазора в головке над поршнем на жесткость работы и детонацию (опыты Glyde).

иной закон изменения поверхности фронта пламени при его движении от места запала, будет сказываться на скорости его распространения.

В случае конически расширяющегося от свечи объема камеры сгорания, как это схематически представлено на верхней части фиг. 95, поверхность горящих газов будет все время увеличиваться, будет увеличиваться количество теплоты, выделяемое при сгорании за единицу времени, в результате чего скорость движения фронта пламени будет также прогрессивно расти и линия сгорания получает значительную кривизну в верхней своей части вблизи максимального давления.

В случае конически сужающейся камеры сгорания получится несколько иная картина: в начале сгорания поверхность фронта



Фиг. 99. Влияние размеров клапанов и средней скорости прохода смеси из камеры сгорания в рабочую полость цилиндра на жесткость работы (опыты Glyde).

пламени будет резко увеличиваться (по полусферическим поверхностям), а затем, когда сгорание перейдет в сужающуюся часть конуса, будет резко уменьшаться. В результате этого во втором случае (средняя часть фиг. 95) скорость распространения пламени будет быстро возрастать в начале и линия сжатия будет резко переходить в линию сгорания с малым радиусом кривизны.

При комбинации двух рассмотренных случаев может быть достигнута такая форма камеры сгорания, при которой не будет жесткой работы ни в начале и ни в конце процесса сгорания.

Для получения мягкой работы указанный принцип регулирования скорости распространения фронта пламени постепенным увеличением камеры по мере удаления от свечи, а затем ее сужением, положен в основу конструкций Рикардо, Уатмоу и Дженуея, представленных схематически на фиг. 96.

Камеры сгорания автомобильных двигателей с нижними клапанами, принятых у нас на производство (ГАЗ, ЗИС-5), принципиально мало отличаются от конструкций трех указанных экспериментаторов.

Значительное влияние на плавность перехода от линии сжатия к линии сгорания оказывает зазор в головке над поршнем. Согласно опытам Glyde (фиг. 97) с уменьшением указанного зазора, вызываемого стремлением уменьшить детонацию, уменьшается радиус кривизны r и получается более жесткая работа, ввиду чего это должно быть принято во внимание при проектировании камеры сгорания двигателя.

Что касается крутизны самой линии сгорания, то по данным того же автора (фиг. 98) с уменьшением зазора над поршнем получается большее нарастание давления на 1° поворота коленчатого вала, также обуславливающее более жесткую работу двигателя.

Размеры всасывающих клапанов и скорость прохождения смеси из камеры сгорания в рабочую полость цилиндра над поршнем также оказывает значительное влияние на жесткость работы. Чем меньше клапаны и чем больше указанная скорость, согласно опытам Glyde (фиг. 99), тем более круто протекает линия сгорания. Это может быть объяснено усиленным завихрением рабочей смеси внутри цилиндра и, следовательно, более быстрым ее сгоранием.

§ 12. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В течение последних десятилетий было проведено большое количество исследований с целью изучения процессов, происходящих в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания.

Основное внимание в этих работах уделялось вопросу определения быстроты сгорания смеси в карбюраторных двигателях, и в частности вопросу изучения быстроты распространения пламени в камере сгорания этих двигателей.

Из огромного числа исследователей, занимавшихся детальным изучением процесса сгорания в двигателях легкого топлива, следует указать на Ricardo H., Clerk D., Nusseltd W., Maxwell C., Schnauffer K., Hopkinson B., Stewens F., Janeway R., Glyde, Withrow, Boyd, Marvin, Best и др.

В то время как все вопросы, связанные со сгоранием топлив при нормальном атмосферном давлении, можно считать полностью разрешенными, сгорание топливовоздушных смесей в цилиндрах карбюраторных двигателей остается еще малоисследованным.

Основные затруднения, встречающиеся здесь, заключаются в следующем: 1) необходимость иметь сложную специальную аппаратуру; 2) трудность проведения эксперимента и 3) слишком большое разнообразие факторов, так или иначе влияющих на протекание процесса сгорания.

Состав рабочей смеси, теплотворная способность топлива, скорость реакции, охлаждение цилиндра, степень сжатия, число оборотов, дросселирование, геометрическая форма камеры сгорания, форма днища поршня, число и расположение свечей, момент зажигания и пр.

будут каждый по своему сказываться на протекании рабочего процесса, и чрезвычайно сложной задачей является установление влияния на этот процесс каждого из упомянутых факторов в отдельности.

Изучение процесса сгорания в двигателях может производиться различными методами, из которых наибольшего внимания заслуживают следующие:

1) снятие индикаторных диаграмм изменения давления в цилиндре по времени;

2) метод химического анализа газов, отбираемых из цилиндра специальным клапаном с различных точек линии сгорания;

3) метод фотографического исследования движения фронта пламени через узкие кварцевые окна на движущуюся фотографическую пленку;

4) спектрографическое исследование процесса сгорания, при котором определяется химический состав газов в цилиндре в различные моменты сгорания при помощи спектрографа, снабженного стробоскопом;

5) метод стробоскопических наблюдений за изменением скорости движения пламени;

6) метод электрический.

Первый способ исследования сгорания при помощи индикаторных диаграмм является наиболее простым и наиболее распространенным, так как помимо самого индикатора не требует применения никакой специальной аппаратуры. Однако этот метод, характеризуя лишь протекание давления по времени, не дает достаточного материала для исследования быстроты сгорания и в особенности быстроты распространения фронта горящих газов.

Второй способ — способ применения отборочного клапана (может быть применен быстроходный индикатор Югаца) — состоит в том, что из различных точек камеры сгорания в определенный момент рабочего цикла отбираются пробы газа и подвергаются химическому анализу. Указанный метод не нашел себе достаточно широкого применения, так как он скорее может быть применен для исследования изменения химического состава газов в цилиндре в период сгорания, чем для определения скорости распространения пламени.

Метод фотографического исследования процесса сгорания является довольно надежным, так как дает вполне отчетливое представление о распространении фронта пламени в цилиндре в каком-нибудь одном направлении. Но все же этот метод уступает двум последним методам: стробоскопическому и электрическому.

Точно так же и метод спектрографический хотя и дает возможность исследовать химический состав газов с гораздо большей точностью, чем метод отборочного клапана, но в отношении исследования быстроты распространения пламени уступает указанным двум последним способам, которые в настоящее время получили преимущественное распространение за границей при проведении научно-исследовательских работ.

1. Стробоскопический метод исследования распространения пламени в цилиндре двигателя внутреннего сгорания

Прежде чем приступить к анализу результатов работ по определению скорости сгорания, пользуясь стробоскопическим и электрическими методами, необходимо указать на основное принципиальное

различие между двумя понятиями: скорость распространения фронта пламени и скорость сгорания.

Под скоростью распространения пламени следует понимать путь в m , проходимый фронтом горящих газов за единицу времени (за 1 сек.) в направлении от запальной свечи, тогда как под скоростью сгорания, или, вернее, быстротой сгорания, понимается общая продолжительность времени в долях секунды с момента проскакивания искры между электродами свечи и до момента достижения пламени наиболее удаленных от свечи участков камеры сгорания.

Под средней скоростью распространения фронта пламени, выражаемой в $m/сек$, подразумевается некоторая средняя скорость на всем участке движения от свечи до наиболее удаленной стенки камеры сгорания. Эта скорость обычно определяется как частное от деления длины указанного участка пути в m на число секунд, в течение которых совершается данный пробег пламени.

В качестве примера применения стробоскопического метода для изучения скорости распространения пламени в цилиндре и влияния на эту скорость различных факторов рассмотрим работу, проведенную американским Бюро стандартов¹.

Через ряд небольших окон в крышке цилиндра были проведены стробоскопические наблюдения за распространением пламени в камере сгорания бензинового двигателя. Полученные результаты дали возможность проследить влияние на быстроту протекания процесса сгорания целого ряда факторов, как-то: качества рабочей смеси, опережения зажигания, числа оборотов двигателя, плотности заряда, степени сжатия и расхода топлива.

Для проведения настоящей работы был применен небольшой четырехтактный одноцилиндровый бензиновый двигатель с Г-образной головкой с нижними боковыми клапанами, соединенный с электрическим динамометром. Камера сгорания имела 31 окошко, расположенные в цилиндрической головке с таким расчетом, чтобы можно было сразу наблюдать за всем процессом в камере сгорания.

При каждом рабочем цикле двигателя все окошки освещались изнутри одно за другим по мере того, как пламя распространялось по камере сгорания.

Головка двигателя с окнами наблюдалась через стробоскоп, так что имелась возможность видеть в любой момент времени сразу все окошки из одной и той же точки. Окна, находящиеся над той зоной камеры сгорания, где в рассматриваемый момент цикла еще не происходит горение смеси, будут казаться темными, в то время как в зоне, где уже начался процесс горения, воспламененные газы будут освещать окна до самого конца процесса расширения.

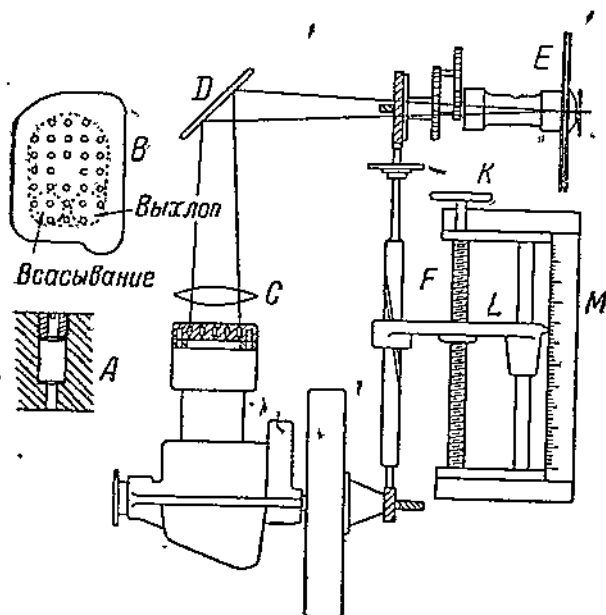
Смещением диска стробоскопа по отношению к коленчатому валу можно проследить процесс распространения пламени в цилиндре с любой произвольной скоростью и отмерить углы поворота коленчатого вала, соответствующие моментам прохождения пламени через те или иные окна.

¹ NACA Report, № 339, C. E. Marvin a, R. D. Best, «Распространение пламени и повышение давления в цилиндре двигателя внутреннего сгорания».

На фиг. 100 представлена схема указанного приспособления. В левой верхней стороне фигуры изображено размещение окон в крышке цилиндра.

На эскизе *A* представлена в несколько большем масштабе конструкция самого окна. Небольшое отверстие со стороны камеры сгорания расположено значительно ниже стекла, так что пламя может быть видно через окно лишь в том случае, когда оно находится непосредственно под ним.

Над головкой цилиндра расположена горизонтально большая стеклянная линза *C*, которая при помощи наклоненного под 45° зеркала *D* передает изображение окон к стробоскопу *E*.

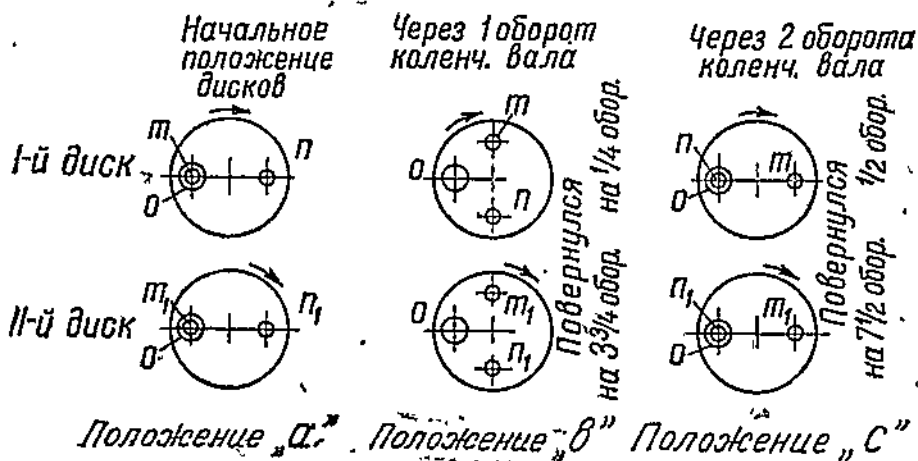


Фиг. 100. Схема установки для исследования распространения пламени в цилиндре двигателя стробоскопическим методом (установка американского Бюро стандартов).

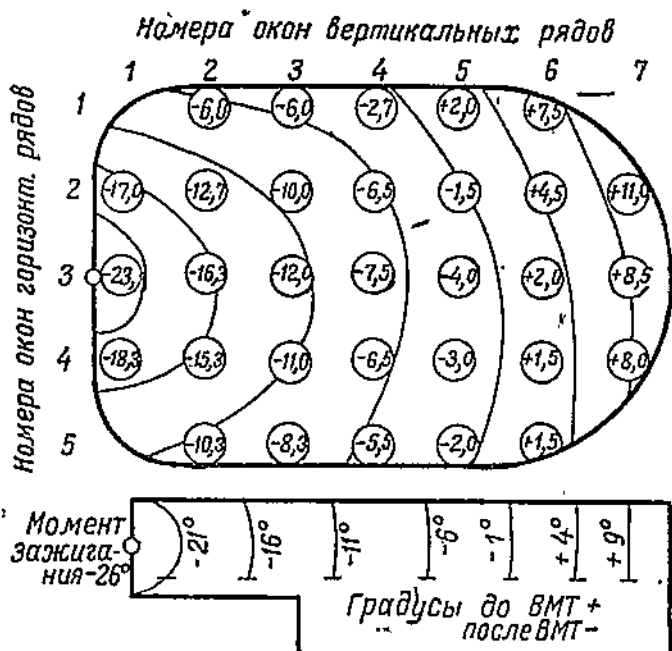
Стробоскоп состоит из двух вращающихся дисков, приводимых во вращение от коленчатого вала двигателя.

Ближайший к окуляру диск вращается с числом оборотов в 4 раза меньшим, чем коленчатый вал, и имеет по краям два отверстия, расположенных друг относительно друга под углом 180° .

Один раз за каждый цикл одно из этих отверстий совпадает с таким же отверстием в окуляре, и наблюдатель при соответствующем положении глаза будет видеть изображение головки в один и тот же момент процесса в камере сгорания. Другой диск вращается быстрее коленчатого вала в 3,75 раза и имеет точно такие же два отверстия на противоположных краях.



Фиг. 101. Схема вращения дисков стробоскопа.



Фиг. 102. Распространение фронта пламени в камере сгорания двигателя. Топливо — бутан. $\epsilon = 3,6$; $n = 1010$. Угол опережения зажигания 26° (по данным американского Бюро стандартов).

Эти отверстия расположены таким образом, что при прохождении мимо глаза наблюдателя отверстия первого диска отверстие второго быстро вращающегося диска также оказывается между наблюдателем и зеркалом и ограничивает продолжительность видимости изображения головки с окнами в пределах 4° поворота коленчатого вала.

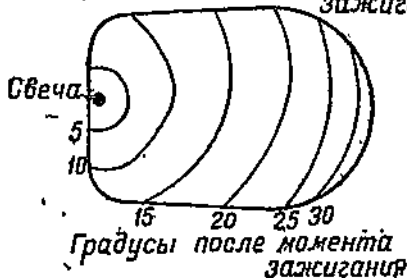
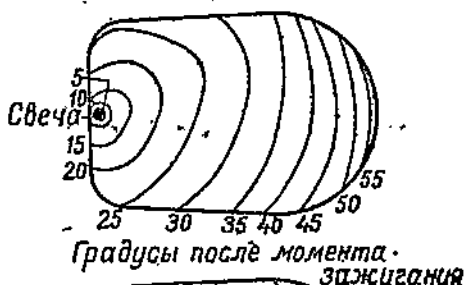
Число оборотов для второго диска выбрано в $3\frac{3}{4}$ раза большим, чем коленчатого вала, исходя из тех соображений, чтобы ровно через два оборота коленчатого вала, т. е. через один рабочий цикл происходило совпадение отверстий окуляра и обоих вращающихся с различной скоростью дисков.

Свеча расположена сбоку



Свеча расположена в центре

Медленное горение. Метан



Быстрое горение. Этилен

Фиг. 103. Диаграммы распространения пламени при различных положениях свечи.

Фиг. 104. Диаграммы распространения пламени при различных скоростях сгорания.

На фиг. 101 представлена схема работы данного стробоскопа. Если в какой-либо определенный момент времени отверстие окуляра совпадет с отверстиями обоих дисков a , то за время одного полуоборота медленно вращающегося диска (т. е. за два оборота коленчатого вала) окуляр будет закрыт телом этого диска. Через один оборот коленчатого вала первый диск повернется на $\frac{1}{4}$ оборота, а второй на $3\frac{3}{4}$ оборота (положение b), и, наконец, когда коленчатый вал повернется на два оборота, первый диск повернется на $\frac{1}{2}$ оборота, а второй на $7\frac{1}{2}$ оборотов, и оба отверстия $л$ и $л_1$ совпадут с окуляром (положение c).

Механизм F (фиг. 100) служит для изменения момента видимости головки относительно протекающего в цилиндре процесса. Достигается

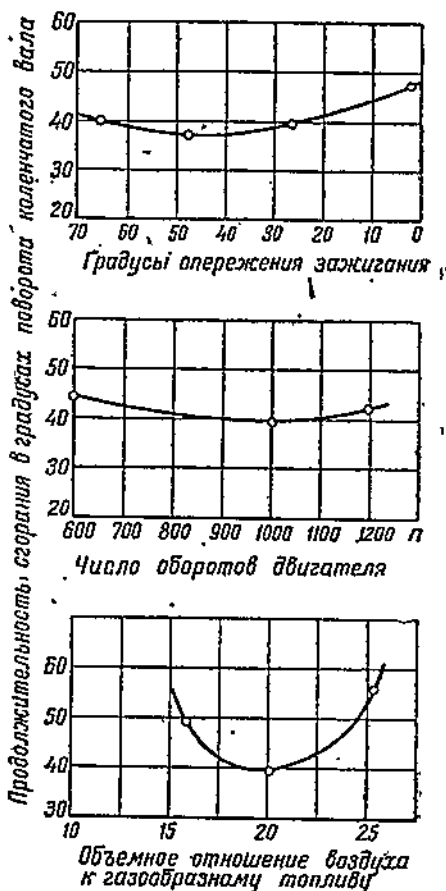
это поворачиванием маховика K и смещением системы дисков относительно коленчатого вала двигателя в пределах 360° благодаря перемещению траверсы L в вертикальном направлении.

Изменяя указанным способом момент совпадения отверстий дисков относительно коленчатого вала, можно проследить моменты начала свечения каждого окна и отметить по шкале M градусы по коленчатому валу, соответствующие этим моментам прохождения пламени мимо окон. Ввиду того, что характер протекания процесса сгорания у различных циклов может быть несколько различным, то установление среднего момента прохождения мимо окна пламени требует соответствующего навыка и тренировки. Помимо указанного неудобства, описываемый метод имеет еще ряд других отрицательных сторон, как например быстрое закапчивание стекол в окнах и ошибки из-за невозможности иногда отличить пламя от раскаленных продуктов горения.

Опыты, проведенные в Бюро стандартов, показали, что требуется около $1\frac{1}{2}$ часа, чтобы провести наблюдения за всеми окнами, проверить четыре или пять из этих наблюдений и снять 150 и больше отсчетов давления за этот период испытания.

В указанных испытаниях для получения большей яркости пламени в рабочую смесь в небольших количествах вводился тонкораспыленный двууглекислый натрий, не оказывающий никакого влияния ни на распространение пламени, ни на работу двигателя.

На фиг. 102 представлен один из типичных случаев распространения пламени. В камере сгорания кривые линии показывают зоны расположения фронта горящих газов через интервалы в 5° после момента зажигания; они построены по моментам появления пламени в окнах. Круги, изображенные в плане над камерой сгорания, показывают расположение окон. Внутри каждого круга поставлены цифры, обозначающие углы поворота коленчатого вала, когда пламя, согласно показаниям стробоскопа, становится впервые видимым в соответствующем окне.

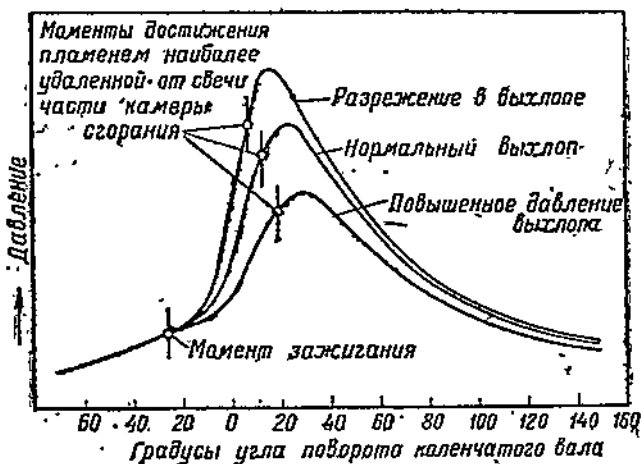


Фиг. 105. Влияние опережения зажигания, числа оборотов и качества рабочей смеси на продолжительность сгорания.

Горизонтальные черточки, отмеченные на нижней части фиг. 102, показывают положения днища поршня при том или ином положении фронта пламени и указывают на передвижение поршня за время процесса сгорания.

Так из данной диаграммы видно, что поршень приходит в в. м. т. после того, как пламя прошло уже больше половины своего пути и приблизилось к наиболее удаленной от свечи части камеры сгорания.

В качестве примера на фиг. 103 и 104 представлены диаграммы распространения пламени в цилиндре двигателя, полученные американским Бюро стандартов при помощи указанного выше стробоскопического метода.



Фиг. 106. Развернутые индикаторные диаграммы двигателя, полученные при различных сопротивлениях выхлопной системы.

На фиг. 103 приведено распространение фронта пламени при положении свечи сбоку и в центре камеры сгорания. Тонкие линии изображенные внутри контура камеры сгорания, соответствуют положениям фронта пламени через числа градусов, кратные 5, считая с момента проскакивания искры между электродами свечи.

На фиг. 104 представлены диаграммы распространения пламени при медленном и быстром горении смеси.

На фиг. 105 представлен пример обработки полученных указанным выше способом диаграмм распространения пламени в цилиндре при различных:

- а) углах опережения зажигания,
- б) числах оборотов и
- в) составах рабочей смеси.

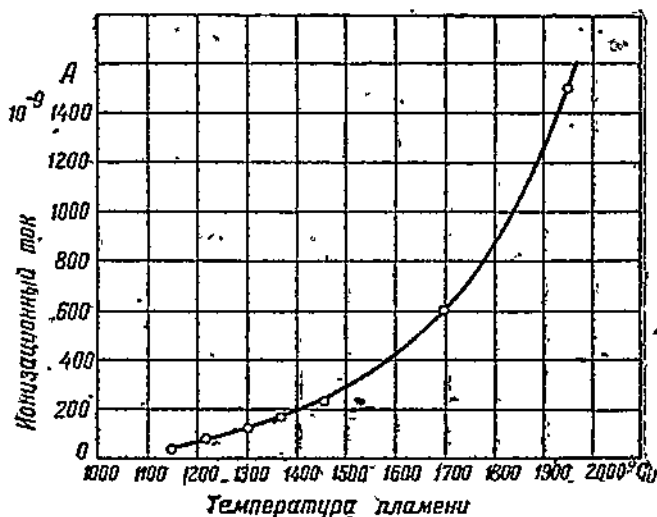
В заключение следует указать на весьма интересный вывод, который мог быть сделан из сравнения между собой диаграммы распространения пламени и развернутой индикаторной диаграммы, снятой с помощью быстроходного индикатора по углу поворота коленчатого вала одновременно с первой.

Этим сравнением установлено, что пламя успевает полностью пройти через камеру сгорания раньше, чем давление газов достигнет своего максимума.

На фиг. 106 на трех диаграммах, снятых для различных сопротивлений выхлопной системы, достаточно наглядно показано, что сгорание и повышение давления в цилиндре происходит еще после того, как пламя дойдет от свечи до наиболее удаленной точки камеры сгорания.

2. Электрический метод исследования распространения пламени в цилиндре двигателя внутреннего сгорания

По сравнению с предыдущим способом электрический метод исследования процесса сгорания имеет то основное преимущество, что здесь нет надобности иметь окна в камере сгорания, легко покрывающиеся изнутри сажей. Этот метод, разработанный Германским научно-исследовательским авиационным институтом, основан на известном физическом свойстве пламени — проводить электрический ток. Между



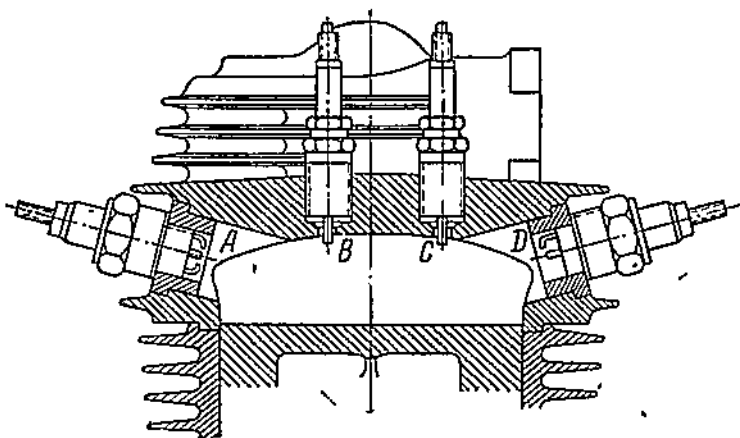
Фиг. 107. Зависимость ионизационного тока от температуры пламени по Lusby.

двумя электродами, помещенными в камеру сгорания и находящимися под определенной разностью потенциалов, в момент прохождения через них пламени получается ток, который далее может быть усилен и передан на осциллограф или же на неоновую лампу.

На фиг. 107 в зависимости от температуры пламени представлена кривая получаемого при ионизации тока (по опытам Lusby). Как видно из диаграммы, при температуре пламени 1200° получается ток в $50 \cdot 10^{-9}$ А, а при температуре в 2000° ток в $1900 \cdot 10^{-9}$ А. Эти силы тока при надлежащем включении дают возможность управлять шлейфом осциллографа.

В камеру сгорания исследуемого цилиндра на определенном расстоянии друг от друга вставляются через соответствующие отверстия в крышке несколько электродов для измерений. Момент прохождения пламени мимо этих электродов, так же как и момент проскакивания искры в свече, фиксируются осциллографом на светочувствительной бумаге благодаря отклонению шлейфов осциллографа. При соответствующем распределении мест замера по пространству камеры сгорания может быть получена достаточно наглядная картина протекания процесса сгорания по времени.

На фиг. 108 представлен разрез камеры сгорания цилиндра авиадвигателя воздушного охлаждения Сименс-Гальске, на котором доктором К. Schnauffer были проведены исследования распространения пла-



Фиг. 108. Разрез камеры сгорания двигателя через свечу и измерительные искровые промежутки (по данным К. Schnauffer).

мени. Здесь: А — запальная свеча, а В, С и D искровые промежутки, расположенные на определенном расстоянии друг от друга по наиболее длинному пути пламени поперек пространства сгорания. Образовавшееся в момент воспламенения около свечи А пламя распространяется с определенной, подлежащей определению, скоростью, проходя поочередно мимо указанных трех мест замера.

В качестве примера на фиг. 109 представлены осциллограммы скорости движения пламени для нормального сгорания и сгорания с детонацией. Во всех трех диаграммах отклонения в точках А указывают момент зажигания, а отклонения в В, С и D соответствуют моментам прохождения пламени мимо электродов. Нижние волнообразные линии являются масштабом времени и получаются или камертоном с определенным числом колебаний, или же переменным городским электрическим током, имеющим обычно 50 периодов в секунду.

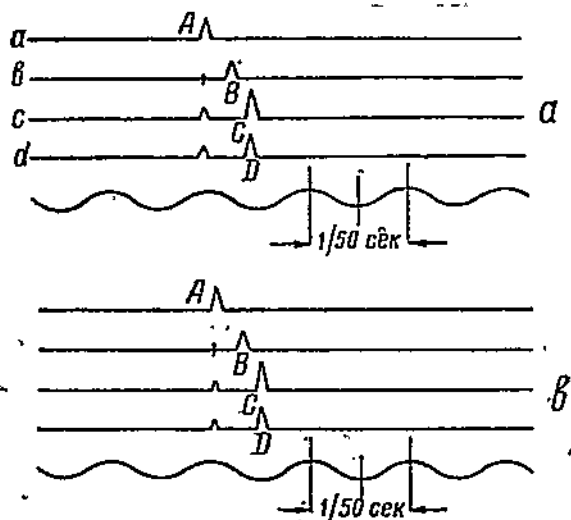
Верхняя диаграмма а получена при нормальной работе двигателя без детонации; по этой диаграмме легко может быть подсчитана скорость движения пламени как средняя, так и истинная на отдельных участках пути пламени.

Обе нижние диаграммы *b* и *c* характеризуют случай работы двигателя с детонацией; это видно по тому, что здесь пламя в конце сгорания движется с громадной скоростью и практически одновременно достигает электродов *C* и *D*.

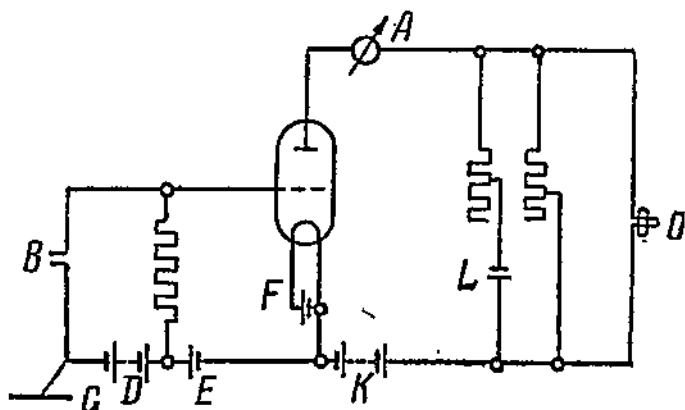
Небольшие отклонения, не отмеченные буквами на линиях *c* и *d* и лежащие на одном перпендикуляре с точкой зажигания *a*, на линии являются следствием индукции тока зажигания.

На фиг. 110 представлена схема электрических соединений. Здесь: *O* — осциллограф, *A* — амперметр, *C* — земля, *D* — питающая батарея, *K* — анодная батарея, *E* — батарея сетки, *F* — батарея накала и *L* — компенсационная батарея.

Данная схема является упрощенной, требующей лишь одну радиолампу, но вместе с тем дает достаточно надежный материал для определения средней скорости распространения пламени.



Фиг. 109. Осциллограммы, характеризующие движение пламени в цилиндре. *a* — нормальное сгорание, *b* — сгорание с детонацией.

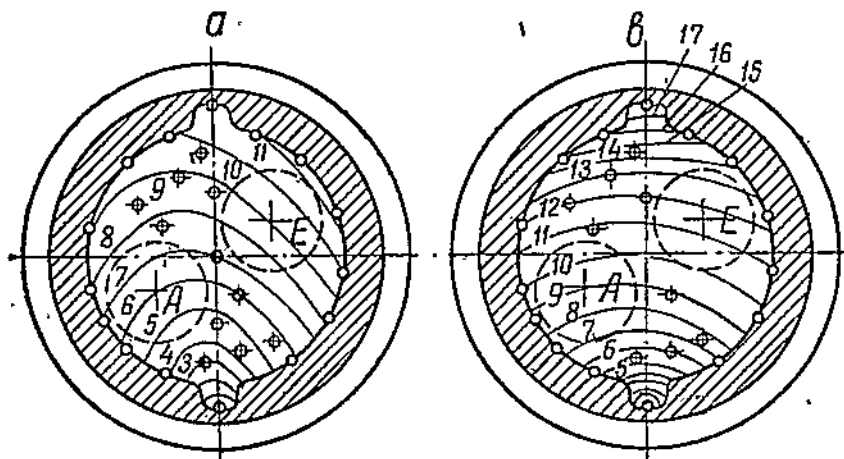


Фиг. 110. Схема соединений для постоянного тока (по данным К. Schnauffer).]

Вторым методом фиксирования ионизированных между электродами токов является применение неоновых ламп.

Отрицательные стороны метода, требующего применения осциллографа, заключаются в том, что не везде и не всегда можно иметь в распоряжении такой дорогой регистрирующий прибор и что при помощи этого прибора в одно и то же время можно регистрировать не более шести испытываемых точек, соответствующих шести элементам наиболее совершенного осциллографа Сименс и Гальске.

По указанным причинам Германский научно-исследовательский институт предложил пользоваться вместо осциллографа неоновыми лампами для фиксирования момента достижения пламенем ионизируемых промежутков. Такое изменение дает возможность производить сразу запись неограниченного числа опытных точек. Электрический



Фиг. 111. Диаграмма распространения пламени,

а — зажигание в передней стороне камеры; полный дроссель, $n=1650$; а — то же зажигание; дроссель открыт наполовину, $n=1000$.

ток, образующийся в момент достижения пламенем ионизируемых промежутков, здесь не отражает луча осциллографа, а зажигает неоновую лампу.

По более раннему или более позднему зажиганию различных неоновых ламп можно проследить путь и скорость распространения пламени в камере сгорания.

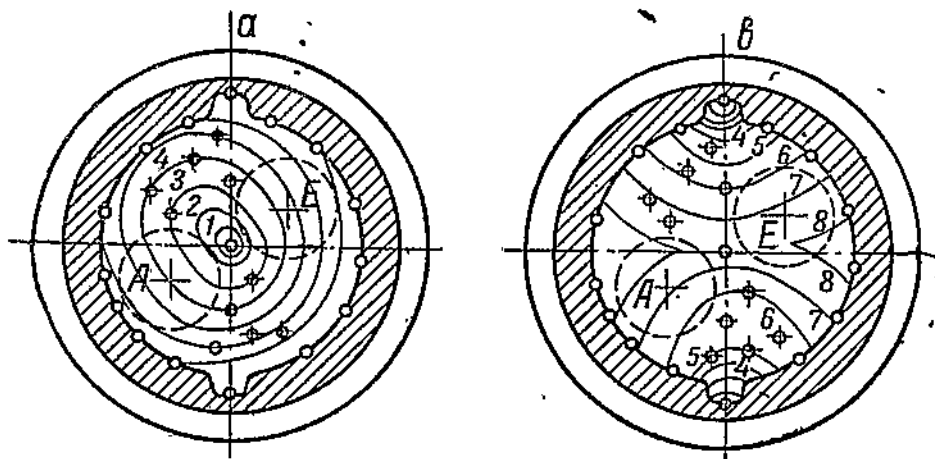
Указанный метод был применен Германским научно-исследовательским авиационным институтом при испытаниях с цилиндром авиационного двигателя. По всей поверхности камеры сгорания были размещены 24 измеряемых промежутка довольно малого диаметра, чтобы, во-первых, дать возможность разместить достаточное число испытываемых единиц в головке цилиндра, а во-вторых, не нарушить в значительной степени потока тепла в цилиндре.

Для получения полного представления о протекании процесса сгорания все лампы, соответствующие отдельным испытываемым промежуткам, были расположены на доске совершенно в том же порядке, в каком были расположены на головке измеряемые промежутки.

Начиная с момента зажигания, фронт пламени распространяется по камере сгорания и поочередно достигает установленных промежутков, заставляя на мгновение зажигаться соответствующие лампы.

Наблюдение за зажиганием неоновых ламп через стробоскоп (см. описание на стр. 120) позволяет с любой скоростью проследить за распространением пламени и, пользуясь соответствующей шкалой с делениями на градусы угла поворота коленчатого вала, построить те диаграммы распространения пламени, которые в качестве иллюстрации представлены на фиг. 111 и 112.

На всех диаграммах буквы *A* — обозначают более горячий выхлопной клапан, а буквы *E* — всасывающий клапан.



Фиг. 112. Диаграммы распространения пламени: *a* — зажигание в центре; *b* — двойное зажигание с боков.

На фиг. 111 приведены две диаграммы: одна для дросселя полного, а другая для дросселя, открытого наполовину. Из диаграммы видно, что, как и следовало ожидать, во втором случае линии движения фронта пламени располагаются ближе друг к другу вследствие более медленного горения, так как с прикрытием дросселя уменьшается коэффициент подачи, увеличивается коэффициент остаточных газов и сгорающие газы становятся больше разжиженными инертными остаточными газами.

На фиг. 112 левая диаграмма представлена для случая зажигания из центра камеры сгорания, откуда далее горение совершается примерно концентричными сферами. Правая диаграмма получена для случая двойного зажигания с обеих сторон камеры сгорания.

Из сравнения между собой обеих диаграмм на фиг. 111 видно, что при полном открытии дросселя наблюдается ускорение распространения пламени в сторону более горячего выхлопного клапана и изгиб фронта пламени по направлению к левой стороне камеры сгорания, тогда как в случае неполностью открытого дросселя вследствие значительно меньшей температуры выхлопного клапана не заметно его влияние на искривление фронта горящих газов, который распространяется почти кольцеобразно от одной стороны цилиндра до другой.

Электрический метод измерения скорости движения пламени в цилиндре двигателя внутреннего сгорания с применением неоновых ламп и стробоскопа является одним из наиболее совершенных и в настоящее время применяется в исследовательских лабораториях за границей.

3. Методы оценки детонации

Для оценки момента начала детонации и ее интенсивности существует целый ряд способов, на основные из которых необходимо указать в настоящем разделе.

Самым простым способом оценки начала работы с детонацией является оценка на-слух момента появления детонационных стуков. Этот способ является сугубо субъективным, зависит от навыка и физического состояния экспериментатора, однако в силу своей простоты и отсутствия необходимости иметь какую-либо измерительную аппаратуру довольно часто применяется при испытаниях, когда не требуется большой точности в работе.

Наряду со слуховым методом при подобных испытаниях, в особенности при испытаниях авиационных двигателей, имеющих индивидуальные для каждого цилиндра короткие выхлопные патрубки, применяется метод оценки детонации по черному дыму, который хлопками выбрасывается из выхлопных патрубков. В ночное время удобно также производить оценку начала детонации по вылетающим из выхлопа искрам, которые появляются в результате неполного сгорания угле-рода топлива.

Вторым способом оценки детонации, не требующим применения сложной специальной аппаратуры, является использование в качестве переменного фактора угла опережения зажигания, при котором двигатель начинает работать с детонацией. Данный метод может быть применен только при ориентировочной оценке детонационных качеств топлив.

Если требуется, например, произвести сравнительную оценку нескольких топлив с точки зрения склонности их к детонации, то испытание может быть произведено следующим образом. Двигатель работает на полном дросселе, при котором детонация бывает обычно наиболее ярко выражена, при различных числах оборотов, т. е. при различных нагрузках тормоза. В каждом отдельном случае для каждого из испытуемых топлив устанавливается такое опережение зажигания, которое соответствует на-слух моменту появления детонации. Этот угол опережения зажигания фиксируется и откладывается на диаграмме вверх против соответствующего числа оборотов. Ряд подобных опытов, проведенных при различных числах оборотов, дает на диаграмме для каждого топлива ряд точек, через которые могут быть проведены плавные кривые.

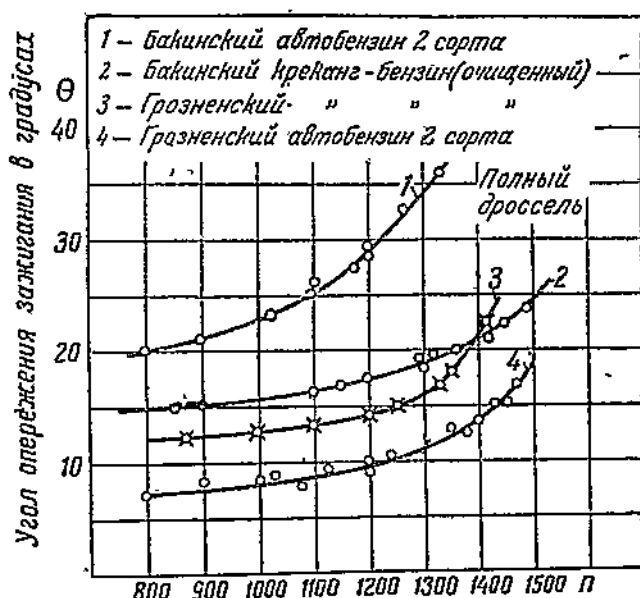
В качестве примера на фиг. 113 представлены результаты сравнительной оценки детонационных качеств четырех бензинов, проведенной в автолаборатории НАТИ. Опыты проведены на автомобильном двигателе в один день при строго установившемся тепловом состоянии.

Из данной диаграммы следует, что наиболее быстро, при меньшем опережении зажигания, детонация наступает при работе на грознен-

ском автобензине 2-го сорта и, наоборот, что наиболее трудно детонирующим топливом является бакинский автобензин 2-го сорта; оба испытанные крекинг-бензина занимают промежуточное место.

Указанный способ сравнительной оценки детонационных качеств вследствие опять-таки субъективности оценки детонации на слух не может дать абсолютно надежных результатов и применяется лишь в тех случаях, когда не имеется под рукой более надежных приборов и когда приближенная оценка детонаций является достаточной.

Специальные приборы, применяемые для объективной оценки момента появления и интенсивности детонации, основаны на улавлива-



Фиг. 113. Оценка детонационных качеств топлив по моменту зажигания, соответствующему началу появления детонационных стуков.

нии стуков, сопровождающих детонацию, или на регистрации тех резких повышений давлений в цилиндре, которые являются причиной появления этих стуков.

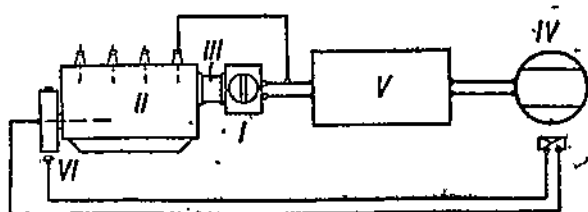
К первому типу приборов, так называемых акустических, может быть отнесен индикатор детонации Wawrzyniok, схема установки которого представлена на фиг. 114¹.

Основной деталью данного прибора является конденсатор-микрофон, свободно подвешенный и воспринимающий шум работающего двигателя. Для того чтобы оградить микрофон от посторонних звуков, его соединяют с двигателем резиновым шлангом длиной около 70 мм. Ток из микрофона через усилитель идет к катодному осциллографу,

¹ См. журнал ATZ, 1931 г., № 23 и 24.

который на бумажной светочувствительной ленте производит запись характера звуков, идущих от цилиндра двигателя.

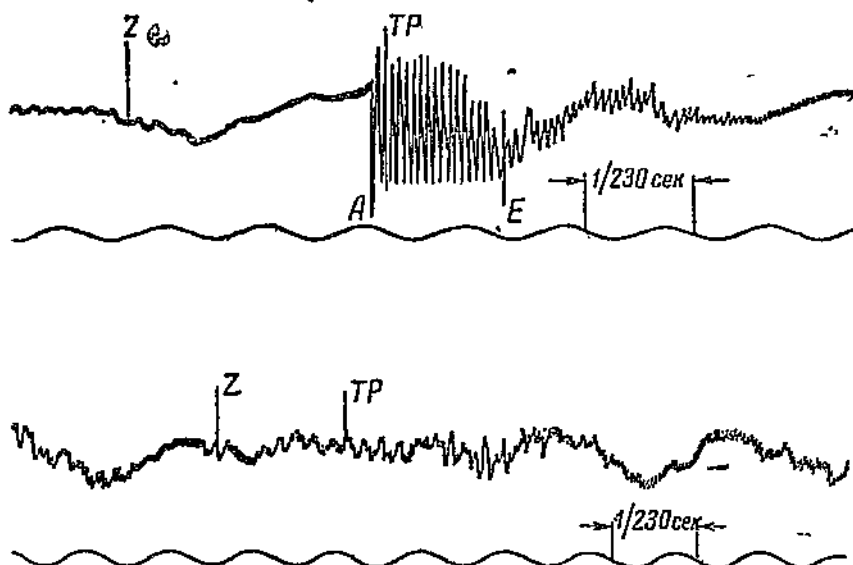
Для фиксирования масштаба времени на указанной движущейся ленте снимаются в виде синусоиды колебания камертона или переменного городского тока.



Фиг. 114. Схема установки индикатора детонации Wawrzyniok.

I — кожух конденсатора-микрофона; *II* — двигатель; *III* — резиновый шланг; *IV* — катодный осциллограф; *V* — усилитель; *VI* — неподвижный контакт.

Кроме того, весьма коротким по времени пропусканием через усилитель тока высокого напряжения от системы зажигания, на ленте отмечаются при помощи специальных контактов на маховике верхние и нижние положения поршня и момент начала запала рабочей смеси.



Фиг. 115. Кривые колебаний, получаемые индикатором Wawrzyniok.

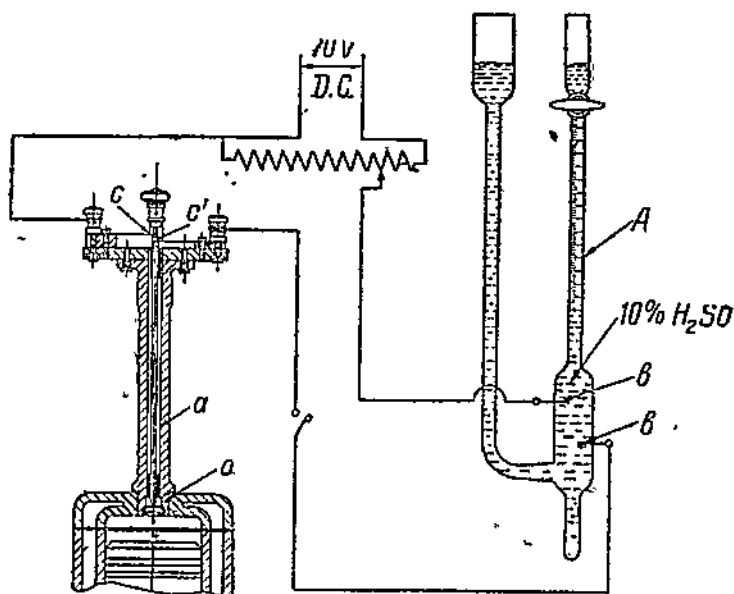
Вверху: скорость вращения 600 об/мин, опережение зажигания 40°; топливо — бензин.
Внизу: скорость вращения 1000 об/мин; опережение зажигания 40°; топливо — бензол.

На фиг. 115 в качестве примера представлены осциллограммы, снятые указанным индикатором на двигателе при работе на бензине

с детонацией (верхняя часть фигуры) и при работе на бензоле без детонации (нижняя часть фигуры). Из диаграммы видно, что в случае детонационного сгорания наблюдается резкое возрастание амплитуды колебаний, чего не наблюдается при нормальном протекании процесса без детонации.

Отдельными буквами на диаграмме отмечены характерные точки Z — соответствует моменту зажигания, TP — в. м. т., A — началу детонации и E — ее концу.

Другим прибором объективной оценки интенсивности детонации, основанном на принципе регистрации резких скачков давлений в



Фиг. 116. Индикатор детонации Midgley.

цилиндре в момент детонационного сгорания, является индикатор детонации или так называемая игла Midgley.

Схема данного прибора представлена на фиг. 116.

Основной деталью прибора является подвижный стержень a , опирающийся внизу на тонкую стальную диафрагму, зажатую по краям, а сверху соприкасающийся с контактной пластинкой лишь в тот момент, когда под влиянием повышенного вследствие детонации давления в цилиндре большего, чем максимальное давление при нормальном сгорании, диафрагма в достаточной степени сдеформируется и поднимет стержень a на соответствующую высоту. Таким образом при нормальном сгорании без детонации контактная пластинка оставляет электрическую цепь все время разомкнутой и замыкает ее лишь в те моменты, когда в цилиндре перед диафрагмой вследствие детонации получается достаточно высокое давление. Чем чаще и чем сильнее детонационные стуки, тем чаще и на большее время будет замыкаться

электрическая цепь и тем, следовательно, большее количество электричества будет через нее проходить.

Для уменьшения искрения между контактами в цепь вводится конденсатор. Возникающий при замыкании контактов ток проходит в специальном стеклянном сосуде через 10-процентный раствор серной кислоты и разлагает его. Ввиду того, что количество получаемого при разложении газа пропорционально количеству прошедшего через раствор электричества, должна существовать определенная зависимость между интенсивностью детонации и количеством полученного в приборе за единицу времени гремучего газа, и объем замеряемого за единицу времени газа таким образом может быть условно принят за эталон для оценки интенсивности детонации.

Существуют другие типы индикаторов детонации, основанные на том, что там количество пройденной через цепь электрической энергии фиксируется не количеством выделенного при разложении подкисленной воды газа, а нагреванием специального подогревателя. В последнем случае интенсивность детонации будет характеризоваться показанием чувствительной термопары, замеряющей температуру данного подогревателя.

Оценку детонационных качеств топлив довольно удобно вести, пользуясь так называемым октановым числом.

Если взять два вида горючего, например гептан и изоктан, из которых первое является легко-, а второе труднодетонирующим топливом, то всегда можно подобрать такую их смесь, которая в отношении детонационных качеств будет равноценна испытываемому топливу. В таком случае октановым числом топлива будет число, соответствующее процентному содержанию изооктана в эквивалентной данному топливу смеси его с гептаном.

§ 13. МЕТОДЫ ОБРАБОТКИ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ

Не касаясь вопроса правильного получения диаграммы тем или иным индикатором и переноса диаграммы из одних координат в другие, остановимся в заключение на рассмотрении тех способов, которые обычно применяются при дальнейшей обработке этих диаграмм для получения тех или иных выводов.

1. Исследование линии всасывания

В результате анализа индикаторных диаграмм, снятых слабой пружиной, могут быть получены основные величины, которые обычно кладутся в основу теплового расчета.

Этими величинами являются давление в начале и в конце линии всасывания.

Абсолютная величина давления остаточных газов в начале линии всасывания в в. м. т. p_c зависит в основном от сопротивления выхлопной системы. С увеличением числа оборотов это давление p_c должно возрастать, так как с уменьшением продолжительности процесса выхлопа увеличивается скорость выталкиваемых газов и должна быть

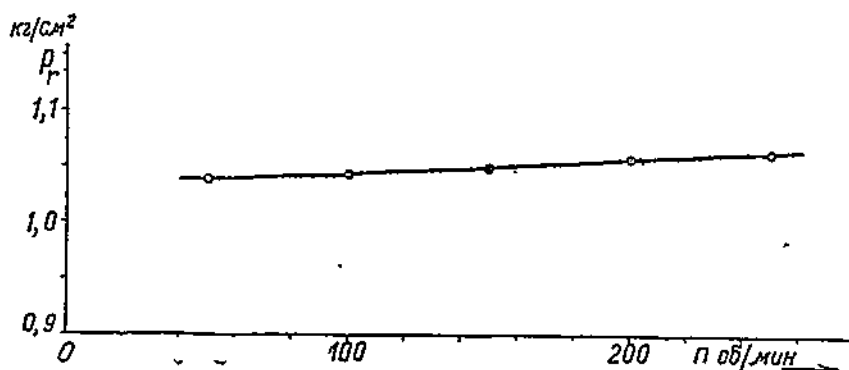
больше сила, производящая это выталкивание, т. е. разница между давлением в цилиндре p_r и давлением снаружи p_0 .

Определение указанной разницы обычно производится непосредственно измерением по индикаторной диаграмме, снятой слабой пружиной, расстояния в в. м. т. между атмосферной линией и кривой давлений.

Величины p_r , полученные указанным способом на диаграммах, снятых при различных числах оборотов, дают возможность построить зависимость p_r от n .



Фиг. 117. Кривая изменения отношения p_r/p_0 в зависимости от числа оборотов при полном дросселе для двигателя «Геркулес» WXB (по опытам автора).

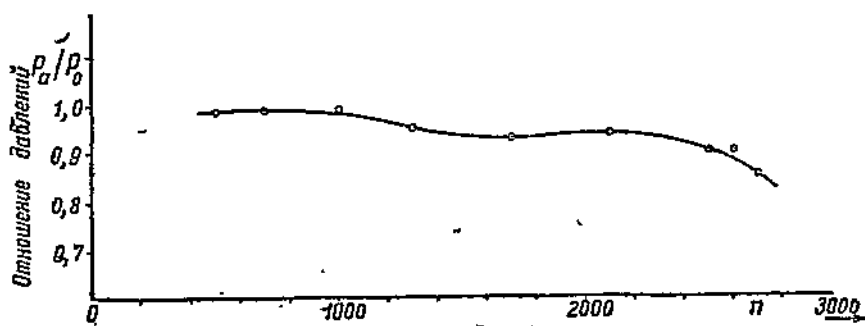


Фиг. 118. Изменение давления в начале всасывания p_r в зависимости от n для компрессорного стационарного двигателя дизель (по опытам проф. Н. Р. Брилинга).

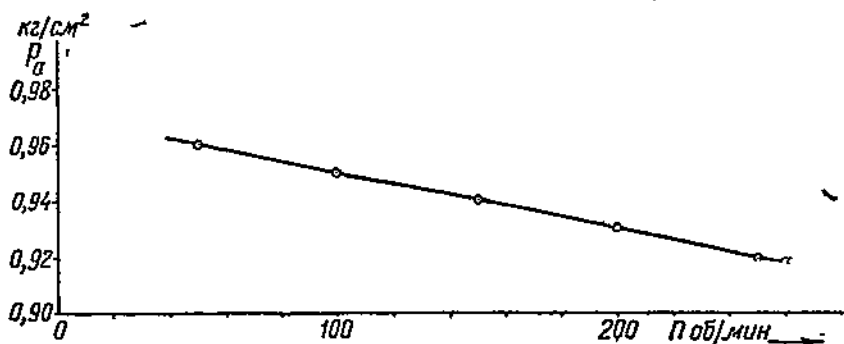
В качестве примера на фиг. 117 представлена кривая изменения отношения p_r/p_0 в зависимости от числа оборотов при полном открытии дросселя для автомобильного двигателя «Геркулес» WXB.

Волнообразный характер кривая p_r/p_0 получает в результате колебательных движений газов в выхлопной трубе и вследствие волнообразного протекания линии выхлопа по ходу поршня, как это видно почти на всех индикаторных диаграммах, снятых с быстроходных двигателей.

В тихоходных двигателях, в особенности в двигателях стационарного типа, p_r обычно плавно изменяется по оборотам без резких колебаний. Так, на фиг. 118 графически представлено изменение p_r в зависимости от n для тихоходного стационарного компрессорного дизеля. Аналогично давлению начала всасывания в точке r по индикаторным диаграммам, снятым слабой пружиной, могут быть определены давления в конце хода всасывания p_a .



Фиг. 119. Кривая изменения отношения p_a/p_0 в зависимости от числа оборотов при полном дросселе для двигателя «Геркулес» WXB (по опытам автора).



Фиг. 120. Изменение давления в конце всасывания p_a в зависимости от числа оборотов для компрессорного стационарного двигателя дизель (по опытам проф. Н. Р. Брилига).

В качестве примера на фиг. 119 и 120 представлены кривые изменения p_a/p_0 и p_a в зависимости от числа оборотов, полученные в результате обработки ряда диаграмм, снятых с быстроходного и тихоходного двигателей.

В первом случае опять-таки наблюдается волнообразное протекание кривой вследствие такого же характера изменения по оборотам давления начала всасывания и сложения колебаний во всасывающем трубопроводе.

В тех случаях, когда при проведении теплового расчета давление p_a подсчитывается, необходимо знать согласно теоретической

формуле p_a ту условную температуру T'_0 , которую свежая смесь имела бы в конце процесса всасывания, если бы, поступая в цилиндр, не перемешивалась и не имела теплообмена с остаточными газами. Эта температура, однако, учитывает все тепловые изменения смеси, которые последняя претерпевает на протяжении всего пути своего движения через карбюратор, всасывающую трубу, клапан и в самом цилиндре двигателя и, конечно, может не равняться температуре окружающего воздуха T_0 .

Если при испытаниях двигателя производится снятие индикаторных диаграмм одновременно с замером расхода засасываемого воздуха, то, пользуясь формулой:

$$p_a = \frac{p_r}{\varepsilon} + p_0 \eta_0 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{T'_0}{T_0} \dots \text{кг/см}^2,$$

нетрудно подсчитать и температуру T'_0 :

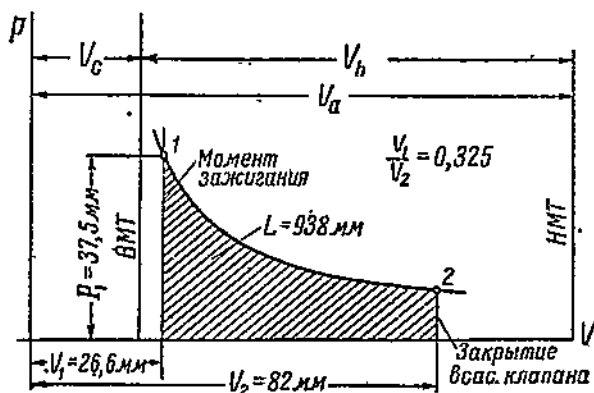
$$T'_0 = T_0 \frac{\varepsilon p_a - p_r}{p_0 \eta_0 (\varepsilon - 1)} \dots \text{°абс.}$$

Температура T'_0 обычно получается близкой к температуре наружной среды, так как в большинстве конструкций понижение температуры засасываемого воздуха вследствие испарения топлива примерно компенсируется его подогревом.

Если T'_0 получается значительно превышающей температуру T_0 , то это указывает на значительный подогрев рабочей смеси.

2. Исследование линий сжатия и расширения

Изменение по ходу поршня истинного показателя политроп сжатия и расширения характеризует протекание процесса с точки зрения

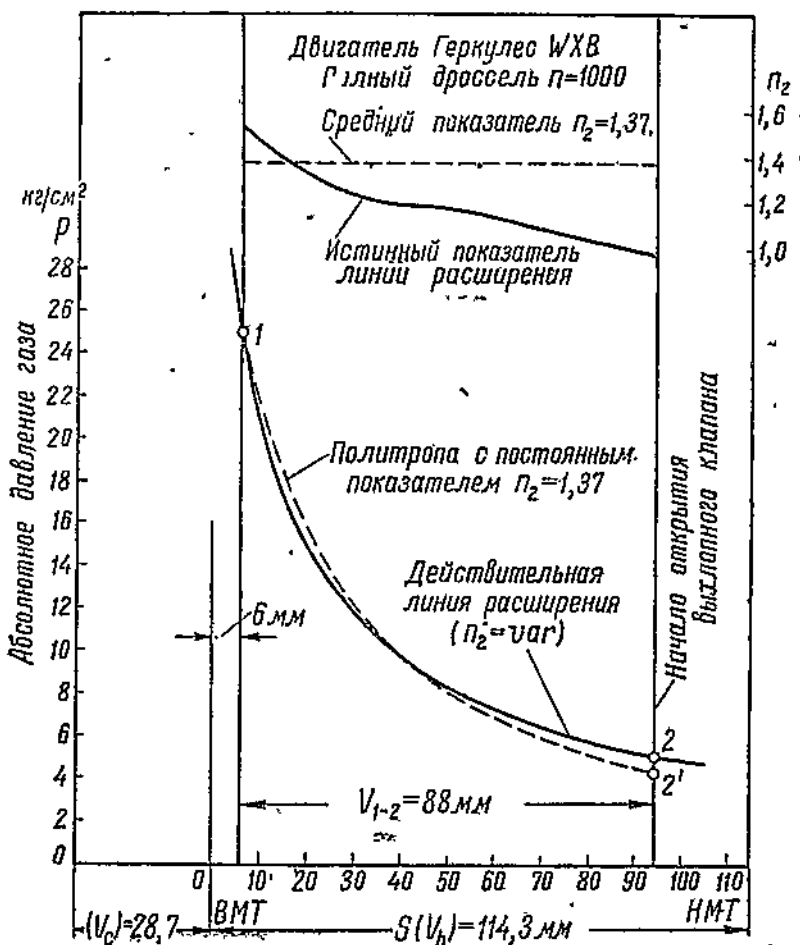


Фиг. 121. Пример определения среднего постоянного показателя линии сжатия p_1 . Двигатель «Геркулес» WXB. Полный дроссель, $n = 1200$.

теплообмена со стенками цилиндра и в отношении догорания на линии расширения, тогда как знание среднего показателя, характеризующего

в целом крутизну политропы, необходимо для проведения теплового расчета. Оба показателя могут быть определены на основании индикаторных диаграмм, снятых с работающего двигателя.

Основной причиной переменности истинного показателя линии сжатия по ходу поршня, является: 1) изменение температуры смеси по ходу сжатия, в результате чего изменяется отношение c_p/c_v , т. е.



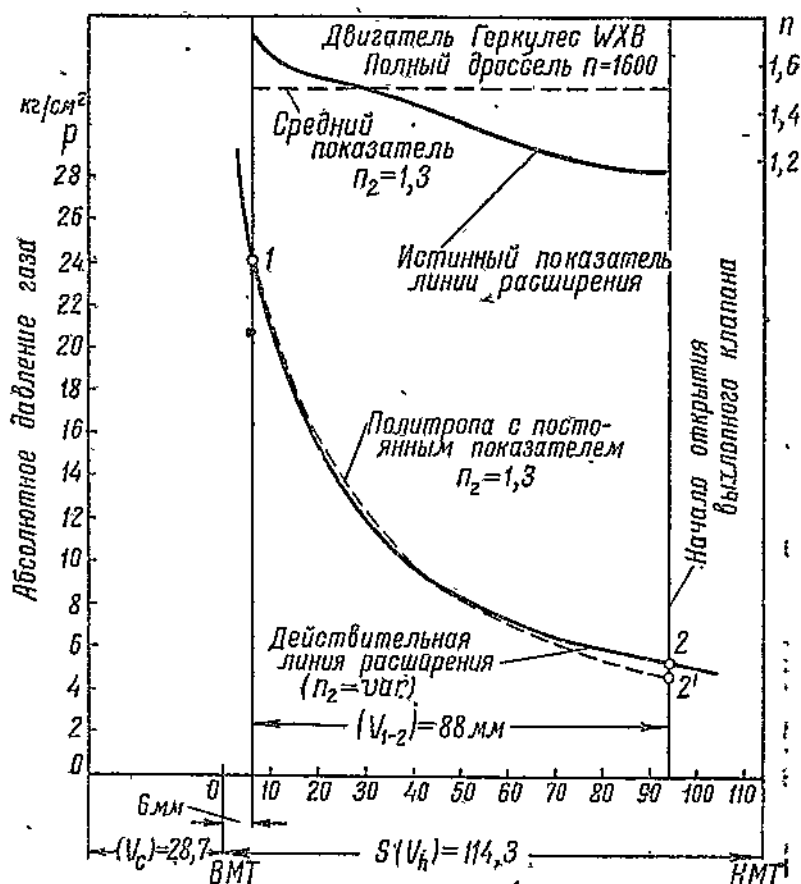
Фиг. 122. Зависимость между n_1 и числом оборотов при полном открытии дросселя (по опытам автора).

показатель адиабаты, и 2) получение неодинакового теплообмена между сжимаемыми газами и стенками цилиндра на различных участках линии сжатия.

В начале процесса сжатия до того момента пока не сравняются температуры смеси и стенок цилиндра, будет происходить нагревание смеси (повышение показателя), тогда как после этого момента в сере-

дине и в конце процесса, за счет более высокой температуры сжимаемых газов, будет иметь место обратная картина — переход тепла от газов к стенкам (уменьшение показателя).

Процесс расширения в действительном цикле представляет собой вторую часть периода «сгорание-расширение» и в отличие от теоретического цикла происходит не по адиабате с отсутствием теплообмена.



Фиг. 123. Определение продолжительности сгорания по индикаторным диаграммам, смещенным на 90°. Подочный двигатель «Скрипс» (по опытам проф. Н. Р. Бриндинга).

с внешней средой, а по некоторой другой сложной кривой — политропе с меняющимся показателем.

Помимо изменения температуры расширяющихся газов; основными причинами переменности истинного показателя линии расширения по ходу поршня являются:

1) охлаждение газов вследствие отдачи тепла через стенки или охлаждающей воде (при водяном охлаждении) или воздуху (при воздушном охлаждении) и

2) догорание на линии расширения той части топлива, которая не успела сгореть в предыдущем процессе, в процессе сгорания.

Рассмотрим влияние каждого фактора в отдельности. Совершенно очевидно, что если при расширении имеет место теплоотдача в воду, то полезная работа расширения и теплосодержание газов в конце расширения будут меньше и сама политропа пойдет более круто, т. е.

будет иметь больший показатель.

Обратная картина получится, если при расширении будет происходить догорание смеси; в этом случае линия расширения пойдет более полого, получится большая площадь расширения, увеличится теплосодержание газов в конце расширения и политропа будет иметь меньший показатель.

Суммарное влияние обоих указанных факторов обуславливает то или иное протекание показателя действительной политропы расширения. В том случае, если потери тепла в воду больше тепла, выделяемого при догорании, кривая пойдет круче адиабаты и будет иметь больший показатель, если же преимущественное влияние оказывает догорание, политропа пойдет положе, приблизится к изотерме и будет иметь меньший показатель, чем адиабата. В крайнем случае, когда при догорании выделяется значительное количество теплоты, кривая расширения может пойти даже положе изотермы, т. е. иметь показатель меньше единицы.

Фиг. 124. Кривые изменения продолжительности сгорания и наибольшего индикаторного давления в зависимости от α для грозненского автобензина и спиртовой смеси (по опытам автора).

На фиг. 121 представлен пример определения среднего показателя линии сжатия для двигателя «Геркулес» WXB при работе на полном дросселе при $n = 1200$.

На фиг. 122 и 123 для двигателя «Геркулес» WXB представлены результаты определения истинного показателя политропы расширения по ходу поршня.

На данных диаграммах видно, что истинный показатель не остается постоянным для различных положений поршня и неуклонно уменьшается по мере приближения к н. м. т.

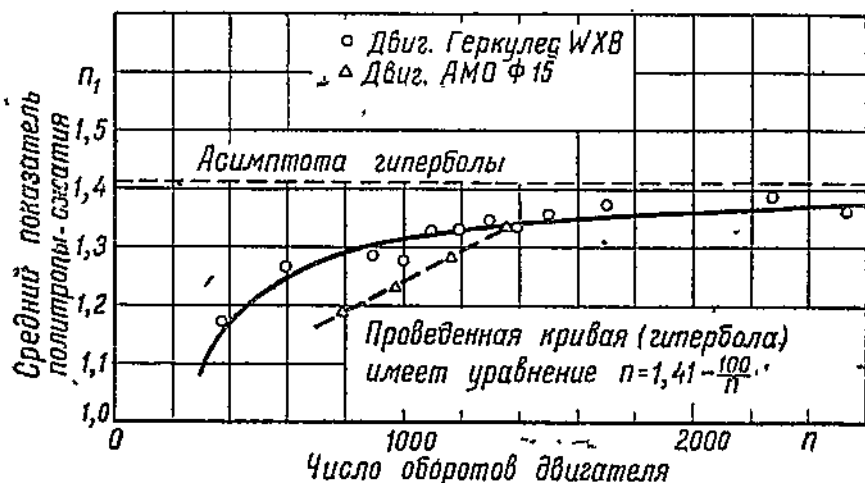
На данных диаграммах видно, что истинный показатель не остается постоянным для различных положений поршня и неуклонно уменьшается по мере приближения к н. м. т.

Это может быть объяснено тем, что основное влияние на характер политропы оказывает не температура расширяющихся газов, благодаря уменьшению которой по мере расширения должен показатель возрастать, а охлаждение и утечки газов через неплотности поршневых колец, оказывающие преимущественное влияние на линию расширения в начале хода поршня, когда он движется медленно, а газы имеют наиболее высокие давления и температуры. Из сравнения между собой действительных политроп расширения при $n = 1000$ и $n = 1600$ видно, что в первом случае благодаря более медленному протеканию процесса имеется более крутое снижение линии расширения и большее расхождение ее с политропой, имеющей средний постоянный показатель n_2 .

На фиг. 124 представлен пример определения среднего показателя политропы расширения n_2 для авиационного двигателя Холл-Скотт путем переноса индикаторной диаграммы в логарифмические координаты ($\lg p - \lg V$)¹.

Если провести через полученную линию расширения прямую, то тангенс угла наклона ее с осью абсцисс будет равен 1,32; это и есть средний показатель n_2 .

На фиг. 125 в качестве примера приведены в зависимости от числа оборотов значения подсчитанных последним способом средних показателей политропы сжатия n_1 для двигателей «Геркулес» WXB и АМО Ф-15. Из диаграммы видно, что по абсолютным величинам показатели n_1 не превышают показателя адиабаты для



Фиг. 125. Изменение среднего показателя политропы расширения в зависимости от числа оборотов при полном дросселе (по опытам автора).

воздуха и увеличиваются с возрастанием числа оборотов. Увеличение показателей с увеличением скорости вращения двигателя объясняется тем, что при больших оборотах становится меньше продолжительность процесса всасывания и, следова-

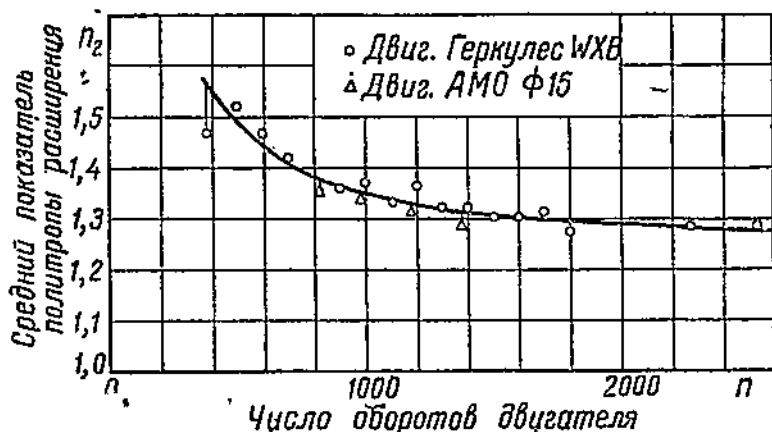
¹ Примеры заимствованы из книги «Авиационные двигатели» ВВА РККА, статья Е. П. Бугрова «Общая теория авиационного двигателя».

тельно, меньше теплоотдача в воду, ввиду чего линии сжатия идут круче, ближе к адиабатам и имеют больший средний показатель n_1 .

Кроме того, при больших оборотах двигателя больше гарантии в том, что сжимаемые газы не успеют просочиться в картер через те неплотности поршневых колец, которые могут быть у плохо приработанных двигателей. Последнее обстоятельство также говорит о том, что при больших оборотах линии сжатия будут иметь более крутой подъем, т. е. больший показатель.

То, что для двигателя АМО Ф-15 по сравнению с двигателем «Геркулес» WXB получились меньшие показатели n_1 в особенности при малых оборотах может быть объяснено несколько ухудшенной компрессией, так как испытаниям был подвергнут не новый двигатель АМО Ф-15, а проработавший в лаборатории значительное время.

Полученные значения n_1 для двигателя «Геркулес» WXB указывают, что кривая изменения показателя политроны по оборотам не является прямой, а ближе подходит к равнобокой гиперболы со смещенными осями координат.



Фиг. 126. Сравнение действительной политропы расширения с политропой, имеющей постоянный показатель $n_2 \cdot n = 1000$

Уравнение такой кривой, в достаточной степени близко охватывающей полученные точки n_2 , имеет вид:

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

В качестве примера на фиг. 126 для двигателей «Геркулес» WXB и АМО Ф-15 представлены значения средних постоянных показателей n_2 в зависимости от числа оборотов, подсчитанные на основании индикаторных диаграмм, снятых с указанных двигателей при работе последних на полном дросселе.

Как видно из диаграммы, оба двигателя, несмотря на различие в формах камер сгорания, все же дают близкие значения показателей n_2 , уменьшающиеся с увеличением оборотов вначале более сильно, а затем медленнее.

Кривая, достаточно хорошо охватывающая полученные опытные точки и изображенная на диаграмме, имеет уравнение:

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

Уменьшение показателя n_2 , т. е. более пологое протекание кривой расширения с увеличением числа оборотов, объясняется в основном: а) уменьшением теплоотдачи в воду вследствие сокращения продолжительности процесса расширения; б) увеличением догорания на линии расширения, так как при повышенных оборотах при сокращении продолжительности процесса сгорания, несмотря на некоторое

усиление завихренности, рабочая смесь не успевает сгорать на линии сгорания в той степени, как при малых оборотах, и имеет большее догорание на линии расширения, и с) уменьшением утечки газов через неплотности поршневых колец.

Все три указанные причины говорят о том, что с увеличением быстроты вращения двигателя в конце расширения газы будут иметь большую температуру и большее давление, вследствие чего линия расширения получится более пологой, т. е. будет иметь меньший показатель n_2 .

Ввиду того, что догорание на линии расширения находится в тесной связи с количеством неуспевающего сгорать топлива на линии сгорания, то существует определенная зависимость между средним показателем политропы расширения n_2 и коэффициентом выделения тепла при сгорании ξ .

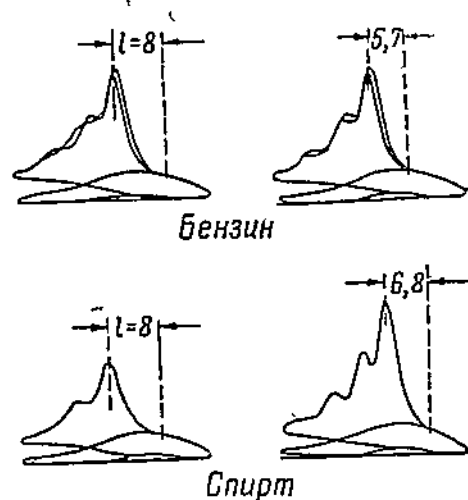
Чем меньше ξ , тем меньше должно быть и n_2 , так как в этом случае более значительная доля топлива будет сгорать не на линии сгорания, а на линии расширения, и последняя получит более пологое протекание.

3. Исследование линии сгорания

Развернутые индикаторные диаграммы, снятые по времени (по углу поворота коленчатого вала), дают возможность проследить изменение по времени нарастания давления при сгорании, величину, характеризующую жесткость работы, и произвести примерную оценку скорости сгорания.

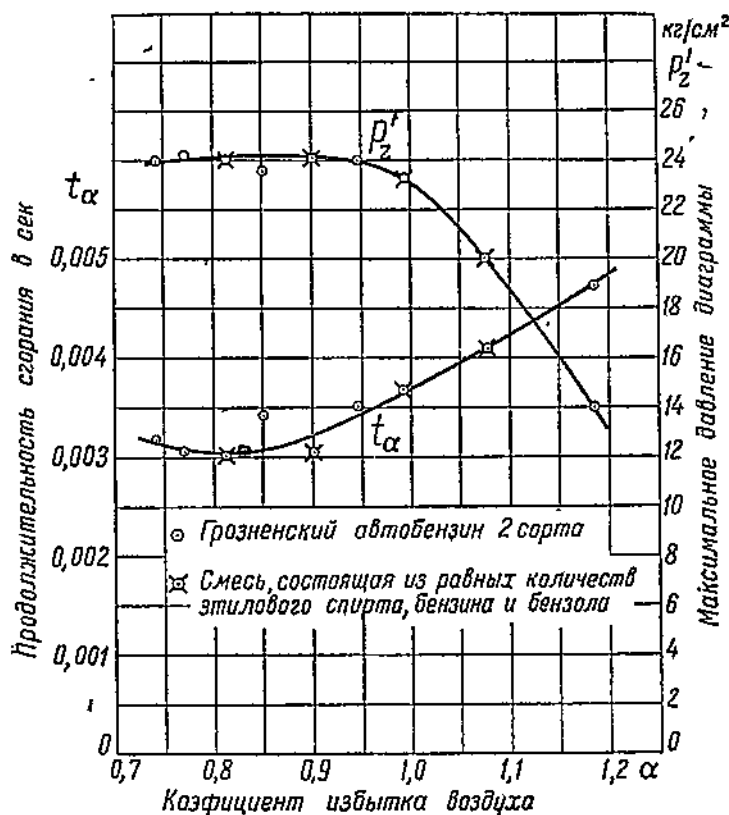
Жесткость работы определяется крутизной возрастания линии сгорания, т. е. числом кг/см^2 , приходящимся на 1° поворота коленчатого вала. Скорость сгорания обычно подсчитывается по расстоянию от свечи до наиболее удаленной от нее части камеры сгорания и по времени протекания процесса сгорания, начиная с момента зажигания и кончая моментом достижения в цилиндре наибольшего давления.

Указанный способ оценки скорости сгорания является довольно грубым и применяется лишь при приближенных сравнительных испытаниях топлив, так как момент начала действительного распространения пламени всегда получается после индукционного периода, и конец действительного сгорания лежит на линии расширения после точки максимального давления. В последнем случае, несмотря на продолжающееся сгорание смеси, давление газов в цилиндре уменьшается вследствие более и более быстрого возрастания объема.



Фиг. 127. Сравнение действительной политропы расширения с политропой, имеющей постоянный показатель $n_2 \cdot n = 1600$.

Точная отметка момента окончания процесса сгорания требует проведения довольно сложной операции — переноса снятой индикаторной диаграммы в координаты TS (энтропийная диаграмма). В этом случае концом сгорания будет являться момент окончания притока тепла «извне», т. е. точка, соответствующая максимуму энтропии.



Фиг. 128. Индикаторная диаграмма двигателя «Холл-Скотт» в логарифмических координатах, $n = 850$ и $\alpha = 0,78$.

Момент начала зажигания может быть легко определен или с помощью специального прибора, дающего возможность в любой момент работы двигателя видеть на шкале установленный угол опережения зажигания в градусах, или же путем снятия диаграмм с пропуском зажигания. В последнем случае началу сгорания будет примерно соответствовать точка расхождения кривых с зажиганием и без него.

В качестве примера на фиг. 127 и 128 представлены результаты сравнительной оценки продолжительности сгорания при работе двигателя на различных топливах.

На фиг. 127 представлены индикаторные диаграммы лодочного одноцилиндрового двигателя «Скрипс», для большей наглядности смещенные на 90° ¹.

На этих диаграммах буквой l помечено расстояние в мм от момента расхождения кривых в начале сгорания до момента достижения газами максимального давления. Поскольку для спирта указанное расстояние получается больше, можно считать, что и скорость сгорания смеси в данном случае меньше, чем при бензиновом топливе.

На фиг. 128 представлены результаты обработки индикаторных диаграмм, полученных индикатором «Югаца» при различных составах рабочей смеси на автомобильном двигателе Мерседес-Бенц при полном дросселе и $n = 1500$.

На диаграмме для двух видов горючего представлено изменение максимального давления сгорания p_z и продолжительности сгорания в секундах, считая за начало сгорания момент зажигания, а за конец — точку максимального давления. Для получения надежных результатов при сравнении обоих испытуемых топлив все диаграммы были сняты при одинаковых условиях, т. е. при строго установившемся тепловом режиме двигателя и при неизменном угле опережения зажигания, равном 20° до в. м. т.

Сравнивая между собой полученные результаты по обоим топливам с точки зрения максимального давления и скорости сгорания, нельзя установить между ними сколько-нибудь заметной разницы. Максимальное давление и наиболее быстрое сгорание наблюдается при α порядка $0,8 \div 0,9$, что находится в полном соответствии с основами теории двигателей:

4. Определение величины коэффициента выделения тепла при сгорании ξ

При проведении теплового расчета приходится обычно задаваться так называемым коэффициентом выделения тепла при сгорании ξ , который входит в уравнение сгорания и представляет собой ту долю теплотворной способности топлива, которая полезно используется на линии сгорания и идет на повышение внутренней энергии рабочих газов. Чтобы опытным путем, на основании снятой индикаторной диаграммы, определить этот коэффициент, поступают следующим образом:

1) проводят тепловой расчет нормальным порядком до уравнения сгорания, которое будет таким образом представлять одно уравнение с двумя неизвестными ξ и температурой конца сгорания T_z ;

2) линия расширения, полученная индицированием, заменяется согласно предыдущим рассуждениям политропой с постоянным показателем и с этим показателем проводится до в. м. т.; получается таким образом давление p_z , соответствующее температуре T_z конца теоретического сгорания при $v = \text{const}$;

3) подсчитывается температура T_z по формуле:

$$p_z = \mu \cdot p_c \frac{T_z}{T_c} \dots \text{кг/см}^2,$$

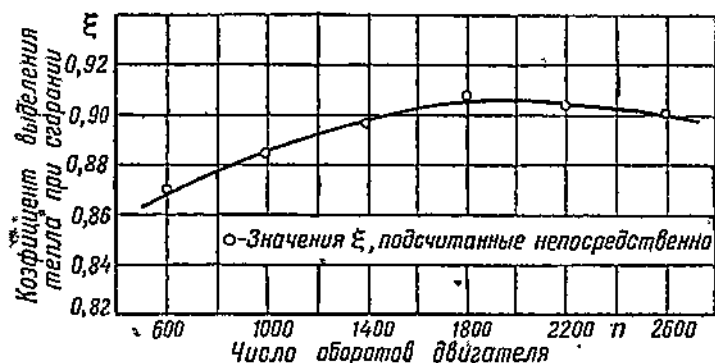
¹ См. Н. Г. Бриллиг, «Применение спирта в двигателях внутреннего сгорания, 1915, «Известия Механического института».

в которой μ представляет собой действительный коэффициент молекулярного изменения при сгорании.

$$T_z = \frac{p_z \cdot T_c}{\mu \cdot p_\phi} \dots \text{°абс};$$

4) по полученному ранее уравнению сгорания, после подстановки в него вычисленной температуры T_z , подсчитывается искомый коэффициент ξ .

Подобный метод применения обратного теплового расчета, если исходить из полученных при испытании двигателя индикаторных диаграмм, дает возможность для существующих типов двигателей установить абсолютные величины коэффициентов ξ и положить их в основу тепловых расчетов вновь проектируемых двигателей.



Фиг. 129. Значения коэффициента выделения тепла, полученные подсчетом на основании опытных данных для двигателя «Геркулес» WXB, для работы его на полном дросселе.

В качестве примера на фиг. 129 представлено изменение в зависимости от ξ , полученное указанным способом для автомобильного двигателя «Геркулес» WXB при работе его на полном дросселе.

Полученная кривая указывает, что в среднем ξ имеет величину порядка 0,9 и несколько убывает как в сторону снижения, так и в сторону чрезмерного увеличения числа оборотов. Меньшие значения ξ при малых оборотах получаются вследствие большего охлаждения сгорающих газов (больше продолжительность цикла) и менее интенсивного завихрения смеси в конце процесса сжатия, которое, вообще говоря, способствует более быстрому ее сгоранию. Снижение кривой ξ при высоких числах оборотов в свою очередь может быть объяснено тем, что на линии сгорания не все топливо успевает сгорать как вследствие чрезмерного сокращения цикла, так и за счет уменьшения скорости сгорания благодаря уменьшению коэффициента наполнения и большему разжижению смеси инертными остаточными газами.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. В. Джодж, Испытания быстроходных двигателей внутреннего сгорания. Русск. пер. 1934.
2. В. И. Сороко-Новицкий, Методика испытаний автомобильного двигателя. 1932 и 1935.
3. НТУ ГУГВФ, Руководство по эксплуатационным испытаниям авиадвигателей. 1935.
4. А. С. Ястржембский, Двигатели внутреннего сгорания. 1933. Испытание двигателей, стр. 217—362.
5. Д. Н. Вырубов, Испытания двигателя дизель. 1935.
6. G. Hupés, Испытание работы двигателя. II of R. A. S. 1929, т. 33, № 224, стр. 667—685.
7. H. Cummings, Типовые испытания авиационных двигателей средней мощности. «Aeron». Engng. 1929, т. 1, № 2, стр. 45—47.
8. H. Dickinson, Развитие и испытание двигателей для гражданской авиации. Aero Dig., 1929, т. 14, № 4, стр. 102 и 274.
9. I. Geisse, Испытания авиационных двигателей. Aviation, 1928, т. 25, № 24, стр. 1928 и 1948—1952.
10. М. М. Хрущев, Авиамоторы — испытание, 1932.
11. Н. М. Глаголев, Испытания газовых двигателей (теория и методика). 1934.
12. Болховитинов, Проектирование лабораторий в автотракторостроении. 1935.
13. A. F. Alcock и H. S. Glyde, Методика научно-исследовательской работы. Aircraft Engineering, 1930, т. 2, № 19, стр. 227—231.
14. E. G. Allen и W. B. Oswald, Испытание и мощность моторов. Aviation, 1934 г., май, т. 33, № 5, стр. 138—141.
15. Н. Р. Брилинг, Применение спирта в двигателях внутреннего сгорания. «Известия Механического института», 1915.
16. Е. К. Мазинг, Применение анализа отработанных газов к исследованию двигателей жидкого топлива с определением неполноты сгорания. Бюллетень НАМИ, № 2—3.
17. Е. А. Чудakov, Определение коэффициента избытка воздуха с помощью объемного анализа отходящих газов. Бюллетень НАМИ, № 4.
18. В. А. Петров, Насадки Вентури для измерения расхода воздуха при испытаниях двигателей. «Мотор», 1935. № 5.
19. В. Н. Фомиин, Механические потери авиационного двигателя. Труды ВВА РККА «Авиационные двигатели», 1933, кн. II.
20. Н. Р. Брилинг, Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. 1931.
21. Л. Г. Шереметьев, Охлаждение авиационных двигателей. Труды ВВА РККА «Авиационные двигатели», 1933, кн. II.
22. А. Грамбергер, Технические измерения при испытании машин и контроле их в производстве. 1927. Т. I, вып. VI и VII. Измерение температуры и количества теплоты. Измерение теплотворной способности горючего. Газовый анализ.
23. Л. Г. Шереметьев, Опыты по исследованию теплоотдачи ребер в потоке воздуха. Реферат. Технический бюллетень ЦИАМ, 1932, № 1.
24. Л. Маркс, Авиационные двигатели. Русск. пер. 1925. Тепловые и механические потери в авиационном двигателе, стр. 11—17. Тепловой баланс двигателя, стр. 27.

25. А. В. Д ж о д ж, Автомобильные и авиационные двигатели. Русск. пер. 1933, ч. 1. Теплопроводность, радиация и охлаждение, стр. 150—206. Мощность и механические потери двигателей, стр. 266—308.
26. В. В. А л е к с а н д р о в, Определение индикаторной мощности и работы трения опытным путем, стр. 80—86. Труды ВВА РККА «Авиационные двигатели». 1932, кн. 1.
27. Г. Р. Р и к а р д о, Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. Русск. пер. 1932. Распределение тепла в быстроходных четырехтактных двигателях внутреннего сгорания, стр. 76—94.
28. Л. Г. Ш е р е м е т ь е в, Дополнительные статьи по курсу испытания авиадвигателей. 1935. 1. Испытания авиадвигателей с воздушным охлаждением. 2. Испытание радиаторов. 3. Испытание водяных помп.
29. I u d g e W. A r t h u r, Испытание быстроходных двигателей внутреннего сгорания. Процесс испытания. Исследование топлива и анализ выхлопных газов. Замер воздуха и воды. Определение тормозной мощности. Индицирование диаграмм. Измерительные приборы. 1932.
30. C h a m p s a u r, Измерение количества тепла, отводимого маслом и водой, в авиационных моторах. Service technique de l'Aeronautique. 1931, № 75.
31. C h a m p s a u r, Потери от трения в бензиновых моторах. Technique Automobile et Aerienne. 1926, № 132.
32. Н. E v i k, Температура выхлопных газов. «Motorchip», 1934, декабрь № 178, стр. 302.
33. S t e e w e n O l i v e r P., О неполном сгорании топлива в автомобильных двигателях. «Automotive Industries», 1932, 13 — VIII, т. 67, № 7, стр. 198—201.
34. К. Г ю л ь д н е р, Влияние теплового состояния двигателей внутреннего сгорания на работу его органов распределения. Перевод с нем. 1928.
35. Исследование охлаждения двигателей «Flight», 1933, март 16, № 1264.
36. G. F r a n k e, Охлаждение моторов жидкостью высокой температуры. «SAE — Journal», 1929, № 4, стр. 329—343.
37. Л. В. Т а л а н о в, Высотные двигатели, 1934, стр. 30—48.
38. К. В. М и н к н е р, А. А. Д о б р ы н и н, А. А. Р о з е н ф е л ь д и Е. М. Ф а т е е в, Испытание авиационных двигателей в высотных условиях. Труды ЦИАМ 1932, вып. 4.
39. В. И. К и р с а н о в, Методы испытания автотракторных двигателей и условия работы их на двигателе. 1934.
40. М. М. М а с л е н н и к о в и К. А. Р у д с к и й, Влияние температуры и давления поступающего воздуха на работу карбюраторного двигателя. Труды ЦИАМ, 1935, вып. 15.
41. С. M i n t e r, Влияние степени сжатия, барометрического давления и температуры на коэффициент наполнения. «Automotive Industries», 1935, т. 73, № 4, стр. 104—107.
42. W. R. A n d r e w s, Исследование изменения мощности с высотой, «Flight», 1934, апрель, 26, № 1322 и май 31, № 1327.
43. А. В. B r o o k s и G a r l o c k, Влияние влажности на мощность мотора на высоте. Report NAGA, № 426.
44. B r o o k s, Поправка мощности на атмосферную влажность. «SAE-Journal», 1929, стр. 277.
45. P. W. E r n s t, Влияние атмосферных условий на работу двигателей внутреннего сгорания. ATZ, 1933, № 13, стр. 325.
46. O e s t r i c h H e r m a n n, Влияние состояния окружающей среды на мощность двигателей внутреннего сгорания. ATZ, 1933, № 9, стр. 221—230, № 10 стр. 270—274.
47. М. А. Л е в и н и Г е р о н и м у с, Влияние нагара на детонацию «Техника воздушного флота», 1928, № 4.
48. П. М о р о з о в, Износ цилиндров в автомобильном двигателе внутреннего сгорания. «Механизация и моторизация РККА», 1933, № 12.
49. Трение и износ шестерен. VDI, 1926, № 30, стр. 999.
50. В. А. П е т р о в и Л. С. Г и б е р, Оперение зажигания и работа автомобильного двигателя. Труды НАТИ, 1931, вып. 20.
51. С. D i s k i n s o n, Методы испытания запальных свечей. Report NAGA 1919, № 51.
52. А. С. И р и с о в, Спирт как моторное топливо. 1933.

53. Н. А. Лавров, Испытание бензольных топлив на автомобильных двигателях. Труды НАТИ, 1930, вып. 10.
54. Н. М. Яковлев, Опыты с авиатопливом на моторе BMW-IIIa. «Техника воздушного флота», 1928, № 4.
55. В. А. Петров и В. А. Колосов, Исследования спиртовых топлив на автомобильных двигателях. Труды НАТИ, 1931, вып. 12.
56. В. А. Петров и В. А. Колосов, Испытания очищенных крекинг-бензинов и их смесей с бензинами прямойгонки на автомобильном двигателе. Труды НАТИ, 1931, вып. 21.
57. П. С. Панютин и А. С. Ирсов, Физико-химические свойства крекинг-бензинов и их смесей. Труды НАТИ, 1931, вып. 21.
58. П. С. Панютин и А. С. Ирсов, Физико-химические свойства бензольных топлив. Труды НАТИ, 1930, вып. 10.
59. Нейтапп, Исследование самовоспламенения жидких топлив. VDI, 1926, № 32.
60. Г. Браун, Испаряемость моторных топлив. 1935.
61. А. А. Добрынин, Определение октановых чисел на двигателе Вокеша. 1935.
62. E. Aldrin, Данные о детонации авиатоплив. «SAE-Journal» 1930, декабрь 27, № 6, стр. 692—694.
63. F. Banks, О стандартизации методов испытания топлив на детонацию «The Aeroplane», 1934, 14—II, № 7, стр. 265—269.
64. Gagne и Dodds, Влияние температур рубашки и клапанов на антидетонационные свойства моторных топлив. «Engineering», 1932, июль 8, т. 25, № 3469, и стр. 45—47 и № 3470, стр. 60—62.
65. Сводка результатов оценки методики для определения антидетонационных свойств горючего. «SAE-Journal», 1929, т. 25, № 1, июль, стр. 80.
66. А. Е. Занкин, Карбюрация и карбюраторы. Труды ВВА РККА «Авиационные двигатели», 1932, кн. I.
67. С. И. Вишняков, Теория карбюрации и расчет карбюраторов. 1927.
68. М. А. Левин, Исследование процесса всасывания четырехтактного быстрогоходного двигателя внутреннего сгорания. «Техника воздушного флота», 1929, № 4—5.
69. М. М. Мордухович, Карбюраторы и карбюрация автодвигателей. 1932.
70. К. М. Софронев, Карбюрация в автомобильных двигателях. 1933.
71. O. Klüssener, Влияние длины всасывающего и выпускного трубопровода на коэффициент наполнения. ATZ, 1932, № 12, июнь 25, стр. 299—301.
72. К. М. Софронев, Экономайзер как непременный элемент современного карбюратора. «Механизация и моторизация РККА», 1933, № 5.
73. В. И. Кирсанов, Методы испытания автотракторных карбюраторов и условия работы их на двигателе. 1934.
74. E. A. Allcut, Распределение горючей смеси в многоцилиндровом бензиновом двигателе. «The inst. of mechan. engineers proceedings», 1932, № 122, стр. 705—713.
75. L. Schmitzen, Возможности наддува автомобильных двигателей. «SAE-Journal», 1934, декабрь, т. 35, № 6, стр. 454—462.
76. E. A. Wedemeyer, Проблема распределения смеси по цилиндрам. ATZ, 1934, 10—IX, т. 17, стр. 456—457.
77. E. Habt, Колебание давлений в выпускных трубопроводах. «Le Genie Civil», 1932, 13.
78. O. Klüssener, Влияние длины всасывающего и выпускного трубопровода на коэффициент наполнения. ATZ, 1932, № 12, июнь 25, стр. 299—301.
79. G. Becker, Gemischvorwärmung bei Kraftfahrzeugmotoren. 1929.
80. A. Kaufmann и U. Schmidt, Глушители для автомобильных двигателей. 1932.
81. Е. А. Чудakov, Влияние фаз распределения на работу автомобильного двигателя. Бюллетень НАМИ, № 5.
82. Н. Р. Брилинг, Работа авиационного двигателя с повышенной степенью сжатия. «Техника воздушного флота», 1928, № 9.
83. Г. Гюльбднер, Двигатели внутреннего сгорания. Русск. пер., 1928, т. II. Рациональная форма камеры сжатия и правильное расположение в ней запала, стр. 530.

84. М. М. Масленников, Сгорание и детонация. 1933.
85. А. В. Д ж о д ж, Автомобильные и авиационные двигатели; ч. II, русск. пер. 1933 г. Исследования Гизара по детонации; детонация и конструкция цилиндра, стр. 50—69.
86. G. R. Ricardo, Быстроходные двигатели внутреннего сгорания, русск. пер. 1932. Влияние формы камеры сгорания, стр. 94—123.
87. А. А. М ю р ю щ е н к о, К вопросу определения степени сжатия у двигателей внутреннего сгорания по индикаторной диаграмме. 1930.
88. А. Этэвэ, Регулировка распределения двигателей внутреннего сгорания. Пер. с франц., 1931.
89. Н. Г. Б р и л л и н г, Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. 1931.
90. В. В. В л а с о в, Исследование линии сгорания в двигателе дизель, «Механизация и моторизация РККА», 1933, № 5.
91. Е. А. Ч у д а к о в, Скорость горения рабочей смеси в двигателях внутреннего сгорания, Бюллетень НАМИ, № 1.
92. A. E. Hersley и R. F. Paton, Измерение температуры пламени в бензиновом двигателе методом спектрального анализа. Бюллетень № 262, 1933. University of Illinois engineering experiment Station, т. XXXI.
93. G. L. Clark и W. C. Thee, Исследование пламени двигателя внутреннего сгорания при помощи ультрафиолетового микроскопа. «SAE-Journal», 1927, т. XX, № 2, стр. 264—269.
94. Электрическое измерение скорости воспламенения в двигателе внутреннего сгорания. VDI, 1931, 75, № 40.
95. Herb Charles O., Спектрограф, его устройство и применение. «Machinery», 1933, № 10, т. 39, стр. 625—628.
96. Л. С. Л и х и т, Р. Ф. Ф а л л е г и М. Ф. С м и т, Изучение процесса сгорания. SAE, 1932, февраль, т. 30, № 2.
97. Martin и D. F. Caris, Измерение быстроколеблющихся давлений электрическим способом при помощи индикатора, являющегося одновременно и запальной свечей. «Automotive Industries», 1930, 15 февраля, стр. 230—237.
98. E. I. Martin и D. F. Caris, Новый электрический индикатор для моторов. «SAE-Journal», 1928, июль, т. XXIII, стр. 87.
99. Marvin Charles F., Наблюдение пламени в двигателях. SAE, 1934, ноябрь, т. 35, № 5, стр. 391—398.
100. Marvin C. F. и Best R. D., Распространение пламени и повышение давления в цилиндре двигателя внутреннего сгорания NACA, 1931 г., № 339.
101. H. Nielsen, Влияние собственных колебаний горячей газовой смеси на скорость сгорания. Forschung auf dem Gebiet der Ingenieurwissenschaften, 1933, т. 4, № 6, стр. 300.
102. J. Obara и J. Mambomo, Возможность применения катодного осциллографа для индикатора быстроходного двигателя. Report of Aeron. Res. Inst. Tokyo, № 57.
103. H. Rabezzana и S. Kalmaг, Факторы, определяющие сгорание в двигателе. «Automotive Industries», 1935, т. 72, № 9—11.
104. C. M. Rassweiler и L. Withrow, Измерение температуры пламени в зависимости от детонации и положения пламени в камере. «SAE-Journal», 1935, т. 36, № 4, стр. 125—136.
105. Reingold, Влияние диссоциации на температуру пламени «Chaleur et Industries», 1935, № 182 и 186.
106. E. Taylor и G. Williams, Новый прибор для изучения процесса сгорания. «SAE-Journal», 1934, т. 34, № 2, стр. 59.
107. W. C. Thee, Спектральный химический анализ сгорания моторных топлив. SAE, 1929, октябрь, стр. 388—392.
108. W. A. Whatmough, Изучение распространения пламени в бензиновых двигателях. «The Automobile Engineer», 1934, январь, т. XXIV, № 315.
109. W. A. Whatmough, Детонация. «The Automobile Engineer», 1934, № 320, стр. 230.
110. I. C. Slopeger, Определение эффективного сгорания по индикаторной диаграмме. Preprint SAE, 1934, 17—VI.

111. Тангенциальный метод исследований индикаторных диаграмм двигателя внутреннего сгорания (дискуссия). «Mechanical Engineer», 1926, т. 48.
112. E. S. Taylor, Новый индикатор быстроходного двигателя. «Mechanical Engineering», 1933, № 3, т. 55, стр. 168.
113. K. Schnauffer, Распространение пламени в цилиндрах мотора, изученное новыми методами. SAE, 1934, январь, стр. 17.
114. F. Schmidt, Новый индикатор для быстроходных двигателей. VDI, 1933, т. 77, № 27, стр. 748—749.
115. K. Schnauffer, Скорости сгорания бензино-бензоловых воздушных смесей в быстроходных двигателях внутреннего сгорания. VDI, «Technical Memorandum National Advisory Committee for Aeronautics», № 668, апрель 1932, стр. 1—17.
116. M. Segnus, Вычисление максимального предела продолжительности детонации в двигателе внутреннего сгорания. «Le Genie Civil», 1932, № 25, стр. 624—625.
117. Е. А. Бургов, Общая теория авиационных двигателей. Труды ВВА РККА «Авиационные двигатели», кн. 1, 1932. Исследование индикаторных диаграмм в логарифмических координатах, стр. 35—36.
118. А. Грамберг, Технические измерения при испытании машин и контроле их в производстве. Т. 1, вып. V, индикатор, 1926 г.
119. Анализ индикаторных диаграмм двигателя внутреннего сгорания (дискуссия). «Mechanical Engineering», 1927, т. 49, № 6, стр. 616—617.
120. S. Berg, Индикатор для регистрации быстрых колебаний давления. VDI, 1934, 3—XI, № 44.
121. P. W. Ernst, Точность планиметрирования индикаторных диаграмм. ATZ, 1931, 20—VI, т. 17, стр. 399—400.
122. К. Фелькер и Х. Киссингер, Исследование колебательных явлений в линии расширения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. ATZ, 1929, № 31.
123. P. M. Heldt, Улучшение конструкции индикатора в смысле большей чувствительности и точности. «Automotive Industries», 1933, декабрь № 24, стр. 696.
124. P. M. Heldt, Пьезо-электрические индикаторы. «Automotive Industries», 1934, май 26, № 21, стр. 657—658.
125. P. M. Heldt, Прослой оптический индикатор, сконструированный японскими учеными. «Automotive Industries», 1930, июль 30, т. 70, № 26, стр. 313—314.
126. Kluge и Linsch, Пьезо-электрический индикатор для быстроходных двигателей внутреннего сгорания. VDI, 1930, 21—VI, т. 74, № 25, стр. 887—889.
127. Kluge и Linsch, Пьезо-электрические измерения давлений. VDI, 1929, 14—IX, № 37.

ОПЕЧАТКИ

к стр.	138	под	фиг.	122	д.	быть	подпись,	помещенная	под	фиг.	126	-
"	"	139	"	фиг.	123	"	"	"	"	"	127	
"	"	140	"	фиг.	124	"	"	"	"	"	128	
"	"	141	"	фиг.	125	"	"	"	"	"	122	
"	"	142	"	фиг.	126	"	"	"	"	"	125	
"	"	143	"	фиг.	127	"	"	"	"	"	123	
"	"	144	"	фиг.	128	"	"	"	"	"	124	

Зах. 772. В. А. Петров. Методика тепловых исследований автотракторных двигателей.