

0551.5  
075

воздушная

академия РККА

им. проф. Н. Е. Жуковского

621.431.75

0-75

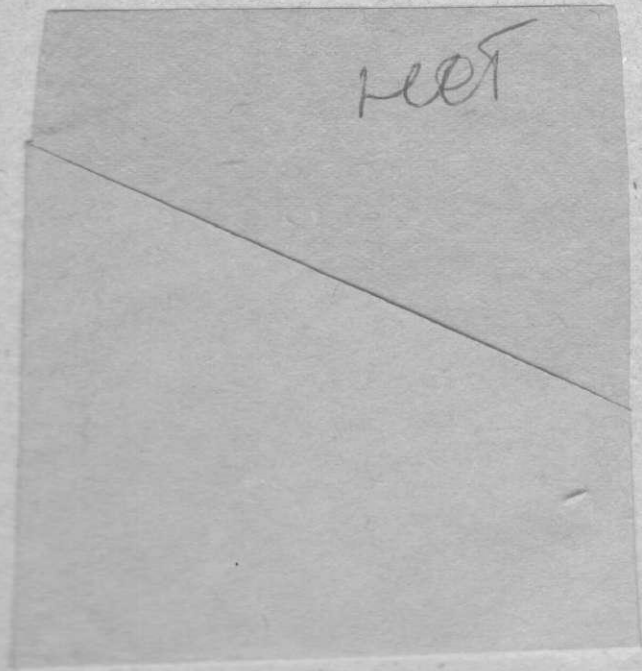
основные вопросы  
развития  
**быстроходных  
двигателей  
внутреннего  
сгорания**

сборник переводных статей  
под общей редакцией  
**В. Александрова**  
и **Н. Чернышева**



государственная  
библиотека  
и документно-  
информационный  
центр

1532



net

M. J. J. J. J.

74690 22 mm

31080 23-92

OK M



# основные вопросы развития быстроходных двигателей внутреннего сгорания

сборник статей  
из иностранных  
источников  
под общей редакцией  
инженеров-механиков  
**В.Александрова**  
и **Н. Черняева**



1932  
государственное  
авиационное и автотракторное  
издательство  
москва

0551.5

Редактор Шаховской  
Техн. ред. Москвичева

Уполн. Главлита № Б—14460. ОНТИ № 2418/11 НМ-1. Зак. № 3798. 16<sup>1</sup>/<sub>4</sub> п. л. Тир. 10 000

Фабрика книги «Красный пролетарий». Москва, Краснопролетарская ул., д. 16.

## Предисловие

Последние годы являются для авиамоторостроения годами искания и решения проблем. Вопросы конструкции, термодинамики, расчета и испытания двигателя подвергаются ревизии. Накопленный за период 1918—1928 гг. большой опыт о двигателях внутреннего сгорания дает возможность решительно улучшить качество мотора.

Следует отметить большой прорыв в издании переводной авиационной моторной литературы, в то время как в иностранной литературе достаточно широко освещаются вопросы теории и практики в области развития быстроходных двигателей.

Овладение авиатехникой требует достаточного ознакомления с иностранными источниками на нескольких языках (Англия, Германия, Франция и Италия), что для большинства инженерно-технических работников военного и гражданского воздушного флота является в настоящий момент невозможным.

Исходя из этого, моторный цикл Военной воздушной академии поставил своей задачей выпустить в кратчайший срок первый сборник переводных статей по наиболее актуальным вопросам, каковыми являются: 1) перспективы развития авиационного мотора (сюда входят вопросы конструкции, термодинамики и др.), 2) быстроходный дизель (в связи с тем, что в ближайшем будущем Институтом авиационного моторостроения выпускается специальный сборник по этому вопросу, редакция нашла нужным ограничиться помещением небольшого количества статей по этому вопросу); 3) динамика и прочность, в особенности крутильные колебания; 4) охлаждение и другие вопросы.

В данном сборнике не освещены вопросы наддува, редукции и пр., так как в будущем моторный цикл предполагает выпускать сборники по отдельным вопросам.

Сборник рассчитан на инженерно-технический состав военного и гражданского воздушного флота и учащихся втузов. К обработке статей были привлечены инженеры Военной воздушной академии и Московского авиационного института.

Редакция считает необходимым отметить большое внимание к технической подготовке материала (чертежи, схемы и пр.), проявленное сотрудниками академии гг. И. В. Шуралевым и Т. А. Филипповой.

Редакция просит в связи с последующими выпусками сборников обращаться со всеми вопросами и направлять пожелания на имя Военной воздушной академии в моторный цикл.

Редакторы

## Содержание

	Стр.
Предисловие . . . . .	3
Конструкция головок цилиндра. Г. Рикардо . . . . .	7
Турбулентия (завихрение) . . . . .	8
Детонация . . . . .	—
Границы применения «турбулентной головки» . . . . .	17
Конструкция камер сгорания. А. Таув . . . . .	21
Исследование пламени. В. Уатмоу . . . . .	31
Термодинамические исследования авиамоторов. Курт Леннер . . . . .	38
Введение . . . . .	—
Общие задачи . . . . .	—
Отдача тепла и охлаждение . . . . .	39
Моторы с карбюраторами . . . . .	43
Дизель-мотор . . . . .	46
Специальные вопросы . . . . .	—
Предварительные исследования Германской воздухоплавательной лаборатории . . . . .	48
Заключение . . . . .	51
Увеличение тяговой мощности в звездообразных моторах воздушного охлаждения. Ф. Тейлор . . . . .	52
Границы увеличения литража . . . . .	53
Влияние клапанов и проходов на число оборотов . . . . .	—
Способы предупреждения защемления поршня . . . . .	55
Влияние детонации на повышение среднего эффективного давления . . . . .	59
Влияние охлаждения на детонацию . . . . .	60
Влияние направляющих перегородок на сопротивление и охлаждение . . . . .	61
Нагнетание и его границы . . . . .	63
Октановое топливо . . . . .	67
Нормальный расход горючего в килограммах на лошадиную силу . . . . .	—
Наибольшие потери вследствие трения в чоршне . . . . .	68
Отношение коэффициента лобового сопротивления мотора к диаметру . . . . .	69
Выигрыш в скорости благодаря капотам и перегородкам . . . . .	70
К. и д. ввинта и редуктора . . . . .	71
Впрыск горючего при зажигании от свечи в моторе, работающем по циклу Отто. С. Тейлор, Е. Тейлор, Г. Вильямс . . . . .	73
Впрыск во всасывающую трубу . . . . .	76
Впрыск в цилиндр . . . . .	78
Впрыск тяжелого топлива . . . . .	80
Дросселирование . . . . .	81
Заключение . . . . .	—
Приложение . . . . .	—
Воздушное охлаждение авиамоторов. Ф. Гослау . . . . .	82
Опытная установка . . . . .	85
Критический обзор конструкций цилиндров . . . . .	88
Максимальная мощность цилиндра . . . . .	91
Повышение мощности наддувом . . . . .	92
Преимущества удлинения хода перед увеличением диаметра . . . . .	93
Тихоходные двигатели большого литража как моторы будущего для воздушных сообщений . . . . .	94
Гоночные моторы . . . . .	95
Масляное охлаждение и масляные радиаторы. В. Рамзо . . . . .	96
Сравнение радиаторов водяного и воздушного охлаждения . . . . .	98
Вероятность закупорки радиатора . . . . .	100
Отвод тепла . . . . .	—

Характеристики, современное положение и будущее возможности применения нефтяных двигателей на самолетах. Г. Рикардо . . . . .	105
Проблема пожарной безопасности . . . . .	—
Вес . . . . .	106
Проблема вырыскивания . . . . .	109
Направляемое вырыскивание . . . . .	110
Камера предварительного воспламенения (форкамера) . . . . .	111
Способ кругового вихря . . . . .	112
Современные пределы мощности быстроходных дизель-моторов. П. Швейтцер . . . . .	117
Среднее эффективное давление . . . . .	118
Число оборотов . . . . .	119
Замедление воспламенения (скрытый период сгорания) . . . . .	120
Заключение . . . . .	121
Дизель-моторы для авиации. А. Вульсон . . . . .	122
Сравнение бензинового мотора и дизеля . . . . .	—
Быстроходные и тихоходные двигатели . . . . .	123
Преимущества авиационного двигателя . . . . .	128
Устранение пожарной опасности . . . . .	129
Экономия в расходе топлива . . . . .	—
Охлаждение и другие особенности дизеля . . . . .	131
Отдача мощности . . . . .	132
Работа мотора и радиопередача . . . . .	133
Влияние на конструкцию самолета . . . . .	—
Влияние зажигания от компрессии на безопасность . . . . .	134
Сравнение надежности двигателей . . . . .	—
Надежность деталей мотора . . . . .	135
Выводы . . . . .	136
Будущее звездообразных дизелей с воздушным охлаждением . . . . .	—
Совместная работа нефтяного насоса и форсунки в бескомпрессорных дизелях. П. Лоранж . . . . .	138
Характер протекания кривой давлений . . . . .	142
Пригодность двухтактного процесса для быстроходных двигателей. Хольм Отто . . . . .	144
Четырехтактные моторы . . . . .	149
Двухтактные моторы . . . . .	154
Сравнение результатов расчета для процесса двух- и четырехтактных моторов . . . . .	159
Заключение . . . . .	162
О расчете кривошипного механизма авиационных двигателей. О. Штейгенбергер . . . . .	163
Зависимость между индикаторной диаграммой, диаграммой крутящего момента двигателей внутреннего сгорания и крутильными колебаниями валов. Новый метод гармонического анализа. А. Шредер . . . . .	181
Силы инерции кривошипного механизма . . . . .	183
Тангенциальные силы от действия газов . . . . .	196
Аналитическое определение постоянных Фурье . . . . .	204
Особые уравнения кривой тангенциального усилия от давления газа для многоцилиндровых двигателей . . . . .	213
Влияние компрессоров и продувочных насосов . . . . .	216
Заключение . . . . .	217
Новые данные о вибрации коленчатого вала. А. Штиглиц . . . . .	218
К расчету скользящих подшипников. Э. Вельнер . . . . .	228
Влияния, учитываемые при расчете шеек . . . . .	230
Графическое изображение размеров шейки . . . . .	234
Границы допустимого давления $P_v$ . . . . .	236
Испытательные установки для исследования работы авиамоторов. В. Янсон . . . . .	239
Влияние центробежного нагнетания на испарение топлива. С. Тейлор . . . . .	249
Метод исследования . . . . .	—
Аппаратура . . . . .	250
Результаты . . . . .	256
Вероятная точность измерений . . . . .	258
Заключение . . . . .	259



## Конструкции головок цилиндра<sup>1</sup>

Гарри Рикардо

Около десяти лет назад, в результате тщательной экспериментальной работы автор сконструировал и запатентовал головку цилиндра для моторов с боковым расположением клапанов, известную под названием «турбулентная головка», которая теперь широко применяется.

Главной целью этой головки является:

а) Создать добавочное завихрение в течение хода сжатия для того, чтобы:

- 1) увеличить скорость сгорания,
- 2) снять слой несгоревшего газа, прилипший к холодным поверхностям камеры сгорания,
- 3) уменьшить стремление к детонации поддержанием несгоревших газов в быстром движении, допуская таким образом возможность более легкого освобождения тепла сжатия проходящим фронтом пламени.

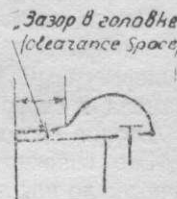
б) Уменьшить длину пути пламени от свечи до самой дальней точки камеры сгорания, что достигалось устройством небольшого зазора между днищем поршня и головкой цилиндра<sup>2</sup> (фиг. 1). Газ, заключенный между этими двумя поверхностями, настолько здесь охлаждался, что эта часть камеры сгорания становилась недействительной в отношении детонации.

в) Сделать путь пламени как можно короче расположением свечей в центре камеры,

г) Уменьшить до минимума отношение поверхности камеры сгорания к объему ее и следовательно потери тепла в процессе сгорания.

Таким способом была найдена возможность получить от мотора с боковым расположением клапанов мощность и экономичность настолько хорошими, какие ранее удавалось получить от моторов с подвесными клапанами (расположенными наверху) при равных размерах цилиндра (к тому же здесь добавлялись преимущества в виде уменьшения склонности к детонации и «чувствительности» к преждевременным вспышкам).

В течение последних лет автором и другими производились исследования влияния завихренности (турбулентности) на детонацию. Все эти вопросы были достаточно освещены и исследованы, в частности замечательна теория проф. Календера (Callendar) о явлении детонации.



Фиг. 1.

<sup>1</sup> Журнал «The Automobile Engineer», июль и август 1929.

<sup>2</sup> Так как в русском языке нет соответствующего термина для обозначения этого зазора (по-английски — clearance space), то в дальнейшем мы будем называть его «зазор в головке». Прим. перев.

## Турбулентия (завихрение)

Процессы сгорания в цилиндре мотора в основном повидимому протекают в следующих направлениях. Отдельные, чрезвычайно высокой температуры искры проскакивают через электроды, оставляя позади себя тонкий шнур пламени. От этого тонкого шнура сгорание распространяется до оболочки смеси, мгновенно окружая ее со скоростью, которая зависит, во-первых, от температуры самого пламени и, во-вторых, от температуры и плотности окружающей среды. Таким образом имеется постепенное возрастание ядра пламени. Если содержимое цилиндра будет в шокое, как при сгорании в бомбе, то процесс будет развиваться сравнительно медленно, но с возрастанием скорости, до тех пор пока пламя не распространится через всю массу горючего. Если в какой-либо период скорость распространения превзойдет предельное значение, зависящее от природы топлива и температуры еще несгоревшей смеси, то установится детонационная волна.

Так как в цилиндре мотора смесь находится в состоянии быстрого завихрения, то распространение ядра пламени и весь процесс сгорания чрезвычайно будет ускоряться. Процесс сгорания можно рассматривать протекающим как бы в двух совершенно различных направлениях:

- 1) рост и самораспространение ядра пламени и
- 2) распределение этого пламени во все места камеры сгорания.

Первый есть химический процесс, зависящий от природы топлива, от температуры и давления и от того, что Тизард (Tizard) называет температурным коэффициентом топлива, т. е. отношением температуры пламени к скорости его распространения.

Второе состояние — чисто механическое и понятное.

Это конечно не означает, что оба эти состояния совершенно различные; до некоторой степени они влияют друг на друга, например более высокая температура пламени будет вызывать более быстрое распространение сгорания при данной скорости завихрения.

## Детонация

Явление детонации было предметом обширного исследования многих ученых, но за исключением теории проф. Календера об образовании пероксидов немного имеется надежных теорий по этому вопросу. Собственно говоря, явление детонации должно составлять проблему для физиков и химиков. Инженеру же и конструктору явление детонации нужно знать лишь как фактор, определяющий выбор степени сжатия, предел отдачи мощности и к.п.д., которые он может получить от мотора. Надо полагать, и это кажется совершенно очевидным, что детонация появляется в самом конце пути пламени благодаря сжатию небольшой порции несгоревшего заряда подходящим пламенем.

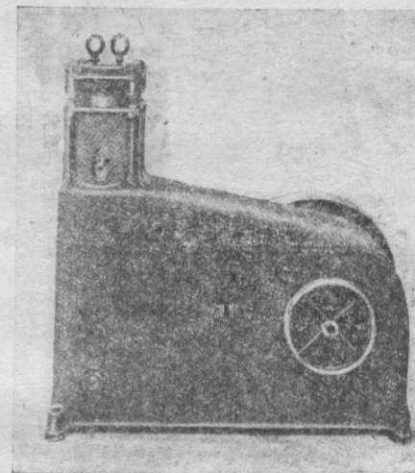
Детонация зависит от следующих причин:

1. Скорости проходящего пламени, которая быстро увеличивается по мере удаления его от точки воспламенения, т. е. зависит от длины пути пламени.

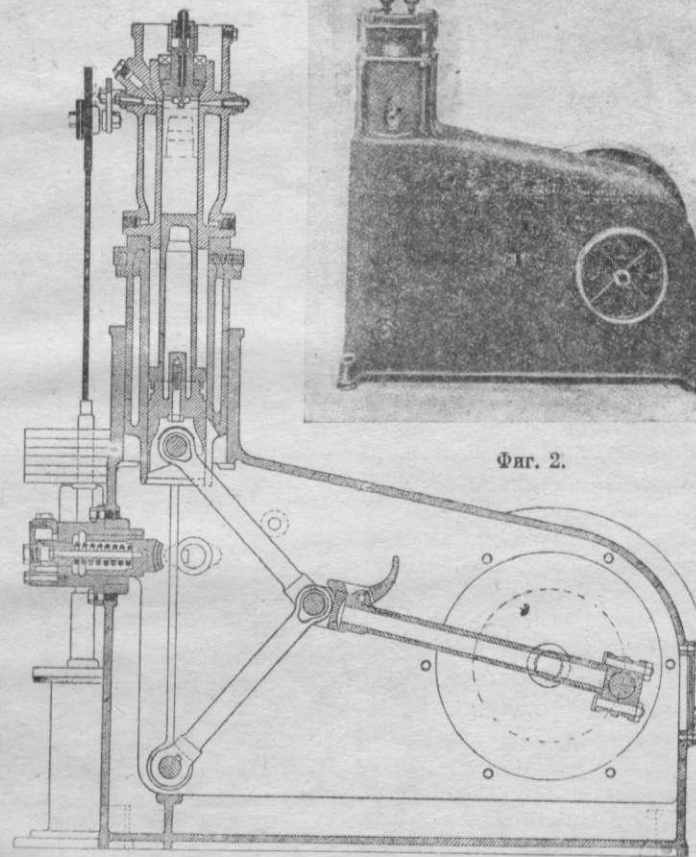
2. Температуры поверхностей, окружающих оставшийся несгоревший заряд.

3. Степени завихрения; на первый взгляд кажется, что последнее

должно иметь малое влияние, поскольку завихрение, увеличивая скорость проходящего пламени, почти в равной степени увеличивает отдачу тепла несгоревшего заряда благодаря теплопроводности, лучеиспусканию и т. д. Однако опыт показывает, что завихрение, наоборот, сильно влияет на уменьшение детонации. Завихрение разрывает фронт пламени, перемешивает его с остаточным несгоревшим зарядом и уменьшает время потерь на лучеиспускание.



Фиг. 2.



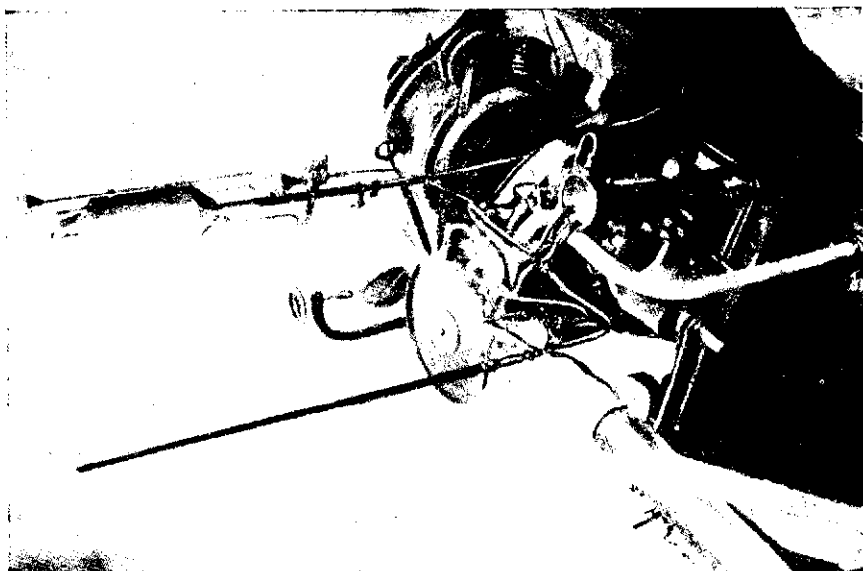
Фиг. 3.

4. Площади и температуры самой горячей части поверхности внутри камеры сгорания, например головки выпускных клапанов, которые, будучи сильно нагретыми, вызывают местные воспламенения в течение ходов всасывания и сжатия, повышая температуру цикла.

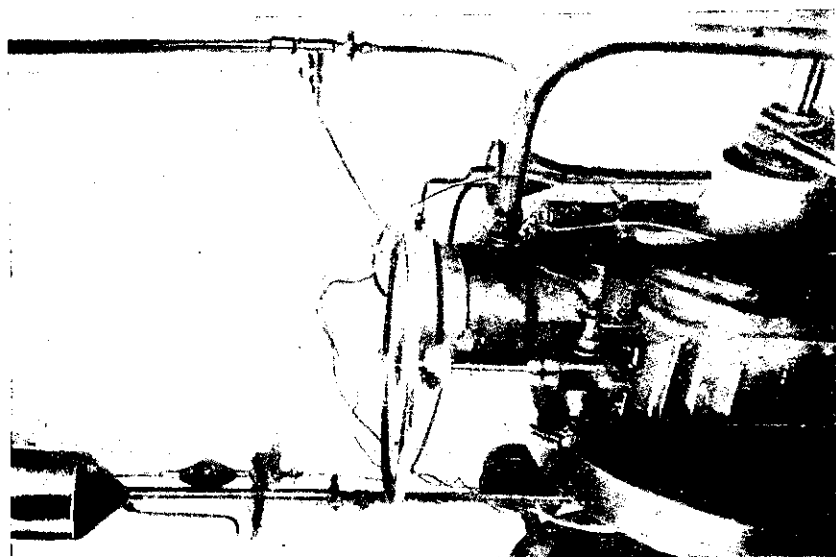
В течение последних нескольких лет автор со своими сотрудниками провел ряд испытаний в отношении влияния завихрения на детонацию. Для исследования была применена специально сконструированная аппаратура, именно:

1. Специальный (делающий только один ход сжатия) мотор, в ко-

тором поршень, быстро сделав один ход сжатия, останавливался и залипал в верхней мертвой точке. Заряд в камере сгорания мог быть подожжен или обычным способом — искрой, или посредством сжатия.



Фиг. 5.



Фиг. 4.

Внутри камеры сгорания был установлен маленький вентилятор для получения желаемой степени завихрения (фиг. 2 и 3).

2. Специальный исследовательский мотор (фиг. 4 и 5), снабженный очень чувствительными приборами для измерения давления во время сгорания при любом угле поворота кривошипа. В цилиндре мотора имел-

ся целый ряд кварцевых контрольных окон для наблюдения стробоскопом за быстротой распространения пламени от свечи до наиболее удаленной точки камеры сгорания. Этот мотор имел сменные головки. Более 60 различных форм головок были испытаны и исследованы в отношении отдачи мощности, к. п. д., скорости возрастания давления, скорости прохождения пламени и прочих факторов, при различном расположении свечей.

3. Мотор с переменной степенью сжатия, в котором производились различные комбинации расположения клапанов и свечей.

4. Золотниковый мотор, в котором завихрение контролировалось непосредственно и посредством направляющих флюгеров, установленных снаружи впускных отверстий, и прибора в виде анемометра, установленного внутри камеры сгорания.

5. Значительное количество исследовательских моторов, построенных первоначально для других исследований, но использованных впоследствии для вышеуказанных опытов.

Эти исследования отнимают много времени и чрезвычайно утомительны. Особое внимание должно быть обращено на то, чтобы все условия опыта были вполне одинаковы в отношении состава смеси, температуры воды, воздуха, масла и др. Кроме того для получения желаемых результатов экспериментальная аппаратура должна быть соответственно сконструирована.

Данные, извлеченные из этих экспериментов, подтверждают правильность сделанных автором выводов.

Недавно произведенные дополнительные опыты показывают:

1. Что скорость сгорания зависит от степени завихрения и может быть выражена скоростью возрастания давления за  $1^\circ$  поворота кривошипа. Для более точного определения скорости возрастания давления при сгорании был установлен электрический индикатор Фарнборо. Диаграммы были получены для углов поворота кривошипа около  $75^\circ$  в обе стороны от верхней мертвой точки. Типичная диаграмма, полученная таким образом, показана на фиг. 6.

2. Что до некоторой степени скорость сгорания зависит от степени сжатия. Наибольшей степени сжатия соответствует более быстрое сгорание и потому потребуется меньшее завихрение. Диаграмма фиг. 7 получена на моторе с переменной степенью сжатия—4,5 и 6—при одинаковой степени завихрения в каждом случае.

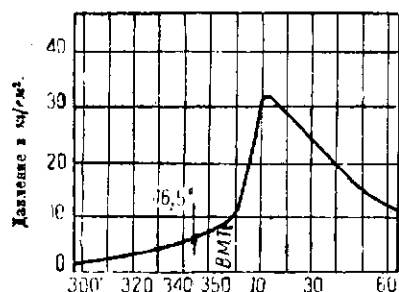
3. Что при данной степени сжатия наилучшая отдача мощности и к. п. д. (при полной нагрузке) получается тогда, когда скорость возрастания давления приблизительно равна  $2,1 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа. При малых нагрузках желательна несколько большая степень завихрения.

Фиг. 8 показывает наблюдаемое соотношение между мощностью и скоростью возрастания давления. Из фигуры видно, что в районе от  $1,75$  до  $2,65 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа кривая ложится плавно. Ниже  $1,75 \text{ кг/см}^2$  падение объясняется замедлением и неполным сгоранием, что в практике является весьма серьезным явлением, так как замедленное сгорание дает нагарообразование, делает мотор «чувствительным» к преждевременным вспышкам и дает выхлопы в карбюратор при обедненной смеси. Выше  $2,65 \text{ кг/см}^2$  тепло теряется вследствие интенсивной теплоотдачи лучеиспусканием, что уменьшает выигрыш от

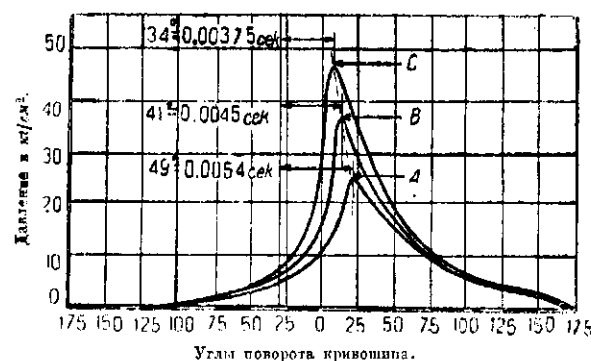


более быстрого сгорания. Кроме того при этих высоких скоростях возрастания давления коленчатый вал подвергается действию внезапных и резких усилий, вызывающих удары поршня, шум и жесткую работу мотора.

4. Что в так называемой «турбулентной» головке скорость завихрения определяется первоначальной скоростью смеси во впускных клапанах и диффузоре. Во время опытов каждый из упомянутых факторов изменялся и в отдельности оценивалось его значение.



Фиг. 6. Максимальное давление —  $32,7 \text{ кг/см}^2$ ; углы поворота кривошипа в градусах; скорость поднятия давления  $2,42 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа. Опережение зажигания  $16,5^\circ$ .



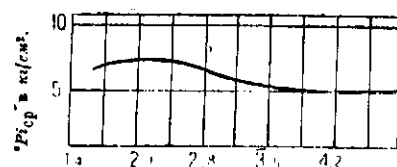
Фиг. 7. Углы поворота кривошипа в градусах.

А)  $E = 4,0 : 1$ ,  $P_{\text{ср}} = 8,4 \text{ кг/см}^2$ ; В)  $E = 5,0 : 1$ ,  $P_{\text{ср}} = 9,55 \text{ кг/см}^2$ ; С)  $E = 6,0 : 1$ ,  $P_{\text{ср}} = 10,9 \text{ кг/см}^2$ .

гих. Имея в виду коэффициент наполнения, нет смысла устраивать очень маленький впускной клапан и большой диффузор, рассчитывая на увеличение завихрения от скорости; с другой стороны, не дает выигрыша и устройство очень большого впускного клапана, в предположении, что завихрение будет проходить благодаря малому диффузору. Ясно, что здесь требуется разумное сочетание обоих этих условий.

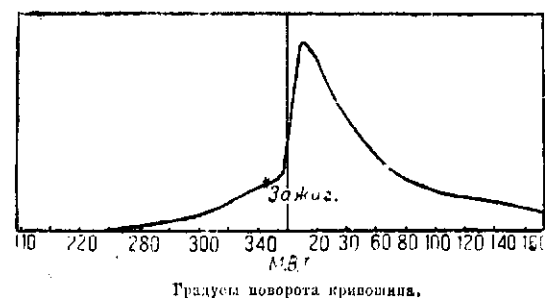
6. Что завихрение увеличивается пропорционально увеличению оборотов мотора, так что соотношение между скоростью возрастания давления и углом поворота кривошипа в основном останется постоянным

5. Что скорость смеси в выпускном клапане и в диффузоре влияли на степень завихрения почти одинаковым образом, хотя это нежелательно, так как неправильно усиливалось влияние одних факторов за счет дру-

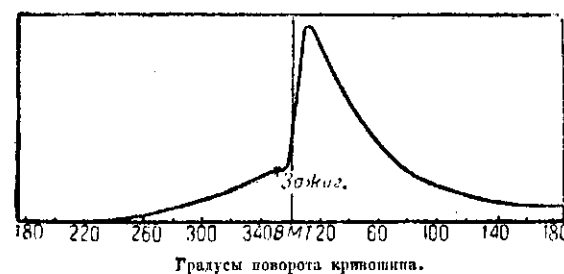


Фиг. 8. Скорость возрастания давления в  $\text{кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа.

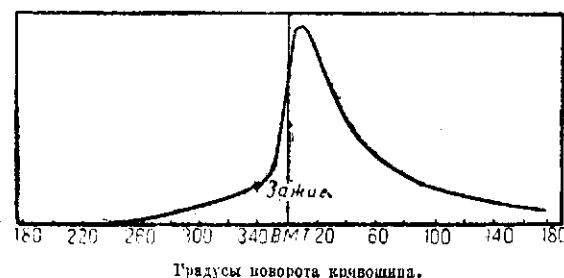
для всех оборотов мотора. Таким образом комбинацией размеров клапана и камеры сгорания мы сможем получить скорость возрастания давления до  $2,1 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  при полном дросселе и при любых нагрузках. Пример, иллюстрирующий это положение, приведен на диаграммах (фигуры 9, 10 и 11), снятых с автобусного мотора.



Фиг. 9.

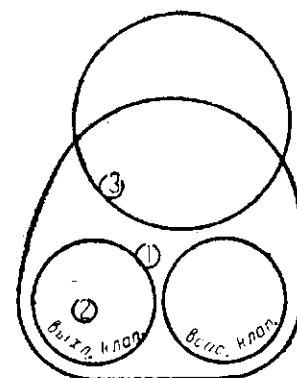


Фиг. 10.



Фиг. 11.

7. Что во всех случаях расположение свечи для более эффективной работы должно быть не в самом центре, но слегка отнесено по направлению к головке выпускного клапана, так как близлежащая зона наиболее горячая и путь пламени должен быть более коротким.



Фиг. 12. Расположение свечи в рикардовской турбулентной головке.

Результаты экспериментов, произведенных над «турбулентной» головкой в отношении влияния различного расположения свечей (фиг. 12) приведены в табл. 1 (см. табл. 1 на стр. 14).

Из таблицы видно, что положение свечи № 1 дает наилучшие результаты в смысле мощности к. п. д. и склонности к детонации.

Положение № 2—свеча расположена около выпускного клапана, в самой горячей части, стремление к детонации здесь было больше, чем в положении № 1. Причина этого явления лежит в большей длине пути пламени в положении № 2.

Таблица 1

Положение свечей	Работа при полном открытии дресселя, приведенная к $\bar{E} = 5$		Опережение, зажигание в градусах	НУСР на бензи- не № 1 (° Шелл (наивыгоднейшая допустимая сте- пень сжатия)
	Средн. эффект, давления в кг/см <sup>2</sup>	Расход в кг на 1 э. л. с. ч.		
1	8,35	0,250	17,6	5,87
2	7,35	0,260	19,8	5,65
3	7,76	0,260	23	5,3

8. Фиг. 13 показывает наблюдаемое соотношение между наивыгоднейшей допустимой степенью сжатия и «зазором в головке».

Наблюдения через кварцевые окна показывают, что в так называемой недействующей части камеры сгорания, т. е. в «зазоре» (clearance space), появляется детонация, когда этот зазор делается больше некоторого значения.

9. Что влияние завихрения на детонацию хотя и значительно, но не чрезмерное. В моторе трудно изменять степень завихрения без изменения других факторов, оказывающих влияние на детонацию.

В настоящих опытах сжатие изменялось в довольно широких пределах, пока скорость вентилятора и завихрения поддавалась контролю. Было установлено, что по мере увеличения оборотов вентилятора можно было постепенно увеличивать степень сжатия при тех же топливе, составе смеси и температуре.

Серия опытов на моторе (фиг. 3), в котором изменялась только площадь открытия дресселя, показала, что, как только эта площадь уменьшалась, завихрение и давление вследствие этого увеличивались.

В табл. 2 приведены результаты целой серии опытов над многочисленными головками, установленными на одном и том же цилиндре, но при разном положении дресселя.

Таблица 2

Степень турбулен- ции (выраженная в скорости возрастания давления в кг/см <sup>2</sup> на 1° пово- рота кривошипа)	НУСР (наивысшая допустимая степень сжатия) на бензи- не № Шелл
1,75	5,35
2,08	5,55
2,46	5,80
2,80	6,10
3,14	6,55
3,51	6,85
3,86	7,05
4,20	7,15

Таблица 3

Головка	Зазор между дни- щем поршня (clear- ance space) и го- ловкой цилиндра «зазор в головке»	НУСР на бен- зине № Шелл
A	0,56 мм	6,9
B	2,16 »	6,8
C	3,74 »	5,67
D	5,35 »	5,48
E	7,0 »	5,37

Вышеуказанные опыты строго сравнимы во всех отношениях. Из этой таблицы видно, что завихрение усиливается, поскольку увеличива-

лась допустимая степень сжатия. С обыкновенной «турбулентной» головкой при повышении скорости возрастания давления от 1,75 до 2,46 кг/см<sup>2</sup> влияние завихрения на детонацию было небольшое.

Влияние на детонацию толщины слоя газа, содержащегося в зазоре между днищем поршня и цилиндром, будет определяться только этим зазором. Ряд произведенных опытов (без нарушения других, имеющих отношение к детонации факторов) показал, что увеличение скорости выхлопа отработанных газов уменьшением расстояния между днищем поршня и головкой цилиндра увеличивало до некоторой степени турбулентность (завихрение).

Результаты этих наблюдений, полученных с пятью различными «зазорами в головке» при работе на полном открытии дресселя, дающей довольно высокое завихрение, представлены в табл. 3.

Надо заметить, что различие «в зазорах» между головками B и C идет целиком за счет различных степеней сжатия, хотя наблюдаемая разность в скорости возрастания давления между этими двумя опытами была меньше, чем 0,21 кг/см<sup>2</sup> на 1° поворота кривошипа. Большое различие между B и C объясняется тем фактом, что зазор в 3,74 мм был вполне достаточным, чтобы появилась детонация в этой части камеры сгорания.

Другими словами, эта часть камеры сгорания сделалась действующей в отношении детонации, что и было подтверждено наблюдениями посредством стробоскопа, через кварцевые окна.

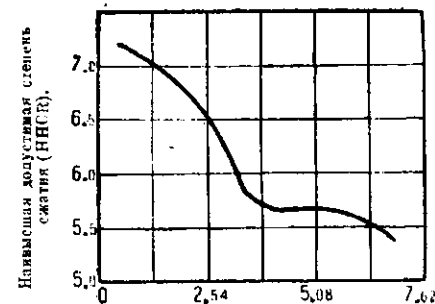
Между головками B и C действительная длина пути пламени разилась на 63 мм, т. е. на длину, образованную этим зазором между днищем поршня и головкой цилиндра.

Влияние размеров выпускного клапана на завихрение было подобно изменению диффузора. Скажем так: когда площадь выпускного клапана увеличивалась вдвое, скорость возрастания давления падала в два раза и, наоборот, указывая таким образом, что завихрение может быть изменено одним из этих способов.

Ряд испытаний был произведен на определение влияния форм камеры вообще при постоянном «зазоре». Влияние различных форм камеры на мощность, расход и детонацию при этих условиях было незначительно и в практике им пренебрегали.

Повторные опыты, произведенные в связи с современными требованиями в пользу сферической головки, подтвердили ранее полученные выводы, т. е. что сферическая головка и такая, как показана на фиг. 17, были хороши с точки зрения отливки; в механической же обработке преимущества остаются за шатровой формой. В работе той и другой большой разницы нет.

Опыты на золотниковом моторе (фиг. 5) дали несколько интересных данных в отношении влияния «организованного» завихрения и беспорядочного. Тот и другой вид завихрения получался посредством дефлек-



Фиг. 13. «Зазор в головке» в мм.

тора (отклонителя), или направляющих лопаток, установленных непосредственно к всасывающим каналам. Скорость «организованного» завихрения измерялась посредством маленького вращающегося анемометра, установленного внутри камеры сгорания. Как и надо было ожидать «организованное» завихрение давало ничтожные результаты, так как ядро, образовавшееся около свечи пламени, вращалось кругом в камере сгорания, не распространяясь на новые области. При этих условиях увеличение завихрения не давало ощутимых результатов, скорость возрастания давления была крайне низкой, мотор давал низкую отдачу мощности, большой расход, сильный нагрев выпускных труб и заметное стремление к выхлопу в карбюратор.

Когда были установлены дефлекторы, дающие беспорядочное завихрение, то скорость возрастания давления изменялась в широких пределах, а мощность и экономичность двигателя увеличивалась на 15—20%. Наилучшие результаты были получены при скорости возрастания давления около  $5 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа. Температура выпускных труб при этом была меньше, чем при «организованном» завихрении. Выхлопов в карбюратор не наблюдалось даже при работе на очень богатой или на очень бедной смеси. опережение зажигания должно быть здесь большим, чтобы получить равномерность крутящего момента.

При дальнейшем увеличении степени беспорядочного завихрения скорость возрастания давления доходила до  $7 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа, но при этих условиях работа мотора была крайне жесткой — появлялись шумы и резкие стуки, как будто лопнул поршневой палец. При уменьшении опережения зажигания до  $6^\circ$  до ВМТ, или после ВМТ  $2^\circ$  — мощность уменьшалась только на 2%. Мотор при этом опыте работал на одном составе смеси, при 15% избытка топлива. Если смесь изменялась более чем на 10% в ту или другую сторону от указной, мотор совсем останавливался. Незначительное дальнейшее увеличение беспорядочного завихрения приводило к тому, что смесь не воспламенялась вовсе, указывая на то, что завихрения внутри цилиндра гасили искру; причем было обнаружено, что если соответственным образом защитить свечу, то можно было получить устойчивую работу мотора, однако стуки и жесткость при этих условиях становились невыносимыми. Главный интерес этих опытов состоит в том, что в золотниковом моторе посредством наружных дефлекторов можно было получить гораздо большее завихрение, чем у клапанного мотора и установить существенное различие между «организованным» и беспорядочным завихрением. Данные, полученные из вышеуказанных многочисленных опытов, и выводы из них очень мало отличаются от теоретических положений, выдвинутых автором по этому вопросу 8 лет назад.

Практическая ценность этих опытов состоит в том, что они дали возможность получить количественные показатели влияния переменных факторов и таким образом дали возможность конструировать и подбирать головки для того или иного специального типа мотора, без риска ошибиться при опыте. Около 30 различных головок были сконструированы и испытаны для различных моторов, и везде, где можно было получить индикаторную диаграмму, было видно, что скорость возрастания давления оставалась одинаковой.

В течении последних трех лет не было случаев, когда бы являлось необходимым изменять конструкцию головки от первоначально намеченной.

## Границы применения «турбулентной головки»

Хотя высокая степень завихрения не увеличивает давления до очень большой абсолютной величины, но внезапное возрастание его вызывает большую температурную и динамическую нагрузку движущихся частей, в особенности коленчатого вала, и вызывает периодические колебания, сопровождаемые (похожим на барабанный) стуком, что вместе взятое дает жесткую работу мотора.

В практике эта жесткость и определяет границы завихрения. Наилучшие результаты работы мотора были получены, когда скорость возрастания давления при полном открытии дросселя изменялась в пределах от 2,1 до  $2,46 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$ . При дросселировании изменялись факторы, производящие завихрение, скорость через клапаны уменьшалась, и также уменьшалась степень завихрения. Транспортные моторы работают большей частью на полном дросселе, отсюда необходимо создавать степень завихрения немного выше той, при которой получается наилучший к.п.д. при полной нагрузке.

Жесткость в работе мотора повидимому возникает не вследствие абсолютной скорости возрастания давления, а ввиду внезапного ее повышения. Так например, если давление первоначально будет подниматься медленно, затем начнет быстро возрастать, мотор будет работать без признаков жесткости. Для того чтобы получить постепенное первоначальное возрастание давления и таким образом иметь плавную работу мотора, надо изыскать способы, посредством которых можно было бы изолировать часть смеси и заставить ее гореть в более или менее спокойном состоянии, пока основная масса будет в состоянии нормального завихрения.

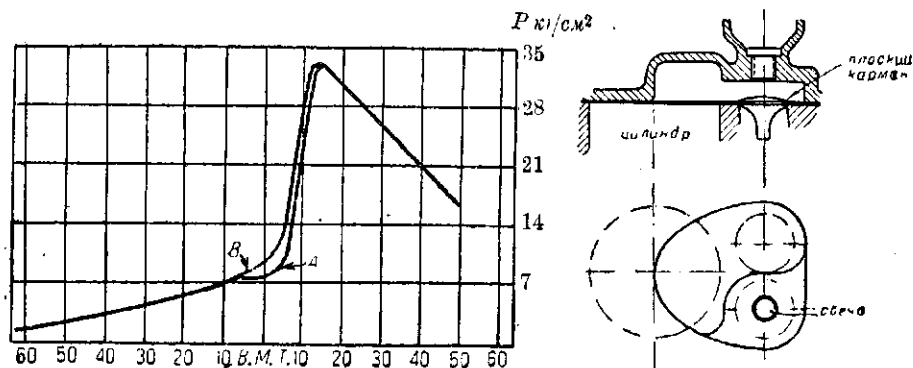
Изолированием и приведением в спокойное состояние 15% смеси от полного заряда было найдено возможным сжигать 85% остающегося заряда, при скорости возрастания давления выше, чем  $3,5 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$ , без сколько-нибудь заметной жесткости в работе мотора. Эта жесткость была заметно меньше, чем при работе с обыкновенной «турбулентной» головкой, при скоростях возрастания давления  $2,1 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа. Две наложенные индикаторные диаграммы в фиг. 14 иллюстрируют это положение. Кривая А относится к случаю, когда весь заряд сгорал при скорости возрастания давления около  $3,5 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа, и кривая В, когда около 15% смеси сгорало медленно, и оставшаяся часть сгорала со скоростью  $3,5 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$ . В первом случае работа была невыносимо жесткой, а во втором спокойной.

Этот принцип сгорания смеси с разными скоростями применялся в головке цилиндра (фиг. 15), известной под названием «головка, поглощающая удары» (shock-absorber).

В этой головке сделан неглубокий плоский карман со свечей, центрально в нем установленной. Карман сообщается с главной частью камеры сгорания через широкое, но неглубокое устье, простирающееся по окружности до половины пути и имеющее прямоугольную форму. Этот карман может быть устроен где-либо в головке цилиндра, однако предпочтительно устраивать его над впускным или выпускным клапаном. Объем кармана можно изменять по желанию в зависимости от требуемой прогрессивности возрастания скорости давления.

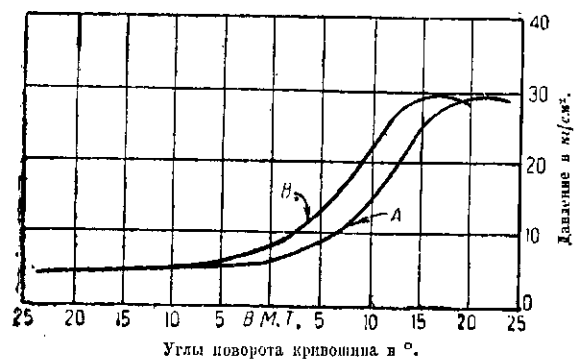


В практике хорошие результаты получались тогда, когда объем кармана составлял 10—25% от полного объема камеры сгорания. Газ, загнанный в этот карман во время хода сжатия, производил здесь местные сильные завихрения, которые быстро затухали благодаря ограниченности пространства кармана. Во время сгорания газ, находящийся в кармане, сгорает медленно, но с постепенно возрастающей скоростью, пока пламя не достигнет открытого устья, где благодаря резкому изменению сечения фронт пламени разрывается и пламя рассеивается в главной массе пространства камеры сгорания. Наблюдения над скоростью



Фиг. 14. Скорость возрастания давления:  
А) 3,57 кг/см² на 1° работает жестко; В) 3,72 кг/см² на 1° работает мягко.

Фиг. 15. Головка, поглощающая удары (shock-absorber).



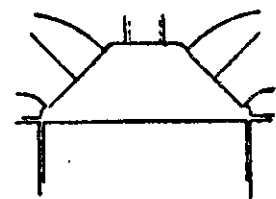
Фиг. 16. Скорость возрастания давления.

А—карман над впускным клапаном; В—карман над выпускным клапаном.

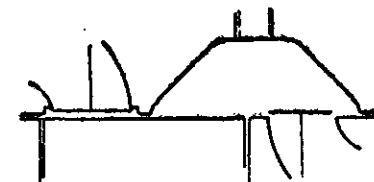
возрастания давления посредством стробоскопа на одной экспериментальной головке, в которой карман занимал 15% от полного объема камеры, показали, что промежуток времени от появления искры до достижения пламенем открытого устья был около 30° поворота кривошипа, когда карман был неглубокий и устроен над впускным клапаном. В то же время полное сгорание главной массы заряда занимало только 12°. Когда карман устраивался над выпускным клапаном, скорость сгорания в нем резко возрастала, соответствуя лишь 4° поворота кривошипа, благодаря высокой температуре газа и окружающего его пространства.

В отношении детонации поглощающая удары головка немного лучше, чем турбулентная головка, несмотря на то, что действительная длина пути пламени от кармана к наиболее удаленной точке в ней немного больше.

Было установлено, что в этой головке создавалось дополнительное завихрение в главной массе камеры сгорания, повышающее скорость возрастания давления выше 3,5 кг/см² на 1°, в то время как в обычной турбулентной головке эта скорость была 2,45 кг/см² на 1°. Другие факторы оставались те же самые. Таким образом в этой головке всасывающие окна могли быть значительно увеличены, создавая ту же самую степень завихрения и скорость возрастания давления, что и в обычной «турбулентной» головке. В процессе исследования был выработан другой тип головки под названием «высокомощная» (high-power), предназначенная главным образом для очень быстроходных моторов. Эта головка дает все преимущества первых двух типов, в особенности для моторов с подвесными наверху клапанами, с двумя распределительными валиками. Высокая удельная мощность моторов с подвесными наверху клапанами объясняется следующими факторами:



Фиг. 17.



Фиг. 18.

1) большей площадью всасывающих и выпускных проходов, которые можно получить в этой конструкции, нежели в моторах с боковым расположением клапанов;

2) устройством центрального расположения свечей;

3) очень короткому пути пламени благодаря центральному расположению свечей и отсутствию углов и карманов, где газы собираются и детонируют. Таким образом этот мотор давал возможность применения высокой степени сжатия;

4) сравнительно малым весом движущихся частей клапанного механизма, что допускало большее ускорение и лучшую работу клапана.

В «высокомощной» головке все эти условия воспроизводятся следующим образом:

а) Впускные клапаны располагаются наверху и приводятся в действие толкателем. Выпускные клапаны остаются на прежнем месте, т. е. сбоку.

б) Свечи установлены почти в центре, в действующей части камеры сгорания.

в) Выпускной клапан расположен в недействующей в отношении детонации части камеры сгорания.

На фигуре эта камера сгорания имеет вид, подобный «турбулентной» головке, и условия завихрения в ней те же, что и в последней (фиг. 17 и 18).

д) Так как впускной клапан открывается непосредственно в камеру сгорания, то нет необходимости ограничивать степень завихрения дросселированием. К тому же наружная сторона камеры сгорания и ее размеры не влияют на длину пути пламени.

е) Впускной клапан при работе не имеет высокого противодействия, и потому рабочий механизм его может быть сделан легким. Расположение клапана наверху головки лучше в смысле охлаждения и требует меньше зазоров на расширение. Образцы такой головки типа «высокомощной» испытаны были на опытном моторе, показанном на фиг. 3. При той же самой степени сжатия и скорости, как и у мотора с лучшей «турбулентной» головкой, мощность получалась здесь на 7% больше, а расход на 5% меньше.

Если скорость возрастания давления в обычной «турбулентной» головке при данном открытии дросселя была  $2,8 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$ , то скорость в головке «высокомощной» будет только  $2,3 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$ , показывая, что перестановка впускного клапана за камерой сгорания уменьшает завихрения. Испытания этих головок на больших и средних оборотах мотора с боковым расположением клапанов дали те же результаты, что и на моторах с верхним расположением клапанов, с двумя кулачковыми валиками. Очевидно, что без изменения пристроить эту головку к мотору с боковым расположением клапанов нельзя. В заключение отметим, что использованием сильного завихрения и созданием короткого пути пламени можно повысить степень сжатия мотора. Таким способом степень сжатия может быть поднята до 7.

В настоящий момент существуют моторы с боковым расположением клапанов, имеющих такую степень сжатия и работающих без помощи специальных антидетонаторов или даже бензола. Однако мотор не может долго противостоять такой высокой нагрузке. Повышение степени сжатия, скажем от 4,8 до 7, повышает отдачу мощности примерно на 15%, но максимальное давление увеличивается с 32 до  $54 \text{ кг/см}^2$ . Эта нагрузка будет разрушительно действовать на движущиеся части мотора, в особенности на шатунные подшипники. Даже если при этом не будет действительного разрушения, то скорость износа и стремление к растрескиванию подшипников увеличатся, и продолжительность службы мотора существенно уменьшится. Конечно не представлял трудности построить мотор, который бы противостоял высоким давлениям, но на моторах, не рассчитанных на такую нагрузку, применение такого высокого давления рискованно. В некоторых случаях (хотя и очень редко) употребляют такую высокую степень сжатия, как 7. Мотор со степенью сжатия 7, по сравнению с мотором со степенью сжатия 6, дает выигрыш в мощности 6%, в то время как максимальное давление получается соответственно 54 и  $45 \text{ кг/см}^2$ . В большинстве случаев, за исключением тех, когда употребляются шариковые и роликовые подшипники, значительная часть из этого небольшого выигрыша поглощается увеличивающимися потерями на трение благодаря тяжелым движущимся частям и более массивным подшипникам, которые необходимо в таких случаях иметь для того, чтобы противостоять высоким нагрузкам.

Когда конструировались «турбулентные» головки, для установки их на существующие моторы, автор всегда избегал употребления высоких степеней сжатия, и во всех случаях надеялся получить большой выигрыш не вследствие применения высокой степени сжатия, а от более эффективного сгорания, которое дает «турбулентная» головка.

Перевод и обработка инж.-мех. Н. Черняева.

## Конструкции камер сгорания<sup>1</sup>

А. Тауб

В одной из своих первых работ Рикардо считал турбуленцию как средство, определяющее появление детонации. Возможная причина этого обстоятельства лежит в том факте, что турбуленция увеличивает скорость возрастания давления, и потому Рикардо направляет свое внимание на уменьшение этого давления. Отсутствие детонации в своей сильно турбулентной головке он объясняет тем, что в этой головке уменьшено расстояние, проходимое пламенем от свечи до наиболее удаленной точки камеры сгорания.

Обозревая взгляды Рикардо по вопросу о влиянии форм камеры сгорания на образование детонации, можно сказать, что: в 1919 г. он указывал на турбуленцию как на наиболее важный фактор в установлении детонации; в 1922 г. наиболее важным фактором он уже считает наименьший путь, проходимый пламенем. Уменьшение длины пути, проходимого пламенем от свечи до наиболее удаленной точки камеры сгорания, уменьшает скорость возрастания давления несгоревшей части заряда. Эту скорость возрастания давления он теперь считает первопричиной появления детонации, потому что благодаря чрезвычайно высокому давлению происходит самовоспламенение несгоревшего заряда смеси.

В 1927 г. Рикардо снова подтверждает эту точку зрения, указывая на жесткую работу мотора как на внешнее проявление детонации. В 1929 г., подводя итоги своих работ по вопросу о детонации, он углубляет свою первоначальную точку зрения о турбулентной головке. Здесь он наиболее отчетливо указывает на то, что уменьшение длины пути пламени делает недействительным в отношении детонации ту часть камеры сгорания, которую он называет «clearance space», т. е. расстояние между верхом головки цилиндра и днищем поршня. Эту часть камеры сгорания мы, как было указано в предшествующей статье, условились называть «зазор в головке».

По поводу этого зазора Рикардо пишет:

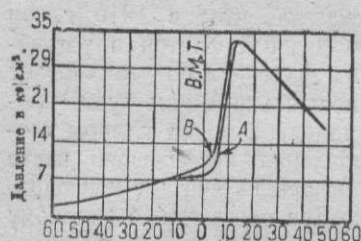
«Поршень приходит здесь в такое тесное соприкосновение с головкой, что газ, заключенный между этими двумя относительно холодными поверхностями, настолько здесь охлаждается, что исключалась возможность его самовоспламенения и появления детонации в этом зазоре». Следовательно, этому «зазору в головке» он приписывает антидетонирующее действие, и в своих ранних конструкциях камер сгорания он делает этот зазор. Здесь, как видно, Рикардо отказывается от своей первоначальной точки зрения о турбуленции и влиянии пути пламени, поскольку он уже считает теперь «зазор в головке» главным антидетонирующим фактором.

Надо полагать, что жесткая работа мотора скорее обуславливается

<sup>1</sup> Журнал «The Automobile Engineer», январь 1931.

максимальной скоростью сгорания, чем максимальным давлением. Хорошо сконструированный мотор будет работать мягко и со скоростью возрастания давления в  $2,1 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа. Доказательством этого является то, что если вначале удастся замедлить возрастание давления, то в дальнейшем давление может возрастать очень быстро, без заметных следов жесткости.

Так как турбуленция влияет существенным образом на скорость сгорания, то Рикардо считает ее надежным средством, определяющим жесткую работу мотора. В своей последней головке, известной под названием «поглощающая удары головка» (shock absorbing head), которая явилась результатом изучения влияния турбуленции на жесткость, он помещал свечу в специальном неглубоком кармане, включающем в себе около 15% заряда смеси от всего объема ее. Содержащаяся в этом кармане смесь находилась в спокойном состоянии и считалась свободной от детонации. Рикардо утверждает, что в головке, сконструированной таким образом, оставшаяся большая часть заряда смеси могла сгорать со скоростью возрастания давления в  $2,1 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$ .



Фиг. 1. Скорость возрастания давления:

A— $3,57 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа, мотор работал жестко; B— $3,72 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа, мотор работал мягко.

На фиг. 1 приведены кривые, которые использовались Рикардо для демонстрации различий в условиях мягкой и жесткой работы мотора. Однако эти кривые не соответствуют собственной его теории потому, что если мягкую работу обуславливает постепенное первоначальное возрастание давления, то кривая A должна давать более мягкую работу, так как возрастание давления идет здесь очень медленно с момента воспламенения до верхней мертвой точки. В действительности более мягкую работу дает кривая B.

На основании более чем десятилетнего опыта Тауб подтверждает правильность установленного Рикардо факта, что мотор, имеющий кривую A, будет работать жестко, а с кривой B—мягко. Однако для него остается непонятным положение Рикардо на счет скорости возрастания давления в  $3,5 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$ , так как его же собственные кривые показывают, что наилучшие результаты получаются тогда, когда эта скорость была от  $2,1$  до  $2,8 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа. Рикардо указывает, что его «поглощающая удары» головка (с большим расстоянием от свечи до наиболее удаленной части камеры сгорания) детонирует меньше, чем обыкновенная турбулентная головка. Однако Тауб не соглашается с тем, что эта головка работает мягче.

Из опытных данных видно, что если «зазор в головке» будет более  $6 \text{ мм}$ , то в отношении детонации эта часть камеры уже перестает быть недействующей.

В «поглощающей удары» головке высота этого зазора больше подъема клапана и потому эта часть является здесь действующей частью камеры.

Ревизуя работу Уатмоу (Whatmough), Тауб говорит, что она трудно понимается.

В изложении основных принципов, определяющих конструкции камер сгорания, Уатмоу говорит, что: «Охлаждение и нагревание заряда является надежным показателем правильности той или иной конструкции камеры сгорания. Заключение, выведенные из рассмотрения лишь формы камеры сгорания, будут всякий раз вводить в заблуждение, если они не сообразованы с тепловым контролем, который является решающим фактором, регулирующим сгорание и дающим мягкую или жесткую работу мотора».

В то время как Рикардо полагает, что турбуленция несгоревшего заряда увеличивает отдачу тепла в стенки камеры. Уатмоу считает, что, наоборот, эта турбуленция способствует отнятию смеси тепла от стенок. Очевидно здесь они оба правы, ибо в том случае, когда стенки более нагреты, чем смесь, передача тепла будет идти от стенок к смеси, и наоборот.

Уатмоу думает получить от управляемого сгорания (которое осуществлено в его конструкции) следующие выгоды:

- 1) Уменьшение скорости возрастания первоначального давления увеличением скорости пламени благодаря нагреву заряда выхлопным клапаном.
- 2) Снижение пика давления вследствие непрерывного движения пламени к холодным зонам.
- 3) Распространение высокого давления на широком диапазоне вследствие замедления горения.

Первоначальные принципы, положенные в основу конструкции форм камеры сгорания, у Рикардо и Уатмоу одинаковы, хотя они и не соглашались друг с другом.

Первый пункт, как видим, находится в противоречии с положением Рикардо о постепенном возрастании первоначального давления с последующим быстрым увеличением его.

Во всех своих конструкциях Уатмоу учитывал влияние «зазора в головке» и указывал на необходимость нагрева последней части заряда для сгорания.

Предложенная Уатмоу обтекаемая форма камеры сгорания представляет определенное улучшение по сравнению со многими другими конструкциями, где влияние наполнения не было учтено.

Свою позицию по отношению к Рикардо и Дженуею Уатмоу определяет следующим образом:

«Основное различие между мной и другими исследователями процессов сгорания состоит в том, что мое основное положение о тепловом равновесии я не считал единственной и специфической чертой, определяющей работу камеры, как например рикардовская турбуленция или дженуевский эффект охлаждающего влияния «зазора в головке». Это не значит, что они неправы, но что нельзя считать приведенные ими факторы панацеей против детонации. Значимость отдельных факторов определяется из изучения теплового баланса и конструкции мотора, например чрезмерная турбуленция вызывает преждевременные вспышки, в то время как неумеренное охлаждение смеси в «зазоре» будет вызывать гашение пламени и потерю мощности. В своих исследованиях я оставил термодинамику как общепринятый базис теплового исследования и предпочел ей физико-химическое исследование».

Тауб соглашается с Уатмоу, что теплообмен между содержимым



камеры сгорания и ее стенками может и должен служить средством контроля сгорания.

Это положение бесспорно и применяется при определении «зазора в головке» как средство, управляющее детонацией.

В настоящий момент вся трудность лежит в удачном приложении этих бесспорных принципов к конструкциям камер сгорания. Тауб считает, что между положениями Рикардо и Уатмоу в действительности небольшое различие, меньше, чем они сами считают. Дженуей, исследуя преимущества и недостатки рикардовской высокотурбулентной головки делает следующие замечания:

1. Безотносительно формы камеры в целях уменьшения детонации и увеличения мощности наилучшие результаты получаются, когда зажигание смеси происходит в центре массы заряда.

2. При данной степени сжатия форма камеры сгорания оказывает очень малое влияние на термический к. п. д. двигателя.



Фиг. 2. Потеря мощности от изменения высоты «зазора в головке» при бездетонационной работе.



Фиг. 3. Потеря мощности от изменения поверхности «зазора в головке» при бездетонационной работе.

3. Сдвинутая (the off-set) камера сгорания для моторов с L-образными головками цилиндров дает наибольшие возможности в смысле увеличения к. п. д. двигателя при наивысшей допустимой степени сжатия и без детонационной работы. Однако чрезмерно сдвинутая камера сгорания дает жесткую работу мотора.

Первый пункт находится в полном соответствии со взглядами Рикардо на этот счет.

Второй пункт находится в противоречии с заявлением Рикардо о большем к. п. д. благодаря турбуленции. Из своих опытов со сдвинутыми головками (off-set) и сравнением полученных данных с обычными головками Дженуей делает то заключение, что при той же самой степени сжатия различие в термическом к. п. д. очень малое, несмотря на большое различие форм этих головок.

Свою офсетную головку Дженуей считает не более турбулентной, чем любая рикардовская турбулентная головка. По мнению Дженуей турбуленция возникает главным образом во время всасывания. Бездетонационную работу своей офсетной (сдвинутой) головки Дженуей объясняет наличием охлаждающего «зазора в головке». В доказательство этого положения в 1926 г. он проделал опыты с восемью различными голов-

ками при той же самой степени сжатия, изменяя лишь высоту «зазора в головке» от 0,8 до 6,5 мм. Рикардо проделал аналогичные опыты и получил более ценные, чем Дженуей, данные о влиянии этого «зазора в головке» на возникновение детонации, потерю мощности и опережение или запаздывание зажигания. На кривых фиг. 2 и 3 показано влияние «зазора в головке» на потерю мощности.

Из своих опытов Дженуей вывел следующие заключения:

1. Влияние камеры сгорания на детонацию определяется всецело теплообменом стенок и смеси и температурой той части заряда, которая сгорает последней. Эта температура в свою очередь зависит от: а) местоположения этой части заряда к моменту его сгорания, б) формы камеры сгорания и в) расположения свечей.

2. Турбуленция является важным фактором в работе мотора, причем форма камеры сгорания незначительно влияет на турбуленцию. Первый пункт находится в соответствии с положением Рикардо и Уатмоу на этот счет, в особенности по подпункту «а».

Все трое утверждают, что эта, сгорающая последней часть заряда должна находиться в самой холодной части камеры сгорания, т. е. в «зазоре в головке».

Большое разнообразие форм камер сгорания указывает на то, что эти последние не оказывают существенного влияния на теплообмен стенок и смеси.

По вопросу о расположении свечей Уатмоу предлагает ставить их около выхлопного клапана

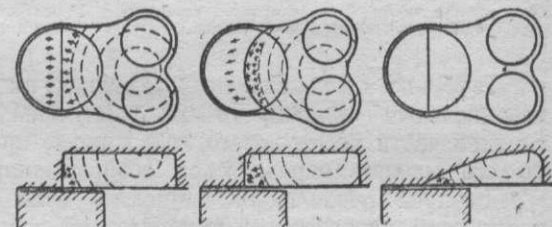
в целях первоначального нагрева смеси и предотвращения детонации. Рикардо держится прежней точки зрения и предлагает устанавливать свечу в центре камеры сгорания.

Дженуей поддерживал мнение Рикардо, но потом изменил свое мнение и в своих последних головках расположил свечу на центральной линии, соединяющей клапана, и ближе к выхлопному клапану. Это изменение в расположении свечей Дженуей мотивирует соображениями мягкости работы мотора.

На фиг. 4 представлены головки, которые испытывал Дженуей в отношении влияния «конца» стенки, т. е. формы самого верха головки, на охлаждающее действие «зазора в головке».

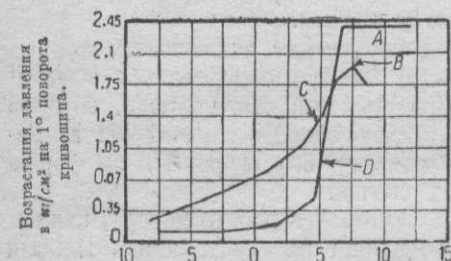
Сдвинутая камера, представленная с левой стороны, имеет прямую стенку, причем Дженуей утверждает, что в этом случае несгоревший заряд, будучи чрезвычайно сильно сжатым, будет ударяться об эту стенку, которая будет производить как бы счищающее действие, благоприятное в удалении тепла от несгоревшей части заряда. Таким образом этот заряд попадает в «зазор в головке» с пониженной температурой.

В середине представлена рикардовская турбулентная головка. Относительно головки, расположенной справа (фиг. 4), Дженуей говорит, что здесь благодаря криволинейному «концу» стенки смесь направляется во внутрь «зазора в головке» без ударов о стенку, причем счищающего



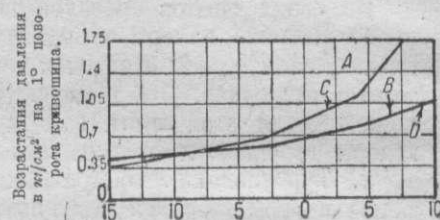
Фиг. 4. Влияние формы конца стенки на поток несгоревшего газа.

эффекта здесь не получается, вследствие чего температура заряда в этом «зоре» будет большой. Правый «конец» стенки считается недействующим в этом направлении, и в этом особенность уатмоуской турбулентной головки. Температура сжатой смеси в «зоре» этой головки выше, чем головки с вертикальным «концом» стенки.



Фиг. 5. Кривые возрастания давления Рикардо.

А—максимальная скорость возрастания  $2,38 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа; В—максимальная скорость возрастания  $1,96 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа; С—максимальное ускорение  $0,336 \text{ кг/см}^2$ ; мотор работал мягко; D—максимальное ускорение  $0,310 \text{ кг/см}^2$ ; мотор работал жестко.



Фиг. 6. Кривые возрастания давления Уатмод.

А—максимальная скорость возрастания  $1,82 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа; В—максимальная скорость возрастания  $1,1 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа; С—максимальное ускорение  $0,180 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа; D—максимальное ускорение в  $0,056 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа.

Тауб, на основании произведенных им опытов, считает головку с вертикальным «концом» стенки наилучшей в смысле охлаждения последней части несгоревшего еще заряда, причем форма головки должна по его мнению определяться соображениями мягкой работы мотора. Дженуей рекомендует применять более широкие головки, вместо компактной рикардовской турбулентной головки.

Основные различия между рикардовской головкой, «поглощающей удары (shock absorber), и уатмоуской турбулентной, а также первоначальной рикардовской состоят лишь в степени компактности. Первые две головки дают более мягкую работу, но некомпактны. Этой некомпактностью страдает и дженуевская «антиударная» головка. Таким образом некомпактность—общая черта всех головок этих трех авторов.



Фиг. 7. Кривые возрастания давления Дженуей, дающие мягкую работу мотора.

А—кривая время-давления; В—максимальная скорость возрастания давления  $1,22 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа; С—максимальное ускорение  $0,077 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа.

растания давления  $1,96 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота кривошипа и максимальное ускорение  $0,336 \text{ кг/см}^2$ . Другая, более обрывистая кривая дает максимальную скорость возрастания давления в  $2,38 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  и максимальное ускорение этого возрастания  $0,91 \text{ кг/см}^2$ . Таким образом мак-

симальная скорость возросла на 21%, в то время как максимальное ускорение возросло на 170%, что не может быть сравниваемо.

На фиг. 6 представлены кривые, снятые с уатмоуской камеры сгорания, показывающие большое различие между его результатами и результатами, полученными Рикардо. Уатмоуская нормальная кривая дает более мягкую работу, чем соответствующая кривая Рикардо. Фиг. 7 показывает дженуевские кривые, которые вполне сравнимы с уатмоускими. Эти кривые указывают, на то, что Рикардо мог идти в своих исследованиях гораздо дальше в получении мягкой работы мотора, чем дают его опыты.

Контроль жесткости в работе мотора Дженуей осуществлял регулированием объема сгорающего заряда, и в этом отношении он пошел гораздо дальше Рикардо и Уатмоу в их оценке жесткости работы обнаружением стуков. Дженуей применил метод количественного сравнения мягкой и жесткой работы мотора и составил нижеследующую таблицу, из которой видно, что при определении характера работы мотора ускорение является более важным фактором, чем скорость возрастания давления.

	Мягкая работа	Жесткая работа	Отношения второй к первой
Максимальная скорость возрастания давления . . . . .	11 320	24 100	2,14
Восстанавливающая сила . . . . .	13 160	32 500	2,46
Максимальные ускорения в возрастании давления . . . . .	6 500 000	39 600 000	6,1
Восстанавливающие силы . . . . .	10 450 000	42 300 000	4,05
Относительная кинетическая энергия отклоняющейся массы $(2,47)^2$ . . . . .	—	—	6,10
Максимальная восстанавливающая сила . . . . .	30,8	38	—
Максимальное давление . . . . .	28,6	28,6	—
Ударный фактор в % . . . . .	7,07	32	4,4

В дженуевской системе стук или удар считается причиной, выводящей систему из равновесия, причем отклонение системы зависело от ускорения сил, действующих в ней. Эти силы приобретают чрезвычайно большое значение, когда наступает явление резонанса.

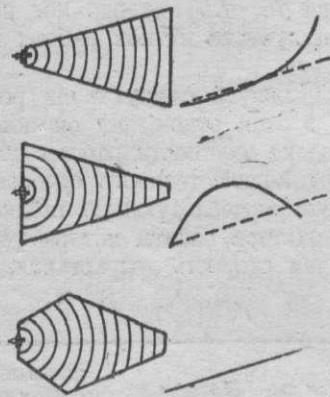
Посредством измерения объема сгорающего заряда Дженуей регулировал и скорость возрастания давления. Фиг. 8 иллюстрирует этот принцип. Самая низкая форма дает постоянное ускорение. Средняя скорость сгорания в камерах сгорания Рикардо и Уатмоу приблизительно одинаковая, и в обоих случаях имеет максимальное значение.

Рикардо изменял начальную скорость сгорания уменьшением объема смеси, подверженной сгоранию в непосредственной близости к свече, причем в этом месте он уменьшал высоту камеры сгорания, и эта часть камеры действовала как прерыватель. Когда пламя проходило это пространство, объем его быстро и значительно увеличивался с увеличением высоты камеры. Когда же фронт пламени достигал конца стенки, сгорание управлялось конусом, показанным с левой стороны фиг. 9. При



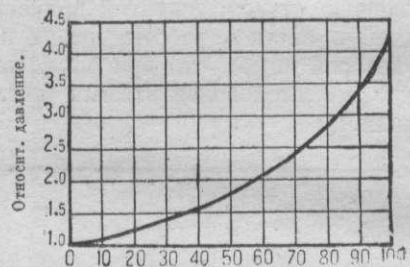
расположении свечи, как показано крестиком на среднем чертеже фиг. 9, Уатмоу тоже наблюдал прерывающее действие близко у стенки. Располагая таким образом свечу, одновременно уменьшая высоту головки и делая ее более обтекаемой в месте расположения клапанов, Уатмоу получил те же результаты, что и Рикардо. Кроме того головка Уатмоу была относительно более компактна.

Дженуей теоретически определил взаимозависимость между давлением и объемом сгоревшей смеси, что представлено на фиг. 10. Отношение максимального давления сгоревшего газа к давлению к началу сгорания было 4,14. В подсчетах предполагалось



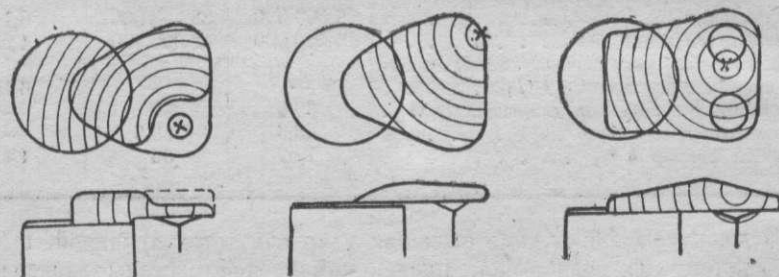
Фиг. 8. Работа конических камер сгорания

Верхняя—увеличение ускорения сгорания; средняя—уменьшение ускорения сгорания; нижняя—ускорение остается почти постоянным. Наклонные прямые линии изображают постоянное ускорение в каждом случае.



Объем сгоревшего газа в % от полного объема.

Фиг. 10. Основное соотношение между давлением и объемом сгоревшего газа во время сгорания.



Поглощающая удары головка Рикардо.

Анти-турбулентная головка Уатмоу.

Работающая без ударов головка Дженуей.

Фиг. 9. Три головки, построенные для получения мягкого сгорания.

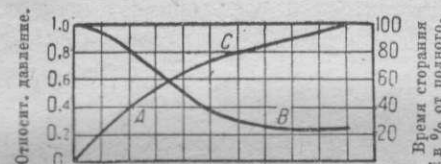
лось, что фронт пламени расширялся сферически или имел неизменную форму. Это предположение давало возможность делить камеру сгорания на объемы, занимаемые фронтом пламени, и таким образом определять относительные давления сгорания в каждой точке объема. Дженуей принял также во внимание влияние времени на охлаждение несгоревшего заряда во время сжатия его фронтом пламени. Время получал он делением пути пламени на скорость.

Фиг. 11 изображает его графический метод определения пути пламени по времени. Так как скорость распространения пламени пропорциональна возрастанию давления, то площадь под верхней кривой бу-

дет изображать время. В таком случае отношение площади, соответствующей какому-либо положению фронта пламени, к полной площади будет изображать время распространения фронта пламени в процентах от полного времени.

Теоретическая кривая время-давления сгорания может в свою очередь быть перестроена для ускорений нанесением давлений на шкале, против оси времени. Анализ этой кривой укажет, где получается максимальное ускорение и какой объем ему соответствует. Данные подсчета по этой кривой укажут, когда объем должен быть изменен.

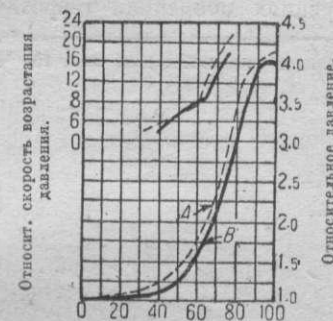
Весьма часто наблюдалось чрезвычайно большое ускорение пламени благодаря резкому изменению объема. В таком случае к подсчетам должны быть внесены поправки. Дженуей подтверждает правильность таким образом построенных характеристик, представленных на фиг. 12. В этой фигуре приведены две кривые, подсчитанные и снятые с работающего мотора.



Фиг. 11. Графический метод определения пути пламени в отношении времени.

$$A_{пл} \cong \int \frac{ld}{\text{скор.}} \cong \text{время}; B = \frac{J}{\text{скор. плам.}}$$

C — время в процентах от полного.



Время в % от полного времени сгорания.

Фиг. 12. Сравнительные характеристики действительного и подсчитанного время-давления.

A—подсчитанное; B—снятое индикатором.

Математический метод, который Дженуей применил в термодинамическом исследовании двигателей внутреннего сгорания, Тауб считает изящным. Он полагает, что Дженуей как американец своей работой опровергает господствующее в Европе мнение об американских инженерах как поверхностных и неглубоких теоретиках, в противоположность европейским.

Тауб считает, что Дженуей своей работой дал общие, основные принципы, определяющие конструкции форм камер сгорания.

То обстоятельство, что разные исследователи, пользуясь различными методами, приходили к одинаковым результатам, Тауб объясняет тем, что все они пользовались правильными основными принципами. Этими принципами он считает следующие:

1) Охлаждение последней порции сгорающего заряда посредством небольшого «зазора в головке».

2) Расположение свечи поблизости к выхлопному клапану.

3) Некомпактность камер сгорания.

4) Регулирование объема сгорающего заряда посредством:

a) уменьшения первоначального объема сгорания,

b) получения максимальной скорости распространения пламени в промежутках между воспламенением и



6) уменьшения скорости распространения пламени в конце сгорания в главной камере.

5) Увеличение скорости возрастания давления—точное мерило жесткой работы мотора.

Благодаря применению этих пяти принципов к своим головкам, все три крупных исследователя (Рикардо, Уатмоу и Дженуей) получили сходственные результаты.

Развитие и усовершенствование форм камеры сгорания в значительной степени обязано тщательной исследовательской работе Рикардо. Уатмоу способствовал усовершенствованию форм камер сгорания и устранению дефектов, обнаруженных на практике. Дженуей же разработал правильные термодинамические законы, указав на их значимость в конструкции головок цилиндров. Рикардо и Уатмоу на опыте в своих конструкциях применили теоретические основы, разработанные Дженуем.

Перевод и обработка инж.-мех. Н. Черняева.

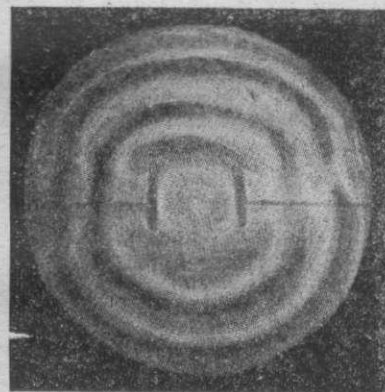
## Исследование пламени<sup>1</sup>

### Обзор современных достижений по вопросу сгорания

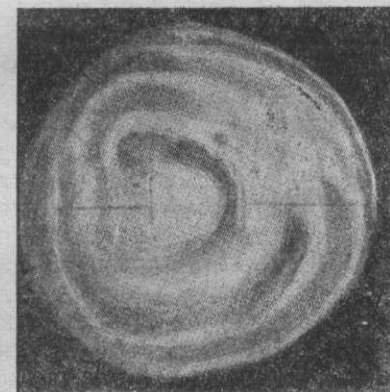
В. Уатмоу

Сгорание является до настоящего времени предметом интенсивных исследований с физической, электрической, химической и технической сторон. Значимость и практическое применение открытий, относящихся к процессу горения, подчас затемняются иностранной терминологией. Обмен мыслями труден из-за некоторых терминов, как например «электрон», имеющих применения в различных отраслях. Подобные термины имеют неодинаковое значение в разных областях науки.

Единственный способ преодолеть трудности языка—это установить точную терминологию в соответствии с экспериментальными условиями и выводами.



Фиг. 1. Нормальное или сферическое пламя, без электрического поля.



Фиг. 2. Искажение пламени под влиянием электрического поля между дисками.

В исследовании Генольта и Уилера<sup>1</sup> о влиянии электрического поля на распространение пламени смешиваются электрические, химические и физические явления. Изложенная Генольтом в предисловии электронная теория распространения пламени должна быть отвергнута, хотя при отсутствии достаточных знаний она кажется очень привлекательной.

Фиг. 1 изображает по методу «моментальных снимков» Эллиса при

<sup>1</sup> Ренольт и Уилер, «Журнал химического общества», январь 1931.

Статья Уатмоу является обзорной, причем в своем обзоре Уатмоу резко полемизирует с Таубе и др. Трудность изложения в подлиннике не могла не сказаться на переводе. Помещением этой сугубо дискуссионной статьи преследовалась главная задача—дать фактический материал, полученный во время экспериментов.

Редакция.

последовательных интервалах в 19,26 миллисекунды нормальное развитие первой волны пламени при центральном зажигании в спокойной рабочей смеси, состоящей из 92,2% окиси углерода, 1% водорода в кислороде.

Движение пламени—сферическое за исключением мест, где оно задерживается платиновыми дисками, смонтированными на стержнях, продолженных до стенок сосуда, в котором происходит вспышка. Сосуд представляет собой полый стеклянный шар.

Фиг. 2 показывает искажение пламени под влиянием электрического поля (со средней силой в 3 000 V на сантиметр), образуемое платиновыми дисками. Так как пламя есть проводник электричества, то электрическое поле почти целиком уничтожается, как только воспламеняющиеся газы касаются дисков, и после этого распространение пламени продолжается нормально, т. е. в форме, соответствующей контуру фронта пламени, образующегося в этот момент.

Выступающие точки объясняются исследователями следующим образом: «Для воспроизведенных здесь фотографий правая пластинка конденсатора была отрицательно заряжена так, что движение ионов было по направлению к этой пластинке, а движение электронов по направлению к левой положительной пластинке».

Главный интерес заключается в том, что присутствие электрического поля не содействует прохождению пламени по направлению к левой (положительной) пластинке. Ускорение раскаленных добела «электронов» или «ионов» (т. е. частичек, заряженных отрицательным электричеством) в указанном направлении—было бы необычным явлением.

Исследователи утверждают: «Фотографии указывают, что разряд электронов перед пламенем не содействует его распространению».

Поверхность пламени движется легко под влиянием электрического поля (что подтверждается искажением поверхности пламени) по направлению к правой (отрицательной) пластинке. С увеличением силы поля распространение пламени влево определенно замедляется или даже прекращается. Поэтому авторы полагают, что движение фронтальной части пламени обязано инерционным силам тяжелых положительных ионов, которые увлекают поверхность пламени. Это положение не отвечает прежним выводам, что электрическое поле ионизирует (или приводит в действие) противодействующие газы.

Вышеописанное исследование решительно отрицает также господствующее предположение, что распространение пламени в несгоревшем горючем поддерживается накаленными частицами, обладающими большой скоростью (электронами), появляющимися во фронтальной части пламени. Другими словами, «вихрь» электронов как бы успокаивается от входящего «холодного газа».

Эксперимент может служить источником неправильного понимания в случае, когда экспериментатор доказывает непогрешимость инструментов. Поэтому необходимо разъяснить, что «замерения как температуры, так и давления, правильные во время состояния равновесия, могут оказаться неправильными в динамических или рабочих условиях».

Таким образом взрывная смесь в покое в бомбе имеет определенное постоянное давление, но распространение пламени, которое следует за искрой, является процессом повышения давления при большом росте внутренней энергии накаливаемого добела вещества. Она необычайно

велика в каждый отдельный момент, непрерывно изменяется, влияя на колебание давления».

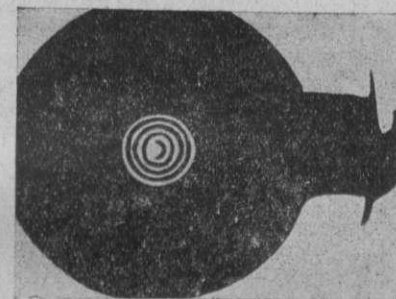
Автор<sup>1</sup> предлагал в 1927 г. рабочие принципы сгорания, основанные на том, что физическое перемещение несгоревших газов должно быть в равновесии с распространением пламени, следующим за химическим сгоранием. Отличное изображение движения пламени Эллисом (фиг. 7—9) подтверждает, что форма пламени целиком обусловлена давлением. Опыт с бомбой, описанный ниже, доказывает парадоксальное существование зоны сжатия, не имеющей давления.

Фотография Эллиса<sup>2</sup>, воспроизведенная на фиг. 3, не была опубликована до 1928 г. и теперь приведена потому, что она доказывает реальность «волны сжатия», происходящей внутри поверхности пламени и двигающейся несгоревшие газы без обнаруживаемого давления к окружающим стенкам. Она изображает образование пятью последовательными моментальными снимками сферических раковин пламени, образующихся при миллисекундных интервалах после зажигания смеси окиси углерода с воздухом (49,7% CO) в сферическом сосуде (13 см в диаметре). Черная мыльная пленка (действующая как ультра-чувствительный индикатор давления) была вдута в круглое отверстие (3,8 см в диаметре) на боковом выступе, который виден на фиг. 3. Пламя прошло около  $\frac{1}{8}$  диаметра бомбы, прежде чем появилось сколь-нибудь заметное движение мыльной пленки. Это движение начиналось при шестой миллисекунде, и пузырь, немного спусти, разрывался.

Уатмоу<sup>3</sup> разъяснил происхождение «зон без давления» явлением проникновения частиц, движущихся среди других более медленных. Разница между поверхностью пламени и фронтом «волны сжатия» является причиной движения поверхности пламени, схожего с движением волны.

Скорость передачи давления была вычислена на основе принципа распространения звуковой волны при изотермическом сжатии, следующим после адиабатического расширения.

Самосветящийся слой пламени является границей, отделяющей сгоревшие и несгоревшие газы. Эллис<sup>4</sup> недавно открыл упрощающее явление, заключающееся в том, что поверхность пламени является «водоразделом» возникновения давления с «вихрями» и находящимися в равновесии волн, распространяющихся внутрь и наружу. Ясно, что движение самосветящегося слоя должно быть в несгоревшие газы, т. е. наружу. Какое-либо движение в обратную сторону (см. дальше) говорит о том, что поверхность пламени «сдувается» назад. Расширение пламени и дополнительное сжатие газов непрерывны, но легче проследить фазы



Фиг. 3. Завихрения, не отмечаемые манометром с мыльной пленкой.

<sup>1</sup> Уатмоу, «Автомобильный инженер», т. XVII, № 236, стр. 502.

<sup>2</sup> Эллис, «Топливо в науке и практике», т. VII, стр. 197.

<sup>3</sup> Уатмоу, «Автомобильный инженер», т. XVII.

<sup>4</sup> Эллис, O. C. de C., «Transaction Inst. Mjn. Eng.», 1930. 125.



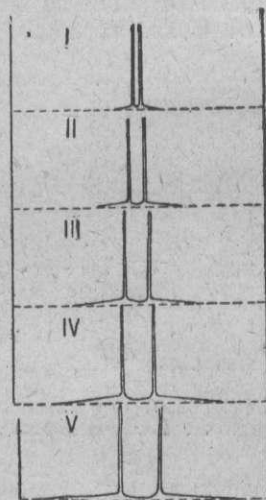
равновесия давления, чем отдельные стадии, соответствующие последовательным моментальным снимкам пламени.

На фиг. 4 Эллис представил распределение давления по индивидуальным сечениям нескольких раковин пламени, приведенных на фиг. 3.

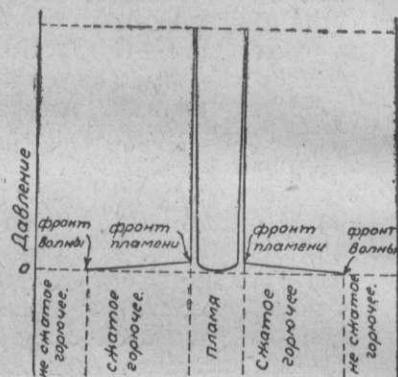
Фиг. 5 развита из диаграммы Эллиса, чтобы показать «зоны без давления» и сжатые зоны, а также фронт пламени и первые волны.

Несимметричное распределение падения давления в сгоревших и несгоревших газах очевидно. Доказано, что высота давления, возникающего на поверхности пламени, настолько велика, что не определена в масштабе, взятом на фиг. 4 и 5.

Эллис отрицает всякую возможность использования давления в пламени. Сочувствуя непонимающим, Эллис разъясняет что «сам источник давлений, хотя и чрезвычайно больших, должен рассматриваться толщиной в не-



Фиг. 4. Диаграмма Эллиса разности давления в продолжение каждого последовательного моментальн. снимка.



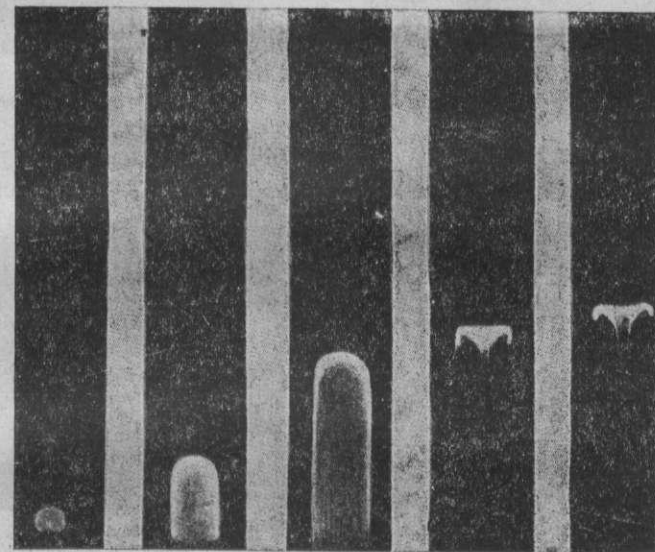
Фиг. 5. Диаграмма давления в сферическом сосуде для взрыва типа фиг. 3 с разграничением на зоны.

сколько молекул, и что поэтому он содержит очень небольшие количества энергии». Эллис конечно сознает, что разница давлений между воспламенившимися и несгоревшими газами приближается к нулю. Эллис также возражает утверждению, что разница давлений является отрицанием основных определений, так как давление в чрезвычайно тонком слое пламени не является давлением в обыкновенных условиях благодаря необычным причинам его появления. К счастью, присущая простота беспрерывно уравнивающих явлений, которые характеризуются появлением давления во время химического сгорания, становится очевидной при изучении последовательных фаз.

Эллис и Уилер<sup>1</sup>, чьи аналитические изображения движения пламени в закрытых трубах воспроизведены на фиг. 6 и 7, находят, что ускорение или замедление движения пламени и сопутствующее этому развитие давления обязано соответственно увеличению или уменьшению поверхности пламени.

Отдельные моментальные снимки на фиг. 6 представляют стадии развития пламени при промежутках в 4,1 миллисекунды после центрального зажигания смеси  $10\text{CO} + \text{O}_2$  в цилиндре, закрытом с обоих концов. Черный прямоугольный фон пропорционален длине (20,3 см) и диаметру (2,5 см) цилиндрического сосуда.

Описания исследователей относительно образования пламени выражены ясно и кратко, как например: «В первом моментальном снимке (самый верхний) пламя кажется маленьким полушарием, сосредоточенным на точке зажигания. На втором моментальном снимке все части трубчатой поверхности пламени не соприкасаются со стенками цилиндра, а куполообразная передняя часть достигла большого развития вдоль оси. На третьем моментальном снимке куполообразная передняя часть ушла еще дальше, но кайма блестящего «края» потасла.



Фиг. 6. Отдельные моментальные снимки при последовательных интервалах в 4,1 миллисекунды, показывающие движение пламени в цилиндре для взрыва, закрытом с обеих сторон.

На четвертом и пятом (ср. фиг. 7) остается только передняя часть поверхности пламени; она изменила свою форму, повернувшись внутрь, благодаря неожиданному охлаждению продуктов горения сзади, когда весь «край» вошел в соприкосновение со стенками.

Эллис указывает, что движение в несгоревшем газе снаружи пламени является важным фактором. Таким образом в одном случае замеренная скорость горящего газа была приблизительно 88 м/сек, и скорость распространения пламени—42 см/сек, суммарная же скорость движения пламени была 130 см/сек. В другом случае скорость пламени, записанная на почти неподвижном барабане, была 40 см/сек.

Киркби и Уилер<sup>1</sup> в своих исследованиях о зависимости между дви-

<sup>1</sup> Эллис и Уилер, «Журнал химического общества», декабрь, 1928.

<sup>1</sup> Киркби и Уилер, «Журнал химического общества», декабрь, 1928.



жением пламени и повышением давления напши, что быстрый подъем давления соответствует быстрому распространению пламени при небольшом охлаждении продуктов горения. Задержка в развитии давления вызывала задержку в движении пламени, являющуюся следствием охлаждения от соприкосновения «края» пламени со стенками цилиндра.

После этого движение пламени и развитие давления были сравнительно медленными.

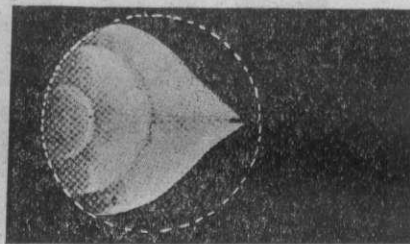
Фиг. 7 представляет замечательное сопоставление моментальных снимков пламени из отдельных стадий фиг. 6. Разница заключается лишь в употреблении более широкой (5 см) и более короткой (17 см) вертикальной трубки.

Это является прекрасным воспроизведением изменяющейся формы поверхности пламени.

Фиг. 8 показывает действие волны пламени на переднюю часть пламени соседней раковины, распространяющейся по направлению волны в несгоревшей смеси.



Фиг. 7. Смещение моментальных снимков при интервале в 4,1 миллисекунды.



Фиг. 9. Форма пламени в шарообразной бомбе с боковым отверстием.



Фиг. 8. Действие движения несгоревших газов на форму пламени.

Фиг. 9 дает форму пламени в шарообразной бомбе, имеющей отверстие против места зажигания. Видна линия потока пламени, которая показывает перемещение газов по направлению к отверстию. Увеличение скорости по направлению к центру обусловлено отсутствием влияния давления стенок на распространение пламени.

Моментальные снимки Эллиса дают ответ на критику Тауба, который утверждает:

«Задача, стоящая перед Уатмоу, заключается в объяснении основ фи-

зической химии и применении их для определения формы камеры сгорания. Изложенные основы должны быть выражены в терминах, понятных конструктору».

Пока Тауб не просмотрит и не отменит свои понятия и не установит терминологии соответственно конкретным понятиям и безусловным основам, ответ Эллиса «невозможен» для понимания.

Тауб приклеивает ярлык об «абстрактном» принципе работы Уатмоу, состоящий в том, что фронтальная часть пламени есть распространение поверхности во время нормального горения, но что же другое может быть на фиг. 6—9? Это есть форма фронта пламени, являющаяся равновесием между внутренними и наружными волнами газа, что определяется появлением давления, и это в свою очередь зависит от влияния нагревания и охлаждения. Основное положение Уатмоу о внутреннем сгорании не может быть выражено более ясно, как термический обмен между горящей смесью и окружающей средой (включая несгоревшую смесь), скоростью пламени и возникновением давления.

Ясно, что трудно думать о воспламенении как о взаимодействиях между лучеиспусканием и излучающим веществом. Рассмотрение температуры (пламени) и давления (газа) в отдельности является гораздо более простой задачей, но действительное положение дела состоит в том, что они могут существовать и действовать совместно.

«Волны» Эллиса являются материальными выражениями явлений давления температур; оба явления изображены как светящееся термическое равновесие. Знатки мотора еще заблуждаются в этом вопросе. Особенно это бывает тогда, когда они, сосредоточиваясь на скорости пламени и возникновении давления, доходят до возможного исключения параллельного изучения распространения пламени и его затухания. Многие ли понимают, что «внутреннее» сгорание заключается: а) в распространении пламени (наружном) и б) одновременном распространении волн в двух направлениях (внутреннем и внешнем)?

Фиг. 9 показывает значение потерь тепла сзади точки зажигания (т. е. искрение в горячей зоне) и необходимость быстрого распространения пламени сквозь массу смеси, захватывая несгоревший газ перед фронтом, а также преимущество обеспечения малого фронта пламени, чтобы сократить стремление к опасному повышению давления, предшествующему затуханию пламени.

Неудивительно, что трудность языка в науке благодаря недостаточной терминологии смущает инженеров.

Необходимо поэтому знать, что материя в движении всегда сопровождается лучеиспусканием, рассеивающимся с ее поверхности. Неважно, будет ли движущая сила называться тепловыми волнами, химической энергией, излучающимися лучами или электромагнитным полем. Во всяком случае они являются описанием одного и того же явления.

Перевод С. Александровой.

Обработка инж.-мех. В. Александрова.

# Термодинамические исследования авиамоторов<sup>1</sup>

Курт Леннер

## Введение

Термодинамика авиамотора охватывает обусловленные особыми условиями работы этого типа мотора процессы в газах, переход тепла в стенки и тепловые течения в стенках, переход тепла в охлаждающую среду с учетом потерь в мощности на охлаждение и на привод добавочных устройств, как например нагнетателя.

Тепло, отданное газами в стенки авиамотора в полете, может быть отдано только в воздух, причем либо (как например на моторах с жидким охлаждением) это происходит косвенно, либо (как например на моторах с воздушным охлаждением) — непосредственно; вследствие же сопротивления охлаждаемых частей происходит потеря мощности. Возможность уменьшения лобового сопротивления и уменьшение веса радиатора достигается повышением температуры охлаждающей жидкости. Сопротивление моторов с воздушным охлаждением может быть уменьшено с помощью соответствующей формы капота. Охлаждение может производиться также с помощью охлаждающих вентиляторов, причем лобовое сопротивление понижается еще в большей степени.

Удельный вес моторов может быть уменьшен посредством увеличения скорости поршня или нагнетанием. На расход горючего влияет степень сжатия и избыток воздуха.

Для предварительного выяснения некоторых термодинамических вопросов в Германской воздухоплавательной лаборатории были изготовлены соответствующие измерительные приборы. Для измерения быстро меняющихся давлений газа в цилиндре были построены микроиндикатор и электрический индикатор. Замер расхода воздуха при изменяющейся скорости течения производился с помощью сопла и посредством электрического способа измерения дифференциального давления. Быстро меняющиеся температуры могут быть измерены посредством свободных от инерции термоэлементов. Для замера отдачи тепла в цилиндр в каждый момент рабочего хода был построен особый термоэлемент.

## Общие задачи

Условием планомерного улучшения и дальнейшего развития современных авиамоторов является превышающее современный уровень знание термодинамических процессов в моторе. Научное исследование не ушло еще настолько вперед, чтобы дать ответ на все основные вопросы. Еще целый ряд задач нуждается в обработке.

Термодинамика авиамотора охватывает целый ряд процессов, начиная от первого соприкосновения газов с мотором и рассматривая далее:

отдачу тепла в стенки и тепловые течения в стенках, отдачу тепла охлаждающей среде с учетом необходимого для охлаждения расхода мощности и использование добавочных устройств вроде нагнетателей и турбокомпрессоров.

Вся совокупность данных задач включает в себе как процессы, происходящие в каждом двигателе внутреннего сгорания, так и процессы, свойственные авиамотору. Между ними лежит область процессов, происходящих в обоих случаях, однако нуждающихся для авиамотора в более пространной обработке, причем выяснение этих процессов обещает благоприятно отразиться на дальнейшем развитии двигателя внутреннего сгорания.

К процессам, имеющим значение для авиамотора, принадлежат: отдача тепла в стенки, тепловые течения в стенках и переход к охлаждающей среде и воздуху. Для мотора с карбюратором имеет значение образование смеси, зажигание и сгорание; для дизель-мотора впрыскивание смеси, зажигание и сгорание. Дальнейшие вопросы вытекают из стремления повысить удельную мощность и уменьшить расход горючего.

## Отдача тепла и охлаждение

Горючие газы отдают тепло стенкам цилиндра и поршню. По этому вопросу имеется целый ряд исследований, которые, правда, не в состоянии дать исчерпывающий ответ, но все же достаточны для удовлетворения самых необходимых практических потребностей.

Тепло, перешедшее от газов к стенкам цилиндра, должно быть отведено наружу во избежание перегрева частей цилиндра. На самолете имеется лишь одна возможность передать тепло в воздух, а именно: либо косвенно — при моторах с жидким охлаждением, либо непосредственно — при наличии воздушного охлаждения.

В моторах с водяным охлаждением отвод тепла от стенок цилиндра не представляет особых затруднений ввиду того, что коэффициенты передачи теплоты при текущей воде очень велики, вязкость мала и при низких температурах, а теплоемкость и теплота испарения очень значительны. Ввиду того, что водяной слой должен быть лишь очень небольшим, — можно строить однорядные моторы с водяным охлаждением с очень небольшими расстояниями между цилиндрами. Так как удельная мощность мотора с водяным охлаждением вследствие хорошего охлаждения также может быть доведена до большей величины, то удельный вес сухого мотора сам по себе может быть сделан низким. Однако, включая вес радиатора, трубопроводов и охлаждающую жидкость, вес мотора будет не меньше, чем вес мотора с воздушным охлаждением. В случае целесообразного монтажа на самолете авиамотор с водяным охлаждением как однорядный, так и двухрядный и трехрядный можно снабдить капотом, благодаря чему сопротивление воздуху становится незначительным.

Передача тепла от охлаждающейся воды воздуху представляет собой процесс, независимый от мотора, но находящийся в тесной связи со свойствами самого самолета. При охлаждении встречным потоком интенсивность охлаждения в сильной степени зависит от скорости полета, так что между подъемом и горизонтальным полетом имеется существенное различие. Отягчающим является то обстоятельство, что как раз при подъеме от мотора требуется полная нагрузка. Регулирование

<sup>1</sup> Журнал «Luftfahrtforschung», 1930, т. VI, вып. 4.



температуры охлаждающей воды производится посредством прикрывания частей радиатора или же путем частичного втягивания радиатора в корпус.

Уменьшение сопротивления радиатора является важной задачей. Посредством особой конструкции поверхности крыла или фюзеляжа в качестве охлаждающей поверхности сопротивление может быть доведено до минимума. В этом случае затрудняется регулирование температуры охлаждающей воды. При планирующем полете охлаждение должно быть уменьшено во избежание чрезмерного охлаждения и замерзания.

Существенным недостатком моторов с водяным охлаждением является малая надежность охлаждающей установки (радиатора). Небольшие течи могут привести к остановке двигателя, так как рубом воды охлаждающей установки в целях экономии веса очень незначителен.

Возможность уменьшения охлаждающих поверхностей и тем самым веса и сопротивления охлаждающей установки заключается в увеличении температуры охлаждающего средства путем выбора жидкости с более высокой точкой кипения. Испытания с применением охлаждающего масла вследствие плохих свойств исследованных сортов масла не дали определенных результатов. Вязкость масла служит причиной образования гнезд с неподвижным и перегретым маслом в местах с плохими условиями течения. Применение охлаждающего масла увеличивает также опасность пожара.

На основании американских исследований хорошим охлаждающим средством по видимому является этиленгликол. Чистый этиленгликол  $C_2H_4(OH)_2$  кипит при  $190^\circ$ . При применении такого охлаждающего средства охлаждающая поверхность может быть сокращена больше чем наполовину, а при увеличении глубины радиаторов, при учете сократившегося перехода тепла в моторе и увеличенной отдачи тепла наружными поверхностями мотора, лобовая поверхность радиатора может быть доведена до  $1/4$  необходимой прежде поверхности.

Увеличение температуры охлаждающего средства ограничено условиями работы мотора. Температура поршня и рабочей поверхности цилиндра находится в непосредственной связи с температурой охлаждающего средства. Последняя может быть повышена лишь настолько, насколько позволяют обусловленные температурой поршня прочность и твердость его и смазка рабочей поверхности. Зазор поршня должен быть приспособлен к повышению температуры. Влияние сказывается также на наполнение, увеличение потерь на трение и на детонацию ввиду того, что повышается температура засосанной смеси. Что касается степени возможных повышений температуры—отправной точкой служит сравнение с моторами воздушного охлаждения. В последних температуры головки цилиндра до  $300^\circ$  и температуры рабочей поверхности до  $200^\circ$  дали еще вполне пригодные результаты.

Применение охлаждения паром привело бы к уменьшению веса циркулирующей жидкости и принесло бы отоплению самолетов известные выгоды. Однако при этом встречаются значительные затруднения, так как в местах малой скорости течения образуются пузырьки пара, вызывающие скопления тепла. Кроме того приходится учитывать опасность быстрой потери всего запаса воды в случае течи.

В некоторых случаях наиболее выгодной могла бы оказаться комбинация охлаждения жидкостью с охлаждением паром при применении

жидкости с высокой точкой кипения, в особенности в отношении отопления самолетов.

При непосредственном охлаждении моторов воздухом теплота передается воздуху с помощью охлаждающих ребер. Принципиально имеются две возможности: либо тепло через металлы с высокой теплопроводностью отводится туда, где для воздуха имеются благоприятные условия потока, либо воздух подводится к тем местам, в которых цилиндр главным образом находится под действием тепла. В имеющихся в настоящее время моторах оба вида охлаждения соединены. Первый вид охлаждения, в сравнительно широком масштабе, применяется в 80-сильных 6-цилиндровых моторах с воздушным охлаждением Yisotta-Fraschini.

Необходимым условием являются короткие пути для тепловых потоков, и, следовательно, возможность применения ограничивается лишь небольшими моторами.

В больших моторах воздушного охлаждения, в особенности вокруг клапанных гнезд, образуются сильные тепловые течения. Отвод тепла в воздух во всех случаях достигается путем придания соответствующей формы цилиндру и охлаждающим ребрам. Известное значение могут иметь тепловые течения в направлении оси цилиндра.

Моторы с воздушным охлаждением могут охлаждаться посредством встречного потока или благодаря охлаждающему вентилятору. Оба рода охлаждения применяются как в звездообразных, так и в однорядных моторах. Звездообразные моторы иногда помещаются на самолетах без капота, однорядные же моторы всегда снабжены капотом или же щитами для направления воздуха. Для охлаждения посредством вентиляторов всегда необходима обшивка и приспособление для направления воздуха. В однорядных моторах охлаждение может производиться и несколькими вентиляторами.

Существенное преимущество моторов, охлаждаемых встречным потоком, заключается в том, что такого рода охлаждение во время полета не зависит от порчи каких-либо частей, и, следовательно, надежно.

В звездообразном моторе можно достигнуть хорошего охлаждения, если мотор без капота находится под действием встречного потока воздуха. При этом однако сопротивление очень велико. Благодаря устройству соответствующего капота сопротивление воздуха может быть значительно уменьшено. При устройстве капота необходимо всегда произвести детальные исследования, чтобы избежать мест с незначительной скоростью течения, так как такие места могут вызвать местные перегревы.

Значительным преимуществом звездообразного мотора является его небольшой удельный вес вследствие высокого коэффициента использования кривошипного механизма и картера. Однако при увеличении размеров звездообразного мотора с воздушным охлаждением быстро достигается практический предел.

В основном имеются три пункта, противодействующих такому увеличению. Внешний диаметр мотора, принимая во внимание лобовое сопротивление, не должен быть слишком большим. Для современных самолетов этот предел может быть установлен примерно в 1,5 м. Благодаря этому ход имеет предел. Во-вторых, диаметр цилиндра ограничивается отводом тепла от головки цилиндра. Очень высокая нагрузка подшипника шатуна возрастает по мере увеличения хода, диаметра цилиндра



и скорости поршня. В-третьих, возможно расположение нескольких звезд друг за другом, однако в этом случае для охлаждения образуются дополнительные трудности.

В однорядных или многорядных моторах с воздушным охлаждением для охлаждения встречным потоком в общем требуются приспособления для направления воздуха. Ввиду того, что в вертикальном моторе с воздушным охлаждением воздух должен протекать между цилиндрами, длина мотора увеличивается, и благодаря этому сухой вес мотора становится больше, чем соответственно у мотора с водяным охлаждением. Сопротивление воздуху вертикального мотора с воздушным охлаждением значительно меньше, чем сопротивление звездообразного мотора, но, с другой стороны, для достижения удовлетворительного охлаждения требуется большая тщательность.

В звездообразных и вертикальных моторах с воздушным охлаждением, а также в моторах с водяным охлаждением охлаждение требует известной мощности, идущей на преодоление сопротивления воздуху охлаждаемых частей. Если охлаждение моторов производится с помощью вентилятора, направляющего воздух к местам, требующим охлаждения, то капот может быть сделан более обтекаемым, так что сопротивление уменьшится. Для вращения охлаждающего вентилятора требуется примерно 3—8% мощности мотора. Поэтому мотор с вентилятором будет выгоден в том случае, если при данных условиях разница в лобовом сопротивлении моторов, охлаждаемых встречным потоком, и моторов, охлаждаемых вентилятором, больше, чем затраченная на вентилятор.

В звездообразных моторах может быть применен аксиальный вентилятор, вращающийся на оси мотора впереди или сзади воздушного винта. Для вертикальных моторов охлаждение посредством вентилятора имеет существенное значение. При этом аксиальный или радиальный вентилятор должен быть расположен впереди или же сзади цилиндров; кроме того, например, в V-образных моторах несколько центробежных вентиляторов могут быть расположены между цилиндрами таким образом, что один вентилятор одновременно может обдувать два лежащих друг против друга цилиндра.

В моторах, установленных на самолете, так чтобы они были доступны уходу, от охлаждения встречным потоком приходится отказываться. В таких случаях наряду с мотором жидкостного охлаждения применяется мотор с воздушным охлаждением посредством вентилятора.

В связи с охлаждением моторов необходимо рассмотреть вопрос охлаждения масла. Масло нагревается в подшипниках, в горячих поршнях и стенках цилиндра. Нагревание в значительной степени зависит от циркуляции масла в моторе. Как показали испытания, зазор в подшипниках оказывает большое влияние на распределение масла и на циркулирующее количество его.

При наличии большого количества циркулирующего масла последнее принимает значительное участие в отводе тепла от поршней, цилиндров и картера. Необходимо правильное разграничение количества тепла, отводимого, с одной стороны, путем охлаждения цилиндров и картера, с другой стороны—маслом.

Охлаждение масла производится посредством введения во встречный поток масляного радиатора, причем масло может охлаждаться также всосанным воздухом в карбюраторе или же непосредственно в картере.

Два последних способа однако при теплой погоде неблагоприятно отражаются на мощности мотора. Благодаря сильному увеличению вязкости масла при низкой температуре в отношении охлаждения возникают затруднения. При конструкции радиатора необходимо принять меры к тому, чтобы масло во всех частях радиатора протекало и охлаждалось равномерно, чтобы таким образом отдельные части радиатора не закупоривались холодным густым маслом, и циркулирующее масло не просачивалось без достаточного охлаждения через остальные части радиатора.

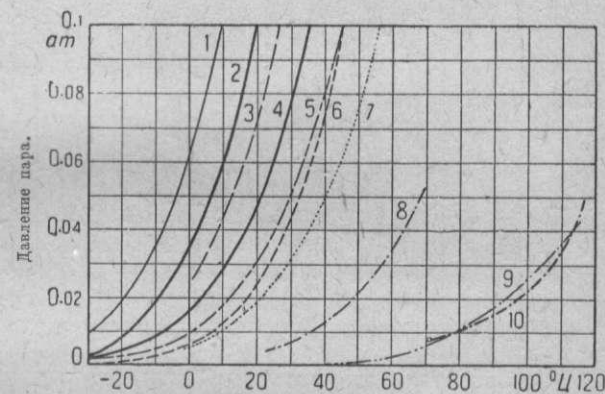
## Моторы с карбюраторами

В моторе с карбюратором в задачу карбюратора входит смешение горючего с воздухом. Каждый цилиндр должен получить смесь совершенно одинакового состава. Кроме того в момент зажигания смесь должна быть совершенно однородной и все частицы горючего должны быть превращены в пар. Помимо этого требуется, чтобы горючее не осаждалось на стенках цилиндров.

Эти требования могут быть выполнены в полной мере, если смешивать с воздухом горючее в парообразном состоянии и поддерживать температуру смеси выше температуры насыщенного пара горючего при данном парциальном давлении. Такого рода образование смеси может быть получено распылением жидкого горючего и испарением его в патрубках между карбюратором и цилиндром.

При легко испаряющихся сортах бензина этого можно достигнуть при теплой погоде. Необходимо учитывать скорость испарения капель горючего. При нормальном горючем для полного испарения необходим известный подогрев, величину которого можно определить из соотношения смеси горючего и воздуха и из значений испарений горючего. При топливах, содержащих воду или же растворяющихся в воде, кроме того большую роль играет влажность воздуха вследствие взаимного воздействия компонентов при карбюрации. При употреблении бензинов такое влияние влажности скажется только при почти насыщенном воздухе и при работе без подогрева вследствие конденсации водяных капель благодаря охлаждению при испарении бензина (фиг. 1).

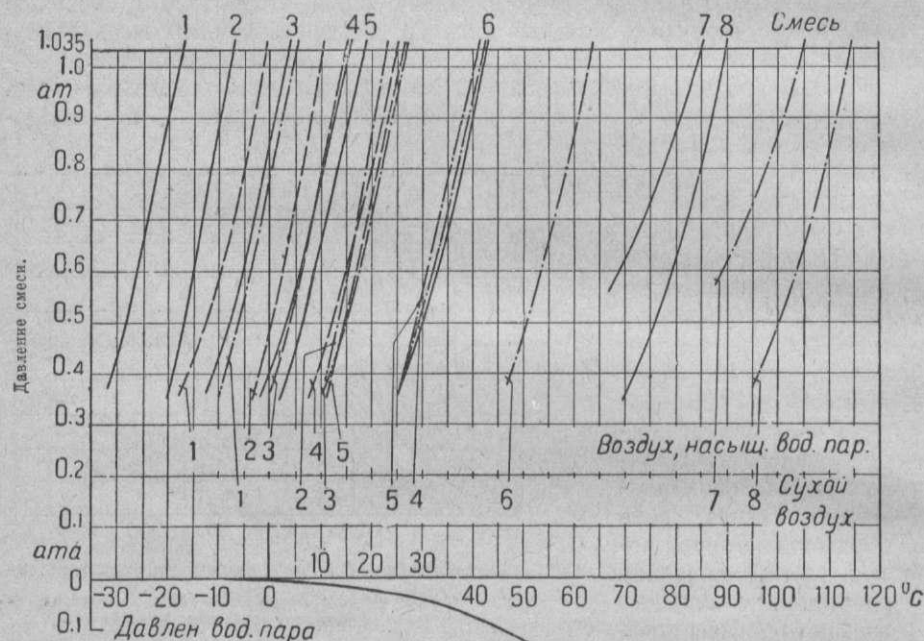
Ввиду того, что эти условия представляют общий интерес, мы здесь вкратце их и коснемся. Жидкие горючие и горючие смеси при данной температуре имеют определенное давление паров. Для небольших давлений обычно применяемых горючих удельный объем выводится из пра-



Фиг. 1. Давления насыщенного пара различных горючих. 1—гексан; 2—бензол; 3—толуол-бензол; 4—гептан; 5—толуол; 6—вода; 7—октан; 8—декан; 9—нафталин; 10—додекан.

вила Авогадро. Если известно течение кривой насыщенного пара, то можно вычислить температуру, при которой в смеси горючего с воздухом горючее полностью испаряется. Для того чтобы определить первоначальную температуру воздуха, при которой возможно такое полное испарение, должны быть кроме того известны теплота испарения и теплоемкость жидкого и карбюрированного горючего. Для ряда горючих произведены соответствующие вычисления, и на фиг. 1 и 2 даны температуры для различных давлений воздуха при сухом и насыщенном паре, при которых происходит полное испарение горючего (фиг. 2).

При увеличивающемся подогреве степень наполнения мотора падает. При данном горючем граница наступления детонации понижается по мере



Фиг. 2. Температуры смеси стехиометрических смесей горючего и воздуха при полном испарившемся горючем и начальные температуры при сухом и насыщенном водяном паром воздухе.

1—гексан; 2—бензол; 3—гептан; 4—толуол; 5—октан; 6—декан; 7—додекан; 8—нафтали.

возрастания начальной температуры сжатия, так что с возрастающим подогревом степень сжатия должна быть снижена. Оба фактора снижают мощность, так что в моторах, от которых требуется высокая удельная мощность, подогрев должен быть возможно меньшим. Необходимость хорошего распределения смеси требует особенного внимания. Тот факт, что приходится летать с некоторыми моторами водяного охлаждения, расход горючего коих составляет от 230 до 250—260 г/л.с.ч. объясняется исключительно плохим распределением смеси.

В этом случае улучшения, чрезвычайно существенные для уменьшения веса самолета при взлете, могут быть достигнуты путем изменений в устройстве карбюратора и трубопроводов и путем увеличения подогрева.

Учитывая значение степени наполнения цилиндра для мощности мотора, важно произвести исследование и исправление условий течения (смеси) впуска и выпуска.

В отношении истечения в клапанах в различных местах были произведены исследования. Значительного практического влияния в авиамоторах пока установить не удалось.

Степень сжатия имеет большое значение для повышения индикаторной мощности мотора. С увеличением степени сжатия повышается также и мощность мотора. Высший предел увеличения степени сжатия определяется самовоспламенением смеси и детонацией мотора. Эти явления, во-первых, зависят от природы применяемого горючего, во-вторых, от температурных условий мотора, т. е. от давления и температуры в начале хода сжатия, от передачи тепла, от состава засосанной смеси, от остаточных газов, от момента зажигания, а также от степени завихрения в цилиндре.

В отношении детонации, самовоспламенения и зажигания вследствие накопления имеется множество противоречивых мнений. Под самовоспламенением подразумевается воспламенение смеси благодаря наступающему вследствие сжатия увеличению температуры. Причиной этого может быть чрезмерно высокая степень сжатия или же процесс разложения горючего. В авиамоторе такие явления встречаются чрезвычайно редко.

Зажиганием вследствие накопления обозначают воспламенение смеси от горячих частей цилиндра, как например клапаны или же электроды свечи. У некоторых авиамоторов благодаря этому возникали неисправности, так как мотор продолжал работать после выключения зажигания. Под детонацией понимается быстрое взрывчатобразное увеличение давления, сопровождаемое звонящим шумом и образующееся после вызванного искрой нормального сгорания. Для детонации имеется два объяснения. Первое, наиболее вероятное, состоит в том, что после начала нормального сгорания благодаря расширению сгоревших газов несгоревший остаток газа адиабатически сжимается вплоть до такой температуры, при которой наступает самозажигание этого остатка смеси. При этом также может играть роль тепловое излучение горящего газа. По другому объяснению—причина лежит в образовании волны взрыва благодаря зажиганию и распространяющемуся сгоранию. Детонация в авиамоторах является причиной значительных осложнений; в особенности она вызывает сильное нагревание цилиндров и поршней и высокое напряжение в подшипниках.

Дальнейшее выяснение причин детонации путем экспериментальных исследований требует к себе особого внимания.

Для полного использования заряда требуется быстрое и полное сгорание. Скорость сгорания зависит от природы горючего, от соотношения частей смеси, а также от давления и температуры. В процессах сгорания важную роль играют вихри, а также неравномерности смеси. Также имеет значение число и положение свечей.

По поводу этих положений имеются многочисленные исследования. Остальные работы в первую очередь касаются выяснения зависимости скорости сгорания наиболее применяемых горючих от соотношения смеси и от температуры.



## Дизель-мотор

Большое значение приобретают термодинамические работы в отношении развития дизель-мотора.

До сих пор еще не установлено, какой мотор является наиболее пригодным для авиации. При современном зачаточном состоянии окончательный выбор отдельных моторов нецелесообразен. Необходимы предварительные исследования. Последние должны охватить различные виды впрыскивания, процессы смещения, зажигания и сгорания и различные способы зарядки и продувки. Должны быть найдены пригодные для авиадвигателя, в особенности для воздушного охлаждения, формы камеры сгорания.

Экспериментальные исследования различных явлений целесообразнее всего производить на одноцилиндровых испытательных моторах ввиду того, что при одном цилиндре не нужно учитывать побочные нарушающие факторы, а также потому, что стоимость таких испытаний невелика.

Процесс всасывания в четырехтактном дизель-моторе может быть устроен выгоднее, чем это возможно в моторе с карбюратором ввиду того, что для выхлопа и всасывания могут служить одни и те же клапаны, причем необходимо принять меры, чтобы отработанные газы быстро отводились через клапаны. В результате получается лучшая степень наполнения и лучшее охлаждение клапанов. Однако необходимые для дизель-моторов способы увеличения заряда не могут при этом быть применены.

Двухтактный дизель-мотор приобретает большое значение, в то время как двухтактный мотор с карбюратором встречает затруднения, состоящие главным образом в смешении свежей смеси с отработанными газами благодаря слишком коротким периодам распределения, следствием чего являются потери свежей смеси через выхлоп.

В дизеле возможна продувка с достаточным избытком воздуха. По вопросу о различных видах продувки цилиндров произведен целый ряд исследований.

## Специальные вопросы

Помимо вышеприведенных вопросов, важных для производства авиадвигателей, в области термодинамики имеются еще некоторые специальные вопросы, могущие иметь значение в технике авиации.

а) Повышение мощности мотора. Удельный вес мотора может быть уменьшен путем увеличения скорости поршня. Увеличение скорости сгорания в моторе с карбюратором без труда достигается путем соответственного подбора степени сжатия и момента зажигания. В дизель-моторе прежде всего необходимо ускорить смещение впрыснутого горючего с воздухом, и затем увеличить скорость сгорания путем уменьшения величины капель горючего или повышения температур сжатия.

Затруднения появляются вследствие возрастающей отдачи тепла поршням и клапанам, а в моторах с воздушным охлаждением также и цилиндрам. В этом направлении должны быть произведены дополнительные исследования, дабы найти новые способы, дающие увеличенный отвод тепла и более выгодные общие условия эксплуатации.

Следующей возможностью повышения мощности мотора является

увеличение заряда. Помимо затруднений благодаря увеличению отдачи тепла, необходимо учитывать еще и другие моменты. Благодаря сжатию всосанного воздуха с помощью компрессора температура его значительно повышается. Вследствие увеличения давления и температуры степень сжатия мотора с карбюратором, при которой появляется детонация или самовоспламенение смеси, лежит ниже, чем в нормальном моторе. Поэтому является необходимым снижение степени сжатия, что в свою очередь обуславливает ухудшение термического к. п. д. Может быть достигнуто улучшение благодаря охлаждению воздуха между компрессором и мотором; однако в этом случае приходится мириться с известным дополнительным весом радиатора, и следовательно увеличением лобового сопротивления. Принимая во внимание мощность, расходуемую на компрессор, на каждую л.с.ч. приходится значительно больший расход горючего.

Несколько более благоприятны условия в дизель-моторе, так как здесь вопрос об уменьшении степени сжатия может ставиться только в связи с прочностью деталей кривошипно-шатунного механизма; увеличение же степени наполнения благоприятно отражается на распределении горючего.

В связи с этим необходимо упомянуть о нагнетателях, смонтированных между карбюратором и мотором. Целью этих центробежных нагнетателей в первую очередь является образование равномерной смеси. Вихревое движение воздуха и повышение температуры в центробежном насосе содействуют процессу испарения. Из этого следует возможность упрощения устройства всасывающего трубопровода и улучшения распределения смеси.

б) Расход горючего. В целях уменьшения расхода горючего в моторе имеются предложения использовать путем дальнейшего расширения содержащуюся в отработанных газах энергию. Здесь имеются различные принципиальные возможности. Либо весь цикл может происходить в одном цилиндре, и отработанные газы в этом цилиндре могут быть добавочно еще расширены в цилиндре с низким давлением, либо один цилиндр может быть использован для сжатия, а другой — большой — для сгорания и расширения; и, наконец, энергия отработанных газов может быть превращена в энергию течения и использована в газовой турбине. Доказано путем расчета, что улучшение использования горючего, достигаемое продлением расширения, составляет от 5 до 10%.

В особенности целесообразно продлить расширение в перезаряженном моторе; однако при этом условии существенной экономии горючего по сравнению с непerezаряженным мотором с продленным расширением не получается.

Для того чтобы уменьшить расход горючего, можно также воспользоваться тем фактом, что термический к. п. д. цикла Карно возрастает с увеличением избытка воздуха. В нормальном моторе с карбюратором соотношению смеси однако поставлены очень узкие пределы. Скорость сгорания бедной смеси очень незначительна, благодаря чему образуется догорание, что в термическом отношении ведет к потерям и кроме того вызывает обратные вспышки в трубопроводы карбюратора. Улучшение достигается увеличенным подогревом. Скорость сгорания может быть также увеличена путем повышения степени сжатия, причем улучшается также термический к. п. д., однако в этом случае при наступлении детонации приходится отказываться от использования полной мощности мотора.



Другую возможность уменьшения расхода горючего могла бы дать зарядка слоями. Цилиндр при нормально сконструированных впускных клапанах всасывает смесь. При ходе всасывания в нижней мертвой точке через окна (прорезы) подводится воздух. Термический к. п. д. при этом улучшается так же, как и при избытке воздуха. Однако задача сводится к тому, чтобы не смешивать воздух со смесью, дабы не слишком снизить скорость сгорания. Выполнимость этого способа является сомнительной; повидимому при этом придется считаться с догоранием в средних слоях.

Невыгодны также добавочные детали для регулирования притока воздуха в нижнем конце цилиндра.

е) Специальные устройства. Необходимо еще упомянуть о специальных приспособлениях, необходимых для высотных полетов.

Выводы, сделанные в докладе на заседании WGL в 1927 г. в Висбадене, все еще сохранили свое значение. За этот промежуток времени никаких существенных изменений достигнуто не было.

### Предварительные исследования Германской воздухоплавательной лаборатории

Для выяснения вышеприведенных вопросов Германской воздухоплавательной лабораторией был произведен целый ряд предварительных исследований. Для исследования незатронутых термических вопросов необходимы измерительные приборы нового типа, поэтому подготовительная работа была направлена на сконструирование подобных приборов. Наряду с разрешением других термодинамических задач эта работа проводилась Эстрихом, Шнауффером, Скрибом (Oestrich, Schnauffer, Scriba) и автором этой статьи.

Регистрация быстро меняющихся давлений газа в цилиндре производится с помощью индикаторов. Для небольшого и среднего числа оборотов в продаже имеются вполне пригодные приборы. При более же высоких скоростях обнаруживаются недостатки. Стробоскопически действующие индикаторы (Juhasz-indicator, Farnboro-indicator) не дают нужного охвата единичного процесса сгорания. Необходимо было добиться получения отдельных полных диаграмм.

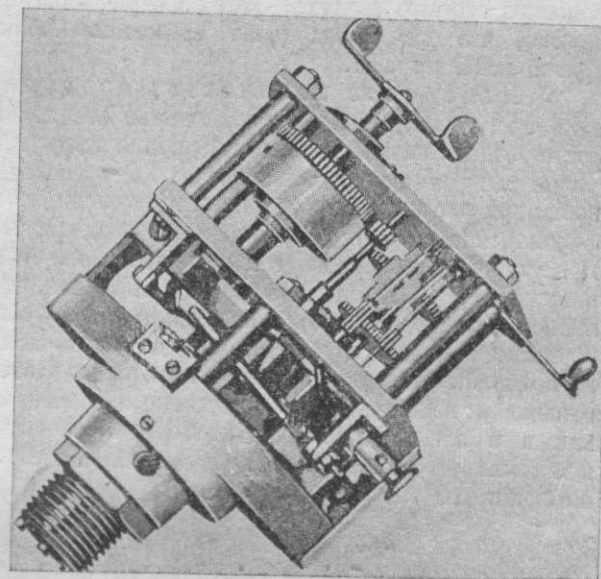
Индикатор для снятия индикаторной диаграммы авиамоторов должен обладать высоким числом собственных колебаний. Для регистрации диаграммы существенным является не столько число оборотов, сколько крутизна диаграммы, т. е. максимальное значение давления по времени. По этой причине запись диаграмм детонирующих моторов особенно затруднительна.

а) Микро-индикатор. Германская воздухоплавательная лаборатория разработала два типа индикаторов. Первый прибор, разработанный Скрибом и Эстрихом (Scriba u. Oestrich), представляет собой микро-индикатор. Он состоит из слабой мембраны, с одной стороны которой действует давление газа. Посредством штифта давление газа передается на вторую, более сильную мембрану, служащую пружиной. На тонком направляемом штифте имеется небольшой алмаз, который вычерчивает диаграмму на движущейся стеклянной пластинке. Продвижение пластинки производится либо с помощью часового механизма (фиг. 3), либо путем привода через гибкий вал от электромотора или от испытуе-

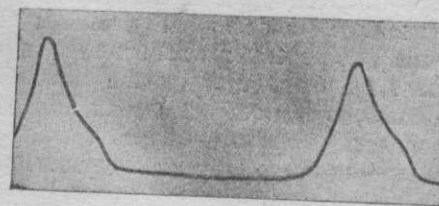
мого мотора. Мертвая точка поршня и отметки времени вычерчиваются алмазами, приводимыми в действие электромагнитным путем. Ход прибора составляет около  $1/5$  мм, а толщина черты, в зависимости от нажима, около  $1000/1$  мм. Число собственных колебаний индикатора равняется примерно 1000 герцам. Увеличение диаграмм производится с помощью микроскопа и микрофотографии (фиг. 4). Прибор был построен, основываясь на опыте конструкции измерителя давлений удара и измерителя растяжения, построенных Аэродинамическим отделом Германской воздушной лаборатории, для самолетных поплавков.

б) Электрический индикатор.

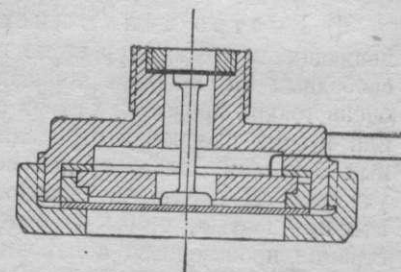
Второй индикатор, работающий с колебаниями высокой частоты, был разработан Шнауффером (Schnauffer) с применением разработанного Тренделенбургом (Trendelenburg) метода измерения, употребляемого в акустике. Передаточный механизм (фиг. 5) соответствует вышеописанному прибору, только между обеими мембранами, примерно на расстоянии 0,1 мм от мембраны, служащей пружиной, вставлена изолированная пластинка. Пружинная мембрана и пластинка образуют конденсатор, включенный в цепь колебаний высокой частоты, которая находится в резонансе со второй цепью коле-



Фиг. 3. Микро-индикатор с пластинкой, движущейся с помощью часового механизма.



Фиг. 4. Диаграмма, заснятая микро-индикатором.

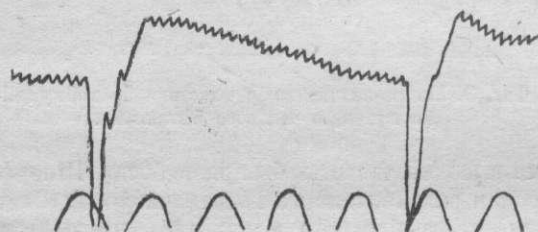


Фиг. 5. Передаточный механизм электрического индикатора.

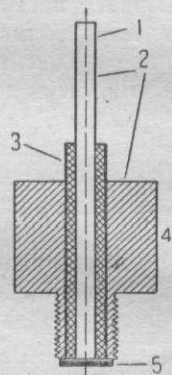
баний, служащей передатчиком. При сдвигании пружинной мембраны образуется изменение емкости, благодаря чему нарушается настройка и изменяется напряжение в первой цепи колебаний. Эти изменения напря-

жения посредством катодной лампы превращаются в изменения тока, которые регистрируются в осциллографе и дают индикаторную диаграмму. Абсолютные значения давлений определяются путем градуирования с помощью сжатого воздуха. Этот электрический способ имеет то преимущество, что диаграммы (фиг. 6) можно наблюдать по направленному кривой осциллографа.

с) Измерение количества воздуха при неравномерном течении. Измерение количества воздуха при изменяющейся скорости течения наталкивается на большие затруднения. Но ввиду того, что такие измерения количества воздуха для исследований моторов, в частности при испытаниях с одноцилиндровым мотором, необходимы, Шнауффером (Schnauffer) для этой цели был разработан особый способ. В воздушном трубопроводе пристроено сопло, соответствующее нормальному соплу VDL. Для измерений, при которых направления течения меняется, это сопло построено симметрично. От мест измерения давления короткие широкие трубки ведут к передаточному прибору, состоящему из мембраны, которая благодаря изменению давления движется по направлению к изолированной пластинке. Пластина, как и в электрическом индикаторе, в качестве конденсатора включена в цепь колебаний большой частоты



Фиг. 6. Диаграмма, заснятая электрическим индикатором: наверху—цепь тока низкого напряжения зажигательного прибора для определения точки зажигания и мертвой точки; внизу—отметка времени—50 пер/сек.

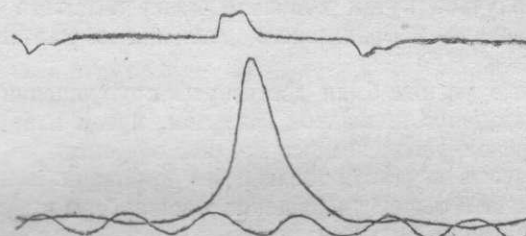


Фиг. 7. Прибор для измерения перехода тепла.

д) Быстро меняющиеся температуры. Измерение быстро меняющихся температур стало возможным благодаря сконструированному свободным от инерции термоэлементам. Термоэлементы делаются из очень тонких проволок. Сварка производится электрическим путем. Верхний предел измерения определяется температурой плавления примененных металлов. Место сварки небольшое, в целях достижения быстрого указания температуры. Однако проволоки должны обладать значительной прочностью, чтобы не быть разорванными потоками воздуха. Регистрация производится с помощью осциллографа.

е) Переход тепла. Большое значение имеет знание процесса перехода тепла в моторе от газов к стенкам. Измерения, произведенные до сих пор на моторах, дали средние значения за целый рабочий ход. С помощью выработанного Эстрихом (Oestrich) метода имеется возможность измерить переход тепла в каждый отдельный момент рабочего хода. Штуцер с нарезкой (фиг. 7), ввинчивающийся в цилиндр, имеет отверстие, в котором находится изолированный стержень (1). Передняя (лицевая)

поверхность штуцера с нарезкой, изоляция и стержень, гладко отшлифованы. На этой плоской поверхности прикрепляется очень тонкая фольга (5) из того же металла, как и стержень. В совокупности все это является термоэлементом, который указывает температуру поверхности в любой момент. Абсолютная температура определяется как среднее значение из показаний параллельно включенного вольтметра высокого сопротивления. Задача заключается в том, чтобы зарегистрировать колебание температуры за время одного рабочего хода. Из этого колебания температуры может быть вычислен переход тепла. Вследствие незначительности колебания температуры (около  $4^{\circ}\text{C}$ ) необходимо усиление с помощью четырехтрубного усилителя для того, чтобы на осциллографе получить достаточное отклонение. Работы, производящиеся в настоящий момент, относятся к устранению нарушений, которые усилитель вследствие своей высокой чувствительности вносит благодаря зажиганию и сотрясениям (фиг. 8).



Фиг. 8. Осциллограмма перехода тепла у мотора с карбюратором. Короткие колебания изображают звуковые нарушения, резкие отклонения изображают нарушения вследствие зажигания.

ф) Измерения температуры движущихся частей. Значительная работа должна быть еще проделана в области создания пригодных приборов для измерения температуры движущихся частей, как например поршней и клапанов. Измерения с помощью легкоплавких пробок во всех случаях ведут к цели. Однако эти измерения очень медлительны и требуют большой монтажной работы. Значительные преимущества достигаются путем измерения температуры с помощью термоэлементов.

## Заключение

Настоящая статья рассматривает вопросы, чрезвычайно важные для инженера в смысле дальнейшего развития существующих и проектирования новых авиамоторов. Выяснение вопросов, не являющихся абсолютно необходимыми для развития авиации, является задачей чистой науки. Работы Германской воздухоплавательной лаборатории ограничиваются практическими исследовательскими задачами. Затронутые вопросы базируются на современном состоянии техники. Дополнительные задачи выявляются дальнейшим развитием.

Редакция инж.-мех. Л. Евангулова.



## Увеличение тяговой мощности в звездообразных моторах воздушного охлаждения<sup>1</sup>

Ф. Тейлор

Конструкторы звездообразных моторов воздушного охлаждения свое внимание сосредоточивают на достижении малого удельного веса. Малый вес достигается компактной конструкцией, применением наилучших материалов и наивысшей степенью искусства в отделке. Высокая отдача может быть получена путем комбинирования большого числа оборотов и высокого среднего эффективного давления с малыми потерями на трение.

Значительные успехи были достигнуты в улучшении отдачи мотора благодаря охлаждению цилиндров воздухом, путем направляющих экранов; таким образом увеличивалось среднее эффективное давление, которое можно получить на данном топливе без детонации. Полное исключение всех горячих мест и общее уменьшение температуры в камере сгорания в конце хода сжатия в будущем позволит иметь дальнейший выигрыш в мощности. Ряд усовершенствований в этом направлении ожидается благодаря применению лучшего топлива, механического распределения топлива, компенсированного клапанного распределения, наивысшего давления наддува, наибольшей степени сжатия и употреблению мощных нагнетателей. Стандартизация и распространение антидетонирующего топлива даст возможность существенно увеличить мощность. Насколько велики успехи в достижении малого удельного веса мотора, настолько же, как можно заключить по изысканиям за последнее время, велики достижения и возможности при комбинировании самолета и мотора благодаря вниманию к аэродинамическим характеристикам моторов и винтов. Конструктор должен защищать звездообразный мотор, добиваясь капотирования кольцевым капотом или обтекателем НАСА, благодаря чему уменьшается лобовое сопротивление.

С увеличением числа оборотов мотора, для получения добавочной мощности, становится необходимым употребление редуктора, чтобы поддерживать или улучшить к. п. д. винта.

Установлено, что употребление улучшенного сорта топлива дает возможность увеличить мощность современного авиационного мотора на 50%<sup>2</sup>.

Хотя звездообразный мотор воздушного охлаждения имеет большую лобовую площадь, тем не менее он популярен до настоящего времени. Недавние исследования показали, что этот тип мотора дает возможность значительно увеличить в нем эффективную тяговую мощность, что повысит его практическую ценность. Настоящий труд посвящен разбору современных положений развития звездообразных бензиновых моторов

воздушного охлаждения и путей возможного будущего прогресса их. Автор полагает, что этот тип мотора занимает определенное место в современном воздушном флоте, но не утверждает, что он является наилучшим из всех типов. Так или иначе, но повсеместное предпочтение этого типа мотора будет иметь место и в будущем.

Мы выдвигаем положение, что конструктор мотора является ответственным за вес мотора и его паразитическое лобовое сопротивление, так же как конструктор самолета ответственен за улучшение аэродинамики своего самолета, за уменьшение площади его крыльев, увеличивая таким образом мощность самолета, предполагая мотор как бы телом, не имеющим объема и массы. К. п. д. винта должен учитываться в моторной установке, так как окружная скорость винта для данной мощности является весьма важным фактором. Это положение выражается следующей формулой, где тяга измеряется в килограммах, а скорость в метрах в секунду.

$$\text{Тяговая мощность} = \frac{\text{тяга} \times \text{скорость}}{75}$$

Тяга замеряется в задней части моторной установки и таким образом автоматически учитывается к. п. д. винта, лобовое сопротивление мотора и взаимное влияние пропеллера и мотора.

Эта формула полностью не разрешает всей проблемы тяговой мощности, а) в расчет не принимается вес установки мотора, который имеет решающее значение в конструкции самолета, б) мотор часто определяет размер и форму фюзеляжа, так что сопротивление этой части самолета зависит от мотора.

Так как дальнейшая разработка вопроса о взаимном влиянии самолета и мотора становится чрезвычайно сложной и не входит в план данной статьи, то предполагается, что увеличение тяговой мощности достигается тогда, когда а) мощность мотора увеличивается при соответствующих оборотах винта, б) диаметр моторной установки уменьшается, в) к. п. д. винта увеличивается, г) лобовое сопротивление винтомоторной установки уменьшается или д) взаимное влияние пропеллера и мотора уменьшается.

Разберем вес винтомоторной установки и его уменьшение, так как он оказывает непосредственное влияние на площадь крыла и лобовое сопротивление.

Факторы, влияющие на мощность мотора, следующие: литраж, число оборотов и среднее эффективное давление.

### Границы увеличения литража

Литраж мотора зависит от его конструкции и должен быть определен в начале проектирования. Грубо говоря, мощность должна изменяться прямо пропорционально литражу, но согласно опытным данным большие цилиндры не дадут мощности, пропорциональной их литражу (по сравнению с маленькими цилиндрами). Общее мнение таково, что цилиндры воздушного охлаждения с литражем более чем 3,5 л не могут удовлетворительно работать при той мощности, которая была бы желательна для эксплуатации самолета. Четыре мотора имеют объемы цилиндра, указанные в табл. 1.

<sup>1</sup> S. A. E., апрель 1931.

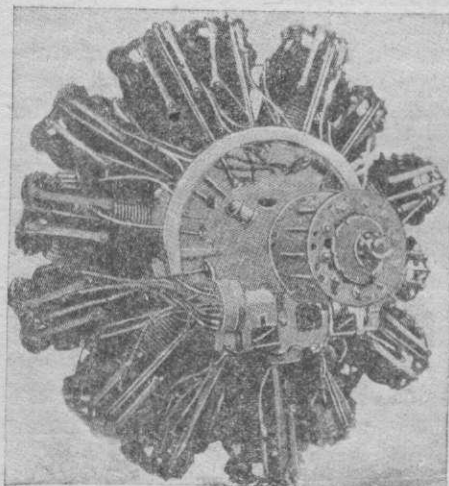
<sup>2</sup> Это положение мы считаем слишком смелым. Редакция.

Таблица 1

Мощность на цилиндр больших звездообразных моторов

Моторы	Диаметр в мм	Ход в мм	Объем в л	Число оборо- тов в мин.	Расчетная мощность ци- линдра
Прат Уитней «Хорнет В».	159	171,5	3,38	1 950	64
Бристоль «Юпитер F» .	146	190	3,2	2 000	58
Райт «Циклон» . . . .	155,5	175	3,3	1 900	64
Армстронг «Леопард» .	152,5	190	3,48	1 500	50

Мало оснований предполагать, что предел усовершенствования мотора в каком-либо направлении в настоящее время достигнут; по мнению автора, и с этим согласятся инженеры, большие цилиндры более трудны для усовершенствования, и увеличение их мощности находится под сомнением. Требуемые размеры клапана и увеличенное расстояние для прохождения тепла от центра поршня к стенкам цилиндра создают известное ограничение для больших цилиндров воздушного охлаждения.



Фиг. 1. Мотор Армстронг Сидлей «Леопард», 14-цилиндровый, звездообразный, воздушного охлаждения, двухрядный, имеющий литраж 49,5 л.

картера между стаканами цилиндра, влияя на его прочность.

Двухрядные звездообразные моторы имеют большое преимущество. Для этой конструкции моторов 14 цилиндров считается максимальным числом, так как требуются достаточные пространства между передними цилиндрами, чтобы охлаждать задние. Моторы Армстронг Сидлей представляют типичные моторы подобной конструкции. Наибольший из них приведен на фиг. 1. Он имеет объем в 49,5 л и рассчитан на 700 л. с. при 1 500 оборотах. Другие 14-цилиндровые, двухрядные звез-

Поэтому литраж выгоднее увеличивать применением большого количества малых цилиндров, чем усовершенствованием небольшого числа больших цилиндров. Добавочным преимуществом звездообразного мотора является его монтаж. Кривая тангенциальных сил у него более плавная, и неуравновешенность сил второго порядка незначительна. Однорядные звездообразные моторы имеют 9 цилиндров, хотя и сконструирован уже мотор с 11 цилиндрами. Число цилиндров 9 зависит от диаметра мотора, так как 9 цилиндров в обычных габаритных размерах мотора как раз и соответствуют свободному вращению головки главного шатуна. Большее число цилиндров требует увеличения диаметра картера и в то же время уменьшает тело

двухрядные моторы находятся в процессе развития и еще не выпущены на рынок. Этот тип удобен для получения большого литража.

За последние два года компании Прат Уитней и Райт увеличили литраж своих больших девятицилиндровых моторов, чтобы получить добавочную мощность. Характеристики мотора, данные в табл. 2, говорят о полученных результатах.

Таблица 2

Характеристики двух моторов до и после увеличения размеров

Литраж	Диаметр в мм	Ход в мм	Диаметр мотора в мм	Число оборотов в минуту	Расчетная мощность	Расчетное среднее эффектив. давление
«Хорнет» — 27,7 л	155,6	161,9	1 411	1,900	525	9,13
«Хорнет В» — 30,5 л	159	171,45	1 464	1,950	575	8,86
«Циклон» — 28,7 л .	152,4	174,6	1 389,5	1,900	525	8,78
«Циклон», большой — 29,8 л . . . . .	155,6	174,6	1 389,5	1,900	575	9,28

Необходимо заметить, что увеличенный литраж мотора «Хорнет В» предполагал дополнительные 52 л. с. при том же числе оборотов, в то время как и у Хорнет А, с меньшим литражем, необходимо было бы добавить 50 об/мин., чтобы дополнительно получить те же 50 л. с. Небольшое увеличение произошло также и в диаметре мотора, что говорит о несоразмерно малом выигрыше в мощности больших цилиндров от увеличения литража.

Можно было бы ожидать увеличения в 23 л. с. от мотора «Циклон», увеличивая литраж, но в действительности оно не было бы достигнуто, пока не повысили давление наддува для получения желаемой мощности при том же самом числе оборотов коленчатого вала. Это увеличение мощности могло бы получиться при старых размерах путем применения еще более высокого наддува.

То же самое произошло и с мотором «Хорнет». Во всяком случае неполадки в больших цилиндрах получались в обоих моторах, и требовались весьма значительные исправления. Автор полагает, что небольшой выигрыш в литраже благодаря реконструкции существующих типов моторов с большими цилиндрами имеет сомнительную ценность.

## Влияние клапанов на число оборотов

Увеличение числа оборотов мотора, имеющего нагнетатель, является одним из лучших способов увеличения мощности, но оно имеет серьезный недостаток — уменьшение к. п. д. вилга при скорости вращения выше определенных границ. Этого можно избежать употреблением редуктора, пожертвовав весом силовой установки. В настоящий момент мы будем рассматривать вопрос о величине числа оборотов мотора, не разбирая других явлений.

Не наддуваемые моторы имеют максимальное среднее эффективное



давление, когда скорость засасываемой смеси достигает приблизительно 48 м/сек; мощность же мотора достигнет максимума при некотором увеличении числа оборотов, определяя этим границу числа оборотов данного типа мотора. Можно достигнуть некоторого увеличения числа оборотов переделкой конструкции, увеличивая клапаны и проходы для смеси, но эта переделка ограничивается камерой сгорания и неровной работой мотора на малых числах оборотов, благодаря слишком влажной поверхности всасывающей системы и диффузора карбюратора, получающейся очень большой для того, чтобы произвести достаточное всасывание воздуха.

Клапанное распределение большинства звездообразных моторов воздушного охлаждения является одним из серьезных ограничений числа оборотов. Это особенно видно в больших цилиндрах с двумя клапанами, в которых один выпускной клапан весит почти 0,45 кг. Его масса вместе с массой пружин, шайб, коромысел, толкателей и роликов, имея большие ускорения, вызывает большие силы инерции клапанного механизма. Это явление в особенности имеет место у некомпенсированных клапанных установок, которые имеют у нас большое распространение. Распределительные кулачки для таких передач должны, во избежание поломки клапанного распределения и клапанов, конструироваться таким образом, чтобы скорость подъема при зазоре на шайбе от 0 до 0,3 мм была 0,6 м/сек (или меньше), и чтобы скорость закрытия была приблизительно та же. Это обстоятельство сокращает время, необходимое для открытия и закрытия клапана, но требует прочных пружин клапанов, чтобы удерживать клапанную передачу от отрыва кулачка, когда происходит начало закрытия.

Можно ввести ряд улучшений в современном клапанном распределении, чтобы увеличить его рабочую скорость. Во избежание влияния температуры на клапанное распределение, необходима компенсация, для чего необходимо специальное устройство коромысла. Компенсация зазора в клапане допускает употребление кулачка, в котором величина зазора значительно уменьшена, благодаря чему уменьшаются ускорения движения клапана и таким образом уменьшается необходимая нагрузка на пружину и удар, который очень вреден при подъеме клапана.

Уменьшение массы клапана и клапанного распределения, за счет улучшения материала, даст увеличение рабочей скорости с той же степенью надежности. Цилиндр с L-образной головкой и с клапанами, приводимыми прямолинейным движением от кулачка, является очень удачной конструкцией, выполняющей эту задачу.

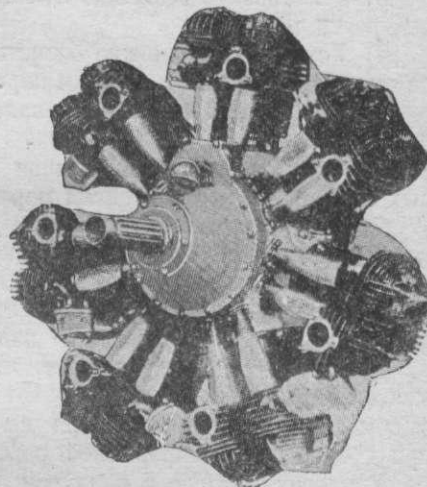
Можно применить T-образную головку с более легким и более холодным впускным клапаном. Несколько маломощных моторов с L-образными головками уже находятся в эксплуатации.

Мотор «Мак-Клатчи-Пантер», представленный на фиг. 2, является образцом такого типа, который должен расширить пределы, устанавливаемые клапанным распределением быстроходности двигателя. Употребление обычной системы всасывания ограничивает число оборотов мотора благодаря резкому падению коэффициента наполнения. В недалеком будущем L- и T-образные головки получат широкое распространение благодаря простому и легкому клапанному распределению и по другим причинам.

Нагрузка, воспринимаемая движущимися частями, является в свою

очередь элементом, ограничивающим число оборотов. Это всецело зависит от конструкции, и указанное препятствие можно преодолеть, пожертвовав весом и возможным диаметром мотора. Мотор с коротким ходом большого диаметра цилиндра имеет большое преимущество в этом отношении, так как скорости и ускорения движущихся частей меньше, но зато масса поршней увеличивается благодаря большому диаметру. Этот недостаток уравнивается малой скоростью и небольшой массой более короткого шатуна. Ход не может быть укорочен больше, чем на 80% диаметра, так как иначе цилиндры не вмещаются, мешая друг другу, на известном расстоянии от центра мотора. Расположение цилиндров должно быть таково, чтобы допустить проход для шатунов и таким образом дальнейшее уменьшение хода и увеличение диаметра потребуют невыгодных размеров картера. Охлаждение центра днища поршня очень затруднительно в больших цилиндрах, и этим ограничивается отношение диаметра к ходу. Главное преимущество мотора с коротким ходом и большим диаметром заключается в полезном пространстве, удобном для размещения больших клапанов.

Сильно увеличиваются нагрузка и скорость в подшипнике в звездообразных моторах и их увеличение пропорционально увеличению числа оборотов и мощности. А. G. M., Мишель и Альберт Кингсбюри утверждают, что чем больше относительная скорость, тем больше нагрузка, которую несет обыкновенный скользящий подшипник. Роликовые и шариковые подшипники, будучи нагружены в несколько раз более расчетной нагрузкой, продолжают удовлетворительно работать долгое время и достаточно хорошо воспринимают нагрузку. Поэтому сейчас уже подшипники не ограничивают числа оборотов коленчатого вала мотора.



Фиг. 2. Мотор Макклатчи Пантер, 7-цилиндровый, звездообразный с литражем в 10 л. Конструкция L-образной головки дает возможность непосредственной передачи к клапанам. Полный диаметр — 914,4 мм.

## Способы предупреждения защемления поршня

Поршень, движущийся вдоль стенок цилиндра, ограничивает быстроходность высокомоментного мотора. Вопрос о возможности защемления поршня в цилиндре при больших скоростях и обеспечения хорошей смазки — является весьма трудным и до сих пор еще неразрешенным. Предприняты меры для повышения надежности работы поршня и выдвинуто много теорий, объясняющих причину его защемления.

В больших цилиндрах чаще происходит защемление поршня, чем в малых, так как рабочие условия их более трудные. Так называемая «рабочая» (по направлению силы N) сторона поршня главного шатуна в обыкновенной конструкции подвергается наивысшему среднему да-

влению, причем первой обычно дает неполадки. Употребляемые с различным успехом способы, противодействующие защемлению поршня, следующие:

- 1) Зазор для обыкновенных алюминиевых сплавов 0,0045 мм на 1 мм диаметра.
- 2) Твердые стаканы цилиндров.
- 3) Рассеивание возможно большего количества тепла ребрами в нижней части поршня.
- 4) Устройство возможно более короткого пути для прохождения тепла от центра поршня к стенкам поршня и кольцам.
- 5) Плавающий поршневой палец во избежание резкого сцепления при защемлении.
- 6) Смазывание стенок поршня при помощи соответственно устроенных канавок и дыр в стенках поршня.
- 7) Продолжительная обкатка при малой мощности.
- 8) Небольшое боковое давление поршня, получающееся вследствие употребления относительно длинных шатунов.
- 9) Равномерное охлаждение стаканов цилиндров для того, чтобы воспрепятствовать образованию эллипса цилиндра.

Достоин внимания тот факт, что за последние четыре месяца производства экспериментальных работ над мотором «Циклон» не было случая защемления поршня, несмотря на то, что мотор выдержал 19 гонок при трехчасовой непрерывной работе каждая.

У многих моторов с наддувом увеличение числа оборотов не будет сопровождаться соответствующим увеличением мощности благодаря падению среднего эффективного давления. Это получается несмотря на то, что при данной конструкции нагнетателя и передаточного числа давление во впускных патрубках будет увеличиваться пропорционально числу оборотов мотора при полном открытии дросселя. Давление в нагнетателе увеличивается пропорционально квадрату его оборотов, в то время как нужное увеличение для мотора пропорционально просто числу его оборотов. Более подробно вопрос этот будет разобран в отделе среднего эффективного давления.

Крутильные колебания коленчатого вала должны быть тщательно подсчитаны при увеличении числа оборотов мотора. Этим явлением особенно заинтересовались за последний год, и оно изучено Флэйдом Прескоттом в лаборатории силовых установок (M. D. A. S. «Transactions of the American Society of Mechanical Engineers», май, 1930 г. Paper Aer 59—19, стр. 139).

Прескотт не придает значения употреблению демфера в авиационных моторах, по конструкции схожем с повсеместно и успешно применяемым в автомобилях. Применение такого прибора имеет значение ввиду того, что он сокращает до предела амплитуду вибрации при всех скоростях, даже если мотор подвергается перегрузкам при маневрировании, т. е. максимальные обороты мотора могут быть на 50% больше, оборотов, на которые он рассчитан.

Изменение расхода масла соответственно числу оборотов мотора является другим обстоятельством, которое может ограничить число оборотов звездообразного мотора, если только на эту сторону вопроса не обращено серьезного внимания. Кривая фиг. 3 иллюстрирует быстрое повышение расхода масла после того, как достигается определенная

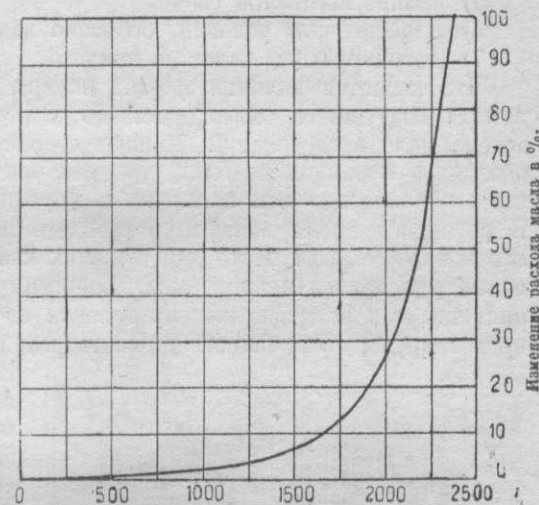
скорость. Точка, при которой это возрастание происходит, может перемещаться в зависимости от изменения поршневых колец и самих поршней, но общая форма кривой удивительно постоянна и получена на основании данных испытаний, проведенных автором. В целях уменьшения расхода масла употребляют различные типы масляных колец.

Наилучшими способами (по опытам компании Райт) уменьшения расхода масла служат давно сконструированные кольца, срезанные на конус и поршни, имеющие большое количество дыр для выпуска масла. Применение поршневых колец, имеющих конус с наибольшим диаметром по направлению к низу, застраховывает от быстрого изнашивания колец и препятствует большому расходу масла во время приработки мотора. Увеличение расхода масла после изнашивания профиля колец предупреждается точной посадкой последних.

Охлаждение головки цилиндра и поршня является фактором, во многих случаях ограничивающим число оборотов, при которых мотор будет работать удовлетворительно. Так как это охлаждение непосредственно влияет на мощность цилиндров, то оно в этом отношении будет разобрано в дальнейшем.

### Влияние детонации на повышение среднего эффективного давления

Среднее эффективное давление определяет мощность цилиндра (без учета числа оборотов мотора). Крутящий момент и среднее эффективное давление для данного мотора пропорциональны. Среднее эффективное давление мотора без наддува обычно определяется коэффициентом наполнения, который зависит от всасывающей системы. Система же всасывания ставит определенные пределы и рассчитывается на работу при полном открытии дросселя, при относительно высоких степенях сжатия и с учетом как характеристики расхода горючего, так и охлаждения цилиндров. Расход топлива устанавливается большим при полном открытии дросселя, чтобы способствовать охлаждению цилиндров. С введением центробежного всасывания и наддува система всасывания, что является более ограничивающим фактором, и мощность мотора может быть повышена до тех пор, пока не встретятся какие-либо препятствия. Этим препятствием обычно является детонация, которая при длительной работе мотора ведет к поломкам. Вопросы, касающиеся уничтожения детонации, будут разобраны в дальнейшем.



Фиг. 3. Типичная кривая расхода масла звездообразного мотора.



Явления, тесно связанные с детонацией, следующие:

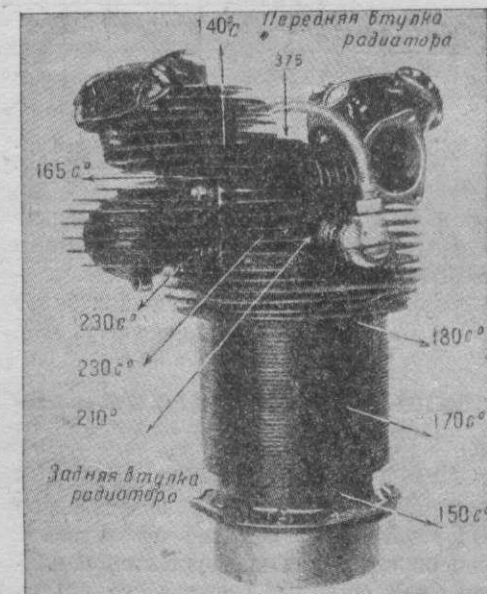
- 1) Форма камеры сгорания и положение клапанов и свечей.
- 2) Охлаждение камеры сгорания и выхлопных клапанов.
- 3) Температура сжатия и давления.
- 4) Расход топлива.
- 5) Вынос контактов свечи.
- 6) Атмосферные условия, особенно влияние влажности.
- 7) Детонирующие качества топлива.

Что касается влияния формы камеры сгорания на звездообразные моторы воздушного охлаждения, то в этом направлении было произведено мало исследований. Камеры сгорания с плоской головкой употреблялись в ранних моделях, так как они позволяли расположить клапаны параллельно оси цилиндра и упрощали механизм распределения. В последнее время начали употреблять полусферические головки, так как эта форма дает место для больших клапанов и не поддается деформации при давлении от взрыва. Вопросам сгорания не уделяли внимания, так как полусферическая головка со свечами, помещенными друг против друга, была вполне удовлетворительна. Несомненно, что работы

Рикардо, Дженуея, Уатмоу и Алекса Тауба<sup>1</sup> могут быть использованы конструкторами звездообразных моторов для усовершенствования головки. Это усовершенствование может быть особенно с успехом применено при типе мотора с L-образной головкой, который уже имеет преимущество в виде простой клапанной передачи, о чем было упомянуто выше.

### Влияние охлаждения на детонацию

Детонация зависит от характера охлаждения цилиндра. Конструируя цилиндр с максимальным охлаждением, необходимо сначала получить максимум возможной площади ребер. Это должно быть достигнуто с таким расчетом, чтобы допустить протекание охлаждающего воздуха ко всем частям ребер цилиндра с минимумом препятствий. Особое



Фиг. 4. Цилиндр последней модели «Циклон». Новый радиатор со свечами, защищенными колпаком, является выдающейся конструкцией. Цифры, окружающие рисунок, указывают температуры различных точек при условиях работы с полным дросселем на испытательном станке.

внимание должно быть обращено на критические места в цилиндре, которые имеют при работе максимальные температуры. Этими местами

являются две свечи, выхлопной клапан и часть цилиндра между выхлопными патрубками и задней свечей.

На фиг. 4 представлен радиатор к свечам, усовершенствованный компанией Райт и применяемый в нескольких моделях. Этот прибор дает возможность отдавать тепло, появляющееся в свече, воздуху, циркулирующему вдоль ребер. При данном радиаторе можно использовать любой тип свечи.

Радиатор уменьшает температуру втулки задней свечи и окружающего ее тела цилиндра приблизительно на 68° С. Замеренные максимальные температуры втулок задних свечей на новом моторе «Циклон» при самых худших условиях равны приблизительно 232° С у старого мотора «Циклон».

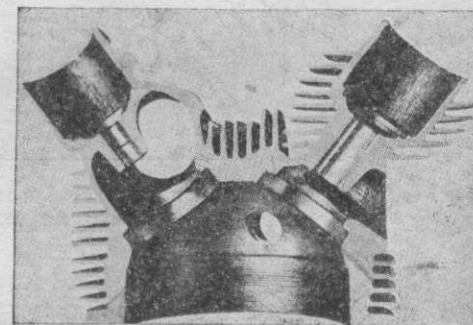
Соответственное уменьшение температуры достигается в других частях головки цилиндра посредством увеличения площади ребер на 50%. Втулка направляющей клапана и гнездо клапана, являясь единственными местами для охлаждения выхлопного клапана, должны обратить на себя особое внимание в смысле отвода тепла. Необходимо увеличивать площадь ребер у выхлопа и обеспечивать воздушный поток.

Фиг. 5 дает сечение по направляющей втулке выхлопного клапана мотора «Циклон» и показывает близость охлаждающих ребер к этой части головки, к которой передается и рассеивается тепло охлаждаемого солью клапана. Подобная конструкция с многочисленными ребрами у клапанного гнезда является главным фактором в улучшении работы мотора «Циклон». Верхняя часть головки цилиндра также считается перегретым местом, где необходимо интенсивное охлаждение; эта часть должна быть снабжена ребрами, дающими возможно наименьший путь для отвода тепла от шатра цилиндра.

### Влияние капотов и направляющих перегородок на сопротивление и охлаждение

При конструировании ребер цилиндра часто предполагается, что воздух идет прямо на мотор.

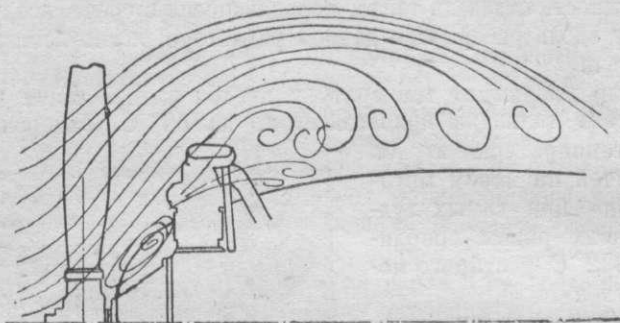
Фиг. 6 дает приблизительный поток воздуха (показанный кривыми) при испытании мотора без капота. По этой схеме видно, что почти весь воздух минует мотор и расширяется под большим углом, отклоняясь до величины диаметра мотора, вызывая этим большое лобовое сопротивление. Охлаждающий воздух создает большие завихрения позади мотора. Цилиндр старой конструкции мотора «Циклон» замерен в рабочих условиях и найдено, что эллиптичность его равна 0,305 мм благодаря неравномерному охлаждению. Это вызвало усовершенствование направляющих



Фиг. 5. Сечение головки цилиндра «Циклон». Число и близость охлаждающих ребер к гнезду выхлопного клапана и направляющей способствуют уменьшению температуры охлаждаемого солью клапана.

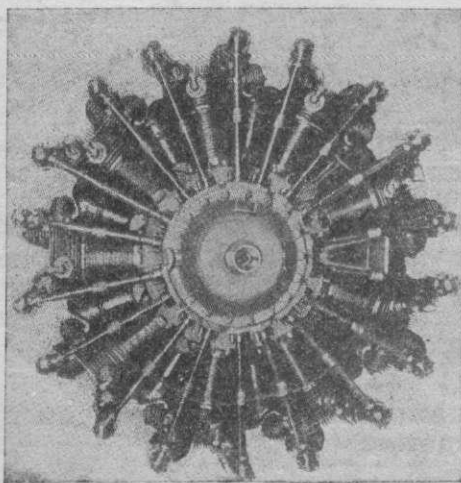
<sup>1</sup> См. «S. A. E.», октябрь, 1930.

перегородок между цилиндрами, для того чтобы провести воздух к задней стенке цилиндра, как показано на фиг. 7, доведя до минимума неравномерность охлаждения путем равномерного рассеивания тепла.



Фиг. 6. Схема, показывающая возможный поток воздуха по мотору, не имеющему капота во время полета.

Моторы «Циклон» устроены с перегородками, которые проводят воздух к задней части стаканов цилиндра, и передают часть воздуха к задней части радиатора для свечей. Температура задней части радиатора уменьшается приблизительно на  $35^{\circ}\text{C}$  при подводе воздуха с помощью перегородок. Температура с перегородкой будет около  $205^{\circ}\text{C}$ , а без нее  $235^{\circ}\text{C}$  при строгих условиях испытания.



Фиг. 7. 9-цилиндровый мотор «Циклон» с перегородками для подвода воздуха к задней части стаканов цилиндра.

Распределение температуры по цилиндру мотора «Циклон» при рабочих условиях показано цифрами на фиг. 4. Несмотря на суровые условия испытания, температура головки цилиндра не было выше  $235^{\circ}\text{C}$ , что является решительным улучшением по сравнению с прежними моторами «Райт», в которых температура головки цилиндра была обычно в  $300^{\circ}\text{C}$ .

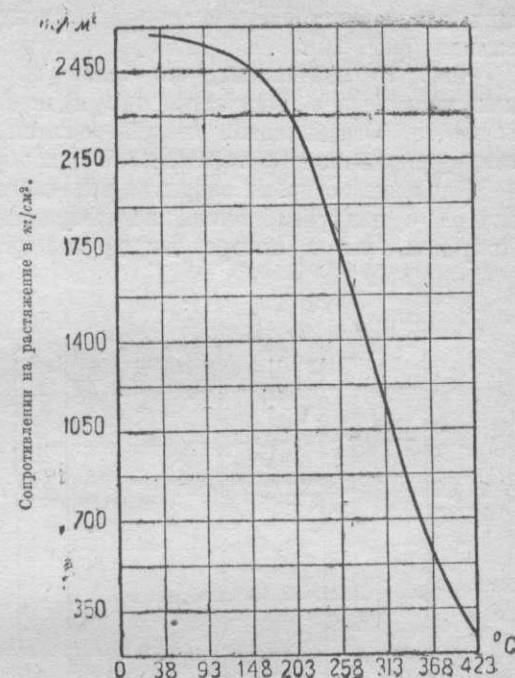
Сопротивление на растяжение при различных температурах V-сплава, из которого отлиты головки цилиндра и поршень, показано на фиг. 8. Получаемое улучшение в 75%

происходит благодаря низкой температуре головки.

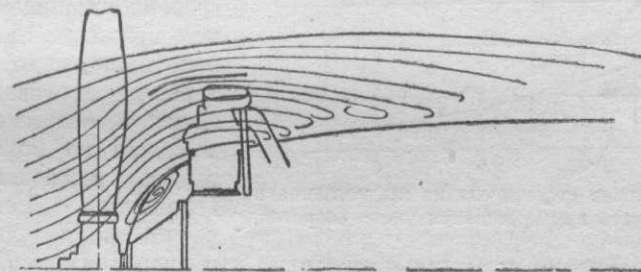
Кольцевой капот и капот НАСА считается многими серьезным препятствием к охлаждению цилиндра. Заключили это из ранних опытов, которые не были достаточно удачны, так как задача не была решена полностью. Многое еще нужно изучить, но мы нашли возмож-

ным улучшить охлаждение при помощи надлежащим образом сконструированного капота.

Фиг. 9, показывающая возможный поток воздуха к мотору с кольцевым капотом, дает понятие о направлении воздушного потока, вынужденного проходить непосредственно к цилиндрам, вместо того, чтобы проходить далеко от них, как показано на фиг. 6. Употребление кольцеобразного капота, как стандартной установки на всех моторах, было бы наиболее выгодно, так как оно дает решительное улучшение как в части охлаждения, так и лобового сопротивления.



Фиг. 8. Сопротивление на растяжение V-сплава алюминия при повышении температуры.



Фиг. 9. Схема, показывающая течение воздуха в полете к мотору, снабженному кольцевым капотом.

## Нагнетание и его границы

Давление сжатия и температура в моторе, имеющего нормальное всасывание, определяются всасывающей системой, передачей тепла во время всасывания и сжатия и степенью сжатия. Недостатки системы всасывания влияют на уменьшение давления в цилиндре при закрытии впускного клапана, уменьшая коэффициент наполнения. Этот вопрос разобран выше. Передача тепла во время всасывания и сжатия будет изменяться пропорционально рабочей температуре цилиндра и зависит от системы всасывания. Эти величины приблизительно постоянны для большинства звездообразных моторов воздушного охлаждения, не имею-



щих нагнетателя. Появилась давно тенденция к повышению степени сжатия (фиг. 10).

Фиг. 10 показывает, что более высокое сжатие сопровождается как увеличением мощности, так и понижением нормального расхода горючего. Ограничением степени сжатия служат детонационные свойства употребляемого горючего, о чем будет сказано ниже.

Давление во время закрытия выпускного клапана может изменяться у мотора с наддувом, влияя на мощность и склонность к детонации. Допустим, что в моторе все другие условия остаются одинаковыми

и нет детонации топлива, тогда увеличение давления наддува должно сопровождаться увеличением мощности прямо пропорционально абсолютному давлению во впускных патрубках.

Если этот процесс происходит с детонацией, то получается резкое уменьшение мощности. Нагнетание можно довести до точки, близкой к детонации, без необходимости употребления специального антидетонирующего горючего, при регулировании температур головки в хорошо охлаждаемом цилиндре. Как установлено выше, некоторые моторы не допускают нагнетания и соответствующего давления во впускных патрубках, даже ниже точки детонации. Решительное улучшение, полученное благодаря увеличению площади охлаждения выпускных клапанов в моторах, привело к мнению, что это ограничение вызвано частично благодаря плохому охлаждению, т. е. горячему выпускному клапану.

Фиг. 10. Влияние степени сжатия на мощность и расход горючего при постоянном числе оборотов.

Влияние на мощность мотора изменения как степени сжатия, так и давления в патрубках является довольно интересным фактом.

На фиг. 11 изображены кривые, полученные с охлаждаемого водой цилиндра при всех постоянных условиях, за исключением степени сжатия, давления в патрубках и расхода топлива, являющихся величинами переменными. Степень сжатия увеличивалась, наддув увеличивался до появления детонации в каждом отдельном случае, и расход топлива регулировался на 1% меньше, чем при максимальной мощности. Результаты показывают рост мощности и увеличение расхода топлива при низких степенях сжатия и большем наддуве. Выигрыш мощности может получаться при данном топливе за счет увеличения расхода, посредством уменьшения степени сжатия и увеличения давления в нагнетателе.

На фиг. 11 изображены кривые, полученные с охлаждаемого водой цилиндра при всех постоянных условиях, за исключением степени сжатия, давления в патрубках и расхода топлива, являющихся величинами переменными. Степень сжатия увеличивалась, наддув увеличивался до появления детонации в каждом отдельном случае, и расход топлива регулировался на 1% меньше, чем при максимальной мощности. Результаты показывают рост мощности и увеличение расхода топлива при низких степенях сжатия и большем наддуве. Выигрыш мощности может получаться при данном топливе за счет увеличения расхода, посредством уменьшения степени сжатия и увеличения давления в нагнетателе.

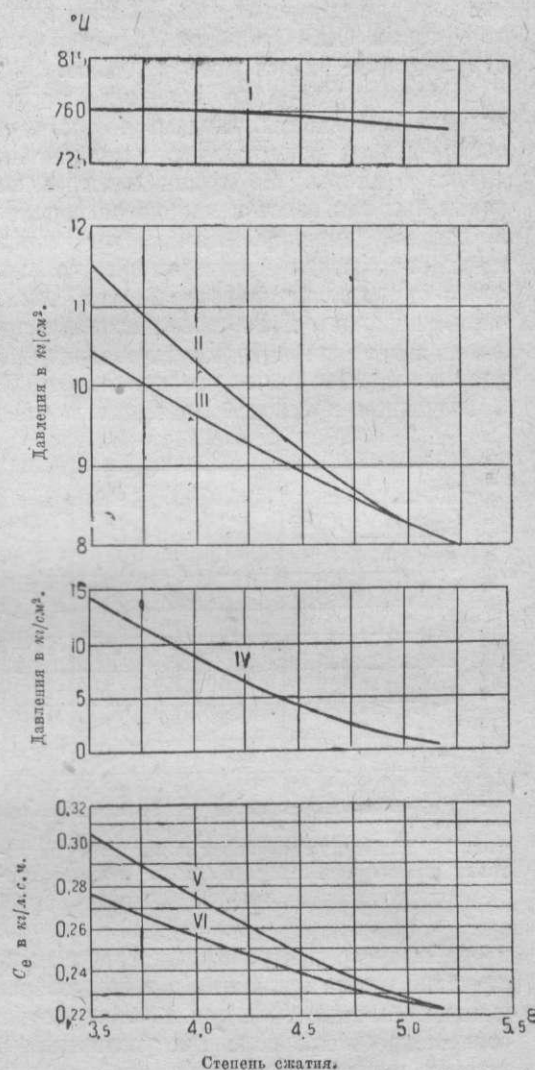
Расход топлива в известной мере влияет на температуру цилиндра и на детонацию. Это хорошо иллюстрирует фиг. 12, которая показывает, как мощность мотора и температура цилиндра зависят от расхода топлива.

Протекание кризиса идет по одному закону. В общем нужно отметить, что чем выше антидетонирующие свойства данного топлива, тем ниже нормальный расход топлива, на котором будет мотор работать при максимальной мощности. Это продолжается до тех пор, пока не появляется детонация; в этом случае все бензиновые топлива дадут приблизительно один и тот же результат, причем необходимо учитывать неравномерность распределения.

Отдача мотора, работающего с карбюратором, может быть ограничена температурой наиболее плохо питаемого цилиндра.

При бедной смеси может произойти чрезвычайное обеднение из-за неравномерности распределения плохо питаемого цилиндра и, наоборот, при богатой смеси — чрезмерное обогащение хорошо питаемого цилиндра. Центробежное питание способствует лучшему распределению при рабочем положении дросселя, но полностью оно далеко еще не разрешает проблему распределения. Насосы для впрыскивания горючего с переменной емкостью, над усовершенствованием которых еще ведется работа, подают одинаковое количество топлива в каждый цилиндр или в соответствующую впускную трубку, что и важно для распределения.

Может быть использован для этой цели насос Дизеля;



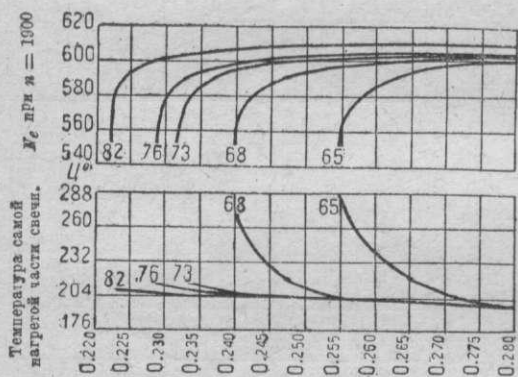
Фиг. 11. Влияние одновременного изменения степени сжатия и давления наддува.

I — температура выхлопа; II — среднее эффективное давление; III — среднее эффективное давление, исправленное на давление наддува; IV — давление наддува; V — расход топлива с учетом расхода на нагнетатели; VI — расход топлива при 90% мощности от полной.

Давление наддува в универсальном экспериментальном моторе НАСА поднималось до возникновения детонации. Мотор работал при 1510 оборотах в минуту. Опережение зажигания — 35°. Температура входящей воды — 65°C. Температура выходящей воды — 80°C. Барометрическое давление — 760,9 мм. Топливо — обыкновенный авиабензин.

подача происходит при низком давлении, так как топливо впрыскивается во время всасывания. Конструирование насоса для обычного мотора цикла Отто является поэтому более простой задачей, чем конструирование насоса мотора Дизель.

Ведется работа по переделке нескольких типов мотора для этой специальной работы. Подача топлива, происходящая при помощи насоса обычной конструкции, улучшает не только распределение, но и другие факторы. Не нужен подогрев патрубков для улучшения испарения, так как насос механически подает одинаковое количество топлива в каждый цилиндр. Коэффициент наполнения поэтому увеличивается из-за понижения температуры во время сжатия. Впрыскивающее сопло производит несовершенное распыление и только небольшая часть испаряется до воспламенения заряда, что уничтожает стремление к детонации. В результате разрешается работа без детонации на данном топливе при увеличении отдачи приблизительно на 10%. С введением приспособления для впрыскивания топлива уничтожается



Фиг. 12. Изменение мощности и температуры головки цилиндра в зависимости от расхода топлива.

и снабженного центробежным наддувом или наддувом типа Рута. Впрыскивание можно применить и к звездообразным моторам воздушного охлаждения обычного типа при помощи соответственных изменений, открывая совершенно новое поле для увеличения отдачи мотора и следовательно тяговой мощности.

Опережение зажигания является другим фактором, который должен быть принят во внимание при рассмотрении детонации и мощности мотора. Желательное положение опережения определяется опытным путем, но большинство моторов нечувствительны к нему. Опережение зажигания должно всегда указываться как наименьшее опережение, которое даст максимум мощности при рабочих условиях, на которые мотор рассчитан. Температуры цилиндра будут при этом положении несколько ниже, чем при большом опережении зажигания.

Влажность и ее влияние распознаются с большим трудом, несмотря на то, что сильно влияют на детонацию. Моторы будут часто хорошо работать без детонации в одно время, тогда как в другое при всех прочих равных условиях откажутся давать максимум мощности единственно

благодаря влиянию влажности. Вода является превосходным антидетонатором, оказывая заметное влияние, даже находясь в минимальном количестве в атмосфере. К сожалению, вода не может быть смешана с бензином, чтобы уничтожить детонацию. Атмосферная влажность должна учитываться при испытании мотора в отношении детонации.

## Октановое топливо

Тщательные исследования детонационных свойств топлива обнаружили большую разницу в антидетонирующих свойствах топлив, обычно известных как нормальный авиационный бензин. Имеется целый ряд шкал, при помощи которых эти данные могут быть определены. Одна из них наиболее распространена как дающая более основательные результаты, чем другие. Антидетонирующая характеристика не может быть учтена летучестью (испаряемостью), и так называемый бензин высокой пробы может быть в этом смысле низшим продуктом. Наиболее удовлетворительное и общепринятое определение детонации выражается процентным отношением гептана и изооктана, чему равнозначно топливо в детонационных характеристиках. Эта шкала популярна и можно надеяться, что она будет принята, как стандарт SAE.

Определение антидетонирующих характеристик шкалы является очень сложной работой, которая производится на одноцилиндровом моторе при тщательном контроле вплоть до температуры рубашки. Температура должна быть приблизительно такой же, как и температура рубашки такого типа мотора, для которого предназначается топливо. При испытании моторов воздушного охлаждения и охлаждения «Престон» принимается теперь температура рубашки в 150° C. Процесс градуирования топлива не должен смешиваться с градуированием моторным для различных степеней сжатия или давления наддува. Следующая таблица может дать общее понятие об относительных величинах по изооктано-гептановой шкале:

	изооктан	гептан
Армейский стандарт для 1931 г. . . . .	87	13
Армейский » » 1930 г. . . . .	80	20
Лучшая Калифорния . . . . .	75	25
Средний общ. авиац. бензин . . . . .	66	34
Бедный общ. авиац. бензин . . . . .	53	47

## Нормальный расход горючего в килограммах на лошадиную силу

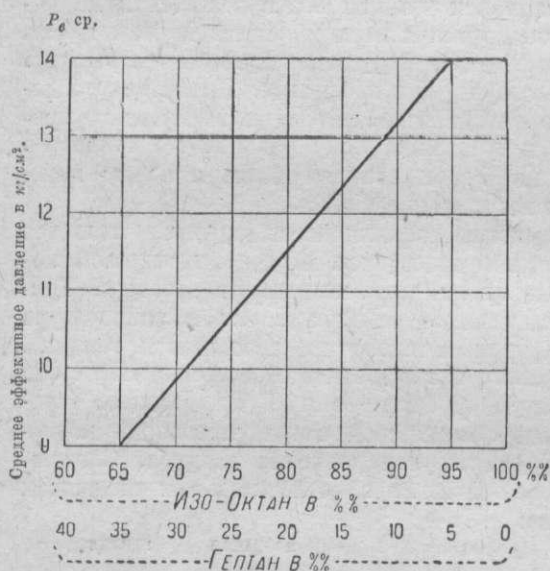
При подготовке моторов к эксплуатации в военном или коммерческом флоте должны быть выяснены определенные антидетонирующие качества топлива, которые будут употребляться. В зависимости от степени этого решения получится та или иная отдача мотора. Большинство авиационных моторов с нормальным всасыванием будет работать на обыкновенном авиационном бензине с низкими детонирующими свойствами, равными 66 изооктана и 34 гептана при больших расходах топлива на полном дросселе. Этому отвечает горючее «Mid Continen». Как уже было сказано, многие топлива имеют значения ниже этой цифры и поэтому будут неполадки на полном дросселе.

Моторы с наддувом можно отрегулировать при помощи передаточного механизма нагнетателя и степени сжатия на получение максимума



мощности, одновременно разрешая вопрос охлаждения цилиндра при употреблении данного топлива и при данном расходе топлива. Чтобы избежать неисправности в работе от детонации, конструктору моторов необходимо выбирать и рассчитывать на топливо с худшими детонирующими свойствами, на котором мотор будет работать при худших атмосферных условиях, и определять степень сжатия и давление наддува при полном дросселе на максимум допустимой мощности. Это обстоятельство редко изучалось ранее, и неисправности в работе часто имели место там, где применялось топливо низкого антидетонирующего качества.

Максимум тяговой мощности можно получить в моторе звездообразного или какого-либо другого типа, употребляя высокосортное антидетонирующее топливо. Это показано на фиг. 13, которая дает представление о максимальном среднем эффективном давлении перед наступлением детонации, составленной по изоктанно-гептановому ряду топлива. Кривая была определена на особом моторе, но можно считать, что она грубо выражает известный закон для всех моторов.



Фиг. 13. Связь между изоктанно-гептановым рядом и максимумом среднего эффективного давления. Эта кривая показывает максимум среднего эффективного давления, которое можно получить от хорошо сконструированного цилиндра при употреблении топлив различных детонационных свойств.

Мышленности такие топлива, которые определяются высоким стандартным изоктановым рядом, их необходимо выбросить на рынок и дать им широкое распространение. Выполнение этой задачи уже началось, и мотористы оказывают этому стремлению большую поддержку, насколько возможно специфицируя определенное топливо и гарантируя свои моторы при его употреблении.

### Наибольшие потери вследствие трения в поршне

Понятно, что уменьшение потери на трение будет увеличивать эффективную мощность мотора. Механическое трение звездообразного мотора воздушного охлаждения составляет обычно около 15% полной мощности. Так как большая часть его является трением юбочки поршня и поршневых колец, то употребление специальных поршней с уменьшенной

поверхностью стенок и меньшим количеством колец будет уменьшать до некоторой степени все трение мотора. Трудность регулирования расхода масла при специальных поршнях препятствует их употреблению в нашей стране, хотя они употребляются в Европе почти повсюду. Другие способы уменьшения механического трения не применяются, так как влияние их ничтожно.

Мощность, необходимая для приведения в движение нагнетателя или вращающегося вентилятора, частично возмещается в камере сжатия, так как благодаря давлению, полученному в системе патрубков, она превращается в работу во все время хода всасывания. Поправку нужно сделать: а) на к. п. д. вентилятора, который обычно бывает от 50 до 70%, и б) подобную же поправку на потери в системе патрубков и всасывающих клапанов. Часть энергии, неиспользованной при сжатии, повышает температуру смеси, которая вообще повышается благодаря адиабатическому сжатию.

Высокая температура засасываемого заряда, получаемая от нагнетания, имеет решительное влияние на: а) коэффициент наполнения и б) увеличение стремления к детонации мотора. Выигрыш в к. п. д. наддува уменьшает потери мощности на наддув. Уменьшают стремление к детонации путем уменьшения температуры сжатого заряда в момент зажигания.

Расчет наддува является предметом математического исследования, но он содержит также много элементов эмпирического свойства. Предполагается, что дальнейшие эксперименты с нагнетателями, смонтированными с моторами, будут еще удачнее в смысле уменьшения потери мощности и таким образом увеличения тяговой мощности. Ясно, что наддув заменит сложную подачу смеси в системе всасывания от карбюратора к впускному клапану. Большие ровные проходы уменьшают работу, затрачиваемую на нагнетание. Малые размеры впускных клапанов являются одной из основных причин, устанавливающих пределы наполнения.

### Отношение коэффициента лобового сопротивления мотора к диаметру

Конструктор мотора должен иметь в виду, что он является создателем силовой установки, которая становится неразрывной частью самолета и в большой степени определяет его характеристики. Поэтому надо обратить серьезное внимание на вес, размер и лобовое сопротивление при полете. Вес силовой установки особенно интересует конструктора моторов, так как вес на лошадиную силу является мерой пригодности моторов.

Тщательная конструкция конечно лучший способ доведения веса до минимума. В общем легкий мотор производится за счет прочности, и только в случае поломок увеличивают сечение. Такая процедура очень дорога и задерживает производство, хотя всегда легче добавить вес, чем отнять его. Дальнейшее уменьшение веса звездообразного мотора воздушного охлаждения можно произвести путем применения магниевых сплавов там, где теперь употребляется алюминий. Увеличением мощности уменьшают нормальный вес мотора больше, чем облегчением деталей хотя бы применением более легких материалов.

Поперечные размеры силовой установки имеют большое влияние

на форму самолета, к которому она должна быть смонтирована. Продольная величина установки, хотя это не всегда важно, часто определяет длину небольшого самолета. Диаметр звездообразного мотора определяет мидель фюзеляжа и положение пилота для обзора вперед. Чем меньше габаритные размеры мотора, тем более удовлетворительна его установка.

Лобовое сопротивление силовой установки растет и получает большие значения с увеличением скорости самолетов. Звездообразный с воздушным охлаждением тип без капота, является самым худшим для мотора, так как имеет большое лобовое сопротивление. Звездообразный тип потерял бы свою распространенность по этой причине, если бы не изобретение кольцевого капота, дающего низкое лобовое сопротивление, с помощью которого доводится сопротивление мотора до его собственного диаметра, как показано на фиг. 9. Положительная часть этой конструкции в том, что в направлении полета выравнивается поток воздуха, направляемый к задней части фюзеляжа с помощью кольца. По экспериментальным данным можно заключить, что чем плотнее может быть помещено кольцо к задней кромке винта, тем ниже лобовое сопротивление и лучше охлаждение цилиндра. Имеется также наимыгоднейший угол посадки кольца, который должен быть определен опытным путем.

### **Выигрыш в скорости благодаря капотам и перегородкам**

Предполагали, что большая лобовая площадь звездообразного мотора, несмотря на капотирование, определяет высокое лобовое сопротивление по сравнению с V-образным мотором. Опыты показывают, что это предположение не оправдывается. Удивительно хорошая характеристика работы звездообразного мотора обязана конструктивной симметрии непосредственно за винтом. V-образный мотор можно сделать симметричным за винтом, изменяя его лобовые размеры до размеров звездообразного мотора. V-образный мотор потерял бы в таком случае большую часть своего преимущества, так как лобовая поверхность была бы та же самая, как и у звездообразного, а его длина и вес были бы больше. Добавление капота НАСА или кольцевого капота быстроходному самолету увеличивает максимальную скорость на 32 км/час, чтобы добиться того же самого увеличения летных данных самолета, дающего 255 км/час, потребовалось бы повышение мощности приблизительно с 400 до 600 л. с., так как скорость самолета изменяется, как куб мощности мотора. Расход топлива будет тогда на 42,5% больше, и потребовалось бы забирать с собой больше топлива и увеличить площадь крыльев, чтобы поднять это топливо. Поэтому большая выгода капота с малым лобовым сопротивлением очевидна.

Очень выгодно применение таких направляющих перегородок между цилиндрами, какие употребляются на моторе «Циклон», как показано на фиг. 7. Их применение увеличит скорость от 6,4 до 12,8 км/час. Это улучшение в работе благодаря употреблению перегородок можно ожидать и от применения капота с широкой входной щелью, но только не при применении кольцевого капота.

С уменьшением диаметра конечно уменьшится лобовая площадь мотора с капотом и без него, а также площадь лобового сопротивления.

Уменьшение конструкторами мотора диаметра мотора является долгой и сложной работой начинавшейся изменением отношения диаметра к ходу и заканчивающейся изменением гнезд клапанных коромысел. Почти каждая деталь конструкции—шатун и цилиндры—является предметом исследования для получения минимального диаметра; причем, не жертвуя надежностью, стремятся сократить диаметр шейки кривошипа, сечения главного шатуна и уменьшить отношение хода, длину поршня и длину клапанных стержней. Мотор с L-образной головкой обещает большое уменьшение диаметра мотора, так как механизм привода клапанов находится ниже камеры сгорания. Диаметр звездообразного мотора с L-образной головкой может быть на 150—250 мм меньше, чем диаметр мотора, имеющего современную полусферическую камеру сгорания, дающую большое преимущество в увеличении тяговой мощности мотора.

Итак максимальную тяговую мощность звездообразного мотора можно получить с небольшим диаметром и кольцеобразным капотом или с капотом НАСА. Так как капотирование имеет большое влияние на охлаждение цилиндра, конструктор мотора должен исследовать это влияние на моторе. Недалеко то время, когда мотор будет выпускаться снабженным кольцевым капотом.

Быстроходные самолеты чрезвычайно чувствительны к неровностям воздушного потока. Выхлопной патрубок или карман карбюратора, будучи не вполне обработанным на установке, может легко понизить скорость самолета на величину до 16 км/час. Поэтому необходимо самое тесное сотрудничество конструктора мотора с конструктором самолета, чтобы избежать ошибок в установке деталей, могущих испортить разумную и точную конструкцию. Обширная программа летных испытаний с изменением в установках есть только путь для лучшего разрешения проблемы, так как отсутствие учета влияния пропеллера является ошибкой. Компания Кертис-Райт провела ряд испытаний на самолетах F-8C5 и VP-20. Тесное сотрудничество Кертиса и Райта было необходимо, чтобы сделать возможными эти опыты. Нужно надеяться, что такая совместная работа конструкторов самолетов и моторов над полетными испытаниями делается скорее правилом, чем исключением.

### **Коэффициент полезного действия винта и редуктора**

Современный пропеллер быстро теряет к. п. д. при максимальных окружных скоростях выше 290 м/сек. Это явление часто служит препятствием в деле улучшения данных самолета, так как благодаря увеличению мощности мотора при повышении числа его оборотов к. п. д. пропеллера уменьшается пропорционально увеличению мощности мотора. К счастью, максимальное число оборотов мотора во время разбега и подъема является единственным случаем при работе на полном дросселе, во время же горизонтального полета полный дроссель редко необходим. Это положение значительно понижает окружную скорость и делает возможной для самолетов нормальную службу.

Моторы в 300 л. с., работающие до 2000 об./мин., не являются препятствием в указанном выше смысле.

Мощности же большие, при 2000 об./мин. или выше, отрицательно влияют на к. п. д. винта. Возможно, что современные профили лопастей пропеллера могут быть изменены для увеличения допустимой конечной окружной скорости.



Известно уравнение для тяги  $F=MV^2$ , где  $F$ —есть тяга  $M$ —масса отброшенного воздуха и  $V$ —его средняя скорость в направлении, противоположном направлению полета. Из этого уравнения видно, что количество воздуха увеличивается пропорционально диаметру винта. Поэтому скорость, с которой воздух проходит вдоль самолета, значительно уменьшится. Уменьшение в относительной скорости между самолетом и потоком уменьшает потери на интерференцию, так как большего диаметра винт отбрасывает большее количество воздуха вне непосредственной близости к фюзеляжу. Увеличение к. п. д. винта получается вследствие употребления пропеллеров с большим диаметром при меньшем числе оборотов. Для больших тихоходных самолетов потребная мощность высока, а число оборотов низкое.

Можно получить больший диаметр пропеллера и малое число оборотов путем уменьшения числа оборотов мотора (в этом случае мощность мотора будет уменьшена) применением редуктора. Вес силовой установки увеличится от 27 до 45 кг благодаря передачам, и от 23 до 68 кг благодаря большому размеру винта. На больших самолетах увеличение веса мотора и пропеллера не так сильно скажется, так как оно составляет небольшой процент общего веса. На небольших самолетах увеличение высоты шасси необходимо для того, чтобы обеспечить определенное расстояние от винта до земли, а увеличение площади крыльев будет необходимо, чтобы обеспечить хорошую посадочную скорость благодаря добавочному весу мотора, винта и шасси,—все это в конечном счете скажется на летных данных самолета. Должны быть учтены выигрыш и потери, чтобы доказать необходимость применения редуктора. Редуктор представляет особенный интерес при получении большей тяговой мощности, так как он повышает к. п. д. винта с уменьшением числа оборотов мотора. Конструкторы будут иметь возможность использовать увеличение отдачи мотора, получаемое от быстроходности, не теряя на к. п. д. винта с помощью применения соответствующих редукторов. Это представляет известную задачу, так как пропеллеры с малой скоростью и с большими втулками увеличивают трудность охлаждения цилиндра из-за неопределенного потока воздуха около втулки. Соответственный капот сделает многое, он может устранить этот недостаток и увеличить тяговую мощность благодаря большим оборотам коленчатого вала и уменьшению скорости пропеллера.

Еще не использованы все возможности в вопросах изысканий увеличения тяговой мощности звездообразных моторов, что и доказано в данной статье. Наиболее приемлем тип воздушного охлаждения 14-цилиндрового двухрядного звездообразного мотора с максимально осуществимым литражем цилиндра, доходящим до 3,5 л. Когда мотор такой емкости усовершенствуется настолько, что будет иметься возможность снимать полную тяговую мощность, другие открытия могут дать путь к дальнейшему развитию и этот тип мотора может быть оставлен. Однако недавние усовершенствования в области увеличения тяговой мощности указывают, что тип звездообразного мотора с воздушным охлаждением еще не вышел из «юношеского» периода.

Перевод С. Александровой.  
Редакция инж.-мех. В. Александрова,

## Впрыск горючего при зажигании от свечи в моторе, работающем по циклу Отто<sup>1</sup>

С. Тейлор, Е. Тейлор и Г. Вильямс

В авиамоторной лаборатории Массачусетского технологического института были произведены опыты с целью определения практического значения, которое имеет система впрыска горючего, заменяющая карбюратор в моторе, работающем по циклу Отто, при зажигании искрой.

Большинство опытов было произведено на бензине; были проведены также сравнительные испытания на тяжелом топливе. Опыты велись на одноцилиндровом опытно-лабораторном двигателе.

Впрыскивание производилось насосом дизель-мотора. При впрыскивании горючего во всасывающий трубопровод применялась форсунка дизельного типа; в тех же случаях, где впрыскивание производилось непосредственно в цилиндр, применялась форсунка специальной конструкции, дававшая хорошее распыление и слабую дальность проникновения топлива.

Опыты производились для сравнения работы мотора при:

- а) впрыске топлива во всасывающую трубу,
- б) впрыске в цилиндр и
- с) на обычном карбюраторе.

Результаты этого исследования представлены графиками.

Впрыск горючего во всасывающую трубу или цилиндр имеет преимущества перед обычным карбюратором.

При впрыске горючего в цилиндр мощность получалась на 10% выше, а расход существенно меньше.

Осуществление впрыска горючего с механической точки зрения в данном случае легче, нежели в идентичном дизель-моторе. Лучшая работа получалась на бензине по сравнению с работой на тяжелом топливе, причем сохранялись такие степени сжатия, которые не давали детонации. К несчастью, полное отсутствие детонации наблюдалось только при очень низких степенях сжатия. Разница в допустимых степенях сжатия при впрыске как бензина, так и тяжелого топлива, по сравнению с карбюрацией, незначительна. Производя впрыск после закрытия впускного клапана, получаем сложность заряда, что обеспечивает хорошую смесь к моменту вспышки.

При впрыске горючего в цилиндр коэффициент наполнения двигателя увеличивается.

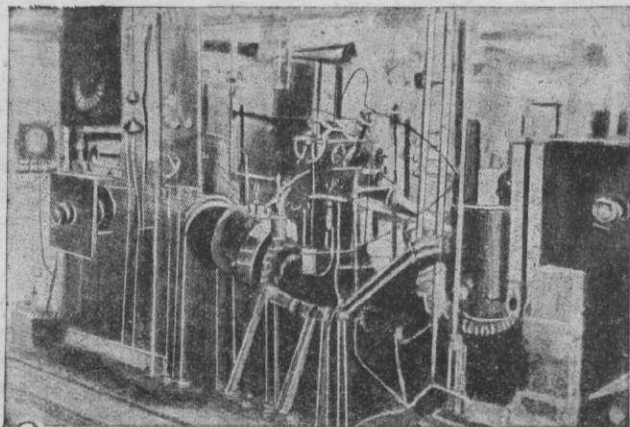
Испарение бензина, впрыскиваемого в цилиндр, происходит всегда мгновенно благодаря высокой температуре среды, в которую вводится горючее. Дозировка и распределение горючего посредством насоса получается точнее, чем при карбюраторе с дросселем.

Двигатель, на котором велись исследования, был одноцилиндровый

<sup>1</sup> «S. A. E.», март, 1931.

размерами  $127 \times 177,8$  мм типа NASA—универсальный, опытный, соединенный с электрическим динамометром.

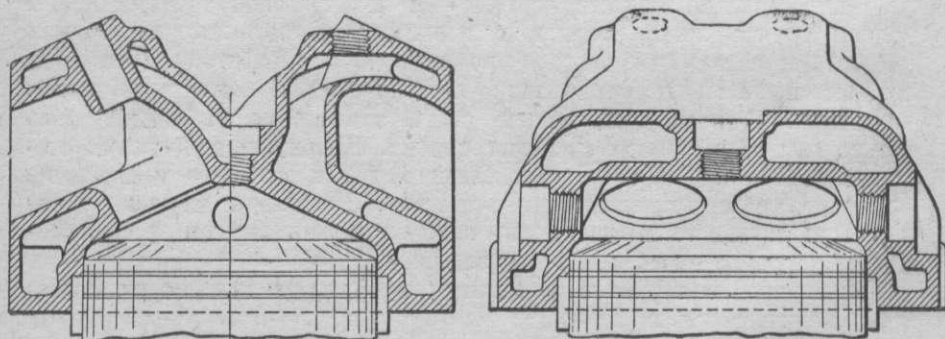
Расход воздуха замерялся посредством диафрагмы с острыми кромками; для уменьшения пульсации ставился ресивер объемом  $0,189 \text{ м}^3$ . Расход горючего замерялся штатным пробером.



Фиг. 1. Универсальный опытный мотор NASA, установленный для испытаний по впрыску горючего.

Установка показана на фиг. 1.

В большинстве опытов с впрыскиванием карбюратор заменялся отрезком трубы с дроссельной заслонкой. Как видно из снимка, впускная труба изогнута под углом в  $135^\circ$  около цилиндра. Были предусмотрены соединения, позволяющие впрыскивание вверх или вниз по оси всасывающей трубы. На фиг. 2 показана конструкция головки цилиндра.

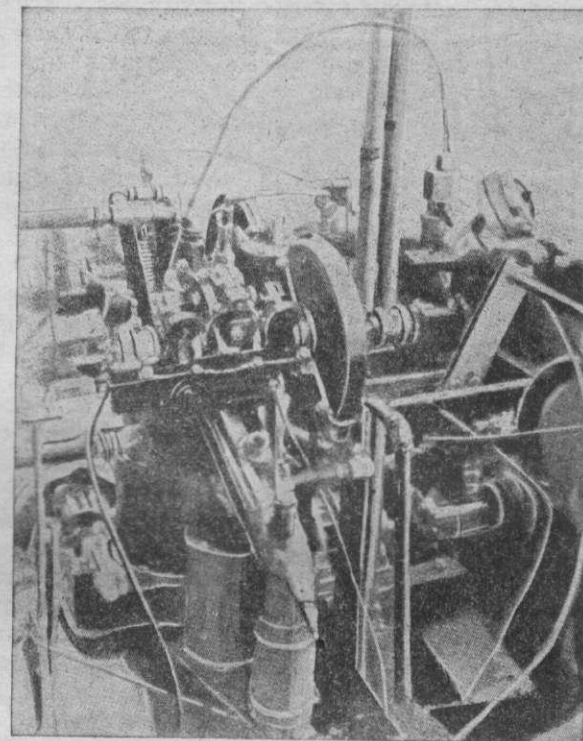


Фиг. 2. Камера сгорания универсального опытного мотора NASA.

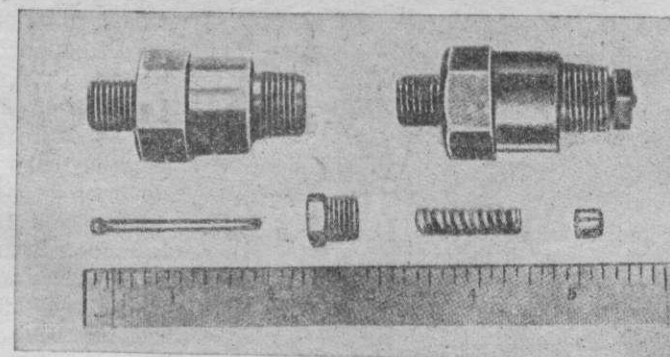
В цилиндре просверлены три отверстия для свеч. Следует учесть, что эта конструкция плохо гасит завихрения, происходящие внутри цилиндра.

Для впрыска применялся плунжерный насос типа «Bosch», приводящийся в движение от кулачкового валика посредством шестеренчатого привода, служащего также для регулировки времени впрыска

(фиг. 3). Продолжительность впрыска колебалась между  $19$  и  $25^\circ$  поворота коленчатого вала соответственно составу смеси. В системе, пита-



Фиг. 3. Верх универсального опытного мотора. Справа показан топливный насос, присоединенный к кулачковому валу.



Фиг. 4. Форсунка и детали.

ющей насос, поддерживалось давлением около  $152,4$  мм водяного столба. На фиг. 4 и 5 показана специальная форсунка.

При большем давлении впрыска получалось хорошее распыливание



горючего и слабая проницаемость. Чтобы открыть нагруженный пружиной клапан, требовалось давление в питающей системе, равное почти  $209 \text{ кг/см}^2$ .

Между клапаном и седлом горючее проходило с большой скоростью и ударилось почти перпендикулярно о поверхность конической щели (см. увеличенную фиг. 5); этот удар способствовал распыливанию горючего и поглощал большую часть скорости частиц топлива.

Струя имела форму широкого и короткого конуса, с углом у вершины в  $100^\circ$ ; угол уменьшался у щели.

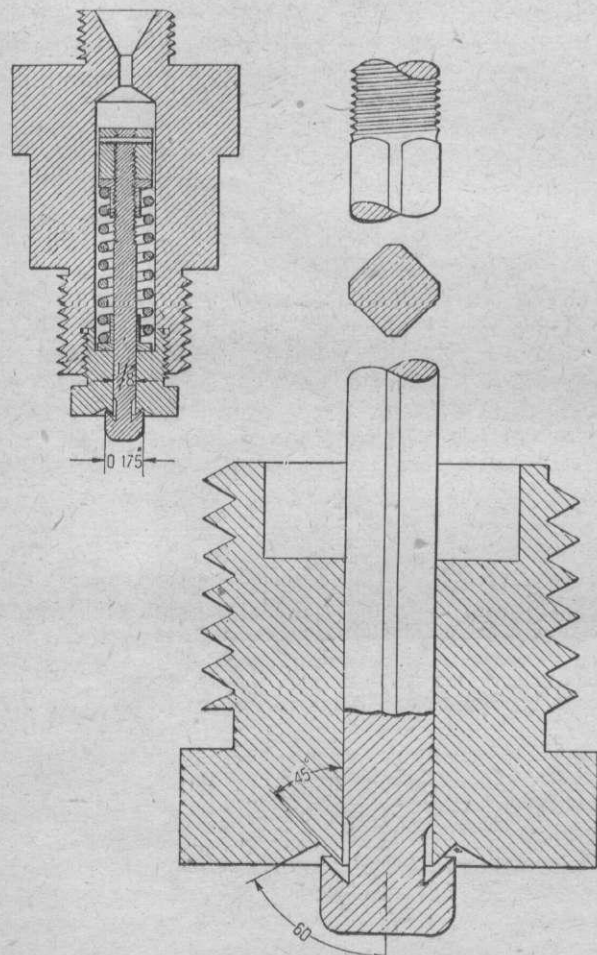
Форсунка ввинчивалась в отверстие верхней свечи при всех испытаниях с впрыском горючего в цилиндр. Эта форсунка работала около 40 час. без всяких механических неполадок и без нагарообразования. Для впрыска топлива во всасывающую трубу применялась форсунка фирмы Бош, дававшая коническую струю в  $30^\circ$ .

Все опыты велись на полном дросселе при нагрузке, обеспечивающей постоянное число оборотов—1500 в мин. Опыты велись со степенями сжатия 3,5—5. Большинство опытов было проведено при степени сжатия, равной 4,3:1 и постоянном угле опережения зажигания в  $28^\circ$ .

При работе на разных составах смеси замерялись мощность, расход горючего и расход воздуха.

### Впрыск во всасывающую трубу

Первые опыты проводились с обычным карбюратором, дабы установить основу для сравнения. Вначале форсунка вставлялась во всасывающую трубу так, что направление струи топлива совпадало с направлением



Фиг. 5. Форсунка в собранном виде и детали в увеличенном размере.

всасываемого воздуха. Другая группа опытов была проведена с впрыском струи топлива против потока воздуха. При этих опытах применялась бошевская форсунка, карбюратор оставался на месте с заглушенными жиклерами.

Горючее впрыскивалось во всасывающий патрубок во время хода всасывания в продолжение  $21^\circ$  поворота коленчатого вала, начиная с  $30^\circ$  после ВМТ.

Кривые этих опытов показаны на фиг. 6, из которой видно, что разница в мощностях при впрыске горючего и работе с карбюратором невелика.

Впрыск горючего, производимый против потока воздуха, дает несколько лучшие результаты.

Основное, что показывают эти кривые—полная мощность при работе со впрыском горючего удерживается постоянной при смесях; более бедных, чем те, которые получаются при работе на карбюраторе, и расход горючего в первом случае ниже.

Вероятно также, что состав рабочей смеси в каждом цикле в случае впрыскивания гораздо равномернее, чем при работе на карбюраторе.

Если состав смеси при каждом последовательном взрыве не одинаков, то получается явление, подобное неравномерности смеси в отдельных цилиндрах многоцилиндрового двигателя.

Результат неравномерного распределения смеси математически вычислен у Спарроу (Sparrow). Он показывает, что плохое распределение по сравнению с хорошим: а) смещает точки максимальной мощности и минимального расхода в сторону более богатой смеси и б) дает более плавное течение кривых среднего эффективного давления и расхода горючего по составу смеси. Оба эти явления рассмотрены на кривых мощностей, полученных при работе на карбюраторе по сравнению со впрыском горючего.

Эти опыты были повторены, причем карбюратор во втором случае был удален и вместо него был поставлен отрезок трубы. Кривые мощностей, полученные при этих опытах, показаны на фиг. 7; на графике приведены для сравнения кривые мощностей, полученные при работе на карбюраторе. Основной эффект от удаления карбюратора—большое повышение коэффициента наполнения и соответствующее повышение среднего эффективного давления.

Этот выигрыш в мощности может быть расценен как прямое преимущество впрыскивания горючего в трубу.

На фиг. 7 видно также резкое падение мощности при дальнейшем обеднении смеси после минимального расхода. Впрыскивание против направления потока воздуха давало лучшие результаты, чем по направлению потока. Выигрыш в максимальной мощности при впрыске горючего во всасывающую трубу составляет 6,5%. Соответственно выигрыш в коэффициенте наполнения составляет 6,65%. Выигрыш в коэффициенте наполнения показывает, что все данные за удаление карбюратора.

## Впрыск в цилиндр

Впрыск горючего в цилиндр производился через отверстие, предназначенное для свечи.

Начало впрыска изменялось в пределах от 30 до 120° после ВМТ во время хода всасывания. Впрыск, производившийся позже указанного времени, встречал трудности, свойственные дизель-моторам, как то: плохое распределение горючего в камере сгорания и неполное его испарение; продолжительность впрыска достигала 21° поворота коленчатого вала.

При впрыскивании горючего в процессе всасывания давление в цилиндре обычно близко к атмосферному. Таким образом наблюдение струи в атмосферных условиях вне цилиндра дает точную картину струи в цилиндре.

Но так как при атмосферном давлении дальность проникновения струи, даваемой обычной дизельной форсункой, достигает нескольких футов, то топливо осаживалось на противоположной стороне камеры сгорания.

Развитие нового типа форсунки идет по пути улучшения распыливания топлива, но при меньшем проникновении струи.

Рассмотрение струи такой форсунки в открытом воздухе показывает, что она обычно имеет вид конуса с углом при вершине 100°, и максимальное проникновение меньше 30 см (фиг. 4 и 5).

На фиг. 8 приведены кривые  $\eta_v$ ,  $P_e$  и  $C_e$  по углу впрыскивания горючего на составе смеси, который соответствовал максимальной мощности. Легко заметить, что ранний впрыск дает большую мощность, так как имеется больше времени для заполнения камеры сгорания и испарения топлива. Однако, повидимому, выигрыш в мощности при впрыскивании ранее 45° получается незначительным. Стандартным временем впрыска в этих опытах было принято 30° после ВМТ.

На фиг. 9 приведены для сравнения кривые мощности при разных составах смеси, полученные при непосредственном впрыскивании в цилиндр и при впрыскивании в трубопровод против потока воздуха. Из этих кривых следует, что при впрыске в цилиндр коэффициент наполнения получался выше. Этот эффект (повышения  $\eta_v$ ) может быть объяснен понижением температуры и давления газов в цилиндре вследствие впрыска горючего. Следует помнить, что в начале хода всасывания цилиндр заполнен отработанными газами, оставшимися от предыдущего цикла, которое отдали свое тепло на испарение впрыснутого заряда хорошо распыленного топлива. Парциальное давление паров бензина в смеси нормального состава ниже, чем падение давления остаточных газов вследствие охлаждения. Математически доказано, что падение давления близко к 16% от абсолютного давления в цилиндре, или около 0,14 кг/см<sup>2</sup>. В результате получался дополнительный приток воздуха в самом начале хода сжатия, что повышало коэффициент наполнения.

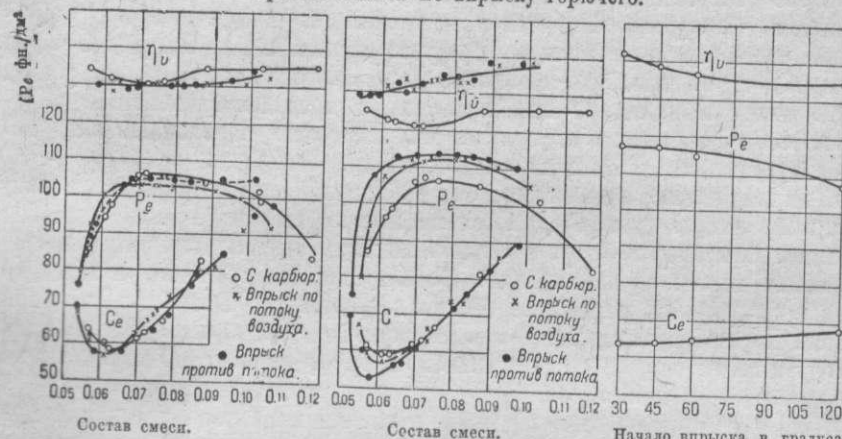
Чтобы использовать преимущества этого явления, впрыск горючего следует производить в начале хода всасывания.

Кривая коэффициента наполнения по времени впрыска (фиг. 8) ясно показывает уменьшение коэффициента наполнения при позднем впрыске.

При впрыске горючего позже, чем 90° после ВМТ влияние на коэффициент наполнения значительно уменьшается. В этом случае  $\eta_v$  оста-

ся постоянным и равным тому значению, которое получается при составе смеси, дающем максимальную мощность при впрыске во всасывающую трубу.

Кривые опытов по впрыску горючего.



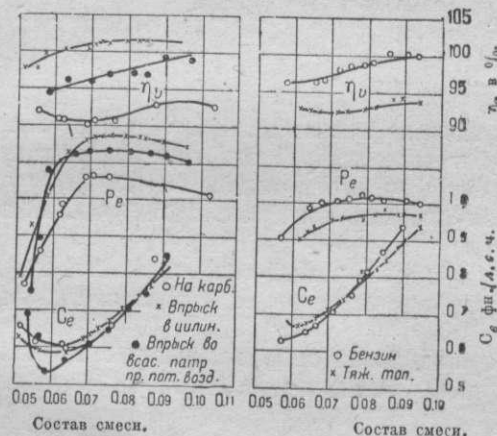
Фиг. 6. Работа двигателя с оставлением карбюратора на месте.

Фиг. 7. Работа двигателя с удаленным карбюратором.

Начало впрыска в градусах по углу поворота коленчатого вала после ВМТ.

Фиг. 8. Влияние времени впрыскивания горючего в цилиндр на работу двигателя.

Кривые опытов по впрыску горючего.



Фиг. 9. Кривые по впрыскиванию в цилиндр, по впрыскиванию во всасывающую трубу против потока воздуха и по работе на карбюраторе.

Фиг. 10. Кривые по впрыску тяжелого топлива, сравнение с бензиновыми кривыми; опережение зажигания—30°.

Кривые (фиг. 6—10) сняты при следующих условиях работы мотора: число оборотов—1500; степень сжатия—4,3:1; опережение зажигания—28°. Впрыскивание начинается в ходе сжатия 30° после ВМТ; горючее—обычный авиационный бензин, показания приведены к температуре 21° С и барометрическому давлению 762 мм рт. столба.

Данные оставлены в английских мерах ввиду их сравнительного значения.

Среднее эффективное давление возросло пропорционально коэффициенту наполнения за исключением работы на бедной смеси, где несмотря на лучшее наполнение мощность ниже, чем при впрыскивании в трубопровод. Расход горючего при впрыске в цилиндр получался достаточно низким, однако минимальный расход, полученный в этом случае,



выше минимального расхода, достигаемого при впрыске горючего во всасывающую трубу. Это получается вероятно от того, что горючее недостаточно перемешивается с воздухом в камере сгорания. Несмотря на очень слабую проницаемость струи, топливо все же отбрасывается на некоторое расстояние, так что смесь в той части камеры сгорания, где поставлена форсунка, получается несколько беднее, чем в противоположной части камеры. Свечи и форсунки располагались в верхней части цилиндра, т. е. там, где смесь беднее. Следовательно, когда общий состав смеси в цилиндре приближается к предельной величине обеднения, смесь около свечи получается настолько переобедненной, что может получиться значительное падение мощности.

В цилиндре необходим вихрь такого направления и такой продолжительности, чтобы при бедной смеси можно было получить хорошее сгорание. Эти опыты будут в ближайшем будущем повторены с целью получения хорошего завихрения. Вообще впрыск горючего в цилиндр имеет преимущества перед работой на карбюраторе. Возможно, что при условии хорошего завихрения впрыск горючего в цилиндр даст лучший расход, нежели впрыск во всасывающую трубу при условии работы на наиболее экономичной смеси.

Были произведены опыты для определения характера детонации при впрыске горючего в цилиндр; для этой цели повышали степень сжатия до начала слабой детонации. Мотор дросселировался с таким расчетом, чтобы получить одинаковые коэффициенты наполнения при впрыске горючего и работе на карбюраторе. Получалась небольшая разница в детонационной характеристике горючего, впрыскивавшегося форсункой и поступающего из карбюратора.

## Впрыск тяжелого топлива

Не меняя установки при впрыске тяжелого топлива, приходится снижать степень сжатия до 3,5, выше которой это горючее детонирует. Попытки впрыскивать тяжелое топливо во всасывающую трубу были неудачны. Работа с впрыском тяжелого топлива в цилиндр очень похожа на работу с бензином.

Мощность, достигавшаяся при столь низкой степени сжатия, не может быть сравниваема с мощностью при более высокой степени сжатия на бензине.

На фиг. 10 показаны кривые мощностей, полученных на тяжелом топливе, для сравнения с мощностями, полученными на бензине при той же степени сжатия.

Очень заметно понижение коэффициента наполнения при работе на тяжелом топливе. Последнее может быть объяснено низкой степенью испаряемости тяжелого топлива по сравнению с бензином, при этом уменьшается эффект охлаждения остаточных газов в цилиндре и получается меньший выигрыш в коэффициенте наполнения. Понижение коэффициента наполнения на тяжелом топливе сопровождается пропорциональным понижением среднего эффективного давления. Возрастание удельного расхода объясняется, повидимому, худшей испаряемостью топлива. Ухудшенное испарение увеличивает удельный расход. При работе на богатых смесях удельный расход в случае тяжелого топлива становится ниже, чем в случае бензина, начиная с состава смеси, соответ-

ствующего максимальной мощности на бензине. Это может быть объяснено наличием тяжелых фракций в тяжелом топливе, которые не испаряются, так что в действительности смесь получается беднее, чем это кажется. По этой же причине смесь, соответствующая максимальной мощности, при работе на тяжелом топливе, будет значительно богаче, чем при работе на бензине.

При этих исследованиях было обнаружено, что при позднем впрыске бензина, и особенно при впрыске тяжелого топлива, более выгодно применять свечи с выступающими контактами, а не утопленными в корпусе свечи. Это объясняется, повидимому, не столько более высокой температурой контактов, сколько лучшими составами смеси в искровом промежутке.

Запуск мотора при работе на тяжелом топливе возможен без предварительного подогрева, однако значительные трудности представляются вследствие загрязнения свечей при прогреве мотора.

## Дросселирование

Все вышеописанные опыты производились при полном открытии дросселя, за исключением тех случаев, когда дроссель слегка прикрывался для уравнивания коэффициентов наполнения, получавшихся при впрыскивании и работе на карбюраторе.

В практике работы со впрыском горючего приходится регулировать количество воздуха и одновременно горючего, чтобы для разных скоростей и нагрузок получать требуемый состав смеси.

Это осуществляется при помощи механического сцепления воздушного дросселя с насосом в случае авиационных или судовых установок, где отношение скорости к нагрузке фиксируется определенной кривой и значительно труднее осуществляется для авто- и железнодорожных установок, где такой закономерности между скоростью и нагрузкой не существует.

Для разных случаев возможны разные способы взаимной регулировки воздушного дросселя и насоса; упомянем следующие:

- а) связь между положением дросселя и регулятором насоса посредством разрежения во впускном трубопроводе или регуляторе скорости,
- б) регулировка насоса и дросселя,
- в) ручная регулировка дросселя с автоматическим управлением насосом или наоборот (например посредством разрежения в трубопроводе).

## Заключение

Из описанных опытов можно сделать следующие выводы:

1. Впрыск горючего под давлением во всасывающую трубу или цилиндр имеет преимущества перед карбюратором вследствие более высокой мощности, снимаемой с двигателя. Максимальный выигрыш в мощности может в случае впрыска горючего достигнуть 7—11%.

Повышение мощности частично получается благодаря тому, что отпадают потери на сопротивление в карбюраторе, частично от непосредственного эффекта, даваемого струйным распыливанием. Улучшение в расходе горючего может быть получено вследствие более равномерной по-

дачи горючего в каждый последующий цикл и наконец более высокий механический к.п.д. получается из-за выигрыша в мощности.

2. Максимально допустимая степень сжатия, фиксируемая детонационной характеристикой при впрыске горючего, такая же, как и при работе на карбюраторе, если сохранить тот же коэффициент наполнения.

3. Максимальная мощность снимается при впрыске горючего в цилиндр; лучший расход достигается при впрыске во всасывающую трубу против течения струи воздуха. Можно рассчитывать, что хорошее завихрение улучшит расход при впрыске горючего в цилиндр.

4. Тяжелое топливо может быть применено с таким же успехом, как бензин для впрыска в цилиндр, если не считать более ограниченную степень сжатия из-за детонационных свойств топлива и склонности свечей к загрязнению во время прогрева мотора.

В задачи этой статьи не входит основательное исследование условий механического осуществления впрыска горючего, ибо проблемы и требования, поставленные форсунками, в данном случае те же, что и в дизель-моторах; больше того, в данном случае эти проблемы много проще из-за меньшей важности времени впрыска. Однако, хотя дизельные форсунки уже достигли того, что дают очень хорошую работу, не исключена необходимость экспериментирования и по этой линии. В частности, при впрыске бензина важно, чтобы смазка, проводимая к плунжеру насоса, не проникала бы к форсунке.

## Приложение

В дискуссии по поводу помещенной выше статьи сделаны следующие основные замечания.

1. Регулировка мотора в том диапазоне оборотов, который требуется в авиационном двигателе (300—2 000 об. в мин.) является достаточно затруднительным при форсуночной подаче топлива.

2. Выигрыш в коэффициенте наполнения при впрыскивании горючего в цилиндр не является существенным, если учесть возможность применения импеллера в системе с нормальным карбюратором или даже лучший подбор карбюратора.

3. Следует учесть возможность осаждения капель бензина на стенках цилиндра при работе с большими средними эффективными давлениями, например при наддуве.

4. Приведенные опыты представляют особенный интерес в применении к двухтактному двигателю и при работе на тяжелом топливе.

В заключении дискуссии приведено сообщение об опытном двухтактном авиамоторе с впрыском топлива.

Приведенные ниже опыты проводились на двухтактном авиационном моторе с продувкой и наддувом от нагнетателя Рутта (фиг. 11).

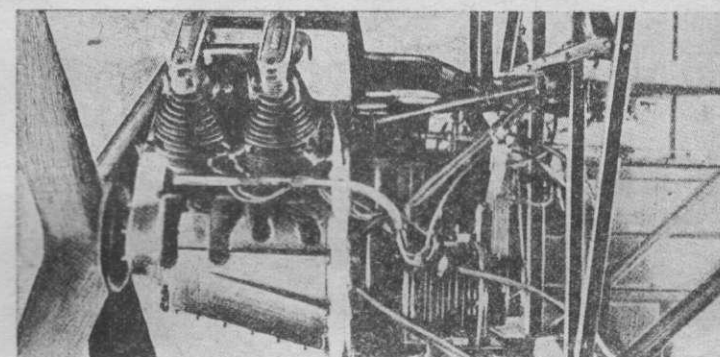
Данные мотора:

4-цилиндровый, перевернутый; V-образный, воздушного охлаждения;			
диаметр	...	120,6 мм	
ход	...	133,3 мм	
литраж	...	6 000 см <sup>3</sup>	
мощность	...	125 л. с. при 1 500 об./мин.	
"	...	158 л. с. » 1 600	
"	...	175 л. с. » 1 650	

Повидимому, мотор мог развить 230 л. с. при 1 800 об./мин.

Мощность замерялась 4-лопастной мултенкой.

При максимальных оборотах литровая мощность мотора достигала 29,5 л. с. на 1 л. Вес мотора—173 кг, из коих 25 кг приходится на нагнетатель. Впускной клапан, расположенный в головке цилиндра, приводился в движение кулачковым валом через толкатель и коромысло. Открытие впуска производилось при 6° или 3 мм после открытия выхлопных окон, что позволяло производить продувку цилиндра. Конструкция применявшейся форсунки подобна описанной выше (фиг. 5). Подача горючего производилась после закрытия поршнем выхлопного окна, что предотвращало утечку горючего с выхлопом. Степень сжатия 4,7:1, считая с момента закрытия выхлопного окна (высота последнего 19 мм).



Фиг. 11. Двухтактный мотор, снабженный нагнетателем Занделя.

Опыты производились на этиловом авиационном бензине, обычном авиационном бензине с числом изооктана 66, обычном бензине, керосине и на тяжелом горючем с удельным весом 32° по Боме.

Мотор очень хорошо работал и на тяжелом топливе, развивая на 15% меньшую мощность по сравнению с работой на бензине при одинаковом открытии дросселя. Число оборотов импеллера в 2 1/4 раза больше оборотов коленчатого вала.

Давление за импеллером могло быть получено порядка 0,84 кг/см<sup>2</sup> на земле; при помощи редукционного клапана рабочее давление поддерживалось в пределах 0,42—0,49 кг/см<sup>2</sup>.

Редукционный клапан по мере поднятия на высоту мог бы постепенно закрываться и мощность мотора поддерживалась бы постоянной. Малый газ получен при 350 об./мин.

Регулировка мотора производилась дроссельной заслонкой в воздушном трубопроводе, связанной с бензиновым насосом для регулировки подачи горючего.

Давление в форсунке равнялось 56 кг/см<sup>2</sup>. Давление смазки—5,6 кг/см<sup>2</sup>. Расход горючего 0,236—0,240 кг/л. с. ч. Среднее эффективное давление при 1 650 об./мин. и полном дросселе—8,6 кг/см<sup>2</sup>.



Картер из магниевых сплавов. Цилиндры стальные с наваренной алюминиевой головкой.

Температура замерялась ниже головки цилиндра и достигала наибольшего значения в  $170-180^{\circ}\text{C}$ .

Зажигание осуществлялось двумя магнето.

Запуск мотора был возможен на тяжелом топливе с заливкой бензина.

Перевод и редакция инж.-мех. **Е. Ефимова.**

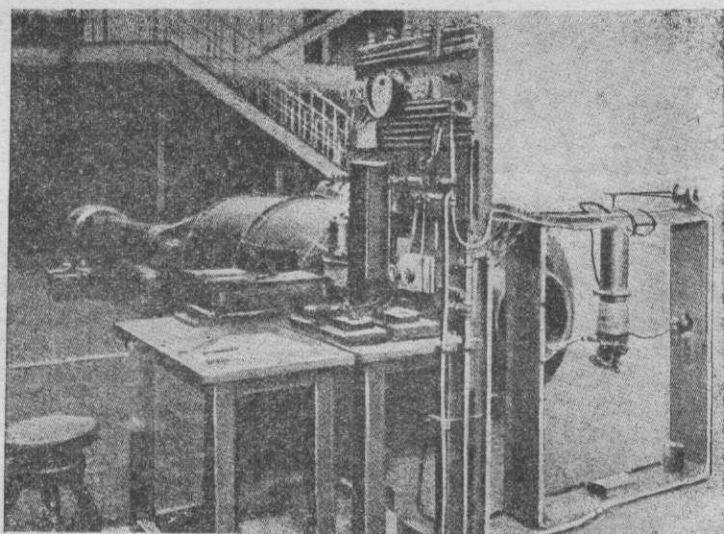
## Воздушное охлаждение авиамоторов

Ф. Гослау

Более десяти лет назад основным типом немецкой авиационной промышленности был мотор водяного охлаждения с расположением цилиндров в ряд. Казалось, что в отношении расходов топлива, литровой мощности, сроков службы и надежности в эксплуатации мотор воздушного охлаждения не сможет сравниться с ним, а тем более не сможет превзойти его. Однако в последние годы началась «война» между воздушным и водяным охлаждением, и теперь можно уверенно сказать, что в области мощности до 600 л. с. победа будет на стороне звездообразных моторов с воздушным охлаждением. За это говорит то обстоятельство, что новые конструкции моторов водяного охлаждения для этих мощностей появляются в наше время как единичные экземпляры, в то время как почти ежемесячно появляется новый звездообразный мотор с воздушным охлаждением. Первым звездообразным мотором высокой мощности с воздушным охлаждением был мотор «Юпитер-Бристоль», спроектированный еще в 1918 г. Новейшие самолеты «Люфт-Ганзы» снабжаются этими моторами, развивающими мощность свыше 500 л. с. Эти же моторы установлены на трехмоторном самолете «Hermann Köhle» Юнкерса и на трехмоторном «Супервале». Со стороны прочности проектирование таких моторов не вызывает затруднений, так как механические напряжения в основных деталях поддаются расчету для машин любых мощностей, но будет ли температура цилиндров поддерживаться в рабочих пределах, — на этот вопрос конструктор не может дать определенного ответа, так как неизвестны численные соотношения между скоростью обдува, температурой стенки, теплоотдачей, размерами и конструкцией цилиндра.

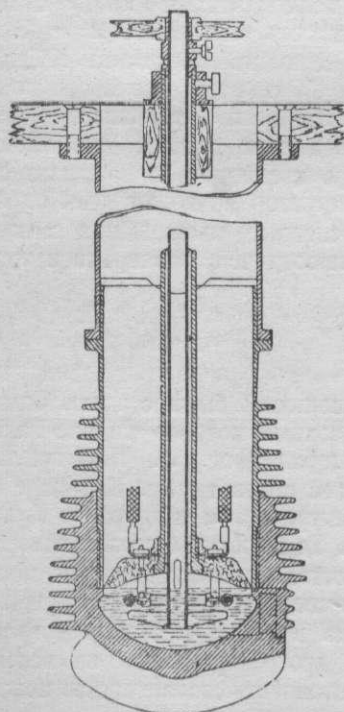
### Опытная установка

Для определения вышеуказанных соотношений была создана опытная установка по поручению фирмы авиационных моторов Сименс-Гальске в исследовательской лаборатории концерна (фиг. 1). Испытуемый цилиндр был помещен в открытый воздушный поток трубы. Камера сгорания обогревалась масляной ванной с электрическим подогревом и непрерывно действующей мешалкой (фиг. 2). Температуры стенок измерялись термоэлементами. Поток воздуха доставлялся вентилятором мощностью в 7 kW. Воздух течет через выпрямитель-диффузор, воздушный ресивер и через сопло. Изменяя силу тока в электрическом подогреве при помощи реостата и скорость обдува дросселированием на всасывающей патрубке вентилятора, можно установить зависимость между скоростью обдува, температурой стенки и количеством тепла.



Фиг. 1.

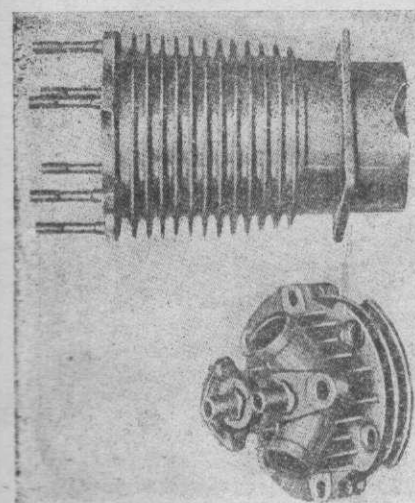
В начале испытаний в 1925 г., было много вариантов конструкций цилиндров. Для наших испытаний мы выбрали только некоторые из них, представленные на фиг. 3—10.



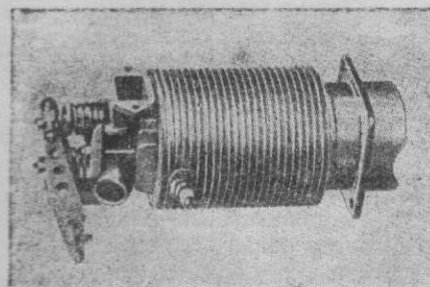
Фиг. 2.

большее охлаждающее действие по сравнению со стальным цилиндром.

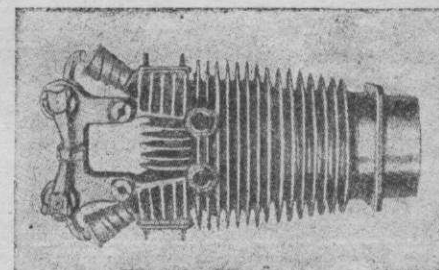
Эти цилиндры испытывались в качестве моделей, и на основании законов подобия по ним определялись величины, необходимые для оценки цилиндров большего диаметра. На основании данных измерений были вначале построены характеристические кривые (фиг. 11), которые здесь, как и во многих других случаях теплопередачи, при логарифмическом масштабе укладываются в прямые линии, удобные для экстраполяции. Фиг. 12 дает обработку характеристических прямых для некоторых цилиндров диаметром в 100 мм при определенной разнице в температурах стенки цилиндра и охлаждающего воздуха. Эти кривые дают количество тепла, отведенного с  $1 \text{ м}^2$  внутренней поверхности цилиндра в час при  $1^\circ$  перепада температуры в зависимости от скорости обдува. Нижняя кривая относится к цилиндру в виде закрытого стального стакана, верхняя — к цилиндру с алюминиевой головкой. Таким образом цилиндр при скорости обдува в  $50 \text{ м/сек}$  имеет трижды



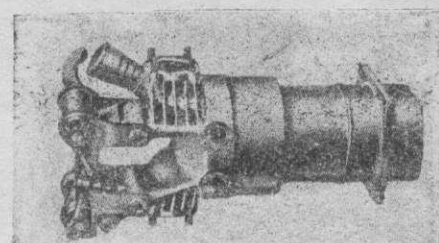
Фиг. 5 и 6. Чугунная съемная головка с выполненными пазами клапанными головками. Рубанка с алюминиевыми ребрами.



Фиг. 3 и 4. Конструкция цилиндра 1918 г. Закрытый стальной стакан, зашитый в алюминиевую рубанку с ребрами.

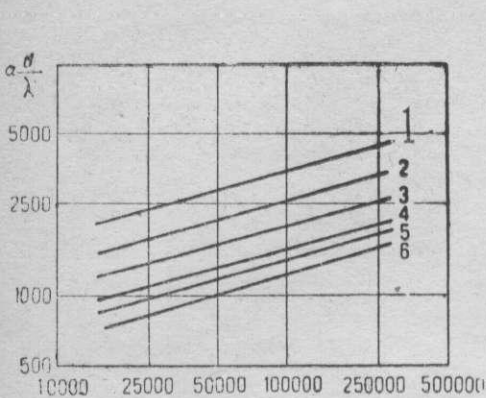


Фиг. 7 и 8. Конструкция 1924—28 гг. Накрутная алюминиевая головка. Клапаны друг возле друга. Е — 5,6—7. Открытый стальной стакан.



Фиг. 9 и 10. Конструкция, как и на фиг. 8, только без круглых ребер.

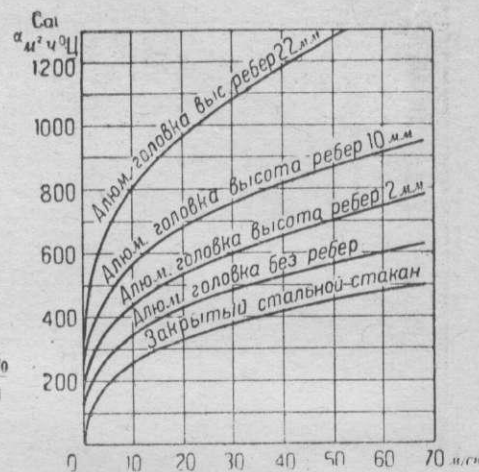




Фиг. 11.

$d$ —диаметр цилиндра;  $w$ —скорость обдува;  $\alpha$ —коэффициент теплоотдачи;  $\lambda$ —теплопроводность воздуха;  $\rho$ —массовая плотность;  $\eta$ —вязкость воздуха.

1—цилиндр по фиг. 7 и 8; высота ребер 22 мм;  
2—цилиндр по фиг. 7 и 8; высота ребер 10 мм;  
3—цилиндр по фиг. 7 и 8; высота ребер 2 мм;  
4—цилиндр по фиг. 9 и 10;  $d$ —цилиндр по фиг. 5 и 6;  
5—цилиндр по фиг. 3 и 4.



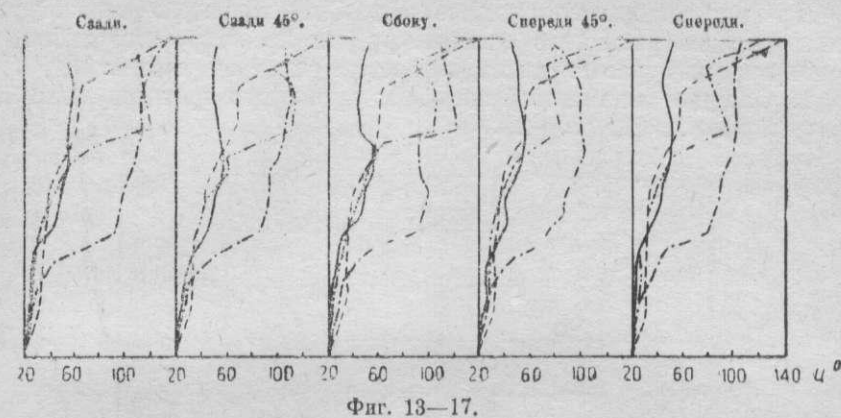
Фиг. 12. Удельная теплоотдача в зависимости от скорости обдува для цилиндра диаметром 100 мм и разности температур стенки и охлаждающего воздуха—150°.

## Критический обзор конструкций цилиндров

Здесь будут подробнее рассмотрены причины чрезвычайно высокой разницы в теплоотдаче разнообразных конструкций цилиндров. Для выяснения этого произведены замеры температуры вдоль по стенке при одинаковом нагревании камеры сгорания и одинаковой скорости обдува (фиг. 13—17). Торможение потока тепла дает резкие изменения температуры, хорошее же протекание тепла можно узнать по плавному течению температурной кривой. Это наиболее ясно на примере цилиндра с чугунной съемной головкой (фиг. 5 и 6). Здесь между стаканом и головкой цилиндра лежит медно-асбестовая прокладка, представляющая очень сильное сопротивление потоку тепла. Торможение сильно отражается на протекании температурной кривой и ведет к тому, что почти все тепло отводится только одной головкой. Наоборот, при съемной алюминиевой головке получается более ровное распределение температур вследствие быстрого протекания тепла сквозь толстые стенки. Особенно заметно это протекание тепла вниз на алюминиевой головке без ребер (фиг. 9—10). При испытаниях оказалось также, что теплоотдача алюминиевой головки без ребер всегда несколько больше теплоотдачи съемной чугунной головки. Ребро на алюминиевой головке увеличивают теплоотдачу втрое и соответственно понижают среднюю температуру. О выгоды этого можно судить по фиг. 18.

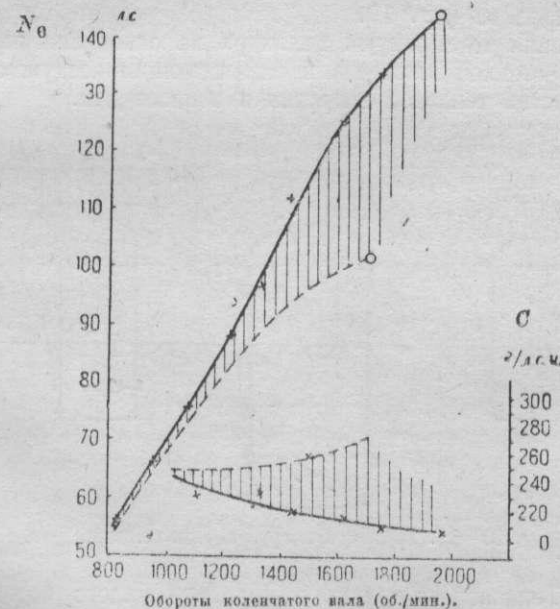
Выводы. Обработка логарифмических диаграмм для разнообразных цилиндров представлена на фиг. 19. Здесь дана удельная теплоотдача для разных скоростей обдува, температур и разных диаметров цилиндров, которые на практике могут встретиться. Далее следует два основных, всегда действительных правила:

1. Удельная теплоотдача возрастает со скоростью обдува сначала быстро, а затем более медленно.



Обозначения:	По фиг. 3 ---	По фиг. 5 ---	По фиг. 7 —	По фиг. 9 ---
Стакан . . . . .	Закрытый	Открытый	Открытый	Открытый
Головка . . . . .	Стальная	Чугунная	Алюминиевая	Алюминиевая
Ребра . . . . .	Литая рубашка с ребрами			Без ребер

Изменение температуры от середины дна цилиндра до его фланца, для цилиндров представленных на фиг. 3—10, при одинаковом нагревании камеры сжатия и одинаковой скорости воздуха.



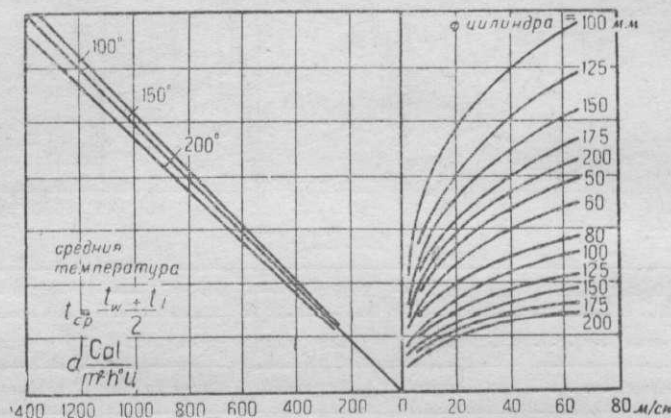
Фиг. 18. Мощность и расход горючего звездообразного мотора «Сименс» с цилиндрами по фиг. 3 и 4, и с цилиндрами по фиг. 7 и 8.

2. Кроме того удельная теплоотдача при прочих равных условиях значительно падает с приращением диаметра цилиндров.

Проверка опытных данных. Зная удельную теплоотдачу, можно заранее установить температуру для проектируемого цилиндра.

Термический расчет цилиндра состоит из трех частей:

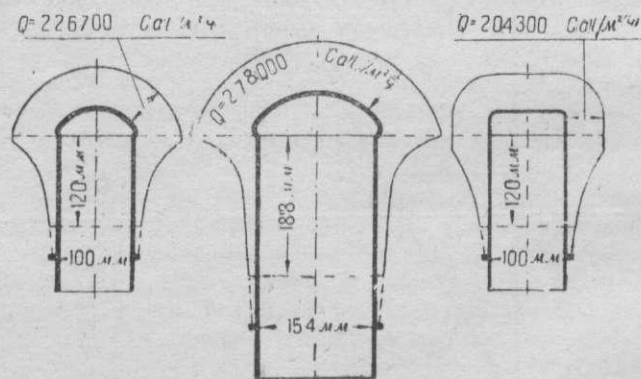
1. Определения тепловой нагрузки; данные для трех различных цилиндров даны на фиг. 20—22.



Фиг. 19. Удельная теплоотдача в зависимости от средней температуры и скорости обдува для цилиндров разных диаметров. Нижние кривые для цилиндров по фиг. 3 и 4, верхние—по фиг. 7 и 8.

2. Нахождения удельной теплоотдачи (значения  $\alpha$ ) для данной конструкции цилиндра из фиг. 19.

3. Нахождения температуры цилиндра на основании перепада температур между стенкой цилиндра и охлаждающим воздухом, необходимого для равенства тепловой нагрузки и теплоотдачи.



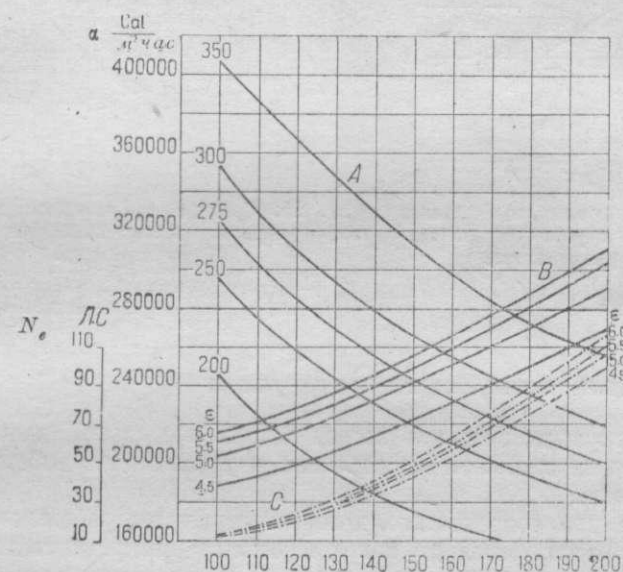
Фиг. 20—22. Тепловая нагрузка разных цилиндров.

**Пример.** Тепловая нагрузка в цилиндре малого мотора «Сименс» 226 700 кал. см/²ч. Температуру, которую достигнет цилиндр при 0°С охлаждающего воздуха и скорости обдува в 45 м/сек, можно получить, если разделить это число на соответствующее значение  $\alpha$  (в данном случае  $\alpha = 1200$  кал. см/²ч. Это составляет 189°. Измерения на этом

цилиндре при наружной температуре 1°С дают среднюю температуру в 177°С. Полученная разница расчетных и опытных данных в 12° является достижением, принимая во внимание то, что до сего времени вопрос расчета температуры вновь проектируемого цилиндра был совершенно неопределенным. В дальнейшем для проверки применимости полученных результатов был просчитан и заново спроектирован цилиндр с литражем в 3 1/2 раза большим, чем испытанный на экспериментальной установке. Этот цилиндр месяцем позднее прибыл на тормоз. Предварительно подсчитанная температура отклонялась от измеренной в середине днища цилиндра на очень небольшую величину.

## Максимальная мощность цилиндра

С возрастанием диаметра цилиндра при одинаковом отношении хода к диаметру тепловая нагрузка возрастает. В то же время, как показывают



Фиг. 23. Зависимость между диаметром цилиндра и теплоотдачей при различных степенях сжатия и температурах стенки для цилиндров по фиг. 7 и 8 при  $\frac{s}{d} = 1,2$ ;

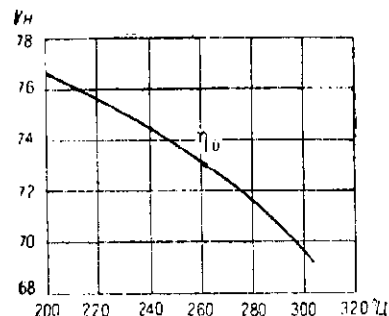
$w = 180$  км/час и  $n = 1500$  об/мин.

A—теплоотдача при разных температурах стенки; B—средняя температура головки; C—мощность в л. с.

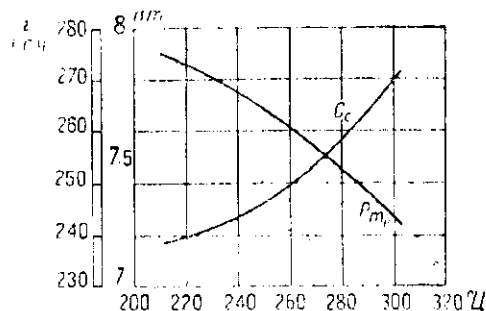
опыты, коэффициент теплоотдачи уменьшается. Отсюда следует, что при совершенно одинаковых условиях с возрастанием диаметра цилиндра возрастает температура стенки (фиг. 23). Опыты проф. Джибсона показали, что температура цилиндра не должна повышаться до произвольной величины, так как это отрицательно может повлиять на эксплуатационные качества. Так например коэффициент наполнения падает с возрастанием температуры цилиндра (фиг. 24), расход топлива возрастает с уменьшением среднего эффективного давления (фиг. 25). Таким образом с возрастанием диаметра цилиндры приближаются к такому температур-



ному состоянию, которое сильно понижает мощность и экономичность. Ясно, что из условий охлаждения повышение цилиндровой мощности имеет предел. Правда, наивысшая эксплуатационная температура не может быть точно указана, но как в машиностроении известные напряжения определяются как допустимые, так и здесь — для цилиндров воздушного охлаждения — можно указать как допустимую температуру 300°С. При этой предельной температуре наибольшая мощность, снятая с цилиндра воздушного охлаждения современной конструкции без наддува, может быть оценена около 70 л. с.



Фиг. 24. Уменьшение коэффициента наполнения  $\eta_v$  с увеличением температуры цилиндра.



Фиг. 25. Среднее эффективное давление и расход горючего в зависимости от температуры цилиндра.

$p_m$  — среднее эффективное давление в мм;  $G_c$  — расход горючего в граммах на 1 л. с. в час.

## Повышение мощности наддувом

Указанную выше мощность нельзя считать предельной, дальше которой развитие невозможно. Применением наддува можно избежать падения наполнения.

Обычные для современного моторостроения центробежные нагнетатели могут рассматриваться как развитие распределителя смеси — «мешалки», примененной впервые фирмой Армстронг на звездообразных моторах воздушного охлаждения. Но в то время, как распределители смеси вращаются с числом оборотов коленчатого вала, число оборотов колеса нагнетателя поднимается до 15 000 об./мин. В то время как «мешалка» служит лишь для равномерного распределения смеси по цилиндрам, существенной задачей нагнетателей является обеспечение наполнения цилиндров при высокой температуре.

Таким образом, нагнетатели дают возможность поднять допустимую температуру для цилиндров воздушного охлаждения. Так как они получают вращение через систему зубчатых колес непосредственно с коленчатого вала, то мощность, поглощаемая нагнетателем, является для двигателя потерянной. Механический коэффициент в этом случае бывает меньше, а расход топлива ( $G_c$ ) больше. Значительно экономнее турбокомпрессоры (нагнетатель с газовой турбиной), приводящиеся в движение выхлопными газами.

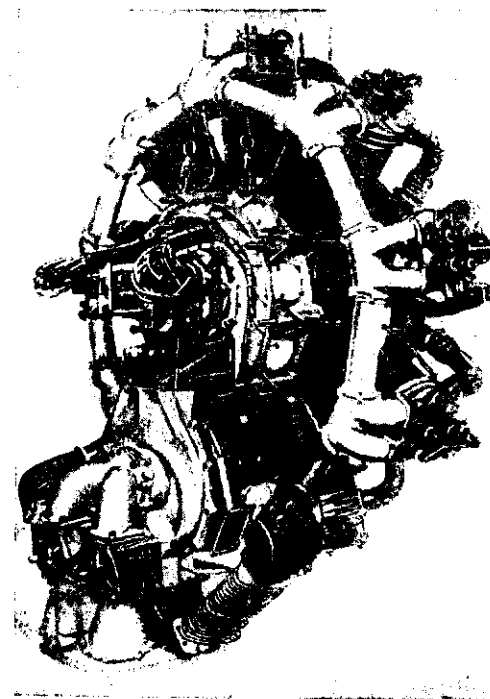
Такие компрессоры выполнялись большей частью для повышения

мощности на высоте. Число оборотов его колеса достигает от 20 000 до 40 000 об./мин., и само устанавливается в зависимости от внешнего давления воздуха. Вместе с этим и заглушается звук выхлопа.

На небольших высотах мощные нагнетатели могут служить лишь средством для кратковременного повышения мощности.

## Преимущества удлинения хода перед увеличением диаметра

Положим, что мощность, снимаемая с цилиндра короткоходного мотора, повышена до температурного предела; тогда дальнейшее увеличение



Фиг. 26.

диаметра поведет к еще более высокой температуре вследствие уменьшения коэффициента теплоотдачи. Отсюда неизбежно ухудшение экономичности. При удлинении же хода коэффициент теплоотдачи остается одинаковым, и мощность может быть повышена без ухудшения экономичности.

Для сравнения в табл. 1 приведены данные испытаний двух звездообразных моторов с воздушным охлаждением. Мотор А достиг максимально допустимой температуры, что следует из его расхода топлива в 248 г/л.с.ч. и возможно, что он эту температуру даже превысил. Дальнейшее увеличение мощности без потери в экономичности едва ли возможно. Мотор В имеет диаметр одинаковый с мотором А, но только более длинный ход. Он развивает одинаковую мощность в 425 л.с.

при значительно более низком числе оборотов (1590 против 1900). Как показывает расход топлива, его тепловое состояние при этом лучше. В то время как мотор *B* развивает максимальную мощность в 450 л.с. при 2100 об./мин, мотор *B* дает 580 л.с. при 2200 об./мин, причем удельный расход начинает подыматься.

Т а б л и ц а 1

М о т о р	<i>d</i>	<i>s</i>	$\frac{s}{d}$	<i>N</i>	<i>n</i>	<i>C<sub>m</sub></i>	<i>C<sub>e</sub></i>	<i>N<sub>max</sub></i>	$\eta_{max}$	<i>C<sub>e max</sub></i>
Звездобразный мотор А . . . . .	146	146	1	425	1900	9,25	248	450	2100	250
Звездобразный мотор В . . . . .	146	190	1,3	425	1590	10,1	228	580	2200	240

Т а б л и ц а 2

М о т о р	<i>d</i>	<i>s</i>	$\frac{s}{d}$	<i>N<sub>цпл</sub></i>	<i>n</i>	<i>C<sub>m</sub></i>	<i>C<sub>e</sub></i>	<i>N<sub>e</sub></i>	<i>E<sub>G</sub></i>	<i>G<sub>f</sub></i>
Фиат 980 л.с. . . . .	170	200	1,17	81,6	2000	13,3	265	18	0,91	1,97
Бэдмор 900 л.с. . . . .	219	317,5	1,45	150	1350	14,3	220	17,6	1,0	1,88

О б о з н а ч е н и я

*d* (мм) — диаметр цилиндра;  
*s* (мм) — ход поршня;  
*N* (л.с.) — мощность;  
*N<sub>цпл</sub>* (л.с.) — цилиндровая мощность;  
*n* (об./мин) — число оборотов;

*C<sub>m</sub>* (м/сек) — средняя скорость поршня;  
*C<sub>e</sub>* (л/л.с.ч.) — расход горючего;  
*N<sub>e</sub>* (л.с.) — литровая мощность;  
*E<sub>G</sub>* (кг/л.с.) — удельный вес мотора;  
*G<sub>f</sub>* (кг/л.с.) — удельный авиационный вес.

Отсюда следует, что для увеличения мощности во избежание перегрева мотора целесообразнее удлинять ход, чем увеличивать диаметр.

## Тихоходные двигатели большого литража как моторы будущего для воздушных сообщений

Увеличение хода поршня в авиадвигателях целесообразно также потому, что при одинаковых скоростях поршня получается более низкое число оборотов. Но так как напряжения и вес шатуно-кривошипного механизма определяется, собственно говоря, не числом оборотов, а скоростью поршня, то при пониженных оборотах получается один и тот же удельный вес, если только скорость поршня сохранена постоянной.

Тихоходный, длинноходный мотор «Бэдмор» (табл. 2) немного тяжелее быстроходного мотора «Фиат». Повидимому в авиамоторостроении еще находятся под влиянием автомобильного моторостроения, где всегда стремятся к большему числу оборотов. Это может иметь основание для малых цилиндров с водяным охлаждением, однако при этом необходимо применение редуктора для достижения достаточно высокого к. п. д. винта.

Тихоходные и длинноходные авиационные двигатели, в противоположность быстроходному авиамотору, могут обходиться без редуктора. Они

дают широкие возможности увеличения мощности при экономичном расходе топлива, проще, дешевле в производстве и в эксплуатации и самое главное — надежнее в работе. При небольших удельных расходах горючего их полетный вес с запасом топлива на несколько часов работы может быть даже меньше, чем для быстроходного мотора. В настоящее время они редко применяются, но они в будущем сыграют значительную роль для военных целей, и особенно для воздушного пассажирского сообщения. Правда, при своих больших габаритах они для военных самолетов не годятся. К сожалению авиамоторостроение всего мира находится под слишком большим влиянием этой специальной отрасли применения, к большой невыгоде гражданской авиации, которая принуждена употреблять легкие высокомошные моторы с перенапряженными деталями. Такие двигатели для военных целей не смогут долго продержаться в гражданской авиации.

Во всяком случае нет никаких оснований принимать участие в этой охоте за крайним сбережением веса и за наивысшей литровой мощностью, которая ведет к слишком частным вынужденным посадкам на линиях воздушных сообщений. Наоборот, задача заключается в том (как это в настоящее время признано), чтобы дать для гражданского сообщения безусловно надежный мотор.

## Гоночные моторы

В противоположность этим, еще отсутствующим в настоящее время, конструкциям мотор Бристоля «Меркур» представляет собой чисто рекордную машину и одновременно является самым мощным 9-цилиндровым мотором с воздушным охлаждением. На этом моторе отчетливо видно насколько велика мощность, которую можно снять с цилиндра воздушного охлаждения. Этот мотор был представлен на состязаниях гидросамолетов в Венеции в 1927 г. Все средства, известные в настоящее время, были применены на поднятие его мощности.

1. Цилиндры с навертными головками из легкого металла с четырьмя клапанами и с компенсацией.
2. Число оборотов коленчатого вала поднято до 2800 об./мин.
3. Число оборотов винта уменьшено редуктором с коническими шестернями до 1600 об./мин.
4. Внизу картера был установлен приводной центробежный нагнетель в 65 л.с. при 2000 об./мин.

Этот мотор давал не менее 920 л.с., или более 100 л.с. на каждый отдельный цилиндр воздушного охлаждения.

Перевод виж. **М. Комского.**  
 Редакция виж. **А. Заикина.**



## Масляное охлаждение и масляные радиаторы<sup>1</sup>

В. Рамзо

Современные авиационные и автомобильные двигатели с момента своего появления претерпели целый ряд изменений и улучшений, которые в основном заключаются в следующем:

1. Увеличение мощности.
2. Увеличение степени сжатия, а следовательно и давлений.
3. Увеличение числа оборотов.

Действительно в настоящее время мощность автомобильных двигателей в некоторых случаях превышает 200 л. с., мощность же авиационных двигателей выше 500 л. с. уже не является необычной.

За последние пять лет степень сжатия увеличилась в среднем с 4,5 в 1925 г. до 5 в 1930 г., или на 11%. Давление сжатия в среднем возросло приблизительно с 5,5 до 7 ат., или на 25%.

Увеличение оборотов вызывает повышение литровой мощности и увеличение фактора kV, предельными значениями которого считалось когда-то 300—400, в то время как в современных двигателях эта величина иногда превосходит 600.

Все эти изменения вызвали целый ряд дополнительных требований к системе смазки, которая первоначально применялась лишь для устранения непосредственного трения металла о металл, в то время как теперь она должна отводить тепло от трущихся частей. Благодаря этому нагрев масла в двигателе во время работы может достигать значительной величины, превышая иногда 150° С.

Высокие температуры масла вызывают следующие недостатки:

- а) чрезмерный расход масла,
- б) дым на выхлопе,
- в) замасливание свечей,
- г) образование нагара в камере сгорания вследствие обилия масла,
- д) большее изнашивание двигателя и
- е) дефекты подшипников.

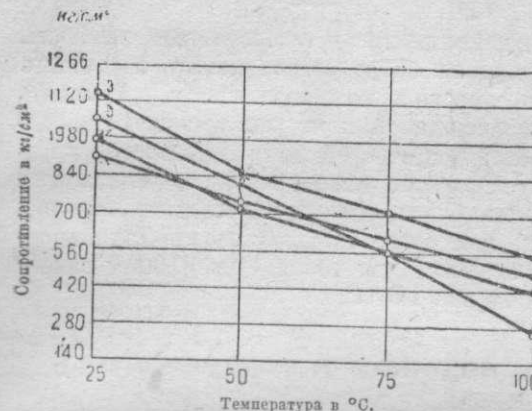
Из этих недочетов самыми серьезными являются дефекты подшипников. Причина этого заключается в том, что баббит быстро теряет свою прочность и твердость с увеличением температуры, так что подшипники могут легко давать трещины и вдавливания, хотя бы температура их была ниже температуры плавления баббита. К тому же и температура плавления олова, применяющегося обычно в качестве основания баббитов, лежит достаточно низко—около 230° С.

На фиг. 1 приведено временное сопротивление четырех сортов баббита при разной температуре, по данным Бюро стандартов.

Состав этих баббитов (в %) следующий:

Медь . . . . .	4,56	5,65	2,40	—
Сурьма . . . . .	4,52	6,90	10,50	10,03
Свинец . . . . .	0,00	0,09	25,05	84,95
Железо . . . . .	0,50	0,50	0,50	0,50
Олово . . . . .	90,42	86,86	61,05	4,52
Итого . . . . .	100%	100%	100%	100%

Из фиг. 1 можно заключить, что в среднем временное сопротивление падает с 1000 кг/см<sup>2</sup> при 25° С до 420 кг/см<sup>2</sup> при 100° С. Это дает приблизительно падение в 80 кг/см<sup>2</sup> на 10° С.



Фиг. 1. Временное сопротивление баббита при различной температуре.

К сожалению на этой фигуре нет данных для более высоких температур, при которых обычно и происходит отказ подшипников.

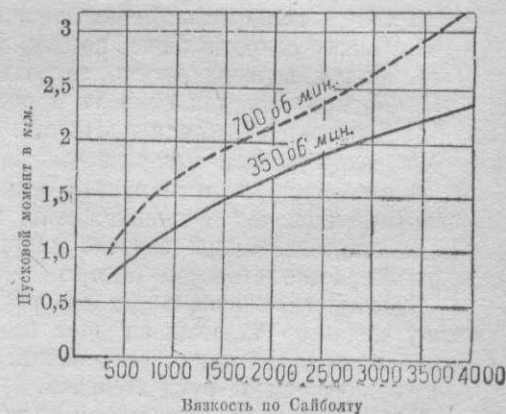
Разрешить вопрос удовлетворительной смазки простым подбором масла вряд ли представится возможным вследствие значительного изменения вязкости и температуры.

Действительно масло, обладающее достаточно большой вязкостью и сле-

довательно обеспечивающее надежность смазки при высоких температурах, может вызвать ряд затруднений при запуске, в особенности зимой. Первое затруднение заключается в том, что такие масла могут иметь точку затвердевания при достаточно высокой температуре. Как показал опыт, в этом случае в насосе образуется пустота (явление кавитации), и смазка совершенно не подается в двигатель, так что наблюдается более или менее длительный, так называемый «сухой» период смазки. Кроме того при повышенной вязкости увеличивается потребный пусковой момент.

Зависимость величины пускового момента от вязкости показана на фиг. 2.

Эти кривые получены при запуске мотора в условиях комнатной температуры на маслах различной вязкости. В дальнейшем был проведен аналогичный опыт на одном и том же масле, но при разных температурах окружающей среды. Это исследование показало, что потребный пусковой момент зависит лишь от вязкости масла; изменение же в зазорах от наружной



Фиг. 2. Требуемый момент при запуске мотора в зависимости от вязкости масла.

<sup>1</sup> SAE, апрель, 1931, Harrison Radiator Corp., Lockport N. Y.

температуры никакого влияния на величину пускового момента не оказало. Этих недостатков можно было бы избежать при выборе масла с меньшей вязкостью.

Данные о вязкости различных масел приведены на фиг. 3.

Из рассмотрения кривых можно заключить, что потребный пусковой момент может получиться одинаковым в зависимости от сорта масла, в таком диапазоне, как например  $-3$  и  $+20^\circ\text{C}$ .

Однако в этом случае при высокой температуре вязкость могла бы оказаться недостаточной.

Поэтому вопрос охлаждения масла имеет существенное значение, так как дает возможность, применяя более легкое масло, обеспечить безотказную работу помпы при запуске в холодную погоду, уменьшить величину потребного пускового момента и в то же время сохранить вязкость при нормальной работе, достаточной для надежности двигателя. Причем в последнем случае может даже оказаться, что за счет температуры более легкое масло будет обладать несколько большей вязкостью в рабочих условиях, чем более тяжелое масло. Так например на фиг. 3 видно, что масло № 10 при температуре  $100^\circ\text{C}$  имеет вязкую большую, чем масло № 40 при  $150^\circ\text{C}$ .

### Сравнение радиаторов водяного и воздушного охлаждения

В настоящее время применяются два типа масляных радиаторов: а) радиаторы с воздушным и б) с водяным охлаждением. Первый тип применяется в моторах с воздушным охлаждением и получил широкое распространение в авиации, второй тип применяется главным образом в автомобильной практике.

Масляный радиатор должен удовлетворять следующим условиям:

1. Обеспечение нагрева холодного масла.
2. Обеспечение охлаждения горячего масла.
3. Малое сопротивление потоку масла.
4. Малая подверженность загрязнению.
5. Доступность для осмотра и очистки.
6. Достаточно высокая прочность.

Радиатор должен выдерживать давление по крайней мере до 7 ат.

В отношении первого пункта система водяного охлаждения масляного радиатора имеет преимущество перед воздушным.

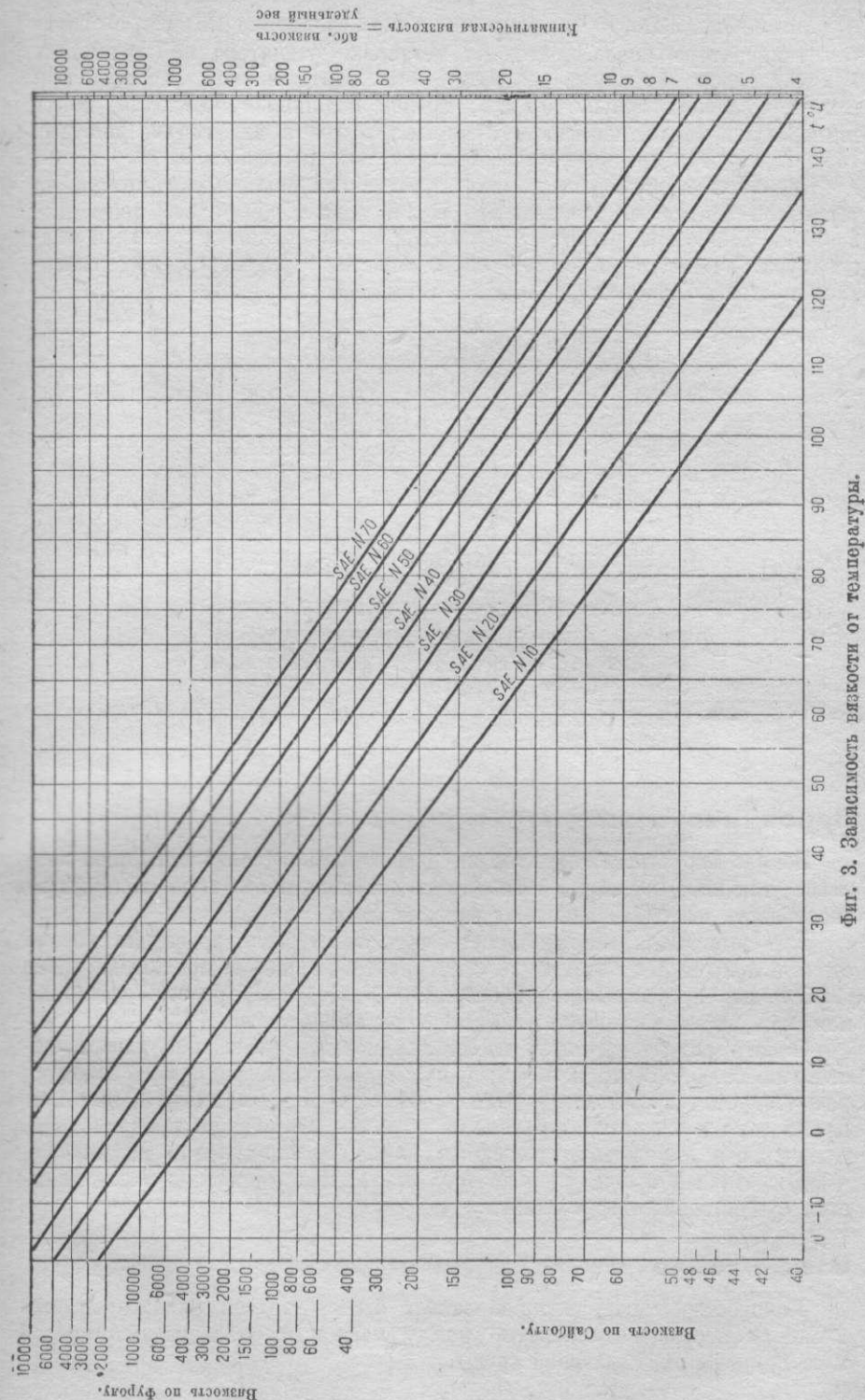
Действительно, при запуске двигателя температура охлаждающей воды возрастает гораздо быстрее температуры масла.

Поэтому включение масляного радиатора в общую циркуляционную схему водяного охлаждения дает возможность осуществить более быстрый прогрев масла, в особенности, если в схему введен термостат или управляемая от руки заслонка.

При воздушном охлаждении, для более скорого подогрева масла, приходится просто выключать масляный радиатор во время прогрева двигателя.

Уменьшение температуры масла в современных установках колеблется в пределах  $10-40^\circ\text{C}$ , в зависимости от размеров радиатора.

Насколько большое значение может иметь охлаждение масла, видно из следующего испытания.

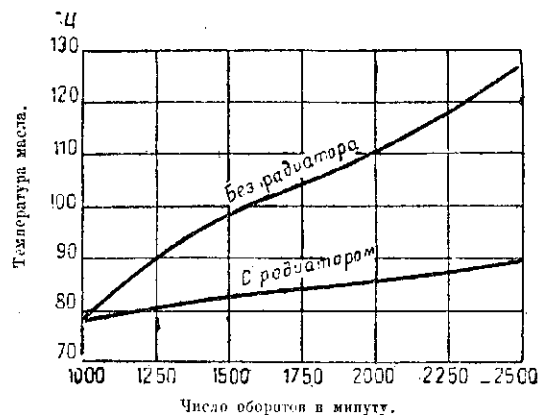


Фиг. 3. Зависимость вязкости от температуры.



Автомобиль прошел на треке 320 км со скоростью 120 км/час, причем температура масла благодаря установке радиатора не превышала 102°С. Когда масляный радиатор был снят, машина прошла при тех же условиях меньше 90 км, причем подшипники отказали, когда температура масла, плавно поднимаясь во время испытания, достигла 135°С. Температура воздуха в обоих случаях равнялась 24°С.

На фиг. 4 приведены температуры масла при работе мотора на тормозном стенке с охлаждаемым водой радиатором и без него. Для 2500 об./мин. при работе без радиатора дана неустановившаяся температура. Температура нижней части масляного радиатора поддерживалась постоянной—около 80°С.



Фиг. 4. Сравнение температур масла при наличии масляного радиатора водяного охлаждения и без радиатора.

### Вероятность закупорки радиатора

Вопрос вероятности закупорки радиатора имеет существенное значение, так как радиатор должен иметь достаточно большую пропускную способность вне зависимости от чистоты масла.

Для выяснения загрязняемости радиатора было проведено весьма строгое испытание. Автомобиль с чугунными поршнями прошел на треке 14 800 км при минимальной скорости 96 км/час. При этом масло не менялось, а лишь добавлялось по мере надобности.

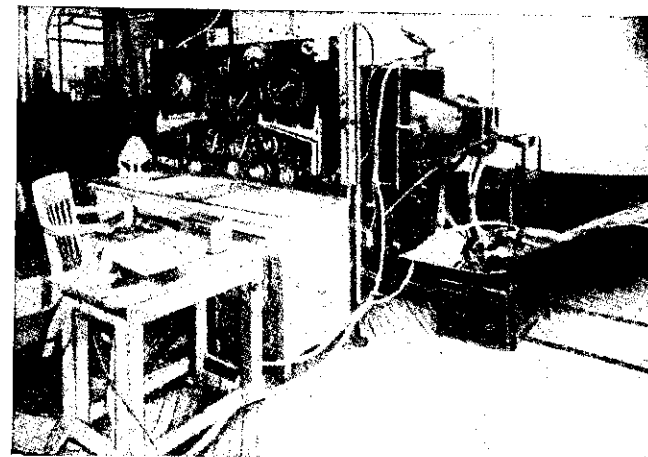
Осмотр радиатора после испытания показал отложение нагара достаточно большое, чтобы повлиять на сопротивление радиатора. Поэтому рекомендуется промывать радиатор бензолом через каждые 30 000 км. Кроме того в качестве дополнительной гарантии необходимо предусмотреть возможность выключения радиатора из схемы циркуляции масла.

Достаточная прочность радиатора при высоком давлении масла является существенным требованием.

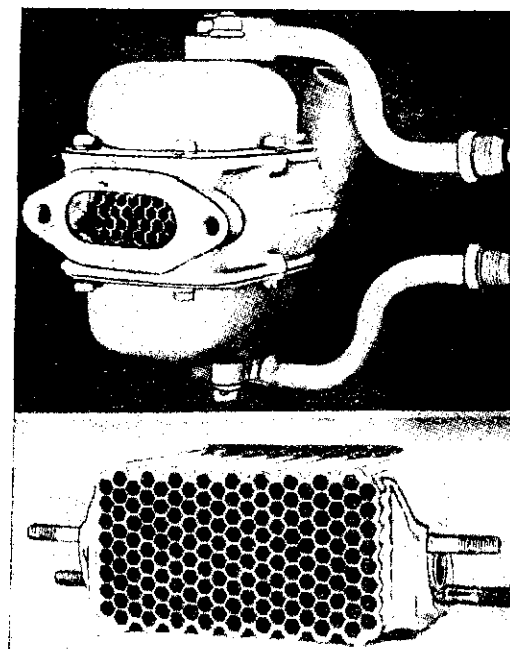
### Отвод тепла

Количество тепла, которое может быть отведено радиатором, зависит от перепада температур между маслом и охлаждающей средой и от природы охлаждающей среды.

Для определения теплоотдачи были произведены испытания на установке, показанной на фиг. 5. Испытуемый радиатор, состоящий из 161 трубки (фиг. 6), охлаждался водой (верхняя фотография) и возду-



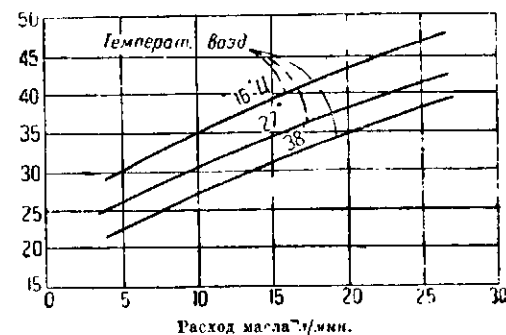
Фиг. 5. Установка.



Фиг. 6. Два типа масляных радиаторов, имеющих 161 трубку.

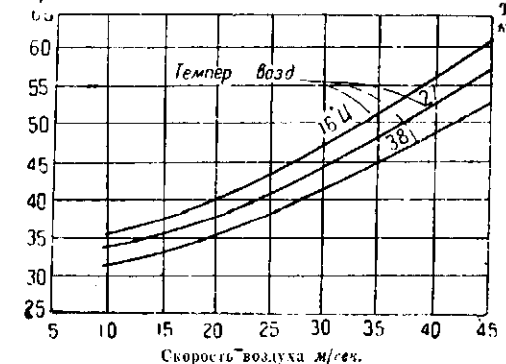
хом (нижняя фотография), для чего надо было лишь снять с него кожух. Испытания произведены на масле SAE № 30 (фиг. 3). При всех испытаниях температура масла при входе в радиатор поддерживалась

Теплоотдача  
кал/мин.



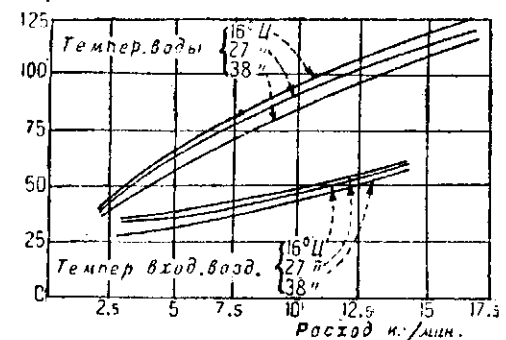
Фиг. 7а. Теплоотдача масляного радиатора воздушного охлаждения.

Теплоотдача  
кал/мин.



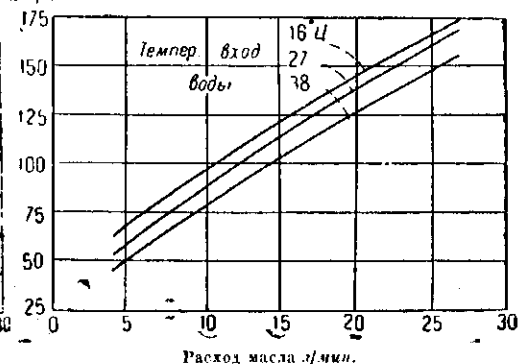
Фиг. 7с. Теплоотдача в зависимости от скорости обдува радиатора с воздушным охлаждением.

Теплоотдача  
кал/мин.



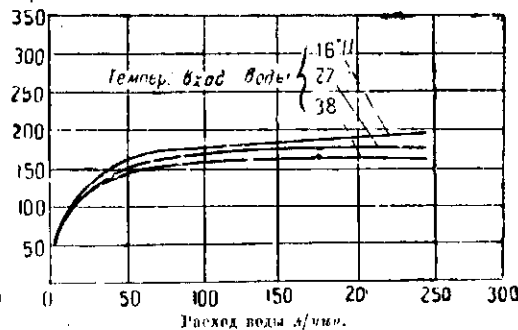
Фиг. 8. Сравнение теплоотдачи радиаторов воздушного и водяного охлаждения.

Теплоотдача  
кал/мин.



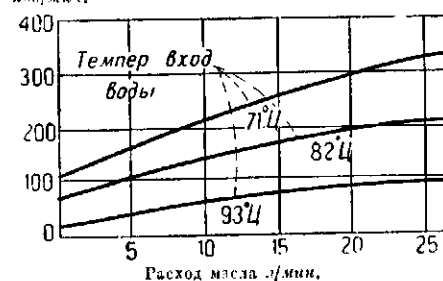
Фиг. 7б. Теплоотдача масляного радиатора водяного охлаждения.

Теплоотдача  
кал/мин.



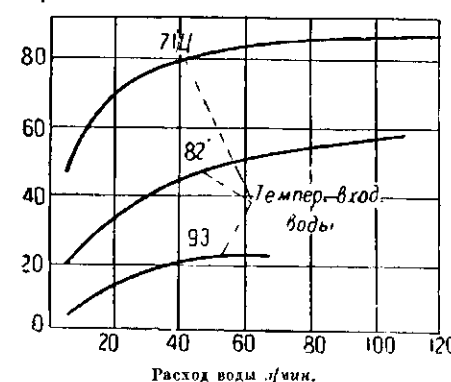
Фиг. 7д. Теплоотдача в зависимости от расхода воды.

Теплоотдача  
кал/мин.



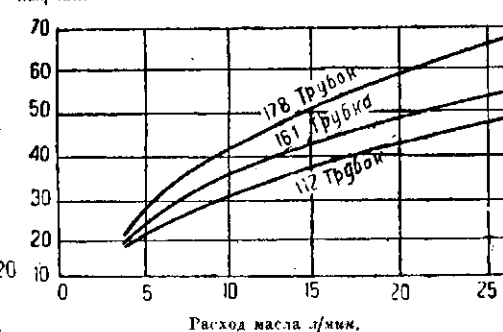
Фиг. 9а. Теплоотдача в зависимости от расхода масла при постоянном расходе воды 95 л/мин.

Теплоотдача  
кал/мин.



Фиг. 9б. Теплоотдача в зависимости от расхода воды при постоянном расходе масла 26,5 л/мин.

Теплоотдача  
кал/мин.



Фиг. 10. Теплоотдача радиаторов различных размеров.

постоянной —  $100^{\circ}\text{C}$ . Результаты испытаний приведены на фиг. 7а, 7б, 7с, 7д.

На фиг. 7а дана теплоотдача в зависимости от расхода масла при воздушном охлаждении, со скоростью обдува 26 м/сек и температурой воздуха 16, 27 и  $38^{\circ}\text{C}$ .

На фиг. 7б дана теплоотдача при водяном охлаждении при тех же температурных условиях, как на фиг. 7а. Расход воды в этом случае был равен 95 л/мин.

На фиг. 7с дана теплоотдача при воздушном охлаждении с разной скоростью обдува, изменявшейся от 6 до 44 м/сек, при температуре воздуха 16, 27 и  $37^{\circ}\text{C}$  и постоянном расходе масла 26,5 л/мин. На фиг. 7д даны результаты аналогичного испытания с водяным охлаждением, причем расход воды доходил до 250 л/мин.

Сравнение систем охлаждения при одинаковом количестве охлаждающей среды, прошедшей через радиатор, дано на фиг. 8.

Из этой фигуры видно, что при одинаковых температурных условиях водяное охлаждение имеет значительное преимущество перед воздушным. Однако такие низкие температуры охлаждающей воды, при которых были произведены опыты, могут применяться лишь на стационарных и судовых установках.

Для сравнения систем охлаждения при нормальных условиях работы были произведены испытания с охлаждающей водой нормальной температуры.

Результаты испытаний приведены на фиг. 9а и 9б.

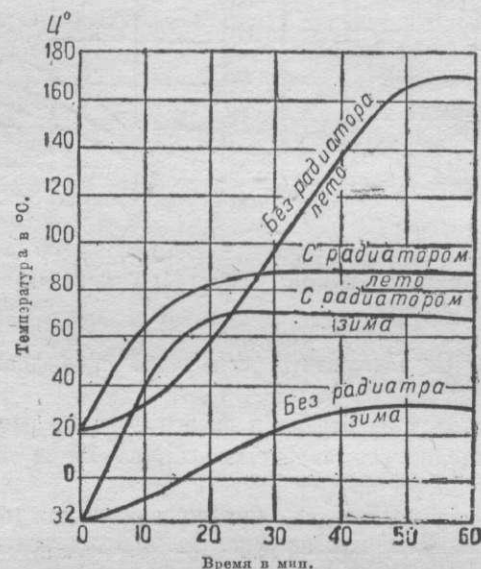
На фиг. 9а дана теплоотдача радиатора при различных расходах масла, постоянном расходе воды 95 л/мин и температурах воды 71, 82 и  $93^{\circ}\text{C}$ .

На фиг. 9б дана теплоотдача при постоянном расходе масла 26,5 л/мин, переменном расходе воды и тех же температурах воды, что и на фиг. 9а.



Из сравнения фиг. 7 и 8 можно заключить, что при радиаторе данной величины и при нормальных расходах воды и скорости воздуха, водяное охлаждение при температуре воды  $82^{\circ}\text{C}$  равноценно воздушному охлаждению при температуре воздуха  $38^{\circ}\text{C}$ .

Зависимость теплоотдачи от размеров радиатора показана на фиг. 10. Здесь дана теплоотдача радиатора в 178, 161 и 112 трубок, при разных расходах масла. Опыты велись при температуре входящего масла  $99^{\circ}\text{C}$ ,



Фиг. 11. График температур масла с радиатором и без него.

входящей воды  $77^{\circ}\text{C}$  и при постоянном расходе воды  $57 \text{ л./мин.}$  Сечение трубок—шестигранное, толщина стенки  $6,9 \text{ мм.}$

В заключение можно привести данные по нагреву масла в двигателе с радиатором и без радиатора в условиях зимнего и летнего времени. Эти данные представлены на фиг. 11.

Перевод **Я. Гольдмана.**  
Редакция инж.-мех. **А. Заикина.**

## Характеристики, современное положение и будущие возможности применения нефтяных двигателей на самолетах<sup>1</sup>

Г. Рикардо

С начала войны был проявлен большой интерес к изысканию возможности применения на самолетах двигателей тяжелого топлива с высокой степенью сжатия. За этими двигателями, по сравнению с бензиновыми, признавались следующие преимущества:

1. Устранение риска от пожара.
2. Устранение магнето и поэтому отсутствие влияния его на радиосвязь.
3. Увеличение радиуса действия самолета вследствие уменьшения расхода топлива при работе на всех режимах, в особенности при работе на эксплуатационной мощности.
4. Экономия в стоимости топлива.
5. Большая надежность вследствие отсутствия электрического зажигания и более низких температур цикла.

По мнению автора сейчас имеется тенденция преувеличивать некоторые из этих преимуществ например, повидимому, принято думать, что применение двигателей тяжелого топлива устраняет риск от пожара при аварии.

Надо сказать, что причина пожара при аварии до сих пор еще не вполне ясна, и имеются большие основания думать, что огонь возникает прежде всего от соприкосновения масла с нагретой выхлопной трубой. Как известно, бензин не воспламеняется от нагретой поверхности выхлопной трубы, тогда как масло вследствие его более низкой температуры воспламенения будет загораться. Нефть также подвержена более легкому воспламенению, чем бензин.

Если воспламенение масла является главной причиной возникновения пожара, то эти двигатели будут иметь лишь то преимущество, что температура выхлопной трубы у них будет несколько ниже.

### Проблема пожарной безопасности

Указывают, что при тяжелом горючем начавшийся небольшой пожар не распространяется с такой ужасающей быстротой, как при работе на бензине. Это конечно верно, так как здесь не будет большой массы паров, могущей моментально воспламениться, с другой стороны, нефть, подобно парафину и в противоположность бензину, плохо испаряется; поэтому приходится иметь в виду то, что большие поверхности тканей самолета будут пропитаны горючим и смогут гореть, как фитиль. Далее, при аварии нефть, по всей вероятности, попадет на горячий мотор, и в

<sup>1</sup> Журнал «Aircraft Engineering», 1929.

этом случае образуется достаточное количество воспламеняющихся паров, способствующих распространению пожара. Поэтому автор считает притязание на полное устранение риска от пожара преувеличенным. Применение двигателей тяжелого топлива дает несомненно весьма значительное уменьшение пожарного риска, и начавшийся пожар будет распространяться относительно медленнее, чем при работе на бензине, так что при благоприятных условиях его можно будет остановить.

Что касается радиосвязи, то тут преимущество указанных выше моторов вполне обосновано и является весьма ценным.

Относительно увеличения радиуса действия надо сказать, что при эксплуатационной мощности расход горючего в этих моторах будет ниже 0,180 кг на э. л. с. ч. и имеются все основания полагать, что этот относительно малый расход будет сохраняться все время, независимо от небрежного или неисключенного обращения с мотором, так как дизель по характеру своего цикла должен работать продуктивно или совсем не работать. Соответствующий расход горючего у бензиновых моторов в полете будет колебаться между 0,225—0,316 кг на э. л. с. ч., и будет зависеть в значительной степени от ловкости и тщательности, с которой пилот регулирует карбюратор на высоте. Не будет излишним преувеличением, если мы примем отношение расхода горючего нефтяного мотора к бензиновому мотору в полете, как 4 : 6. Это значит, что если учитывать только запас горючего, радиус действия самолета с нефтяным мотором будет на 50% больше машины такой же мощности и веса, но снабженной бензиновым мотором.

Что касается экономии в стоимости топлива, то это весьма очевидно, что дизель экономичнее карбюраторного двигателя, но автор сомневается, чтобы это обстоятельство имело столь важное значение, как это иногда принято думать.

Наконец при удачном развитии конструкции двигателей тяжелого топлива последние окажутся, в конечном счете, более надежными, нежели работающие на легком горючем благодаря более низкой температуре цикла и отсутствию свеч, магнето и проводки высокого напряжения.

Надо учесть однако, что нефтяной мотор подвергается опасности двоякого рода, от которой гарантирован мотор, работающий на легком горючем, а именно: а) полного высыхания смазки клапанов и цилиндра вследствие оседания угольной пыли, образующейся в случае избытка горючего и б) развития в случае преждевременной вспышки исключительно высоких и даже разрушительных давлений.

В итоге, повидимому, при одинаковой опытности в конструировании и изготовлении дизели будут более надежны, чем бензиновые двигатели. Правда, ни одна новая конструкция мотора, даже самого удачного типа, не может сравниться в надежности с установившимися типами, и пройдет наверное еще несколько лет, пока сможет выявиться большая надежность дизель-мотора по сравнению с бензиновым двигателем.

## Вес

Вес мотора есть функция отношения максимального давления к среднему давлению. Максимальное давление определяет собой вес как движущихся, так и неподвижных частей, тогда как среднее эффективное давление определяет эффективную мощность. Высокое максимальное дав-

ление требует тяжелых движущихся частей, в результате чего появляются большие напряжения от сил инерции, что в свою очередь требует больших опорных поверхностей. Далее, более тяжелые части влекут за собой более значительные механические потери и снижают максимальный предел быстроходности.

В лучших моторах, работающих на легком горючем с умеренной степенью сжатия, отношение максимального давления к эффективному среднему давлению приблизительно равно 4,5 : 1, или  $44 \text{ кг/см}^2 : 9,8 \text{ кг/см}^2$ . В быстроходных дизелях это отношение приблизительно равно 7,0 : 1 или  $56 \text{ кг/см}^2 : 8 \text{ кг/см}^2$ .

Кроме того в бензиновом моторе при любых условиях максимальное давление не может возрасти больше, чем на 5% выше нормального, тогда как в дизелях возможно увеличение его вдвое, что необходимо учитывать при конструировании дизелей, давая им несколько больший запас прочности. Надо полагать, что как при современном состоянии техники, так и в ближайшем будущем, относительный вес нефтяного двигателя при том же запасе прочности будет на 60% больше веса бензинового двигателя аналогичного типа. Таким образом вес будет все-таки влиять на работу нефтяного двигателя.

Кстати следует отметить, что к двигателям тяжелого топлива, легче чем к бензиновым, применим двухтактный цикл. В двухтактных нефтяных двигателях отношение максимального давления к среднему может быть уменьшено до отношения 4 : 1, но при этом уменьшается несколько и максимальный предел быстроходности вследствие более короткого промежутка времени для нагнетания воздуха в цилиндр.

В настоящее время возможна постройка двухтактного нефтяного двигателя, который весил бы лишь на 15—30% больше современного бензинового двигателя.

На основании собственного опыта, автор полагает, что будущее авиации будет зависеть от дизель-моторов двухтактного цикла.

Неблагоприятное отношение максимального давления к среднему давлению в двигателях тяжелого топлива сравнительно с бензиновыми двигателями обусловлено:

1. Необходимостью применения очень высокой степени сжатия.
2. Невозможностью поглотить весь имеющийся налицо кислород, без предварительного смешения горючего с воздухом.

В бензиновых моторах степень сжатия редко превышает 7,1. В дизелях мы применяем обыкновенно минимальное сжатие, обеспечивающее воспламенение топлива, около 12,1.

Применяя антидетонирующее горючее, как например свинцовый тетраэтил, мы можем повысить степень сжатия в бензиновых моторах. Раньше, до производства министерством воздушного флота классических опытов, признавалось, да и теперь еще некоторыми признается, что действительный процесс сгорания протекает в следующих направлениях:

1. Превращение жидких частиц горючего в пар (газообразное состояние).
2. Введение в эти пары необходимого количества кислорода.
3. Сгорание топлива, т. е. химическое соединение его с кислородом воздуха. Это сгорание занимает значительный промежуток времени, го-

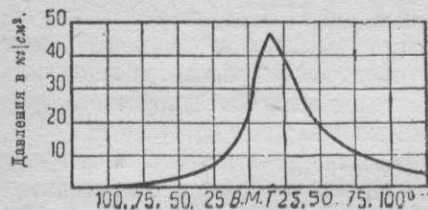


раздо больший, чем отводит для этого двигатель тяжелого топлива. В силу одного этого обстоятельства быстроходный дизель считался практически неосуществимым. Теперь же известно, что при помощи соответствующих температурных и механических улучшений все эти физические и химические реакции могут быть почти беспречно ускорены.

Быстроходный нефтяной мотор не только осуществим, но от него может быть получен и более высокий к. п. д. и более высокое среднее давление, нежели получалось когда-либо от тихоходных дизелей.

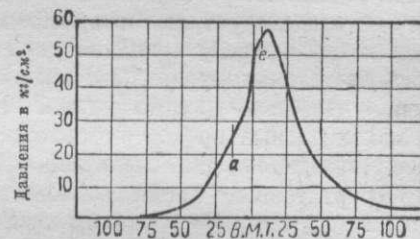
В качестве иллюстрации того, что процесс сгорания может быть ускорен до каких угодно пределов, мы приведем следующий интересный опыт с четырехтактным бесклапанным мотором, размером  $140 \times 178$  мм при 1500 об./мин.

При работе на легком горючем со степенью сжатия 6,2 и при подаче готовой уже смеси (паров горючего с воздухом) в цилиндр при 1500 об./мин. промежуток времени от появления искры до максимального давления соответствовал повороту коленчатого вала в  $40^\circ$ , т. е.



Углы поворота кривошипа.

Фиг. 1. Диаграмма бензинового мотора; степень сжатия  $\epsilon = 6,2$ .



Углы поворота кривошипа.

Фиг. 2. Диаграмма дизель-мотора; степень сжатия  $\epsilon = 13,5$ .

вспышка происходила при  $28^\circ$  до верхней мертвой точки, а давление достигало максимума при  $12^\circ$  после верхней мертвой точки.

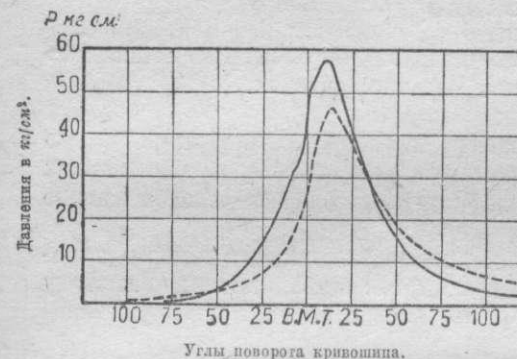
В том же моторе, при тех же числах оборотов, но при обращении его в двигатель, работающий по циклу дизеля со степенью сжатия 13,5, время от начала впрыска жидкого топлива до наступления максимального давления (в данном случае  $56 \text{ кг/см}^2$ ) соответствовало повороту коленчатого вала только  $28^\circ$ , а именно впрыскивание началось при  $16^\circ$  до верхней мертвой точки, и максимальное давление наступило при  $12^\circ$  после мертвой точки. Фиг. 1 дает диаграмму этого двигателя при работе его на легком горючем. Фиг. 2—тот же мотор, но имеющий степень сжатия 13,5, и на фиг. 3 даны обе диаграммы в одинаковом масштабе, наложенные одна на другую. Таким образом процесс сгорания в двигателях тяжелого топлива может быть по желанию ускорен так, что он будет протекать значительно быстрее, чем нормальный процесс в бензиновых моторах. Эти сравнительные опыты показывают, что при соответствующих условиях процесс сгорания сам по себе практически не ограничивает числа оборотов, которые можно надеяться получить от нефтяного двигателя.

## Проблема впрыскивания

Основной проблемой в двигателях тяжелого топлива, имеющих высокую степень сжатия, является получение хорошего перемешивания топлива с воздухом в количестве, достаточном для полного сгорания. Вопрос здесь не только в том, как достигнуть этого в известный промежуток времени, но и в том, как это вообще осуществить.

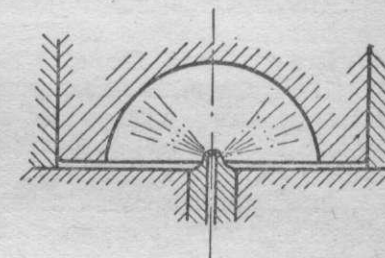
В бензиновых моторах воздух и горючее (последнее в виде паров) тщательно смешиваются до начала воспламенения; это смешение происходит благодаря движению струи воздуха с очень большой скоростью вдоль струи горючего в диффузоре карбюратора.

В двигателе тяжелого топлива мы должны это смешение произвести по возможности в самом цилиндре и во время самого процесса сгорания. Далее, очень тщательно надо следить за тем, чтобы вся масса жидкого горючего успела сгореть, прежде чем она достигнет поверхности камеры сгорания или поршня, иначе она осядет на поверхности, как



Углы поворота кривошипа.

Фиг. 3. Наложённые диаграммы из фиг. 1 и 2 в тех же координатах.



Фиг. 4. Принцип направленного впрыскивания.

слой краски; при сгорании выделяется твердый слой угля, давая на выходе клубы черного дыма.

Для получения надлежащего перемешивания горючего с воздухом мы можем применить один из следующих трех способов:

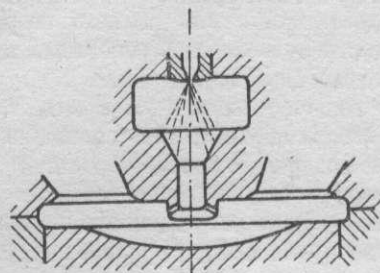
1. Мы можем впрыскивать горючее в виде тонких струй, в разных направлениях, чтобы получить хорошее смешение его с воздухом. Этот способ мы назовем способом направляемого впрыскивания (фиг. 4—схема).

2. Можно применить так называемую камеру предварительного воспламенения (фиг. 5—схема). Небольшая вспомогательная камера сообщается через ряд небольших отверстий с главной камерой. Горючее впрыскивается в камеру предварительного воспламенения и там оно начинает гореть, при этом повышается давление. Затем сгоревшее горючее вместе с воздухом выталкивается с очень большой скоростью через небольшие отверстия в главную камеру, где оно и догорает.

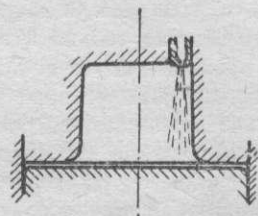
Это вероятно самый простой, но очень дорогой способ, так как чрезвычайно велика потеря тепла при прохождении горящих газов через небольшие отверстия. Этот способ несложен, но очень расточителен.

3. Третий способ является подражанием процессу в бензиновом кар-

бюраторе, т. е. воздух в камеру сгорания всасывается с очень большой скоростью вдоль струи горючего, как только оно выходит из отверстия. Этот способ мы назовем способом кругового вихря (фиг. 6).



Фиг. 5. Форкамерная головка.



Фиг. 6. Принцип вращающегося воздушного потока.

## Направляемое впрыскивание

Что касается первого способа—направляемого впрыскивания, то он является наиболее применимым в больших дизелях.

Преимущества его следующие:

1. Путем правильного направления и распределения струй можно после длинного ряда опытов использовать при наиболее благоприятных условиях от 70 до 80% кислорода воздуха, содержащегося в камере сгорания.

2. Вследствие очень компактной, по необходимости, камеры сгорания потери тепла в стенки камеры при сжатии незначительны, а поэтому и легче пуск в ход двигателя, причем последний дает большую мощность и т. п.

3. Так как потери тепла во время сжатия очень незначительны, то в этом случае может быть применена сравнительно низкая степень сжатия, что в свою очередь уменьшит максимальное рабочее давление, а следовательно и динамическую нагрузку на рабочие части двигателя.

Недостатками этого способа в применении к небольшим быстроходным моторам являются:

1) ограничение числа оборотов мотора скоростью прохождения жидкого горючего через камеру сгорания. Это влечет за собой применение чрезвычайно высоких давлений впрыскивания, но даже и в этом случае мы можем достичь критической скорости потока жидкости, которая налагает предел на число оборотов мотора. Так как скорость впрыскивания горючего определяется давлением или, в пределе, критической скоростью струи, то по мере возрастания числа оборотов мотора должна быть увеличиваема и скорость впрыскивания, точно так же как в бензиновых моторах должно быть увеличено опережение зажигания по мере возрастания числа оборотов коленчатого вала;

2) выпуск горючего под очень высоким давлением при этой системе увеличивает трудности конструкции насосов и форсунок. Далее, по мере уменьшения размеров двигателя, при этих очень высоких давлениях становятся значительными потери от утечки;

3) струйки горючего по необходимости очень малы и поэтому направление каждой из них нужно все время сохранять строго неизменным.

Чрезвычайно трудно придать и поддерживать правильный угол между струйками, кроме того этот угол легко может быть изменен частичным засорением выпускных отверстий. Эта трудность тоже чрезвычайно быстро возрастает по мере уменьшения размеров мотора и, по собственному опыту автора, становится почти непреодолимой при диаметре поршня меньше 150 мм;

4) всегда очень значительна подверженность мелких отверстий форсунок, одной стороны, разъеданию, с другой стороны, частичному или полному засорению, и эта опасность быстро возрастает вместе с уменьшением размеров двигателя. Даже в двигателях с диаметром поршня 150 мм диаметр отверстий равен всего лишь около 0,2 мм.

Форсунка должна быть изготовлена из твердого материала, не подвергающегося разъеданию. Высверливание в ней отверстий соответствующего диаметра, длины и под соответствующими углами представляет немалые трудности. Далее, в случае засорения хотя бы одного отверстия, при давлении горючего 560—700 кг/см<sup>2</sup>, нужно очищать всю форсунку. Даже самое тщательное фильтрование горючего является недостаточным, так как засорение происходит не столько от посторонних примесей в горючем, сколько от мельчайших частиц металла, шайб, прокладок, концов свинцовых нарезок и т. д. в трубопроводе и в форсунке.

Всобще говоря, способ направляемого впрыскивания применим к большим тихоходным двигателям, где струи достаточно велики и где вследствие небольшой скорости достаточно сравнительно низкого давления, чтобы распространить горючее в камере сгорания в нужный промежуток времени. Этот способ в применении к небольшим быстроходным двигателям является чрезвычайно сложным.

## Камера предварительного воспламенения (форкамера)

Применяя камеру предварительного воспламенения, мы сразу избегаем вышеуказанных трудностей. Так как отверстие впуска горючего может быть достаточно велико, точное направление струи не имеет существенного значения, то становится возможным сравнительно небольшое давление впрыска и поэтому упрощается конструкция насоса. Насос должен точно работать в смысле количества и скорости подачи топлива. Благодаря невысокому давлению расстройство работы его от утечки незначительны и, что гораздо важнее, на скорости и объеме подачи не отражается в серьезной степени ни пружинящее действие трубопровода, ни эластичность жидкого горючего, которая сама по себе весьма незначительна.

Недостатком этой системы является то, что значительная часть воздуха во время сгорания и почти все количество горючего должно быть пропущено через ряд мелких отверстий, что влечет за собой большую потерю тепла. Это значит, что для получения достаточно высокой для сгорания температуры необходимо применить высокую степень сжатия, вследствие чего увеличивается давление и становится необходимой очень тяжелая конструкция рабочих частей.

Вследствие большой потери тепла при прохождении горящих газов через небольшое отверстие из камеры предварительного сгорания в



собственно камеру сгорания значительно уменьшается как мощность, так и к. п. д. Потери эти вероятно достигают 15—20%.

Вследствие потери тепла во время сжатия двигатель не может быть пущен в ход, и поэтому приходится прибегать к искусственному воспламенению посредством ламп накаливания или какими-либо другими способами.

Вообще говоря, двигатели с форкамерой имеют преимущество в смысле легкости и простоты, но они получают лишь ценой значительных потерь со стороны мощности и к. п. д.

Автор пришел к убеждению, что камера предварительного воспламенения является легким, но нерациональным и поэтому временным способом, чтобы выйти из трудного положения.

### Способ кругового вихря

Третий способ—приведение воздуха в камере сгорания в чрезвычайно быстрое вращательное движение, вдоль струи горючего, как в карбюраторе бензинового мотора—является по мнению автора наиболее удовлетворительным. В нем сочетаются лучшие стороны первых двух способов: простота, присущая камере предварительного воспламенения, высокий к. п. д. и хорошая отдача мощности, присущая направляемому впрыскиванию.

При этом способе струя воздуха выпускается в цилиндр во время всасывающего хода по касательному направлению так, чтобы произвести внутри цилиндра быстрое и правильное вращательное движение, а не общее беспорядочное завихрение. Собственно говоря, камера сгорания, в которой сжимается весь воздух, представляет собой цилиндрический сосуд, несколько меньшего диаметра, чем половина диаметра цилиндра. В этой камере воздух вращается с чрезвычайно большой скоростью. Струя горючего выпускается в эту быстро вращающуюся массу воздуха вертикально вниз, т. е. под прямым углом к потоку воздуха. Струя горючего направляется не к центру, а прямо вдоль одной из сторон камеры сгорания, так что во время вращения главная масса сжатого и сильно нагретого воздуха проносится мимо струи горючего. Таким образом все горючее сжигается в потоке быстро движущегося воздуха, причем через струю горючего все время проходит свежий кислород, который заменяет кислород, поглощенный горением.

Преимущества этого способа следующие:

1. Воздух, необходимый для сгорания, используется как для распыления, так и для распределения горючего, поэтому, как и при применении камеры предварительного воспламенения, может быть применено низкое давление впрыскивания и достаточно иметь в форсунке одно отверстие относительно большего диаметра.

2. Ни скорость, ни направление струи горючего не имеют большого значения, так как главное внимание обращается на то, чтобы направлять воздух на соединение с горючим, а не горючее на соединение с воздухом.

3. Число оборотов двигателя не ограничивается условиями впрыскивания топлива, так как скорость вращения воздуха увеличивается пропорционально увеличению оборотов коленчатого вала двигателя и почти не зависит от скорости струи горючего. Таким образом можно

работать в зафиксированном ритме впрыска при всех оборотах двигателя.

4. Не требуется для горючего клапана в буквальном смысле слова, но нужно лишь простое сопло, как в карбюраторе, и регулирующий клапан очень простой системы, для того чтобы помешать воздуху пропикнуть обратно в систему горючего.

5. Насос для горючего конечно должен работать точно как в смысле ритма, так и в отношении объема подачи горючего. Но здесь достаточно иметь лишь небольшое давление, чтобы выбросить струю в воздушный поток.

6. Работа мотора не зависит ни от точных размеров впускного отверстия, ни (в широких пределах) от направления струи.

7. Камера сгорания очень компактна и симметрична, поэтому потери тепла во время сжатия и сгорания минимальные.

Процесс сгорания в двигателях тяжелого топлива хотя и протекает чрезвычайно быстро, однако нельзя сказать, что воспламенение происходит тотчас же, как только горючее начинает выходить из отверстия. Всегда имеется период скрытого горения, длительность которого зависит: 1) от разности температуры воздуха внутри цилиндра и температуры самовоспламенения и 2) от степени сжатия воздуха в момент впрыскивания.

Первая часть впущенного топлива не воспламеняется до тех пор, пока не образуются в цилиндре двигателя в достаточном количестве пары топлива и воздуха.

Размеры поверхности горения, а вследствие этого и давление увеличиваются в зависимости от первоначальной степени завихренности совершенно так же, как в бензиновом моторе. По мере возрастания температуры и давления в цилиндре, обусловленных первоначальным более или менее произвольным горением, ускоряется сгорание последующих поступающих частей горючего так, что в последних стадиях впрыска оно по видимому горит непосредственно при впуске и с быстротой, зависящей от скорости впуска.

С момента начала впрыска процесс сгорания имеет по видимому три различные фазы:

1. Замедленное или скрытое горение, во время которого повышение давления не происходит.

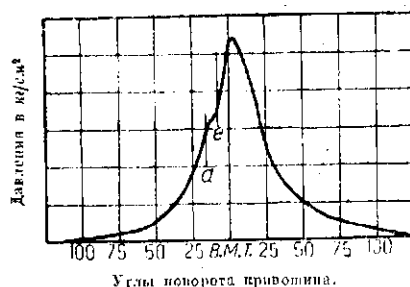
2. Необычайно быстрое повышение давления.

3. Гораздо более медленное повышение давления, соответствующее скорости поступления горючего.

Чем раньше происходит впуск горючего и чем поэтому ниже давление и температура воздуха в цилиндре, тем длительнее период первой фазы и тем больше возрастает давление во время второй фазы, и наоборот. Диаграммы фиг. 7, 8, 9 ясно иллюстрируют этот процесс. Эти диаграммы получены от быстроходного, двухтактного, бесклапанного двигателя Дизель диаметром цилиндра 140 мм и ходом поршня 178 мм. Двигатель этот делал 1200 об./мин. и имел постоянный момент впрыскивания; давление впрыскивания и период впрыскивания были разные. Время начала и периоды впрыска отмечены на каждой диаграмме.

На диаграмме фиг. 7 ясно видна первая фаза скрытого воспламенения, за которой идет вторая фаза быстрого возрастания давления, но вследствие короткого времени впрыскивания совершенно отсутствует

третья фаза. На диаграмме фиг. 8 третья фаза лишь начинает появляться, а на фиг. 9 она очень отчетлива. На последней диаграмме (фиг. 9) вследствие более высокой температуры при полной нагрузке первая и вторая фазы несколько короче, чем можно было ожидать при этих условиях.



Фиг. 7. Диаграмма двухтактного дизель-мотора при различных периодах впрыскивания.

*a*—начало, *e*—конец одного и того же периода впрыскивания.

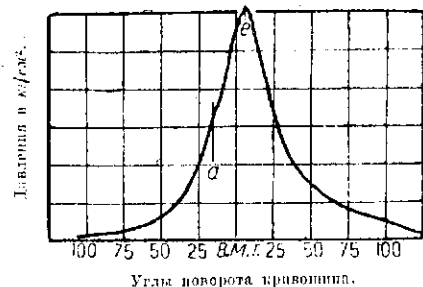
Для исследования работы насоса и всей впрыскивающей системы в рабочих условиях автор со своими сотрудниками сконструировал индикаторный клапан, при помощи которого можно получить индикаторные диаграммы изменений давления в любой точке впрыскивающей системы в дополнение к диаграммам давления в цилиндре.



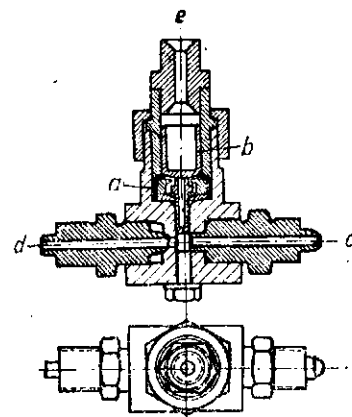
Фиг. 9. Диаграмма двухтактного дизель-мотора при различных периодах впрыскивания.

*a*—начало, *e*—конец одного и того же периода впрыскивания.

На фиг. 10 дан чертеж этого индикаторного клапана, который может быть установлен в любом месте системы подачи горючего между насосом и впрыскивающим соплом. Так как давление горючего в насосе много больше давления газов в цилиндре, то для того, чтобы иметь соответствующие друг другу диаграммы давления в цилиндре и в системе горючего, масштаб давления клапана увеличен в 10 раз. Сам



Фиг. 8. Диаграмма двухтактного дизель-мотора при различных периодах впрыскивания.



Фиг. 10. Индикаторный клапан Рикардо.

дисковый клапан расположен между двумя вырилами (скалками) и приводится ими в действие. На одно из этих вырилов непосредственно действует давление горючего; вырило это уравновешивается другим вырилом площадью в 10 раз больше первого, на которое действует давление воздуха в индикаторе. Прибор устроен так, что воздух, просачивающийся вдоль большого вырила, проходит под дисковым клапаном и поверхностью соприкосновения таким образом ссипирует с нее частицы горючего, которые могли просочиться вдоль меньшего вырила.

Этот небольшой клапан оказался вполне удовлетворительным в работе. На фиг. 11 показаны две индикаторные диаграммы двухтактного мотора, снятые соответственно с цилиндра и во впрыскивающей магистрали сейчас же за впрыскивающим соплом. Масштаб шкалы давлений 1:10. Из фиг. 11 видно, как изменяется давление во впрыскивающей системе в зависимости от изменения давления в цилиндре. Так же ясно видна задержка между впуском горючего и повышением давления при сгорании.

Надо иметь в виду, что очень высокий к. п. д. получается в дизелях не столько от высокой степени сжатия, сколько от низкой температуры цикла.

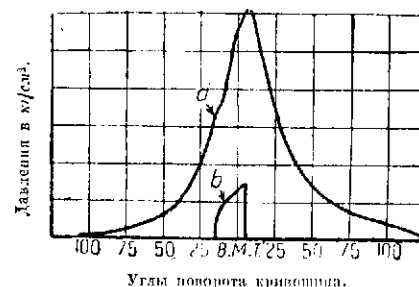
В двигателях, которые имеют низкое давление впрыскивания, решение проблемы конструкции хорошо действующего насоса, который будет подавать достаточно точный объем горючего, ритмически правильно и постоянно производить впрыскивание не является трудным.

Работа мотора совершенно не зависит от размера или направления струи горючего. Так например в одноцилиндровом быстроходном двигателе с 140-миллиметровым ходом поршня при 1500 об./мин. были произведены опыты с различными размерами струи от 4,8 до 0,58 мм в диаметре без каких-либо иных одновременных изменений. Несмотря на такие большие различия в размерах струй, различия в работе двигателя не превышали 5%.

Наилучшие результаты получались в тех случаях, когда впрыск производился сквозь простое круглое отверстие, без распыливания горючего. Распыление производилось вполне правильно круговым потоком воздуха внутри цилиндра.

В двигателях тяжелого топлива имеются два действительно опасных момента:

1. Перегрузка вследствие впуска большого количества горючего создает обогащенную смесь. В результате на стенках цилиндра получается пылевидный осадок угля. Этот осадок, напоминая промокательной бумаги, поведному, поглощает и высушивает смазку цилиндров. Если это допустить в течение довольно значительного времени, то произойдет заедание поршня. Совсем нелегко так отрегулировать управление насосом, чтобы все время шла полная подача горючего и вместе



Фиг. 11. *a*—диаграмма двухтактного дизель-мотора; *b*—диаграмма дизельного насоса, уменьшенная в 10 раз по сравнению с диаграммой *a*.



с тем была бы гарантирована в любой момент и на любой высоте возможность перегрузки.

Кстати, избыток горючего сразу узнается по черному дыму, который появляется на выхлопе. Если последний виден мотористу и значение этого признака опасности ему известно, то всякий риск может быть устранен.

2. Случайное преждевременное вырыскивание мало вероятно, но все же не может быть совершенно устранено. В этом случае возникает не только очень высокое максимальное давление (около 105—112 кг), но его возрастание идет так быстро, что предохранительные клапаны в головках цилиндров оказываются совсем бесполезными. Правда, это может возникнуть только вследствие случайного расстройств вырыскивающей системы, но все же с ним нужно постоянно считаться, ибо как бы тщательно ни была конструкция, ни один механизм не может быть совершенно безупречен в работе.

Редакция инж.-мех. Н. Черняева.

## Современные пределы мощности быстроходных дизель-моторов<sup>1</sup>

П. Швейтцер

Темой настоящей статьи является определение границ применения современного быстроходного дизеля, выяснение недостатков, определяющих эти границы, а также указание некоторых способов, благодаря которым удастся перешагнуть через эти границы.

Кардинальным вопросом является: в каком отношении современный быстроходный дизель еще неудовлетворителен и в чем заключаются более глубокие причины его недостатков.

Дизель для грузовиков весит от 7 до 18 кг/л. с., в среднем 14 кг/л. с. Соответственные легкие моторы весят приблизительно 6 кг/л. с. Авиадизели весят приблизительно 1,4 кг/л. с., в то время как наименьший вес на 1 л. с. бензинового двигателя равен 0,55 кг/л. с. Как в грузовике, так и самолете дизель весит примерно в 2½ раза больше нормального мотора.

По этой причине дизель-мотор в настоящее время может быть применен для транспорта лишь в ограниченном масштабе. Более низкое число оборотов, меньшие средние и более высокие максимальные давления обычно считаются причиной качественного отставания дизеля по сравнению с бензиновым мотором.

В отношении мотора «Паккард» это утверждение не соответствует действительности. При максимальном давлении в 84 кг/см², среднем эффективном давлении 6,5 кг/см² и при полном весе в 1,02 кг на 1 л. с. последний был бы невозможен. Поэтому вышеприведенное соотношение веса между обоими типами моторов далеко не точно. Мощность мотора естественно соответствует среднему давлению при одинаковом числе оборотов. Однако поскольку мы подходим к настоящим быстроходным моторам, нормальный вес не должен быть пропорционален максимальному давлению.

Легко можно установить, что вес картера, клапанов и клапанного распределительного механизма, впускных и выпускных трубопроводов, системы вырыскивания горючего, системы смазки и охлаждения в большей или меньшей степени не зависит от максимальных давлений. Менее очевидно также то, что и нагрузка главных подшипников, коленчатого вала, шатунов и цилиндров не зависит от максимального давления в цилиндре. Объясняется это следующим образом: согласно производственным наблюдениям в быстроходных дизелях, работающих по принципу Паккарда с очень высоким максимальным давлением, высокие давления образуются лишь при большом числе оборотов. Как только число оборотов снижается, уменьшается и скорость распространения пламени, и соответственно ухудшению вихревого движения получаются значительно меньшие максимальные давления. При высоких скоростях

силы инерции поршней и шатунов, как известно (поскольку речь идет о нагрузке подшипников), вычитаются из давлений взрыва или сгорания. Нагрузка коленчатого вала силами инерции достигает, как известно, максимума тогда, когда давление в цилиндре (при всасывании и выталкивании) падает до минимума.

При наличии действительно высокой скорости, например при 4 000 об/мин, даже во время взрыва бывает только умеренное давление. При пуске мотора в ход и при незначительном числе оборотов, взрывов с опасным давлением вовсе не возникает. Поэтому при конструировании коленчатых валов, главных подшипников и подшипников шатунов быстроходных моторов исходят не из максимальных давлений сгорания.

Действительно максимального давления подвержены только головка цилиндра и поршневое днище, но даже при конструировании этих частей учет степени нагрева играет большую роль, чем нагрузка давлением.

Таким образом следует, что в дизель-моторе с высоким числом оборотов нормальный вес не должен возрастать в той же степени, как и максимальное давление.

Правильнее будет считать нормальный вес пропорциональным квадратному корню из максимального давления.

### Среднее эффективное давление

Практическим пределом среднего эффективного давления в дизелях в настоящее время нужно считать 7 ат, хотя экспериментально были уже получены давления в 8,5 ат. Между тем гораздо проще получить в бензиновом моторе 10 ат или при наддуве — даже 14 ат чем добиться 7 ат в двигателе с воспламенением от сжатия.

Среднее эффективное давление в большей или меньшей степени зависит от принципа воспламенения от сжатия: ввод горючего, смешение с воздухом, воспламенение и сгорание — все эти процессы должны совершаться в продолжение дробной части одного оборота. Поэтому вряд ли возможно использовать для сгорания весь содержащийся в цилиндре воздух, и приходится непроизводительно расходовать либо воздух, либо горючее. Обычно предпочитают первое, и поэтому современные дизель-моторы работают с избытком воздуха приблизительно в 100%.

Со стороны Британского министерства воздухоплавания можно считать большим достижением снижение избытка воздуха до 30% и получение при этом все же достаточной экономии горючего.

Спрашивается, где же теоретический предел?

Если в основу положить процесс Дизеля и степень сжатия 14, то теоретически получим среднее эффективное давление, равное 13 кг/см<sup>2</sup>, а минимальный расход горючего в 115 г/л. с. ч.

Однако теоретически также нельзя получить одновременно максимальное среднее давление и минимальный расход горючего. Поскольку мы в основу берем 13 ат среднего давления, минимально возможный расход горючего будет равняться приблизительно 190 г. При расходе горючего только в 115 г/л. с. ч. максимальное, теоретически возможное среднее давление равняется только 7,3 ат. При точном определе-

нии, наряду с переменными теплостемностями, необходимо также учитывать влияние избыточного воздуха и остающегося в цилиндре сгоревшего газа, диссоциацию, а также и неизбежное догорание.

Оказывается, что в результате уменьшения избыточного воздуха ниже 50% обычно получается чрезмерный расход горючего. При наличии 50% избытка воздуха, в качестве предела для работающего без наддува дизель-мотора, выводится среднее эффективное давление в 11,5 ат и минимальный расход горючего в 135 г/л. с. ч. Практически получаемые данные можно расценивать примерно на 25% ниже, следовательно в 8,7 ат и около 170 г/л. с. ч.

Если процесс сгорания протекает таким образом, что часть смеси воспламеняется при постоянном объеме, остаток смеси сгорает при постоянном давлении, то наиболее выгодные значения увеличиваются примерно до 9,8 ат среднего эффективного давления и до 145 г/л. с. ч. наиболее благоприятного расхода горючего.

Однако для достижения столь высоких значений необходима разработка улучшенных способов проведения процесса впрыскивания и распределения горючего в камере сжатия. При наличии наддува может быть придется дойти до 12 ат среднего эффективного давления, при применении же в будущем двухтактного цикла среднее давление дойдет до  $2 \times 7 = 14$  ат.

В настоящее время мы еще очень далеки от практического достижения этого коэффициента. Однако при условии лучшего овладения способом впрыскивания и распыливания эта задача будет все-таки разрешена.

### Число оборотов

В отношении скоростей в настоящее время практическим пределом нужно считать 2 000 об/мин, несмотря на то, что экспериментальным путем удалось достигнуть уже более значительных скоростей. И здесь также выявляется превосходство бензиновых моторов примерно в отношении 2:1.

Для увеличения числа оборотов необходимы:

- 1) увеличенная скорость впрыскивания;
- 2) » » воспламенения;
- 3) » » сгорания;
- 4) уменьшение сил инерции движущихся частей;
- 5) увеличение коэффициента наполнения.

Из этих пяти пунктов третьим в настоящее время можно пренебречь, несмотря на то, что как раз повышение скорости сгорания еще недавно считалось особенно важным. В настоящее время, на основании опытных данных, мы можем утверждать, что скорость сгорания или скорость распространения пламени не может ограничить ни числа оборотов, ни скорости поршня, потому что с возрастанием числа оборотов мотора улучшается вихревое движение.

Замедлением же впрыскивания пренебрегать нельзя, оно составляет до 0,001 сек., если насос для горючего находится непосредственно около впрыскивающего сопла, и примерно 0,002 сек. при наличии между помпой и соплом расстояния в 115 см.



Это замедление соответствует примерно 12 или 24° оборота кривошипа при 2000 об./мин четырехтактного мотора.

При постоянном числе оборотов замедление могло бы быть компенсировано путем изменения опережения подачи горючего. Но дело в том, что замедление впрыскивания изменяется не только с числом оборотов мотора, но в некоторых случаях даже с количеством подаваемого топлива.

Опережение подачи горючего должно следовательно поддаваться регулировке как при изменении числа оборотов, так и при изменении расхода горючего. При этом условии замедление впрыскивания не будет служить пределом для числа оборотов мотора.

### **Замедление воспламенения (скрытый период сгорания)**

Под замедлением воспламенения мы подразумеваем время между вылетом из сопла первой капли горючего и началом возникающего благодаря сгоранию увеличения давления. За начало повышения давления принимается при этом та точка, в которой кривая давления сгорания начинает превышать кривую сжатия. Скрытый период сгорания уменьшается с температурой, плотностью, интенсивностью вихревого движения и с улучшением распыливания.

В настоящее время оно составляет 0,002—0,003 сек., причем 0,002 сек. может считаться практически наиболее выгодным значением для быстроходных моторов.

К сожалению запаздывание воспламенения невозможно компенсировать простым опережением.

При слишком большом замедлении воспламенения количество горючего, впрыснутое до момента увеличения давления, вызовет чрезмерное давление в цилиндре. Такое неблагоприятное состояние еще больше ухудшается в быстроходном моторе, где в целях компенсации запаздывания воспламенения начало впрыскивания необходимо было бы производить с опережением в 50—60° до мертвой точки.

Принимая во внимание хорошее использование тепла, период впрыскивания не должен превышать 30° угла поворота кривошипа, еще лучше было бы ограничить его приблизительно 20°. Период скрытого сгорания не должен составлять больше 20% периода впрыскивания, т. е. 4—6° угла поворота кривошипа. (При 2000 об./мин. это составляет  $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{2}$  тысячных секунды.) Уменьшение периода скрытого сгорания до столь незначительной величины представляет собой весьма серьезную проблему.

В ближайшем будущем представится возможность констатировать серьезные успехи в этой области. К этому ведут следующие пути:

1. Улучшение распыливания; по крайней мере часть горючего должна быть распылена на мельчайшие частицы, которые могли бы быстро достигать температуры воспламенения и в процессе сгорания подогреть остаток более грубо распыленного горючего.

2. Повышение сжатия и в связи с этим повышение температур сжатия; обычная степень сжатия 14 по всей вероятности будет скоро вытеснена степенью сжатия 18 или 20. Соответственно повышенная тем-

пература сжатия сможет сократить время, необходимое для подогревания частиц нефти до требуемой температуры.

3. Более раннее, по сравнению с возможным в настоящее время, начало впрыскивания; одновременно значительное уменьшение того количества горючего, которое вводится перед действительным периодом самовоспламенения, дабы воспрепятствовать скоплению несгоревшего горючего в камере сжатия; может быть для этой цели можно было бы применить какой-либо вид предварительного распыливания.

Были предложены и другие способы, как например подогревание нефти или же применение нормальных свечей и калильных свечей. Однако видимому вышеуказанные три способа окажутся более действительными, если будет стремление довести число оборотов дизель-мотора до 3000—5000 об./мин.

Фактором, который может ограничить число оборотов, являются силы инерции движущихся масс. Поршень дизеля приблизительно на 25% тяжелее поршня бензинового мотора, и в связи с этим допустимое число оборотов дизель-мотора, при равных условиях составляет лишь 65% от числа оборотов бензинового. Но ввиду того, что некоторые легкие двигатели делают 5000—8000 об./мин., ограничение числа оборотов благодаря силам инерции не имеет значения.

То же самое можно сказать по поводу ограничения числа оборотов благодаря ухудшению объемного к. п. д. при всасывании. Четырехтактный дизель в этом отношении также хорош и даже несколько лучше, чем четырехтактный бензиновый двигатель, потому что скорость засасываемого воздуха в противоположность двигателю с карбюратором, нуждающемуся в настоящем вихревом движении, не должна быть высокой.

В настоящее время двухтактный дизель-мотор в отношении наполнения еще не настолько безупречен, чтобы конкурировать с четырехтактным, однако в ближайшем будущем мы сможем собрать большое количество данных о наилучших способах зарядки и продувки. Тогда двухтактный двигатель на высоких скоростях будет более рентабельным, чем четырехтактный.

### **Заключение**

Быстроходный двигатель с самовоспламенением уступает легкому двигателю в весе на 1 т. с. главным образом из-за низкого среднего эффективного давления и пониженного числа оборотов. Возможно увеличение среднего эффективного давления на 30%, при более усовершенствованном проведении процесса впрыскивания и улучшении камеры сгорания. Если запаздывание зажигания удастся сократить, число оборотов сможет быть увеличено на 50%. При этих условиях дизель-мотор сможет конкурировать с легким мотором. Двухтактный дизель-мотор с центробежным насосом для продувки и зарядки имеет преимущества перед бензиновым мотором.

Трудность пуска в ход дизель-мотора и его конструкция, требующая в настоящее время еще очень большой точности обработки и значительной затраты средств, не смогут надолго затормозить его развитие.

Редакция инж.-мех. Е. П. Бугрова.

## Дизель-моторы для авиации<sup>1</sup>

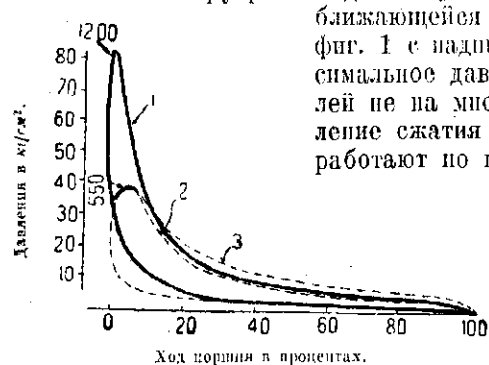
А. Вульсон

До настоящего времени проблема авиационного дизель-мотора рассматривалась как неразрешимая. Те достижения, которые имели место в этой области, являлись результатом весьма долгих и упорных изысканий. В этом случае, как и вообще при разрешении всех научных проблем, изыскания производились одновременно различными учеными, которые делали определенные выводы из своих работ. Все исследователи пришли к тому заключению, что сделать дизель-мотор достаточно легким для применения его в авиации является чрезвычайно трудной задачей. Разберем более подробно причину такого пессимистического мнения.

### Сравнение бензинового мотора и дизеля

Отправной точкой для сравнения возьмем индикаторные диаграммы бензинового мотора с диаграммами двигателя Дизеля. Эти диаграммы показаны на фиг. 1.

Цикл Дизеля применяется в двигателях внутреннего сгорания стационарного и морского типа уже более четверти века, причем двигатели эти были сконструированы для получения индикаторной диаграммы, приближающейся к теоретической, показанной на фиг. 1 с надписью «тихоходный дизель».



Фиг. 1.

1—быстроходный дизель-мотор; 2—тихоходный дизель-мотор; 3—бензиновый мотор.

Давление в цилиндре на протяжении небольшой части рабочего хода сохраняется примерно постоянным; впрыскивание топлива начинается несколько раньше верхней мертвой точки и продолжается на протяжении нескольких градусов после верхней мертвой точки. Этот цикл постоянного давления отличается от цикла постоянного объема, принятого в обычных бензиновых двигателях. В бензиновых двигателях карбюрированная смесь во время хода всасывания засасывается в цилиндр и в конце хода сжатия воспламеняется при помощи электрической искры. Воспламенение смеси вызывает быстрое повышение давления при постоянном объеме.

Следует отметить, что применение цикла постоянного давления воз-

можно только в тихоходных двигателях. В двигателях внутреннего сгорания процессы горения требуют определенного количества времени как в случае бензинового двигателя, в котором воспламенение происходит от электрической искры, так и в случае Дизеля, когда топливо воспламеняется сильно нагретым воздухом.

Совершенно очевидно, что двигатель, предназначенный для авиации, должен быть быстроходным. Авиационный мотор тяжелого топлива, чтобы успешно соперничать с существующими авиадвигателями, должен иметь не менее 1400—1500 об./мин. Поэтому число оборотов мотора желательно повысить до такой величины, при которой к. п. д. винта, стоящего на самолете средней скорости был бы наимыгоднейшей, для чего мотор должен быть снабжен редуктором. Выгодность же редукции во многих случаях сомнительна. Установив, что авиационный дизель-мотор должен работать с числом оборотов в пять или шесть раз большим, чем дизельные установки морского или стационарного типа (несмотря на то, что время, потребное на сгорание топлива, остается тем же), мы ясно видим, что быстроходный дизель требует другого вида сгорания, чем дизель тихоходный.

### Быстроходные и тихоходные двигатели

Выясняя разницу в процессах сгорания у быстроходных и тихоходных дизелей, мы видим, что для того чтобы обеспечить полное и бездымное сгорание топлива, в быстроходном дизеле впрыскивание топлива должно начинаться за 50° до верхней мертвой точки, в то время как у тихоходного дизеля впрыскивание обычно начинается с 10° до верхней мертвой точки и продолжается примерно до 32° после верхней мертвой точки. У быстроходных дизелей воспламенение происходит значительно раньше верхней мертвой точки и характер сгорания мало отличается от сгорания в бензиновом моторе, так как в последнем зажигание происходит с таким же опережением, как и впрыскивание в быстроходном дизеле. Однако имеется большая разница, которая заключается в следующем: в то время как в бензиновом моторе вспышка происходит, когда весь заряд топлива находится в цилиндре; воспламенение у быстроходного дизеля происходит, когда в цилиндр впрыснута только небольшая часть заряда. Это обстоятельство дает возможность конструктору регулировать в определенных пределах повышение давления в цилиндре. В бензиновом моторе повышение давления в цилиндре при сгорании в меньшей степени поддается регулировке конструктора и зависит от неизменных факторов, из которых главными являются степень сжатия, степень завихрения и температурные условия внутри цилиндра.

Если принять, что сгорание у быстроходного дизеля должно начаться значительно раньше верхней мертвой точки и продолжаться все время, пока пространство сгорания больше и больше уменьшается по мере приближения поршня к мертвой точке, то надо полагать, что сгорание будет более приближаться по своему характеру к циклу постоянного объема, который имеет место у бензиновых моторов, нежели к циклу постоянного давления тихоходного дизеля. Этим и объясняется форма индикаторной диаграммы—«быстроходный дизель» на фиг. 1.

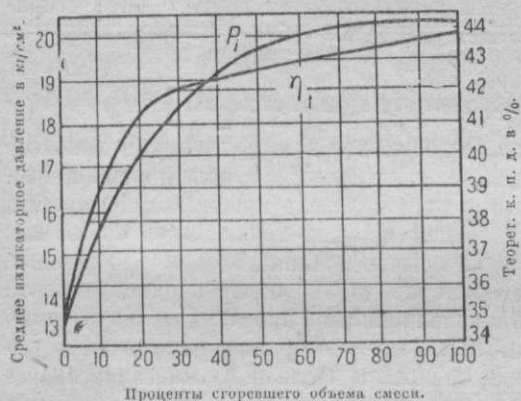
Так как рассматриваемый в этой статье быстроходный авиационный

<sup>1</sup> S. A. E., февраль, 1923.



мотор с механическим впрыскиванием топлива мы условились называть дизелем, то надо объяснить правильность этого термина, так как некоторые считают, что термин «Дизель» применим исключительно к моторам, работающим по циклу постоянного давления.

Принято отличать цикл Дизеля от так называемого смешанного цикла, или цикла Сабате, при котором топливо сгорает частично при постоянном объеме и частично при постоянном давлении (хотя с термодинамической точки зрения различие между этими циклами несомненно значительно, если принять во внимание большое увеличение давлений в смешанном цикле), однако автор считает, что именно Дизель положил основание этим обоим циклам, и практическое их развитие является его заслугой. Тот факт, что при больших оборотах сгорания должно протекать несколько иначе, чем он первоначально рассчитывал, не изменяет сути дела, так как для того чтобы осуществить сгорание по смешанному циклу к первоначальному двигателю дизель не было добавлено никакого нового механизма.



Фиг. 2.  $P_i$  и  $\eta_t$  в зависимости от процентов сгорания топлива в двигателе, работающем по смешанному циклу.

средним индикаторным давлением, к. п. д. и различными пропорциями сгоревшей смеси при сгорании по смешанному циклу. В своем математическом исследовании<sup>1</sup> на эту тему Нарита (Narita) приходит к выводу, что если считать теплоемкость постоянной, то в частном случае, который разбирается в статье, цикл дизеля даст к. п. д., равный 54,4%, а цикл Сабате—56,7%. В том случае когда принималось, что теплоемкость является линейной функцией температуры, цикл дизеля дал к. п. д. 42,5%, а цикл Сабате—45,3%. Это опять-таки доказывает, что при сгорании частью при постоянном объеме, частью при постоянном давлении к. п. д. цикла значительно улучшается. Высокая экономичность смешанного цикла была доказана также и опытным путем. Английские экспериментаторы, Дорнер и автор этой статьи, в своих опытах на двигателях, работающих по смешанному циклу, получали удельный расход 0,159 кг/л. с. ч. Вследствие этого смешанный цикл для быстроходных двигателей, работающих по принципу само-

Интересно отметить то, что смешанный цикл, как это указано многими авторитетами, дает более высокий термический коэффициент полного действия.

Этот факт лучше всего изложен в статье Трейбера «Развитие современных двигателей Дизеля в отношении понижения веса на лошадиную силу, повышения оборотов и среднего эффективного давления».

На фиг. 2, взятой из этой статьи, графически показано соотношение между

воспламенения, является наиболее предпочтительным по сравнению с применяемым в тихоходных двигателях циклом дизеля как в смысле мощности, так и экономичности. И так для быстроходных дизель-моторов желательна работа по смешанному циклу. При конструировании двигателя автор поставил перед собой задачу построить такой двигатель внутреннего сгорания, максимальное давление в цилиндрах которого достигает давление более 80 кг/см<sup>2</sup>, в то время как в обычных бензиновых моторах, имеющих степень сжатия около 6, максимальное давление в цилиндрах бывает около 39 кг/см<sup>2</sup>. Для того чтобы показать консервативность инженеров, работающих в области двигателей внутреннего сгорания в смысле увеличения высоких давлений приводим несколько данных, характеризующих прогресс в других областях.

Так согласно статистическим данным Всеобщей компании электричества, электрифицированные участки железной дороги Чикаго—Мильвоки—Сент-Пауль работают на постоянном токе в 3 000 В, хотя долгое время вольтаж в 550 В рассматривался как хороший стандарт. Рассмотрим далее рабочие давления в котлах современных паросиловых установок; несколько лет тому назад за удовлетворительный максимум считали 9 кг/см<sup>2</sup>, в настоящее же время имеются установки, применяющие давление в 84 кг/см<sup>2</sup>, в других же думают переходить на давление в 98 кг/см<sup>2</sup>. В Европе имеются в эксплуатации паросиловые установки даже с давлением 225 кг/см<sup>2</sup>.

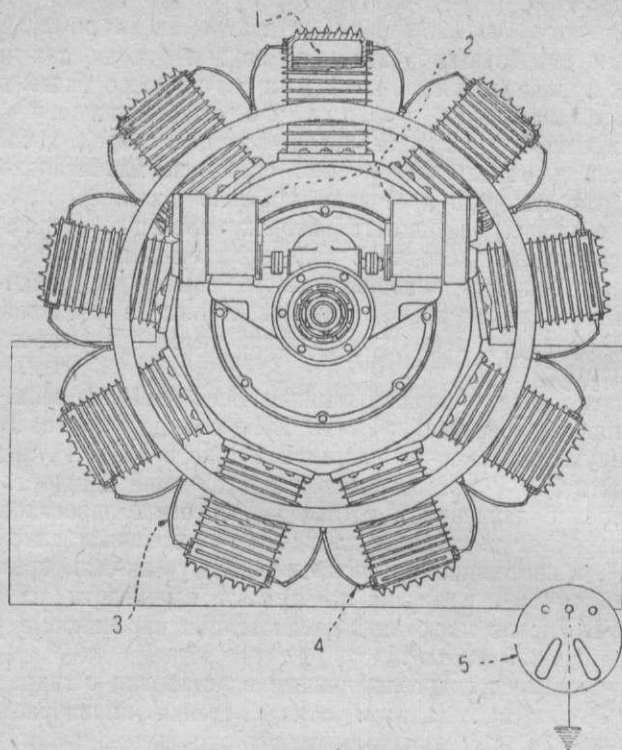
В Америке имеются гидроэлектрические установки с гидравлическим давлением в 78 кг/см<sup>2</sup>. В этом случае стенки цилиндра пришлось делать толщиной 76 мм, для того, чтобы они выдерживали давление. В настоящее время передают по проводам переменный ток до 22 000 В, в десять раз больше того, что считалось несколько лет назад высоким вольтажом.

Хорошим доводом в пользу развития авиационного дизеля могут служить очень показательные статистические данные относительно быстрого распространения морских дизелей. В настоящее время для новых судовых установок строятся нефтяные моторы общей мощностью в 250 000 л. с. Статистические данные, опубликованные в «The British Motorship» в августе 1928 г., показывают, что в 1928 г. было построено только 7 пароходов с тоннажем, превышающим 8 000, в то время как моторных судов было построено 31. Эти цифры относятся к Англии. Для всего мира соответствующие цифры будут такими: 65 моторных судов и 21 пароход.

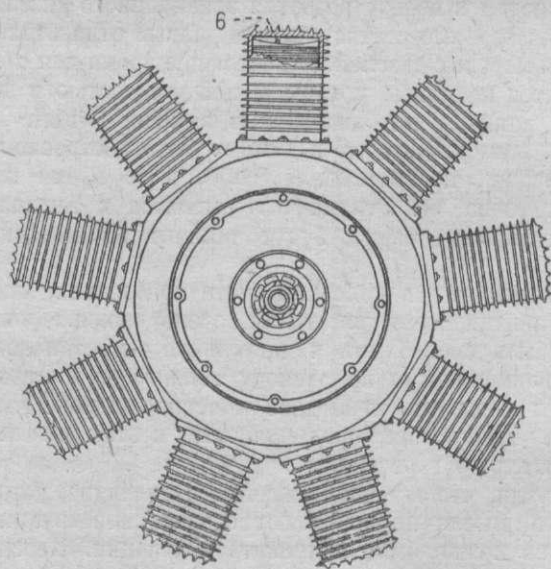
Следует указать, что в конечном счете требования, предъявляемые к морским и к авиационным двигателям, очень схожи. Двигатели обоих типов должны быть способными к длительной безостановочной работе, должны быть экономичными по расходу топлива и достаточно гибкими в работе, чтобы позволить свободное маневрирование. Только лишь в отношении веса требования, предъявляемые к этим двигателям, существенно отличаются друг от друга.

Многие считали, что высокие давления в цилиндре, которые имеются у быстроходного дизеля не позволяют сделать конструкцию настолько легкой, чтобы ее можно было применить в авиации. Неосновательность этих опасений доказана тем фактом, что авиационный дизель фирмы Паккард, весящий менее чем 1,1 кг/л. с., подвергался длительным летным испытаниям, а также испытывался на земле в продолжение не-

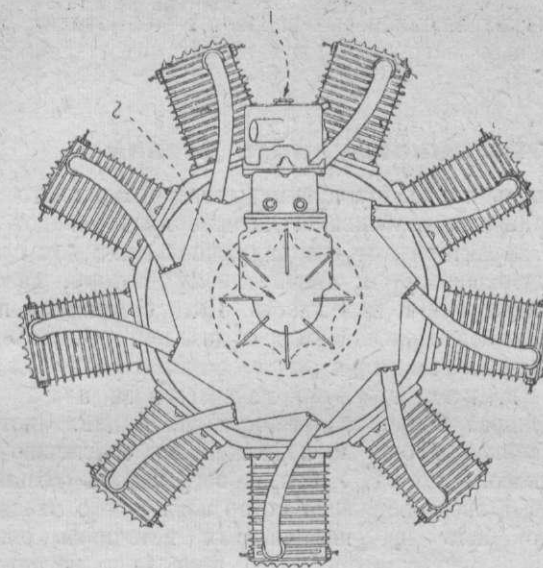
<sup>1</sup> См. Journal of the Society of Mechanical Engineers, Tokyo, Japan, том 28.



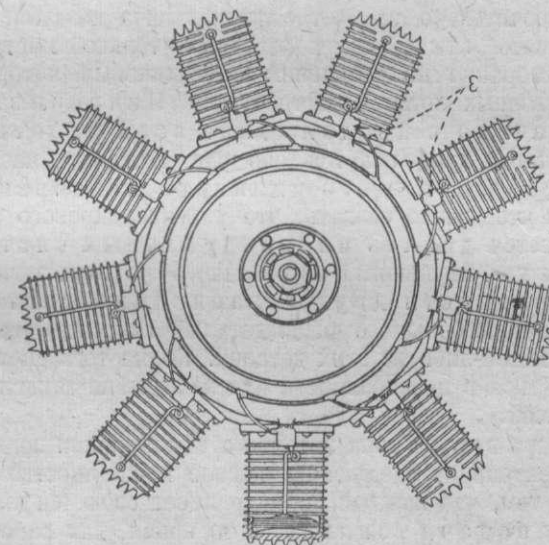
Фиг. 3а. Дизель-мотор воздушного охлаждения.



Фиг. 3б. Дизель-мотор воздушного охлаждения.



Фиг. 4а. Дизель-мотор воздушного охлаждения.



Фиг. 4б. Дизель-мотор воздушного охлаждения.

скольких сот часов. Этот двигатель сконструирован таким образом, что может выдерживать давления в цилиндрах, превышающих  $84,4 \text{ кг/см}^2$ , в то же время его нельзя назвать чрезвычайно тяжелым. Конструкция этого двигателя во многом отстает от обычной конструкции авиационных моторов, но в основном такие благоприятные результаты были получены благодаря применению специальных материалов и выбору таких конструктивных форм и размеров, которые обеспечивают максимальную прочность при минимальном весе. Так например пришлось отказаться



от применения легких алюминиевых сплавов в тех деталях, которые подвержены переменным нагрузкам вследствие недостаточной прочности этого материала.

### Преимущества авиационного дизеля

Перейдем теперь к разбору преимуществ авиационного дизеля. Для нас в настоящее время наибольший интерес представляют те качества мотора, которые характеризуют его надежность, так как главными требованиями, предъявляемыми к авиационному мотору, являются безопасность в эксплуатации и надежность. Если сравнивать по своей надежности обычный бензиновый мотор с дизелем, то последний значительно выигрывает благодаря отсутствию у него таких важных агрегатов, как прибор зажигания и карбюрации.

Рассмотрим сперва вопрос надежности зажигания. Система зажигания дизеля несколько проще и надежнее по сравнению с системой зажигания бензинового мотора. У бензинового мотора (возьмем для примера 9-цилиндровый звездообразный мотор воздушного охлаждения) обязательно должно быть два независимых источника электрического тока (магнето или аккумуляторы), два привода к магнето, проводов, 18 свечей и переключатель. Все вместе взятое составляет агрегат примерно из 1000 отдельных деталей. В двигателе Дизеля зажигание происходит исключительно за счет сжатия заряда воздуха, и для того чтобы осуществить зажигание необходимо только иметь меньший объем камеры сгорания по сравнению с бензиновым мотором. Других каких-либо добавочных деталей не требуется. Непрерывное зажигание обеспечено в продолжение всей работы мотора, независимо от того, продолжается оно час или сто часов. Далее, система зажигания каждого цилиндра независима от остальных, так что можно сказать, что у 9-цилиндрового звездообразного дизеля имеется девять индивидуальных систем зажигания, в то время как бензиновый мотор такого же типа зависит в своей работе от исправности двух независимых систем, каждая из которых состоит из большего числа деталей. Понятно, что всегда возможна поломка какой-либо из этих деталей. Кроме того система зажигания может оказаться в неисправности или вследствие замасливания, или загрязнения свечей.

Сравним теперь эти два типа моторов с точки зрения подачи топлива.

Фиг. 4 иллюстрирует следующее важное преимущество дизеля, заключающееся в том, что каждый цилиндр имеет свою индивидуальную систему подачи топлива, а то время, как работа обычного 9-цилиндрового бензинового мотора зависит от одного одинарного или тройного карбюратора. При наличии одинарного карбюратора система неизбежно усложняется вследствие необходимости в распределителе смеси (импеллере) или компрессоре низкого давления для того, чтобы улучшить распределение смеси по отдельным цилиндрам. Однако даже в случае тройного карбюратора мотор имеет три независимых системы карбюрации и отказ в работе одной из этих систем выведет из строя одну треть цилиндров. В дизеле же, как было сказано, каждый цилиндр совершенно не зависит от других цилиндров в отношении работы механизма, осуществляющего впрыскивание топлива.

### Устранение пожарной опасности

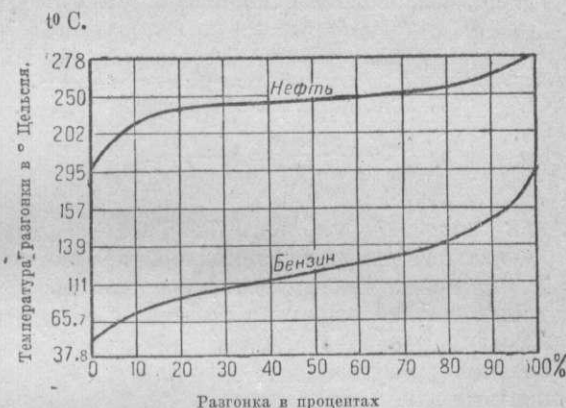
Итак мы выяснили, что преимуществами двигателей Дизеля являются: большая надежность зажигания и независимость системы подвода топлива. Кроме этого двигатели Дизеля имеют еще два преимущества, говорящие в пользу применения их авиации. Первое из них—это уменьшение, если не полное устранение, пожарной опасности, присущей всем моторам, работающим на бензине. На фиг. 5 показаны сравнительные кривые разгонки хорошего авиационного бензина и нефти, на которой может хорошо работать дизель. Кроме того там указаны температуры воспламенения этих топлив. Из этих данных с очевидностью видна большая безопасность нефти. Наиболее убедительным доказательством уменьшения пожарной опасности у двигателя Дизеля являются данные опыта. Во время лабораторных работ, которые ведутся при разработке новых типов авиационных бензиновых моторов, почти всегда бывают случаи воспламенения бензина.

Во время лабораторных работ с авиационным дизелем, которые продолжались более года, не произошло ни одного пожара. Были частые случаи протекания или даже поломки нефтепровода, но топливо ни разу не загоралось даже в том случае, когда нефть лилась полной струей на горячий мотор. Эти факты являются нам более убедительным доказательством плохой воспламеняемости нефти, чем теоретический анализ возможности пожара, основанный на сравнении температуры вспышки и воспламенения нефти и бензина.

Все указанное выше дает право утверждать, что в случае аварии самолета, снабжение дизель-мотором, пожар может случиться лишь в том случае, если мотор будет продолжать работать и после аварии, и нефть будет литься непосредственно на выхлопное пламя, что мало вероятно.

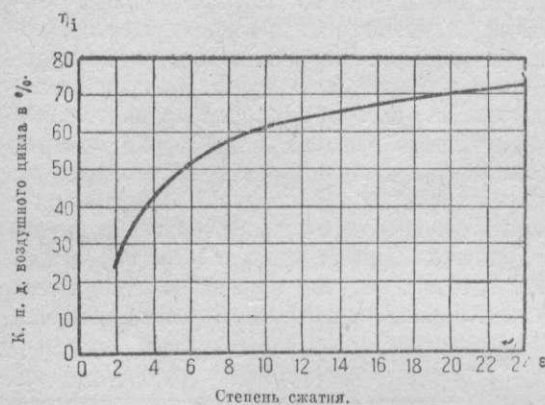
### Экономия в расходе топлива

Другим важным преимуществом авиационных дизелей является экономия в расходе топлива. К рассмотрению этого вопроса мы теперь и перейдем. Причиной того, что автор умышленно выдвинул на первое место вопрос безопасности и надежности является то, что в настоящее время для развития авиационной промышленности эти качества более важны, чем экономичность. Но поскольку безопасность и надежность дизель-моторов доказаны, здесь будет рассмотрен вопрос высокой экономичности этих двигателей по сравнению с бензиновым, так как это



Фиг. 5. Кривые разгонки бензина и легкой нефти.

может служить убедительным аргументом в пользу широкого применения их в авиации. По этому вопросу было написано очень много трудов, но мы его рассмотрим с несколько новой и необычной точки зрения.



Фиг. 6. Зависимость к. п. д. воздушного цикла от с. к. п. д. подсчитан по формуле.

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{1,4-1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,4}}$$

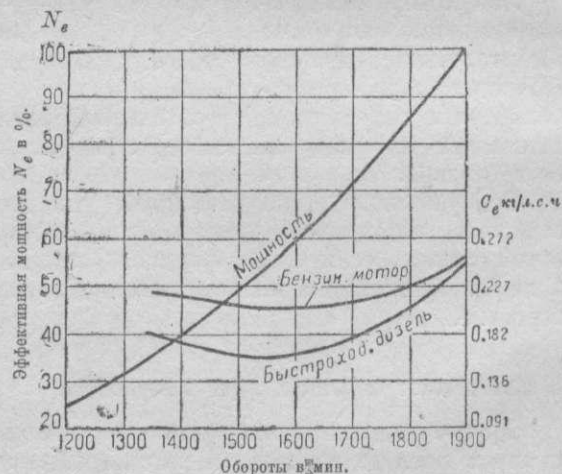
как показано на фиг. 7. Расходы топлива бензинового мотора, показанные на этой диаграмме, меньше, чем это бывает на практике, и их можно считать наилучшими на тех степенях сжатия, при которых вообще возможна работа на стандартном авиационном бензине. Кривая расходов дизеля представляет собой среднюю кривую, полученную путем многократных замеров расхода топлива. Степень сжатия этого авиационного дизеля равнялась 18. Такая степень сжатия обеспечивала быстрый запуск и удовлетворительную работу на высоте.

При цене на авиационный бензин в 19,8 центов за галлон и при удельном расходе топлива 0,236 кг/л. с., стоимость топлива, расходного на лошадиную силу, будет 1,70 центов. Дизель на одну лошадиную силу расходует топливо стоимостью 0,35 центов, т. е. в пять раз меньше. Таким образом экономии в эксплуатации будет не менее 80%. Применение дизелей в авиации дает двойной выигрыш, так как, во-первых, дизеля работают на более

дешевом топливе и, во-вторых, благодаря меньшему удельному расходу вес топлива, необходимого для перелета на определенное расстояние, для дизеля значительно меньше, чем для любого бензинового мотора. Вследствие этого применение дизеля дает возможность при данном запасе топлива увеличить радиус действия самолета или же, уменьшив запас топлива, взять больше полезного груза. Следующим преимуществом дизеля является то, что в нем целиком используется для полезной работы смазочное масло, сгорающее в цилиндре. Избыток масла в камере сгорания бензинового мотора считается весьма нежелательным, так как температура стенок цилиндра недостаточно высока для того, чтобы масло сгорело полностью. Результатом же неполного сгорания масла является образование углерода (сажи) и загрязнение свечей. В дизель-моторе температура значительно выше, и так как обычно имеется некоторый избыток кислорода, то происходит полное сгорание масла. Естественным, что и при работе дизеля избегают чрезмерных расходов масла вследствие его большой стоимости по сравнению с нефтью. Интересно однако отметить, что если рассматривать общий расход топлива и смазки, то мы увидим, что радиус действия самолета очень мало зависит от того, будет ли в качестве топлива расходоваться нефть или смазочное масло.

Рассматривая воздушный цикл, мы получим соотношение, изображенное на фиг. 6.

Переходя от идеального цикла к действительному, мы будем иметь удельные расходы топлива у авиационных моторов, бензинового и Дизеля при крейсерских скоростях, такими,



Фиг. 7. Сравнительные расходы топлива при нагрузке винтом.

дешевом топливе и, во-вторых, благодаря меньшему удельному расходу вес топлива, необходимого для перелета на определенное расстояние, для дизеля значительно меньше, чем для любого бензинового мотора. Вследствие этого применение дизеля дает возможность при данном запасе топлива увеличить радиус действия самолета или же, уменьшив запас топлива, взять больше полезного груза. Следующим преимуществом дизеля является то, что в нем целиком используется для полезной работы смазочное масло, сгорающее в цилиндре. Избыток масла в камере сгорания бензинового мотора считается весьма нежелательным, так как температура стенок цилиндра недостаточно высока для того, чтобы масло сгорело полностью. Результатом же неполного сгорания масла является образование углерода (сажи) и загрязнение свечей. В дизель-моторе температура значительно выше, и так как обычно имеется некоторый избыток кислорода, то происходит полное сгорание масла. Естественным, что и при работе дизеля избегают чрезмерных расходов масла вследствие его большой стоимости по сравнению с нефтью. Интересно однако отметить, что если рассматривать общий расход топлива и смазки, то мы увидим, что радиус действия самолета очень мало зависит от того, будет ли в качестве топлива расходоваться нефть или смазочное масло.

## Охлаждение и другие особенности дизеля

Проблема охлаждения звездообразного дизеля с воздушным охлаждением менее сложна, нежели проблема охлаждения такого же типа бензинового мотора. Прежде всего высокие температуры головки цилиндра, недопустимые из-за самовоспламенения (преждевременного зажигания) и детонации в бензиновых моторах, не вызывают серьезных затруднений при конструировании дизеля. Точно так же условия работы выхлопного клапана у дизеля более благоприятны, чем у обычного бензинового мотора, так как вследствие большей степени расширения, температуры выхлопных газов значительно ниже. По этой же причине наблюдается значительное уменьшение шума, производимого выхлопом. Далее, из выхлопных окон выбрасывается небольшое пламя, и нет поэтому необходимости в устройстве выхлопных коллекторов и глушителей.

Следующим интересным преимуществом авиационного дизеля является то, что этот двигатель хорошо работает в любом положении. Работа карбюратора у бензинового мотора зависит от выража и перемены направления полета (давления столба жидкости), и бензиновый мотор будет удовлетворительно работать только при определенных пределах угла наклона, зависящих от конструкций карбюратора.

Этот фактор играет большую роль в работе истребительного самолета.

Приемистость авиационного дизеля удовлетворительна при всех условиях и не зависит от температуры окружающего воздуха. В противоположность дизелю бензиновый мотор требует весьма осторожного управления при длительном планировании, особенно в холодную погоду, для того чтобы быть уверенным в том, что мотор



быстро перейдет на полную мощность в том случае, если перед посадкой потребуются дать полный газ.

Дождь или вода в таких количествах, которые сильно мешают работе бензинового мотора, не влияют на работу авиационного дизеля. Это происходит, во-первых, потому, что у дизеля нет электрических проводов высокого напряжения, в которых может произойти короткое замыкание, а во-вторых, нет карбюратора с его единственным отверстием для впуска воздуха. Так например при взлете гидросамолетов часто бывает, что в критический момент, когда самолет должен оторваться и когда от мотора требуется полная мощность, значительное количество воды попадает в карбюратор, который находится у мотора с воздушным охлаждением в невыгодном с этой точки зрения положении, будучи расположенным в нижней части мотора. Мотор неизбежно сбавит обороты и самолет не сможет оторваться. Авиационный дизель работал в продолжение многих часов в самых тяжелых условиях, неоднократно заливаясь водой и ни разу не меняя своего режима, тогда как бензиновый мотор неизбежно бы остановился.

### Отдача мощности

Если рассмотреть отдачу мощности на единицу рабочего объема цилиндра (литровую мощность), то в этом отношении авиационный дизель значительно уступает лучшим бензиновым моторам. Среднее эффективное давление хорошо сконструированного бензинового мотора равно 9—10 кг/см<sup>2</sup>, у быстроходного же нефтяного двигателя с механическим впрыскиванием хорошим средним эффективным давлением считается давление в 7—8 кг/см<sup>2</sup>. Следует однако помнить, что эти цифры относятся к номинальной мощности, которая может сохраняться дизелем в течение долгого времени и что при подсчете этих цифр было принято во внимание то, что для полного сгорания топлива необходим избыток воздуха в 25% от теоретически необходимого количества. Но авиационный дизель можно перегружать так, что весь избыточный воздух соединится с добавочным количеством топлива. При такой перегрузке сгорание происходит не так полно и экономично, как при нормальной работе. Но этим путем за счет экономии топлива можно достигнуть значительного увеличения мощности, а при наличии авиационного мотора это является не только допустимым, но и желательным во время тех коротких промежутков времени, когда от мотора требуется полная мощность, как например при взлете или подъеме на высоту. Эта добавочная мощность, которую может развить дизель, является очень важным обстоятельством при сравнении бензинового мотора и дизеля по весу. Номинальная мощность бензинового мотора является примерно его максимальной мощностью на данных оборотах, номинальной же мощностью дизеля является та мощность, которой соответствует заранее определенный стандартный расход топлива (экономичность двигателя). Если этот удельный расход топлива желательно временно увеличить, то дизель ответит на это значительным увеличением мощности. и очевидно, что небольшое увеличение расхода топлива в течение этих коротких промежутков времени не может значительно влиять на общий расход топлива во время данного полета.

### Работа мотора и радиопередача

Следующее преимущество авиационного дизеля, выявленное во время полетов, относится к работе радиоаппаратуры. В бензиновом моторе зажигание осуществляется при помощи электрического тока высокого напряжения, и этот ток сильно мешает работе радиоаппаратуры, особенно затрудняя прием радиотелефонных отправок. Было найдено, что прерывание первичной цепи и возникновение каждой искры высокого напряжения влечет за собой образование волны, исходящей как от первичной, так и от вторичной обмотки. Эти импульсы так сильно влияют на приемные радиоаппараты самолета, что возникает необходимость в защитных средствах, которые сами по себе, отражая волны, оказывают влияние на систему зажигания.

Конечно со временем может быть найден известный выход, но все же экранирование магнето значительно уменьшает надежность работы системы зажигания, так как при экранировании мы неизбежно помещаем некоторые массы металла в непосредственной близости к цепи тока. Вопрос устранения влияния электрической системы зажигания мотора на работу радио имеет большое значение, так как, по общему мнению, полеты вслепую через туман и облака могут быть возможны только при помощи радио. Следует признать, что ясный прием по радио (на который не влияет электрическая система зажигания мотора) является вопросом чрезвычайной важности и применение в авиации дизеля сильно облегчит разрешение этого вопроса.

### Влияние на конструкцию самолета

Рассмотрим теперь влияние авиационного дизеля на конструкцию самолета. Небольшим, но интересным вопросом является управление мотором. У дизеля управление мотором сильно упрощается. Необходимость в рычагах опережения зажигания отпадает, количество же впрыскиваемого топлива может регулироваться одним из многих способов. Особые рычаги высотного газа, необходимые для бензинового мотора, не нужны для дизеля. Если нужно например подняться с земли на определенную высоту при полном открытии дросселя, то при достижении высоты нужно просто уменьшить подачу топлива в дизель, не понижая числа оборотов мотора, точно так же, как это делается высотным газом у бензинового мотора. Разница однако имеется: если слишком сильно уменьшить подачу топлива у дизеля мотор просто сбавит обороты, в то время, как при слишком сильном открытии высотного крана бензинового мотора последний начинает работать с перебоями, начинаются выхлопы в карбюратор или же мотор может просто заглохнуть. Летчики поэтому очень осторожны в обращении с высотными кранами и редко используют их в полной степени.

Известно, что совершенно однородную по качеству смесь во всех цилиндрах получить невозможно, и естественно, что в многоцилиндровых моторах пределы применения высотного крана ставятся цилиндром, получающим самую бедную смесь. У дизеля же мотор можно отрегулировать так, чтобы в каждый цилиндр впрыскивалось одинаковое количество топлива. Даже в том случае, когда количество впрыскиваемого топлива в каждый цилиндр будет неодинаково,

мотор будет продолжать работать ровно и без тряски, которая обычно имеет место у бензинового мотора в случае неодинакового качества смеси.

В основном влияние дизеля на конструкцию самолета будет касаться числа моторов на самолете. Известно, что аэродинамически наиболее выгодны самолеты с одним мотором. Развитие двух- и трехмоторных самолетов объясняется желанием обеспечить продолжение полета в случае отказа одного из моторов. Иногда на самолет приходилось ставить несколько моторов вследствие того, что не имелось достаточно мощного для данного самолета мотора. Такое положение однако можно считать переходным, так как в настоящее время стало меньше причин, ограничивающих мощность одного агрегата. В общем нужно констатировать, что моторостроители опережают запросы самолетостроения, поскольку дело касается увеличения мощности одного агрегата.

### **Влияние зажигания от компрессии на безопасность**

Известные причины заставили выбрать для авиации многоцилиндровый мотор. Однако многоцилиндровые моторы не являются идеальными в смысле безопасности (надежности). Бензиновый мотор, который до настоящего времени применялся в авиации, представляет собой один из самых чувствительных двигателей. Под этим мы понимаем следующее: как бы ни была прочна конструкция мотора, его непрерывная работа зависит от правильной работы многих мелких деталей, которые по своей природе не могут быть сделаны достаточно прочными. Такие моменты имеются как в системе карбюрации, так и в системе зажигания. Опыт нескольких месяцев работы с дизелем убедит даже самого предубежденного инженера в том, что переход от электрической системы зажигания бензинового мотора к зажиганию от компрессии дизеля чрезвычайно увеличивает надежность мотора.

### **Сравнение надежности двигателей**

Необходимо отметить, что надежность системы подачи топлива дизеля значительно больше надежности бензиновой системы. Подача топлива в бензиновом моторе часто прерывается вследствие засорения бензинопровода. Правда это может случиться также и с дизелем. Однако у дизеля засорение выведет из строя только один цилиндр, в то время как засорение главного жиклера единственного карбюратора в 9-цилиндровом звездообразном моторе вызовет остановку мотора, так как совершенно прекратится подача топлива; карбюраторы авиационных моторов работают иногда неудовлетворительно вследствие образования на дроссельных заслонках льда и снега при работе в холодную, сырую погоду. Этот недостаток вызвал много вынужденных посадок. Устранить это можно подогреванием карбюратора, но подогрев будет уменьшать мощность при работе в более благоприятных температурных условиях и следовательно подогрев приходится регулировать. Дизель застрахован от таких неполадок, и опыт показал, что он одинаково хорошо работает в пределах температуры от  $-8$  до  $+35^{\circ}$ .

Установив тот факт, что авиационный дизель имеет по сравнению с бензиновым мотором более надежную систему подачи топлива и систему

зажигания, можно признать, что самолет с одним дизелем не менее надежен, чем самолет, на котором находится три бензиновых мотора. Каждый из трех бензиновых моторов будет иметь две системы зажигания, и следовательно всего будет шесть независимых систем зажигания; каждая из этих систем состоит из нескольких сот отдельных деталей. Один 9-цилиндровый дизель будет иметь девять независимых систем зажигания и кроме того то преимущество, что система зажигания дизеля не добавляет ни одной детали к мотору. В то время как три бензиновых мотора будут иметь три независимых системы карбюрации, один дизель будет иметь девять независимых систем подачи топлива в цилиндры. Таким образом, если считать, что при удвоении числа наиболее существенных деталей мотора мы увеличиваем его надежность, то один дизель окажется надежнее трех бензиновых моторов.

### **Надежность деталей мотора**

Рассмотрим теперь надежность других деталей в условиях работы дизеля и бензинового мотора. Максимальное давление в цилиндре дизеля точно определяется его конструкцией и почти не меняется при переходе на другие топлива. Максимальное давление в цилиндре бензинового мотора может увеличиться в три раза в том случае, если мотор детонирует из-за перегрева цилиндров, перегрева выпускных клапанов или плохого топлива. Другими словами, давления детонации в бензиновом моторе приближаются по своей величине к максимальным давлениям в цилиндре дизеля; но следует отметить, что дизель конструировался и испытывался в расчете на продолжительное действие этих давлений, в то время как бензиновый мотор испытывался при идеальных условиях, т. е. при отсутствии детонации.

С другой стороны, часто случается, что из-за отсутствия авиационного бензина, авиационному бензиновому мотору со сравнительно высокой степенью сжатия приходится работать на автомобильном бензине. Таким образом летчик бывает вынужден летать значительное время с детонирующим мотором. Мотор может также детонировать вследствие неисправности одной из систем зажигания или по другим причинам. Давления детонации, на которые не был рассчитан мотор в том случае, когда они действуют в течение некоторого времени, неизменно влекут серьезные поломки мотора. Это обстоятельство влечет обычно заедание поршня. Бывают также поломки коленчатого вала. Следует заметить, что бензиновый мотор работает в таких невыгодных условиях случайно, или вследствие непредусмотрительности, или из-за небрежности. Дизель нельзя поставить в такие плохие условия работы, потому что летчик никоим образом не может увеличить максимальное давление в цилиндре сверх того, на которое был рассчитан мотор. Это обстоятельство опять-таки говорит за то, что надежность дизеля больше по сравнению с бензиновым мотором и не меньше надежности трех бензиновых моторов. На это могут возразить тем, что трехмоторный самолет надежнее вследствие того, что он имеет три отдельных пропеллера. Однако следует учесть то, что поломки пропеллера, будучи чрезвычайно редки, также очень серьезны тогда, когда отламывается одна лопасть; причем возникающие при этом неуравновешенные центробежные силы обычно достигают такой величины, что отрывают мотор от подмоторной рамы, а в неко-



торых случаях отрывают от самолета всю подмоторную ферму вместе с мотором. В таком случае лучше, если пропеллер разлетится на куски на одномоторном самолете, чем на двух- или трехмоторном, где осколки винта могут серьезно повредить фюзеляж или тросы управления.

Приняв все это во внимание, не ссылаясь на аэродинамические преимущества одномоторного самолета, нам кажется, что развитие авиационных дизелей заставит заново пересмотреть вопрос об одномоторных и многомоторных самолетах. В конечном счете, каждая транспортная организация должна класть в основу своей деятельности то соображение, что стоимость эксплуатации одномоторного самолета с дизель-мотором будет по крайней мере в четыре раза дешевле, чем эксплуатации трехмоторного самолета с бензиновыми моторами. Таким удешевлением эксплуатации ни одна транспортная организация не может пренебречь.

## Выводы

Преимущества авиационного дизеля таковы:

1. Дизель по своей конструкции более надежен, чем бензиновый мотор вследствие того, что а) в нем не имеется электрической системы зажигания и б) каждый цилиндр имеет независимый подвод топлива и отдельную форсунку, что обеспечивает максимальную надежность мотора со стороны подачи топлива.

2. Пожарная опасность сведена до минимума.

3. Удельный расход топлива меньше примерно на 20%.

4. Удельная стоимость топлива меньше примерно на 80%.

5. Открытые выхлопные окна, при которых нет надобности в выхлопных трубопроводах, увеличивающих лобовое сопротивление и повышающих вес установки. Значительное уменьшение шума выхлопа, а также небольшое пламя выхлопных газов выгодно отличает дизель от обычного авиационного мотора.

6. На работу мотора не влияет ни температура, ни влажность. все время обеспечена гибкость управления.

7. Система зажигания не мешает работе радио.

8. Большая надежность дизелей ставит на очередь вопрос об уменьшении числа моторов на больших самолетах, и способствует значительному уменьшению стоимости эксплуатации воздушного транспорта.

## Будущее звездообразных дизелей с воздушным охлаждением

Последний исторический полет, совершенный с дизель-мотором, побуждал многих инженеров заняться исследованием возможности применения дизелей большого литража. На основе прежних опытов автор исследовал возможность развития двухтактного бесклапанного дизеля в звездообразный мотор с воздушным охлаждением. После хороших результатов, полученных при испытании небольшого  $6,88 \times 17,8$  см мотора с двумя параллельно расположенными цилиндрами (среднее эффективное давление равнялось  $8,8 \text{ кг/см}^2$ , расход  $0,128 \text{ кг}$  топлива на индикаторную лошадиную силу при  $1300 \text{ об./мин.}$ ), можно сказать, что звездообразный мотор такого же типа не только возможен, но и является многообещающим типом мотора с высокой отдачей мощности.

Например 9-цилиндровый мотор вышеописанного типа с диаметром цилиндра  $17,8 \text{ см}$  развивал при  $1350 \text{ об./мин.}$   $600 \text{ л. с.}$  Охлаждение мотора такого типа не представит затруднений, так как температура выхлопа сравнительно низкая. Упомянутый экспериментальный мотор имел температуру выхлопа между  $290$  и  $350^\circ \text{C}$  при среднем эффективном давлении  $6 \text{ кг/см}^2$  и  $1200 \text{ об./мин.}$  Количество охлаждающей воды, необходимое для того, чтобы поддерживать температуру при выходе в  $43^\circ \text{C}$ , было чрезвычайно мало.

В противовес этим благоприятным обстоятельствам следует указать на один недостаток, свойственный дизель-моторам, состоящий в том, что в последних требуется за цикл засосать большее количество воздуха.

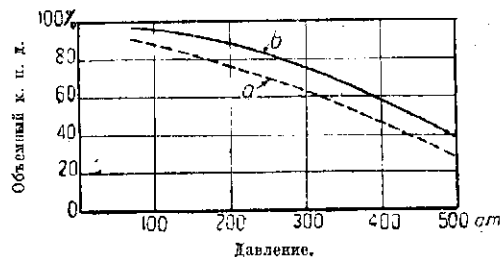
Среди других деталей звездообразного дизеля с воздушным охлаждением особое значение имеет форсунка. По сравнению с форсункой обычного стационарного дизеля, эта деталь должна быть видоизменена; остальные детали мощного звездообразного дизеля могут не отличаться от деталей бензиновых моторов этого же типа. Надо думать, что в будущем мощный двухтактный звездообразный дизель с воздушным или водным охлаждением будет иметь большое распространение и получит соответствующее место в общей системе авиамоторостроения.

Редакция инж.-мех. Я. Адрианова

# **Совместная работа нефтяного насоса и форсунок в бескомпрессорных дизелях<sup>1</sup>**

П. Лоранж

На хорошее сгорание в бескомпрессорных дизелях существенно влияет процесс впрыскивания. Своевременное начало впрыскивания, давления от начала до конца подачи нефти и своевременное окончание процесса впрыскивания зависят не только от насоса и профиля кулачка, но и определяются совместной работой насоса форсунки и трубопровода.



Фиг. 1. Объемный к. п. д. нефтяного насоса

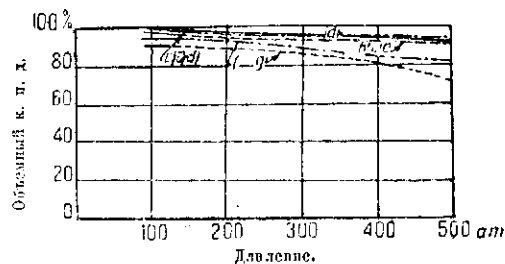
$$\frac{h+v}{h} = 14.$$

a—620 ходов плунжера в мин.; b—300 ходов плунжера в мин.

В настоящей статье не рассматриваются ни вопросы подачи горючего в насос, ни регулирование, ни вопросы формы камеры сгорания и форкамеры или приспособления для образования воздушных вихрей.

Всасывание и движение топлива по трубопроводам происходят в общем на основании законов гидравлики. Принимая однако во внимание сжимаемость топлива при высоких давлениях впрыскивания—эти законы нуждаются в поправках, так как элементарные законы гидравлики выведены для несжимаемой жидкости.

Сжимаемость топлива, равная для нефти при давлении в 1 ат около 0,0001, при 500 ат составляет 0,05, влияет на подачу насоса. В начале хода всасывания топливо, оставшееся в рабочем объеме насоса, расширяется до объема, при котором давление



Фиг. 2. Объемный к. п. д. нефтяного насоса

$$\frac{h+v}{h} = 2,4.$$

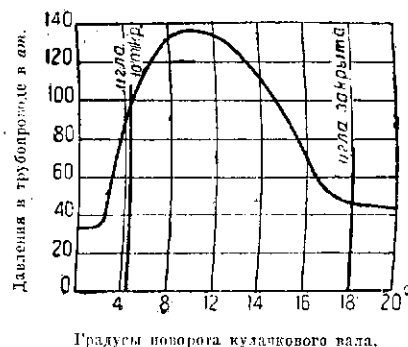
a—860 ходов плунжера в мин.; b—620 ходов плунжера в мин.; c—140 ходов плунжера в мин.; d—325 ходов плунжера в мин.; e—150 ходов плунжера в мин.; f—75 ходов плунжера в мин.; g—35 ходов плунжера в мин.

падает до давления всасывания, после чего и начнется ход всасывания.

Фиг. 1 показывает объемный к. п. д. топливного насоса, относящийся к теоретическому объему хода плунжера при различных давлениях.

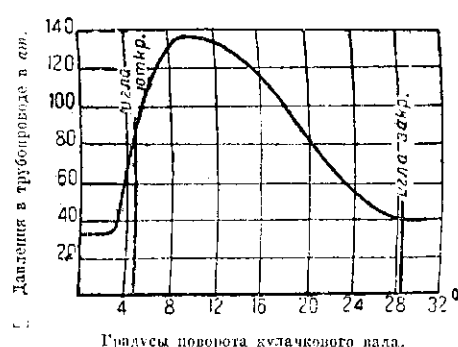
В этом насосе  $\frac{h+v}{h} = 14^1$ , где  $h$  — рабочий объем насоса,  $h+v$  — полный объем насоса. Фиг. 2 показывает аналогичные кривые для насоса с отношением  $\frac{h+v}{h} = 2,4^2$ . Незначительное влияние неплотности плунжера насоса видно из сравнения кривых от a до g, полученных при различных скоростях насоса. В дальнейшем это влияние может не приниматься во внимание.

Оценивая эти кривые, необходимо учесть то, что они получены при постоянных давлениях. На двигателе же нефтяной насос работает при переменном давлении, как видно из фиг. 3 и 4.



Градусы поворота кулачкового вала.

Фиг. 3. Кривая давления в топливном трубопроводе четырехтактной форкамерной машины при 400 об./мин. кулачкового вала; начало хода плунжера при 0°; длина трубопровода 530 мм.



Градусы поворота кулачкового вала.

Фиг. 4. Кривая давления в топливном трубопроводе четырехтактной форкамерной машины при 400 об./мин. кулачкового вала; начало хода плунжера при 0°; длина трубопровода 1 200 мм.

Для впрыскивания важен закон протекания давления в трубопроводе или в форсунке. При применении обычного нагнетающего клапана в помпе надлежит лишь рассматривать возрастающую ветвь кривой давления. Понижающаяся ветвь означает расширение топлива в нагнетательном трубопроводе ввиду выхода топлива из отверстия форсунки.

На фиг. 3 дана кривая давления нефти в трубопроводе, снятая с обыкновенного четырехтактного форкамерного двигателя (рабочий объем 2,9 л, при 800 об./мин.) индикатором Фарнборо, рабочий объем которого имеет максимум 7 мм<sup>3</sup>. Насос, трубопровод и форсунка были сняты с мотора; топливо распылялось в атмосферу.

<sup>1</sup> По аналогии с двигателем  $\varepsilon = \frac{v_h + v_s}{v_s} = \frac{h+v}{v} = 1,08.$

<sup>2</sup> По аналогии с двигателем  $\varepsilon = \frac{v_h + v_s}{v_s} = \frac{h+v}{v} = 1,7.$   
Ред.

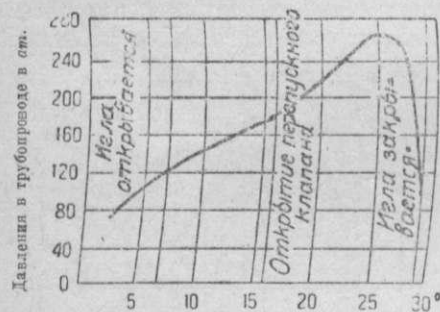


Из фиг. 3 и 4 видно, что давление при открытии иглы не равно давлению, при котором игла снова закрывается. Объясняется это тем, что при закрытой игле площадь, которая воспринимает давление топлива, равна разности сечения стержня иглы и гнезда, в то время как при открытой игле давление воспринимается полным сечением стержня иглы. Кроме того действуют силы инерции и трение.

На фиг. 4 изображена кривая давлений того же насоса и форсунки (фиг. 3) с нагнетающим трубопроводом длиной 1200 мм. Впрыскивание заканчивается позднее из-за большой длины трубопровода.

На характер протекания кривой давления нагнетания влияют:

- 1) движение поршня насоса (профиль кулачка или путь ролика);
- 2) объем топлива между плунжером насоса и форсункой;



Градусы поворота кулачкового вала.

Фиг. 5. Кривая давлений в топливном трубопроводе четырехтактного мотора со струйным распыливанием и завихрениями при 400 об./мин. кулачкового вала.

3) сжимаемость топлива и эластичность стенок, заключающих в себе топливо;

4) форма и величина отверстий форсунки;

5) давление в момент открытия иглы;

6) увеличение объема при открытии иглы;

7) уменьшение объема при закрытии иглы;

8) давление в момент закрытия иглы;

9) способ окончания нагнетающего хода плунжера (например отсечной клапан);

10) незначительное уменьшение давления в трубопроводе

после окончания впрыскивания (клапан для обратного всасывания и приспособление для обратного перетекания);

11) неплотность иглы (потери из-за утечки).

Насколько разнообразно протекают давления в трубопроводах различных моторов показывает сравнение кривых фиг. 3 и 4 с кривой фиг. 5, которая снята с четырехтактного двигателя со струйным распылением и завихрениями (с рабочим объемом 1,4 л при 1000 об./мин.).

Заслуживает внимания, и возможно для некоторых будет неожиданным, большое запаздывание действия отсечного клапана насоса; давление продолжает расти после открытия отсечного клапана. Впрыскивание прекращается лишь тогда, когда количество топлива, вытекающее через форсунку и отсечный клапан, превысит подачу топлива плунжером насоса. Начиная с вершины кривой, нагнетающий клапан насоса закрывается при управляемой подаче; понижающая ветвь кривой определяется поэтому единственно условиями 2, 3, 4 и 7.

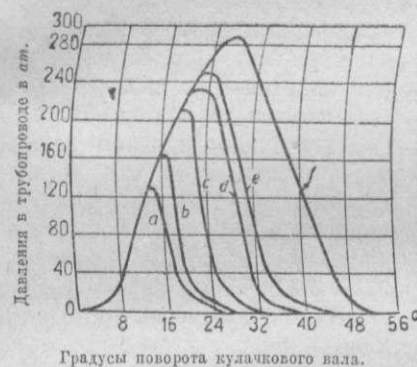
На фиг. 5 характер понижающей ветви кривой давлений определяется также воздействием так называемого клапана обратного всасывания, состоящего из собственно клапана и маленького поршня. Поршень плотно пригнан к направляющей и при закрытии нагнетающего клапана производит предварительное закрытие.

При посадке клапана от нагнетающего трубопровода отнимается не-

которое количество топлива, соответствующее объему, определяемому маленьким поршнем обратного всасывания; клапан разгружает трубопровод от некоторого количества топлива; это необходимо для того, чтобы давление в трубопроводе упало ниже давления закрытия иглы, так как иначе незначительное повышение давления, например колебания в трубопроводе, может вызвать повторное открытие иглы и таким образом способствовать проникновению дополнительных капель топлива (Nachtropfen), очень вредных для процесса сгорания. Этому препятствует обратное всасывание в насос оставшейся в трубопроводе части топлива.

Применяя иглу, для которой давления открытия и закрытия различны (фиг. 3 и 4), можно даже без клапана обратного всасывания добиться того, что дополнительные капли топлива не будут поступать в цилиндр.

Клапан обратного всасывания закрывается как обычный клапан на вершине кривой давления, которая изменяется с изменением мощности



Фиг. 6. Кривая давлений насоса форкамерного мотора при 400 об./мин. кулачкового вала.



Фиг. 7. Кривая давлений и подъем иглы при повторном открытии иглы.

и числа оборотов. Таким образом понижение давления зависит от числа оборотов и мощности, за исключением изменений, вызванных меняющимся объемом топлива.

Другой вид разгрузки трубопровода достигается путем обратного вытекания топлива через дроссель. Давление для плотного закрытия иглы составляет примерно 30 ат и остается постоянным при любых режимах в трубопроводе, нагрузках иглы, числах оборотов и т. д.

При отсутствии нагнетательного клапана имеет место полнейшая разгрузка трубопровода после впрыскивания, так как объем между поршнем и иглой форсунки составляет рабочий объем насоса, а игла сама играет роль нагнетательного клапана (фиг. 6). Естественно, что коэффициент подачи насоса при возрастающем объеме значительно уменьшится.

Колебания давлений в трубопроводе небольших машин, кривые которых мы здесь рассматриваем, играют незначительную роль.

При помощи индикатора Фарнборо чрезвычайно трудно заснять кривую в промежутке между закрытием и повторным открытием иглы, и лишь имеющее место поворотное открытие иглы (фиг. 7) дает возможность говорить о колебаниях. В этом случае колебания пружины и отскоки иглы

иглы от седла рассматриваются как упругие колебания давлений столба топлива. Различные направления трубопроводов и изменяющиеся сечения труб должны сильно тормозить возможные колебания топлива и образование значительных волн.

## Характер протекания кривой давлений

На основании вышесказанного есть возможность, по фиг. 8, проследить весь ход кривой и проанализировать любой отрезок с точки зрения перечисленных выше факторов.

На отрезок  $ab$ , от открытия нагнетательного клапана до открытия иглы, оказывают влияние условия 1, 2, 3, 11 и 5 (стр. 140). На отрезок кривой  $bc$ , от начала открытия до полного открытия иглы, влияют факторы 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 11. Отрезок  $cd$  находится в зависимости от тех же факторов, за исключением пункта 6.

Отрезок  $de$ , от начала перетекания до вершины кривой, определяется пунктами 1, 2, 3, 4, 5 и 11, а также пунктом 9. Отрезок  $ef$ , от вершины кривой, в которой закрывается нагнетательный клапан до начала открытия иглы, определяется влиянием пункта 2 (в это время количество топлива, заключенного в рабочем объеме насоса, уменьшается) и дальше 3, 4, 11 и 7.



Время-градус поворота кулачкового вала.

Фиг. 8. Кривая давлений и подъем иглы:

— с обычным нагнетательным клапаном;  
- - - с приспособлением для перетекания.

$a, a_1$  — открывается нагнетат. клапан;  $b, b_1$  — открывается игла;  $c, c_1$  — полное открытие иглы;  $d, d_1$  — начало перетекания;  $e, e_1$  — максимальное давление;  $f, f_1$  — начало закрытия иглы;  $g, g_1$  — закрытие иглы;  $h, h_1$  — конец падения давления из-за перетекания топлива.

Кривая давлений изменяется почти по тому же закону, т. е. нагнетательный клапан открывается в точке  $a$ , при условии, что отношение между объемом хода поршня и рабочим объемом насоса соответственно увеличивается примерно так же, как и без приспособления для перетекания. Наоборот, время, в течение которого достигается давление открытия в точке  $b$ , удлиняется.

В соответствии с этим кривая проходит немного ниже предыдущей. В точке  $c_1$  она быстрее снижается из-за фактора, указанного в пункте 10, до закрытия иглы в точке  $f_1$ , после чего вследствие вытекания или обратного всасывания падает дальше до точки  $h_1$  и наконец протекает равномерно до точки  $a_1$ . Из сравнения кривых (фиг. 8) следует, что чем ниже падает давление в точке  $a$ , тем больше становится расстояние  $ab$  и тем позже открывается игла.

В моторах с большим колебанием число оборотов влияние пункта 11 при малых числах оборотов вызывает большее запаздывание откры-

тия иглы, чем при большом числе оборотов; этот фактор является положительным.

Следовательно мы имеем возможность посредством искусственного уменьшения плотности или обратного перетекания топлива из трубопровода установить непосредственную зависимость между началом впрыскивания и числом оборотов двигателя.

Исходя из вышесказанного, конструктору нетрудно усвоить условия образования желаемой кривой давления. Если например желателен более крутой подъем кривой, то не всегда достаточно сделать кулачок более крутым, а необходимо еще проанализировать, не влияет ли на это фактор 2. Также нет смысла давать сложные конструкции перетекания, чтобы получить более крутое падение кривой, если влияние факторов 2 и 4 велико.

Снятие кривых давлений требует соответствующих приспособлений, в то время как снятие диаграммы перемещения иглы значительно проще, и во многих случаях этого уже достаточно, чтобы в связи с наблюдением за распыливанием в атмосферу получить картину впрыскивания.

Однако всякий конструктор моторов вероятно будет считать правильным условие, чтобы помещающаяся между поршнем насоса и форсункой масса топлива была по возможности мала и не изменялась. Это лучше всего достигается установкой на каждый цилиндр отдельного насоса, расположенного по возможности на малом расстоянии от форсунки.

Приведенные здесь кривые впрыскивания относятся лишь к непосредственно действующим насосам. Насосы с аккумулятором давлений дают кривые совершенно другого характера, форма которых зависит исключительно от размеров пружины аккумулятора. Насосы с аккумулятором до сих пор не получили широкого применения из-за сложности конструкции; упрощение конструкции таких насосов возможно; они внесут значительные изменения в систему впрыскивания топлива.

Перевод Я. И. Гольдмана.

Редакция вкж.-мех. Е. П. Бугрова.



## Пригодность двухтактного процесса для быстроходных двигателей

Хольм Отто

Распространен взгляд, что для быстроходных двигателей четырехтактный процесс более пригоден, чем двухтактный. Поэтому и понятно, почему (за исключением отдельных фирм, выпускающих моторы с высоким числом оборотов, по большей части маломощных мотоциклетных двухтактных), всюду имеются только четырехтактные, делающие более чем 2 000 об./мин.

Четырехтактный процесс в двигателе внутреннего сгорания пользуется особым преимуществом, потому что при двухтактном очень трудно избежать большого расхода горючего во время продувки. Практически совершенно невозможно, чтобы при продувке рабочего цилиндра можно было бы очищать цилиндр от продуктов сгорания, без того чтобы не смешивать их с рабочей смесью, так как продукты сгорания, проникая через продувочные окна, захватывают часть рабочей смеси. Налицо имеет место постоянное сильное завихрение газов. Продувка цилиндров с излишком воздуха происходит у дизелей вследствие того, что у них горючее впрыскивается лишь к концу сжатия; этим самым достигается сравнительно полное удаление отработанных газов. У газовых моторов и моторов с карбюрацией продувка идет газовой смесью, вследствие чего и повышается расход горючего, ибо последний продувается ранее, чем успевает закрыться продувочное окно. Таким образом приходится довольствоваться или неполной продувкой, и стало быть сравнительно небольшой мощностью, или же при продувке с излишком и большой мощностью мотора учитывать высокий расход горючего. Существуют такие процессы, при которых во время продувки рабочая смесь теряется в меньших количествах. Если даже и удастся достигнуть незначительного улучшения, то в общем сказанное выше подтверждается. Впрочем такой способ связан с рядом сложных устройств, которые в конце концов сводят на-нет главное преимущество конструкции, а именно простоту ее.

То обстоятельство, что двухтактный карбюраторный мотор с его неизбежным большим расходом горючего во время продувки работает в высшей степени неэкономично, является причиной его медленного развития; однако этот вопрос не связан с быстроходностью. Высокий расход относится ко всем двухтактным моторам с карбюрацией. В дальнейшем мы этих моторов не будем касаться. До тех пор пока окончательно не удастся устранить описанные недостатки, необходимо трактовать только о моторах с впрыскиванием, которые продуваются чистым воздухом.

Необходимо отметить господствующее мнение о том, что двухтакт-

ный процесс якобы менее пригоден для быстроходного мотора, чем четырехтактный, потому что для выхлопа отработанных газов, равно как и для зарядки цилиндра свежим воздухом, имеется в распоряжении меньше времени, чем для четырехтактного, так что качество продувки с возрастающим числом оборотов сравнительно быстрее уменьшается, чем при четырехтактном.

В настоящее время трудности, сопряженные с высоким числом оборотов, меньше всего зависят от сил инерции поршня, а главным образом заключаются в том, чтобы произвести наполнение цилиндров достаточным количеством воздуха в короткие промежутки времени.

Для сравнения между собой коэффициентов подачи воздуха одинаковых по конструкции моторов мы должны создать для последних известные одинаковые предпосылки. Имеется в виду отношение диаметра к рабочему ходу, скорости поршня, к числу оборотов и мощности цилиндра.

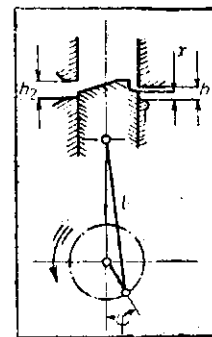
При малом отношении рабочего хода к диаметру можно достигнуть у четырехтактных моторов весьма хорошего наполнения, так как при одинаковом числе оборотов и мощности цилиндра, цилиндр и этим самым и клапаны становятся достаточно большими. Если исходить не из определенного числа оборотов, а из определенной скорости поршня, то (величина рабочего хода не имеет влияния на процесс всасывания) единственным показателем в таком случае является, при прочих равных условиях, скорость поршня.

У двухтактного мотора наполнение при прочих равных условиях зависит не только от скорости поршня, но и от абсолютной величины цилиндра. Так как впускные и выпускные окна размещены на поверхности цилиндра, то диаметр цилиндра и определяет их место. Для наглядности найдем математическую связь между продуктами сгорания, количеством воздуха, которое может протечь через окно, и главными конструктивными величинами машины. Мы приводим следующие обозначения:

- $D$  — внутренний диаметр цилиндра,
- $s$  — ход поршня,
- $n$  — число оборотов мотора в одну минуту,
- $h_1$  — высота продувочного окна,
- $N_1$  — мощность мотора,
- $P_1$  — среднее эффективное давление,
- $P_2$  — среднее давление воздуха при продувке.

Количество воздуха при каждом отдельном процессе продувки через продувочное окно зависит не только от давления продувки, но и от так называемого время-сечения, которое в дальнейшем будет обозначаться через  $Z_1$ . Под этим подразумевается интеграл в каждый момент открывающегося поперечного разреза продувочного окна, перемноженного на элемент времени, а именно с момента открытия распределительной кромки поршня до очередного закрытия.

Если обозначить, согласно фиг. 1, радиус коленчатого вала мотора  $r$ , длину шатуна через  $l$ , а пройденный путь поршня от нижней мертвой точки  $x$ , угол поворота коленчатого вала  $\varphi$ , ширину окна через  $b_1$  и высоту окна  $h_1$ , то величину  $Z_1$  можно вычислить следующим образом:



Фиг. 1.

1 «Motorwagen», 1928, вып. 2 и 3.

Путь поршня, как известно,

$$x = r \left( 1 - \cos \varphi - \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin^2 \varphi \right). \quad (1)$$

Если коленчатый вал перемещается во время  $dt$  на величине  $d\varphi$ , то  $dz$  равняется:

$$dZ_1 = \left[ h_1 - r \left( 1 - \cos \varphi - \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin^2 \varphi \right) \right] b_1 dt; \quad (2)$$

открывшаяся часть окна, соответствующая углу поворота  $\varphi_2$ , равняется:

$$f = \left[ h_1 - r \left( 1 - \cos \varphi - \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin^2 \varphi \right) \right] b_1. \quad (3)$$

Для времени  $t$  мы введем в уравнение (2) число оборотов мотора

$$d\varphi = \frac{\pi \cdot n}{30} dt, \quad (4)$$

откуда

$$dt = \frac{30}{\pi \cdot n} d\varphi; \quad (5)$$

следовательно:

$$dZ_1 = \left[ h_1 - r \left( 1 - \cos \varphi - \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin^2 \varphi \right) \right] \frac{b_1 30}{\pi \cdot n} d\varphi. \quad (6)$$

Как уже было сказано выше, время-сечение есть интеграл по угловому перемещению коленчатого вала, при котором продувочное окно закрывается поршнем полностью. Углы, которые соответствуют положениям поршня, при которых распределительная кромка поршня находится как раз на высоте кромок продувочного окна, мы обозначаем через  $-\varphi_{h_1}$  и  $+\varphi_{h_1}$ ; отношение хода поршня к радиусу  $\frac{r}{l}$  через  $\lambda$ .

$$Z_1 = \int_{-\varphi_{h_1}}^{+\varphi_{h_1}} \left[ h_1 - r \left( 1 - \cos \varphi - \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \varphi \right) \right] \frac{b_1 30}{\pi \cdot n} d\varphi. \quad (7)$$

Угол  $\varphi_{h_1}$  можно найти из следующего уравнения:

$$h_1 - r \left( 1 - \cos \varphi_{h_1} - \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \varphi_{h_1} \right) = 0; \quad (8)$$

$$\cos^2 \varphi_{h_1} - \frac{2}{\lambda} \cos \varphi_{h_1} - \frac{2h_1}{r\lambda} - 1 + \frac{2}{\lambda} = 0; \quad (9)$$

$$\cos \varphi_{h_1} = \frac{1}{\lambda} - \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} + \frac{2h_1}{r\lambda} + 1 - \frac{2}{\lambda}}. \quad (10)$$

Если у мотора известен рабочий ход поршня, число оборотов, высота и ширина продувочного окна, то можно вычислить  $Z$  с помощью уравнений (7) и (10). Вначале определяют угол  $\varphi_{h_1}$  из уравнения (10) и включают найденную величину в уравнение (7), из которого получают  $Z_1$ . Возможность вычислить  $Z_1$  для частного случая только что указанным способом не достаточна для всех случаев, а поэтому необходимо найти простую функциональную зависимость между  $Z_1$  и высотой продувочного окна  $h_1$  или, что еще лучше, относительной высотой

продувочного окна  $h_1/s$ ; такая связь, хотя и не совсем в простой форме, дана в уравнениях (7) и (10). Все же выражение параметром  $\varphi_{h_1}$  неудобно и недостаточно контролируемо. Поэтому попытаемся выразить найденное выражение в более простой форме — приближенным уравнением. Предположим, что в отношении быстроходных двигателей  $\lambda = 4$ . Этим самым уравнение (10) принимает форму:

$$\cos \varphi_{h_1} = 4 - \sqrt{9 + \frac{8h_1}{r}} = 4 - \sqrt{9 + \frac{16h_1}{s}}. \quad (11)$$

Для  $Z_1$  после окончательного интегрирования уравнения (7) получим

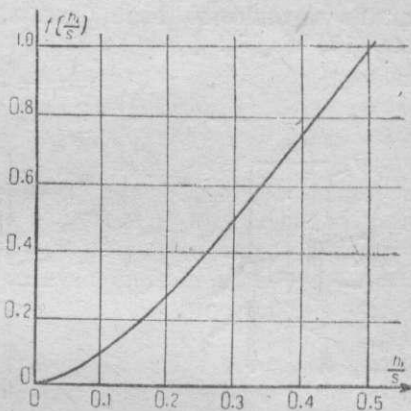
$$Z_1 = \frac{60b_1r}{\pi n} \left[ \left( \frac{h_1}{r} - \frac{15}{16} \right) \varphi_{h_1} + s_n \varphi_{h_1} - \frac{1}{32} \sin 2\varphi_{h_1} \right] = \frac{30b_1s}{\pi \cdot n} \left[ \left( \frac{2h_1}{s} - \frac{15}{16} \right) \varphi_{h_1} + \sin \varphi_{h_1} - \frac{1}{32} \sin 2\varphi_{h_1} \right]. \quad (12)$$

В прямой скобке появляются бесконечно изменяемые  $\frac{h_1}{s}$  и  $\varphi_{h_1}$ , где  $Z_1$  есть функция этих величин. Поэтому уравнение (12) можно написать символически:

$$Z_1 = \frac{30b_1s}{\pi \cdot n} f\left(\frac{h_1}{s}\right). \quad (13)$$

Фиг. 2 показывает для  $\frac{h_1}{s}$  от 1 до 0,5 течения функций  $f\left(\frac{h_1}{s}\right)$ . Полученную кривую можно вполне заменить с достаточной точностью уравнением

$$f\left(\frac{h_1}{s}\right) \cong 3,1 \left(\frac{h_1}{s}\right)^{3/2}. \quad (14)$$



Фиг. 2

В последующих таблицах приве-

дены приблизительные и точные значения  $f\left(\frac{h_1}{s}\right)$  для десяти точек кривой.

$\frac{h_1}{s}$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
Точные значения	0,033	0,097	1,180	0,277	0,388	0,509	0,643	0,782	0,941	1,090
Приближенные значения	0,035	0,098	0,180	0,276	0,388	0,509	0,640	0,783	0,938	1,097

Из уравнения (13) и (14) получаем для  $Z_1$  окончательное выражение:

$$Z_1 = \frac{3,1 \cdot 30 b_1 s}{\pi \cdot n} \left(\frac{h_1}{s}\right)^{3/2} = \frac{29,6 \cdot b_1 s}{n} \left(\frac{h_1}{s}\right)^{3/2} \text{ см}^2/\text{сек}. \quad (15)$$

Решающим фактором наполнения цилиндра является не абсолютная величина  $Z_1$ , а отношение  $Z_1$  к рабочему объему цилиндра  $V_h$ .



Эту новую величину мы назовем удельным время-сечением и обозначим ее через  $\alpha_1$ ; таким образом имеем отношение:

$$\alpha_1 = \frac{Z_1}{V_h} = \frac{4Z_1}{\pi D^2 S} \quad (16)$$

Из уравнения (15) получим связь между  $Z$ , рабочим объемом цилиндра, высотой продувочного окна и другими основными конструктивными величинами мотора:

$$\alpha_1 = \frac{4 \cdot 29,6 b_1 s \left(\frac{h}{s}\right)^{1/2}}{\pi \cdot D^2 s \cdot n} = \frac{37,6 b_1 \left(\frac{h}{s}\right)^{1/2}}{D^2 n} \quad (17)$$

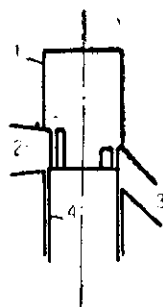
Между шириной продувочного окна и диаметром цилиндра существует прямая зависимость:

$$b = \mu D, \quad (18)$$

где  $\mu$  есть постоянная величина, зависящая от конструкций и процесса продувки.

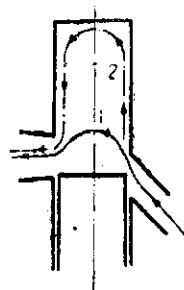
При обычной продувке, при которой продувочное окно расположено против выхлопного окна (фиг. 3),  $\mu$  в среднем равно 0,7. Из уравнения (17) и (18):

$$\alpha_1 = \frac{37,6 \mu \left(\frac{h}{s}\right)^{1/2}}{D \cdot n} \quad (19)$$



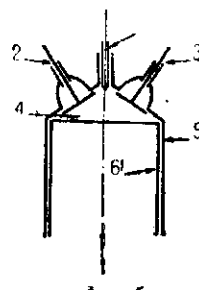
Фиг. 3.

1—цилиндр; 2—впускное окно; 3—продувочное окно; 4—поршень.



Фиг. 4.

1—вероятный поток; 2—желательный поток.



Фиг. 5.

1—впрыск. форсунка; 2—впускной клапан; 3—выпускной клапан; 4—камера сгорания; 5—цилиндр; 6—поршень.

В то время как у четырехтактного мотора при данной скорости поршня и данной мощности его поперечное сечение впускных клапанов и этим самым  $Z_1$  не зависит от подъема поршня, у двухтактного мотора величина продувочного окна зависит и растет одновременно с  $Z_1$ .

Быстроходность требует таким образом у четырехтактного мотора короткоходность, а у двухтактного мотора длинноходность; у четырехтактного мотора скорость поршня является решающим фактором, в то время как у двухтактного мотора решающим фактором является диаметр цилиндра и его высота.

Это наводит на очень интересные и важные умозаключения: у двухтактных моторов можно увеличить число оборотов, причем затруднения в длинноходности моторов возникают лишь за счет большой по времени продувки при длинноходности (за исключением моторов с двумя поршнями в одном цилиндре). При распространенном конструктивном разрешении процесса продувки на фиг. 4 (когда продувочное и выхлопное окна рас-

положены близко к мертвому положению поршня, рядом и друг над другом в рубашках цилиндра) в длинноходной машине становится трудным правильное промывание остатков горючего в цилиндре. Продувочный воздух не проходит по тому желательному пути, который показан на фиг. 4, и совершенно не доходит до крышки цилиндра. Он проходит прямо в выхлопное окно, не омывая головку цилиндра. При отношениях свыше 1,6 процессы продувки нормально не протекают, и вблизи крышки цилиндра появляются значительные продувочные тени. Только мотор с двумя поршнями в цилиндре представляет, как уже сказано, исключение. При этой конструкции продувка благодаря длинноходности является более благоприятной. Таким образом к уже известным преимуществам конструкции моторов с двумя поршнями прибавляется еще новое, а именно подобная конструкция, в отличие от других, особенно пригодная в двухтактных быстроходных двигателях Дизеля. Для размещения впускных и выпускных клапанов в четырехтактном дизеле служит лишь шаровая или шатровая поверхность головки цилиндра. Искусственное увеличение этой поверхности, например посредством шатровой конструкции камеры сгорания, возможно только в узких пределах.

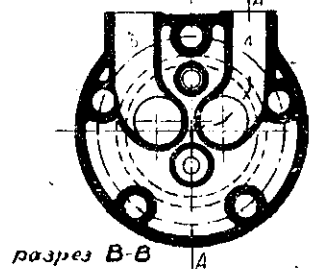
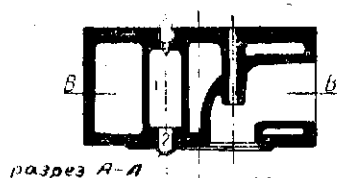
От увеличения камеры сгорания для моторов с высоким давлением следует отказаться, так как это плохо повлияет на к. п. д. Когда исчерпаны все конструктивные возможности и достигнуты максимальные возможные поперечные сечения клапана, то нет надобности в дальнейшем увеличении поверхности камеры за счет других решающих факторов. Приближаясь к пределу, необходимо довольствоваться определенным числом оборотов и полученным поперечным сечением клапанов. Зато у двухтактного двигателя величина впускных окон не так резко ограничена. Здесь всегда имеется возможность и в дальнейшем увеличить продувку и высоту выхлопного окна за счет постоянного полезного объема. Растущая величина продувочного окна и уменьшающийся полезный объем хода цилиндра влияет на мощность мотора. Таким образом для любого числа оборотов имеются предельные благоприятные размеры продувочного и выхлопного окна.

Теперь перед нами стоит задача на основании всего вышесказанного математически исследовать все указанные ранее положения в отношении четырех- и двухтактных моторов, дабы прийти к определенному заключению в вопросе о том, сулит ли тот или другой процесс в развитии дизеля с высоким числом оборотов лучшие перспективы.

## Четырехтактные моторы

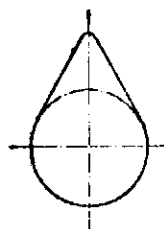
У дизель-моторов с форкамерой и плоской крышкой можно на основании опыта разместить приблизительно один выпускной клапан, свободное пропускное сечение которого равно  $1/10$  поверхности поршня. При такой конструкции, которая лучше всего использует поверхность, форкамера находится не в середине, а сбоку оси цилиндра (фиг. 6.) Вопрос о характере форкамеры может быть исследован главным образом для быстроходных моторов малого размера. Конструкция мотора MAN для транспорта с распыливающей струей и с двумя сбоку в верхней части цилиндра расположенными впрыскивающими форсунками позволяет прежде всего разместить несколько впускных клапанов с большим

поперечным сечением. Однако пригодность распыливания струи для очень высокого числа оборотов еще не доказана. Если бы клапан был полностью открыт в течение всего времени всасывания, то скорость воздуха в клапане была бы равна десятикратной скорости поршня. На самом деле у быстроходных двигателей цельза даже приблизительно достигнуть того, чтобы клапаны были целиком открыты во время всего всасывания, так как ускорение клапанов, приводимых кулачком, было бы слишком большим. По различным конструктивным причинам кулачки получают почти острой формы (фиг. 7), так что в действительности клапан открыт полностью лишь некоторый момент, а в продолжение остального времени при всасывании он либо открывается, либо закрывается.

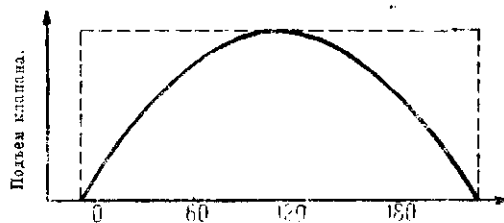


Фиг. 6.

1—форкамера; 2—жиклерная форсунка с запальным каналом; 3—жиклер; 4—канал впускного клапана; 5—канал выпускного клапана.



Фиг. 7.



Фиг. 8.

Площадь на фиг. 8, ограниченная кривой подъема впускного клапана (подъем представлен на диаграмме в виде возрастающей кривой, причем по абсциссе отложено время или угол поворота коленчатого вала), равна 0,6 площади прямоугольника с постоянным открытием клапана, которое представляло бы по времени воображаемое бесконечно быстрое открытие и закрытие клапана. Таким образом в расчет можно включить только 0,6 от величины поперечного сечения клапанов. При 100%-ном наполнении рабочего цилиндра средняя скорость воздуха в клапанах равна  $\frac{10}{0,6} = 16,7$ -кратной скорости поршня. Постоянное повышение температуры во время хода всасывания происходит главным образом от смешивания с горячими газами, оставшимися в цилиндре. Поглощение тепла от горячих стенок цилиндра и днища поршня сравнительно незначительно до тех пор, пока эти части не становятся слишком горячими. Поэтому при дальнейших расчетах этим положением пренебрегают. Ошибка, которая может быть совершена при таком допущении, с нашей точки зрения не имеет значения, поскольку процесс в двухтактном двигателе рассматривается с одинаковыми пред-

посылками как и в четырехтактном. В отношении наполнения воздуха и остаточных газов безразлично, перемешиваются ли газы или они наплаиваются. Можно полагать, что воздухом наполнен рабочий объем, пространство же сжатия является вредным пространством.

Пространство сжатия у моторов Дизеля составляет приблизительно 7% рабочего объема. Увеличение и уменьшение сечения клапана пропорционально увеличению и уменьшению скорости поршня, из опыта находим почти постоянное давление, которое и обозначим через  $P_a$  (в  $\text{м}^2$ ); среднюю скорость поршня мы обозначим через  $C_m$  (в  $\text{м/сек}$ ), среднюю скорость воздуха в клапанах через  $U_m$ , поверхность поршня через  $F$  (в  $\text{м}^2$ ) и проход в клапанах через  $f$  (в  $\text{м}^2$ ). Действительный объем засосанного воздуха обозначим через  $V_s$ , рабочий объем через  $V_r$ , коэффициент наполнения через  $\eta_v$  и давление внешней среды через  $P_0$ . Тогда действительно будет следующее отношение:

$$\frac{V_s \cdot P_0}{P_a} = \hat{V}_s + 0,07 V_s - \frac{0,07 V_s \cdot P_0}{P_a}. \quad (20)$$

Уравнение показывает, что объем засосанного в цилиндр воздуха равен общему объему, увеличенному на вредное пространство, с вычетом пространства, наполненного остаточным газом после того, как он расширился в конце всасывания и имеет давление  $P_a$ .

Принимая  $P_0$  равным 1 — ат = 10 000  $\text{кг/м}^2$ , мы получаем уравнения:

$$\frac{10\,000 V_s}{P_a} = \left(1,07 - \frac{700}{P_a}\right) V_s; \quad (21)$$

$$\frac{V_s}{V_r} = \frac{1,07 P_a - 700}{10\,000}; \quad (22)$$

$$\eta_v = \frac{V_s}{V_r}. \quad (23)$$

Включаем в уравнение (22):

$$\eta_v = 0,000107 P_a - 0,07. \quad (24)$$

В цилиндре давление всасывания есть функция скорости воздуха в самом узком месте сечения клапанов.

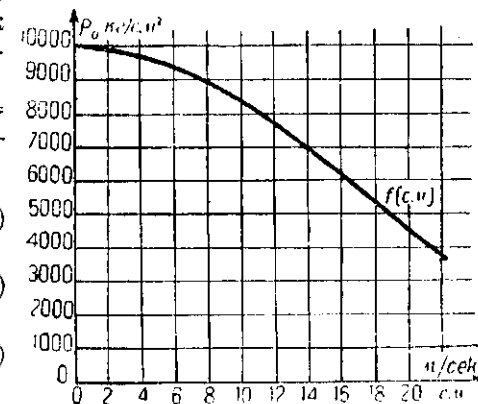
$$C_m = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} P_0 V_0 \left[1 - \left(\frac{P_a}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P_0}{\gamma_0} \left[1 - \left(\frac{P_a}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}, \quad (25)$$

где  $\gamma_0$  есть весовая плотность окружающего воздуха в  $\text{кг/м}^3$ ;  $k$  — отношение теплоемкостей для воздуха при нормальной температуре его и имеет, как известно, коэффициент 1,4.

Включаем цифровые значения в уравнение (25):

$$U_m = \sqrt{\frac{7 P_0}{\gamma_0} \left[1 - \left(\frac{P_a}{P_0}\right)^{0,286}\right]}. \quad (26)$$

Для характеристики состояния внешней среды взяты за основу нормальные средние величины  $t = 15^\circ\text{C}$  и 760 мм Hg.



Фиг. 9.



Отсюда:

$$\gamma_0 = 0,125 \text{ кг/м}^3. \quad (27)$$

$$U_m = \sqrt{\frac{7 \cdot 10 \ 000}{0,125} \left[ 1 - \frac{P_a^{0,286}}{13,9} \right]}; \quad (28)$$

$$U_m = \sqrt{560 \ 000 \left[ 1 - \frac{P_a^{0,286}}{13,9} \right]}; \quad (29)$$

$$U_m = \sqrt{560 \ 000 - 40 \ 250 P_a^{0,286}}. \quad (30)$$

Между средней скоростью воздуха в клапанах и средней скоростью поршня существует соотношение:

$$F \cdot C_m = 0,6 f \cdot U_m; \quad (31)$$

$$U_m = \frac{F}{0,6 f} C_m \cong \frac{10}{0,6} C_m \cong 16,7 \cdot C_m. \quad (32)$$

На фиг. 10 кривая 1 есть свободный поперечный проход клапана, равный  $\frac{1}{10}$  поверхности поршня, кривая 2 — свободный поперечный проход клапана, равный  $\frac{1}{5}$  поверхности поршня.

Включая в уравнение (30), получаем:

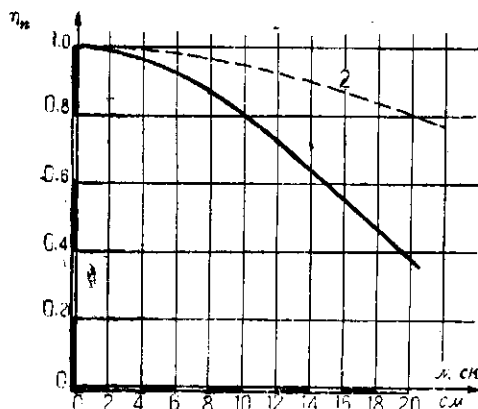
$$C_m = 0,06 \sqrt{560 \ 000 - 40 \ 250 P_a^{0,286}}; \quad (33)$$

$$C_m^2 = 0,06^2 \cdot 560 \ 000 - 0,6^2 \cdot 40 \ 250 P_a^{0,286} = 2 \ 017 - 145 P_a^{0,286}; \quad (34)$$

$$P_a = \left[ \frac{C_m^2 - 2 \ 017}{-145} \right]^{\frac{1}{0,286}} = [13,9 - 0,0069 C_m^2]^{3,5} = \varphi C_m. \quad (35)$$

Включая в уравнение (24), имеем:

$$\eta_n = 0,000107 [13,9 - 0,0069 C_m^2]^{3,5} - 0,07. \quad (36)$$



Фиг. 10.

через  $P_a$  (конечно только воображаемую и по ряду причин не достигаемую величину), то получим у четырехтактного процесса:

$$P_e = P_{e_0} - (P_0 - P_a), \quad (37)$$

т. е. среднее  $P_{e_0}$  минус давление всасывания во время начала всасывания. Известный интерес представляет конечно только величина убывания эффективного давления по сравнению с величиной  $P_{e_0}$ .

$$\frac{P'_e}{P_{e_0}} = 1 - \frac{P_0 - P_a}{P_{e_0}}. \quad (38)$$

Для  $P_0$  мы принимаем, как и раньше, величину  $10 \ 000 \text{ кг/м}^2$ .  $P_{e_0}$  у дизель-моторов для номинальной мощности равно в среднем  $50 \ 000 \text{ кг/м}^2$ . Эти значения мы и подставляем в правую часть уравнения (38):

$$\frac{P'_e}{P_{e_0}} = 1 - \frac{10 \ 000 - P_a}{50 \ 000} = 0,8 + \frac{P_a}{50 \ 000}. \quad (39)$$

В уравнение (35) подставляем значение  $P_a$ :

$$\frac{P'_e}{P_{e_0}} = 0,8 + \frac{(13,9 - 0,0069 C_m^2)^{3,5}}{50 \ 000}. \quad (40)$$

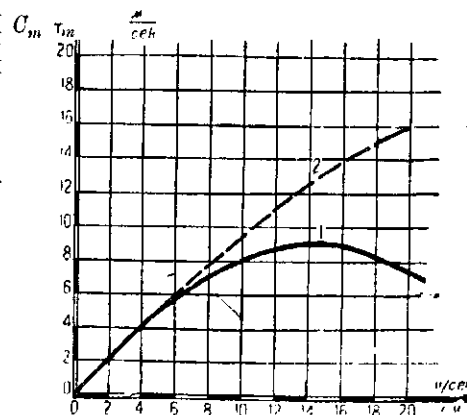
Влияние скорости поршня на момент вращения мотора, получаемый из уравнений (36) и (40), назовем к. п. д. числа оборотов и обозначим его через  $\eta_n$ .  $P_e$  есть фактическое среднее эффективное давление.

$$\eta_n = \frac{P_e}{P_{e_0}} = \eta_n \frac{P'_e}{P_{e_0}} = [0,000107 (13,9 - 0,0069 C_m^2)^{3,5} - 0,07] \cdot \left[ 0,8 + \frac{(13,9 - 0,0069 C_m^2)^{3,5}}{50 \ 000} \right]. \quad (41)$$

Фиг. 10 показывает графическое течение этой функции.

Пунктирная линия показывает течение к. п. д. числа оборотов в случае, если возможно было разместить в цилиндре значительное количество больших всасывающих клапанов, у которых свободный общий средний проход равнялся бы  $\frac{1}{5}$  поверхности поршня, а не  $\frac{1}{10}$ . Весь вопрос конечно в том, достигим ли такой коэффициент. Однако интересно знать, из уравнений обеих кривых, в какой мере сказались бы увеличению свободных проходов впускных клапанов на к. п. д.

Еще лучшее представление об этом можно получить из кривых фиг. 11, в которой величины  $C_m \cdot \eta_n$  отложены по ординате в зависимости от коэффициента  $C_m$ . Произведение  $C_m \cdot \eta_n$  пропорционально предполагаемой мощности моторов. Таким образом определим из кривых: можно ли ожидать в известных пределах дальнейшего увеличения числа оборотов или скорости поршня, какова будет его величина и вообще имеет ли смысл дальнейшее повышение числа оборотов.



Фиг. 11.

1 — свободный поперечный проход клапана равен  $\frac{1}{10}$  поверхности поршня; 2 — свободный поперечный проход клапана равен  $\frac{1}{5}$  поверхности поршня.

Таким образом представляется возможность определить степень влияния незначительного сопротивления клапана, или большого свободного поперечного прохода клапана на величину мощности или число оборотов.

## Двухтактные моторы

В отношении двухтактного мотора дело обстоит несколько сложнее, так как имеется возможность избежать вредного действия увеличения числа оборотов на процесс продувки посредством изменения высоты продувочного окна до максимума. Прежде всего надлежит разыскать наимыгоднейшую высоту как продувочного окна, так и давления продувки, вернее найти соотношение между этими величинами, главными конструктивными величинами (ход и диаметр), числом оборотов мотора и привести это соотношение по возможности к простой и ясно анализируемой форме.

Продувочное давление  $P_0$  равно 1500 кг/м<sup>2</sup>, на основании опыта средняя скорость воздуха в окнах приблизительно равна 70 м/сек; можно допустить скорость при благоприятных обстоятельствах до 100 м/сек. Однако мы останавливаемся на первой величине, чтобы быть более уверенными в надежности расчета. На основании этой проверенной опытом цифры можно вычислить коэффициент истечения  $\varphi$  продувочного канала:

$$70 = \varphi \sqrt{\frac{2gk}{k-1} (P_0 + P_s) V_0 \left[ 1 - \left( \frac{P_0}{P_0 + P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (42)$$

где  $V_0$  есть объем воздуха при давлении  $P_0 + P_s$ .

$$V_0 = V_0 \left( \frac{P_0}{P_0 + P_s} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{1}{\gamma_0 g} \left( \frac{P_0}{P_0 + P_s} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{7,240}{g}. \quad (43)$$

Включив это выражение и другие цифровые значения в уравнение (42) получим:

$$70 = \varphi \sqrt{7 \cdot 11500 \cdot 7,24 \left( 1 - 0,87^{0,286} \right)} = 152,5 \varphi \quad (44)$$

$$\varphi = 0,46. \quad (45)$$

Из уравнения (19) мы получаем удельное время-сечение продувочного окна в следующем выражении:

$$\alpha_1 = \frac{37,6 \mu}{D \cdot n} \left( \frac{h_1}{s} \right)^{3/2} = \frac{V_s}{U_m V_h}, \quad (46)$$

где  $U_m$  есть средняя скорость воздуха в продувочном окне при любом сверхдавлении продувки  $P_s$ .

Скорость можно также вычислить с помощью известных формул идеального газа и коэффициента истечения.

$$U_m = \varphi \sqrt{\frac{2gk}{k-1} (P_0 + P_s) V_s \left[ 1 - \left( \frac{P_0}{P_0 + P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}; \quad (47)$$

$$U_m = \varphi \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{1}{\gamma_0} (P_0 + P_s) \left( \frac{P_0}{P_0 + P_s} \right)^{\frac{1}{k}} \left[ 1 - \left( \frac{P_0}{P_0 + P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}; \quad (48)$$

$$U_m = \varphi \sqrt{28 (10000 + P_s) \left( \frac{10000}{10000 + P_s} \right)^{0,715} \left[ 1 - \left( \frac{10000}{10000 + P_s} \right)^{0,286} \right]}. \quad (49)$$

равнение (49) мы пишем символически:

$$U_m = \varphi \psi(P_s), \quad (50)$$

где  $\psi(P_s)$  есть функция  $P_s$ , полученная от извлеченного корня уравнения (49). Из уравнений (46) и (50) получаем функциональную связь между  $\frac{h_1}{s}$  и  $P_s$ :

$$\frac{37,6 \mu}{D \cdot n} \left( \frac{h_1}{s} \right)^{3/2} = \frac{V_s}{V_h \varphi \psi(P_s)}, \quad (51)$$

где  $V_s$  есть количество продувочного воздуха.

При достаточном излишке продувочного воздуха  $V_s$  равен приблизительно 1,3  $V_h$ . Это соотношение и числовой коэффициент для  $\varphi$  мы включаем в уравнение (51):

$$\frac{37,6 \mu}{D \cdot n} \left( \frac{h_1}{s} \right)^{3/2} = 0,46 \psi(P_s), \quad (52)$$

откуда получаем уравнение (53):

$$\frac{h_1}{s} = \left( \frac{0,0750 D \cdot n}{\mu \psi(P_s)} \right)^{2/3}. \quad (53)$$

Работа продувочной помпы на сжатие необходимого количества воздуха для одного процесса продувки равняется при адиабатическом сжатии:

$$A = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot V_s P_0 \left[ \left( \frac{P_0 + P_s}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (54)$$

$\eta$  — к. п. д. продувочного насоса, включая потерю трения в окнах, может быть принят приблизительно равным 0,8.

$$K = 1,4; \quad V_s = 1,3 V_h; \quad P_0 = 10000 \text{ кг/м}^2;$$

итак получаем:

$$A = \frac{1}{0,8} \cdot \frac{1,4}{0,4} \cdot 1,3 V_h \cdot 10000 \left[ \left( \frac{10000 + P_s}{10000} \right)^{0,4} - 1 \right] = 57000 V_h \left[ \left( \frac{10000 + P_s}{10000} \right)^{0,286} - 1 \right]. \quad (55)$$

Среднее давление этой работы, отнесенное к единице площади поршня, равно:

$$P'_s = \frac{A}{V_h} = 57000 \left[ \left( \frac{10000 + P_s}{10000} \right)^{0,286} - 1 \right]. \quad (56)$$

При мощности  $N_e$  идеального мотора без продувочного насоса или такого мотора, продувочный насос которого приводится в движение посредством вспомогательных машин среднее давление мотора будет больше, чем у мотора с продувочным насосом:

$$P_e = P_a - P'_s, \quad (57)$$

где  $P_a$  — есть среднее полезное рабочее давление идеального мотора без работы на продувку. Его величина при одинаковых предположениях, видимо, пропорциональна рабочему ходу мотора.

В общем полезную часть рабочего хода исчисляют от верхней



мертвой точки до верхней кромки выпускного окна. Однако во время выпуска до открытия продувочного окна работа еще фактически производится. Поэтому можно полагать полезным и рабочий ход до верхней кромки (края) продувочного окна. Среднее эффективное давление можно принимать таким же, как у четырехтактного мотора  $P_{e0} = 50\,000 \text{ кг/м}^2$ ;  $P_{e1}$  станет тогда равно:

$$P_{e1} = P_{e0} \left(1 - \frac{h_1}{s}\right) = 50\,000 \left(1 - \frac{h_1}{s}\right). \quad (58)$$

Включаем в уравнение (57):

$$P_s = 50\,000 \left(1 - \frac{h_1}{s}\right) - P_s' \quad (59)$$

или

$$P_s = 50\,000 \left(1 - \frac{h_1}{s}\right) - 57\,000 \left[\left(\frac{10\,000 + P_s}{10\,000}\right)^{0.286} - 1\right]. \quad (60)$$

Значение  $\frac{h_1}{s}$  из уравнения (53) введем в уравнение (60).

$$P_s = 50\,000 \left[1 - \left(\frac{0.075 Dn}{\mu \psi(P_s)}\right)^{1/3}\right] - 57\,000 \left[\left(\frac{10\,000 + P_s}{10\,000}\right)^{0.286} - 1\right]; \quad (61)$$

$$P_s = 107\,000 - \left[50\,000 \left(\frac{0.075}{\psi(P_s)}\right)^{1/3} \left(\frac{Dn}{\mu}\right)^{1/3} + \left(\frac{10\,000 + P_s}{10\,000}\right)^{0.286} \cdot 57\,000\right]; \quad (62)$$

$$P_s = 107\,000 - 57\,000 \left[\frac{50\,000}{57\,000} \left(\frac{0.075}{\psi(P_s)}\right)^{1/3} \left(\frac{Dn}{\mu}\right)^{1/3} + \left(\frac{10\,000 + P_s}{10\,000}\right)^{0.286}\right]; \quad (63)$$

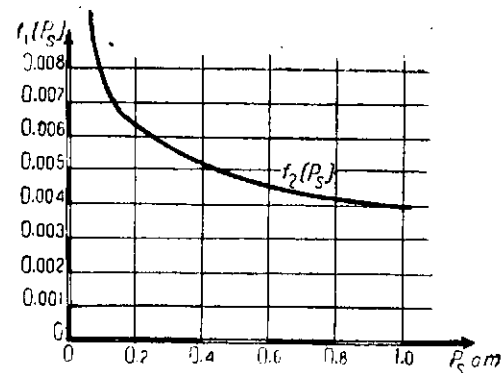
$$P_s = 107\,000 - 57\,000 \left[0.156 \left(\frac{1}{\psi(P_s)}\right)^{1/3} \left(\frac{Dn}{\mu}\right)^{1/3} + \left(\frac{10\,000 + P_s}{10\,000}\right)^{0.286}\right]. \quad (64)$$

Попытка определить значение  $P_s$  посредством дифференцирования давала бы слишком сложные и трудно исследуемые величины; решать уравнение, находя максимум и приравнявая к 0, весьма затруднительно. Поэтому целесообразнее прибегнуть к графическим методам вычисления.  $P_s$  станет максимальным тогда, когда результат в угловых скобках уравнения (64) станет минимумом. Кроме того мы вводим еще следующие обозначения: для обозначения скобок мы пишем символически  $F\left(P_s, \frac{Dn}{\mu}\right)$ ; величину  $0.156 \left(\frac{1}{\psi(P_s)}\right)^{1/3}$  обозначаем  $f_1(P_s)$ ; величину  $\left(\frac{10\,000 + P_s}{10\,000}\right)^{0.286}$  обозначаем  $f_2(P_s)$ .

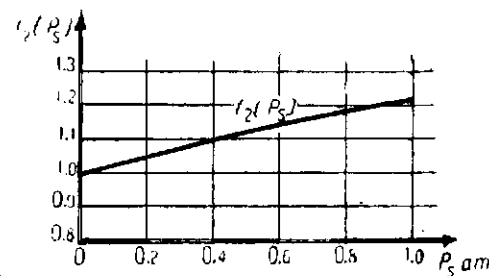
Теперь можно писать уравнение (64):

$$\begin{aligned} P_s &= 107\,000 - 57\,000 F\left(P_s, \frac{Dn}{\mu}\right) = \\ &= 107\,000 - 57\,000 \left[f_1(P_s) \left(\frac{Dn}{\mu}\right)^{1/3} + f_2(P_s)\right]. \end{aligned} \quad (65)$$

Фиг. 12 и 13 показывают кривые, изображающие функции  $f_1(P_s)$  и  $f_2(P_s)$ , в зависимости от давления продувки  $P_s$ , отложенной по абсциссе, а именно, между границами  $P_s = 0$  и  $P_s = 10\,000 \text{ кг/м}^2$ . Кривые получены вычислением ординаты на основании уравнений (58), (59), (64) и (65).



Фиг. 12. Продувочное давление.



Фиг. 13. Продувочное давление.

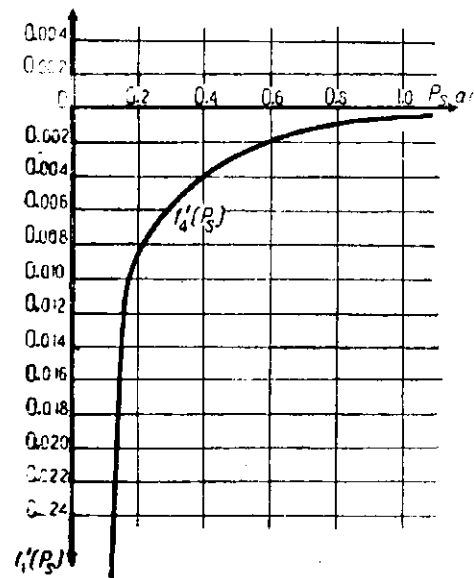
Дифференцируя функцию  $f_1(P_s)$  графически и  $f_2(P_s)$  аналитически, получим кривые фиг. 14 и 15, а именно:

$$\frac{d}{dP_s} f_1(P_s) = f_1'(P_s) \text{ и } \frac{d}{dP_s} f_2(P_s) = f_2'(P_s).$$

Результат скобок уравнения (65) достигает наименьшего значения при:

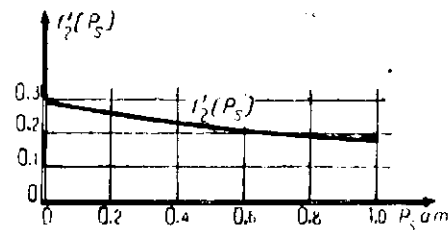
$$f_1'(P_s) \left(\frac{Dn}{\mu}\right)^{1/3} + f_2'(P_s) = 0; \quad (66)$$

$$\frac{Dn}{\mu} = \left(\frac{-f_2'(P_s)}{f_1'(P_s)}\right)^3. \quad (67)$$



Фиг. 14. Продувочное давление.

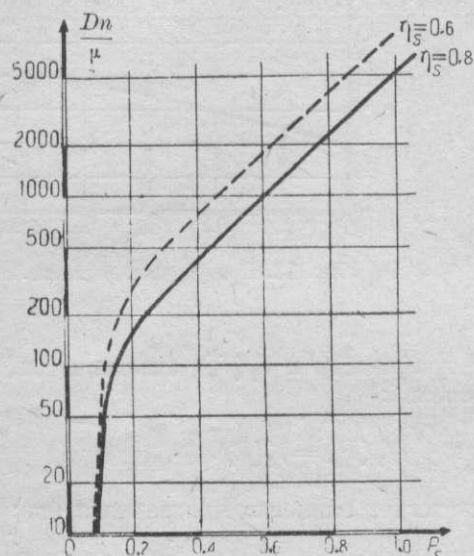
Выражение  $\frac{Dn}{\mu}$  в левой части уравнения (67) мы назовем по аналогии с гидросиловыми машинами удельным числом оборотов. Числитель и знаменатель в скобке дроби правой части уравнения можно подобрать для любого значения продувочного давления  $P_s$  из фиг. 14 и 15



Фиг. 15. Продувочное давление.

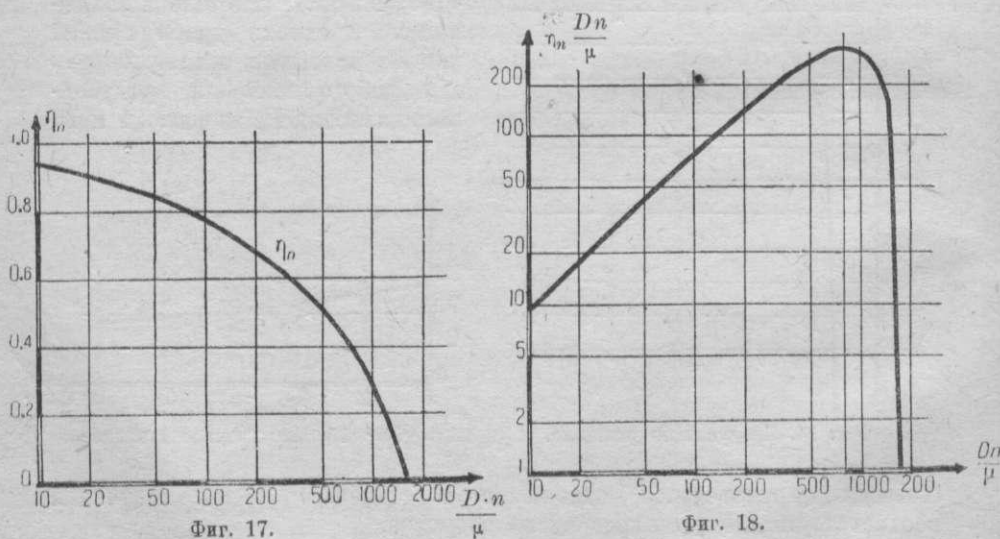
(возводя отрицательное отношение в степень  $3/4$ ) для получения соответствующего удельного числа оборотов.

На фиг. 16 изображено удельное число оборотов в зависимости от продувочного давления, отложенного по абсциссе. Для удельного числа оборотов в данном случае, как и для всех последующих, был выбран логарифмический масштаб. Таким образом по кривой можно найти по данному удельному числу оборотов наивыгоднейшее продувочное давление, с которым надо работать для достижения наивысшего эффекта. Подставляя наивыгоднейшие значения функции продувочного давления и удельное число оборотов в уравнение (64), получим среднее давление  $P_e$  для определенного удельного числа оборотов. Под к. п. д. числа оборотов, при рассмотрении четырехтактного мотора следует понимать отношение  $\frac{P_e}{P_0}$ , где  $P_0$  мы приняли равным  $50\,000\text{ кг/м}^2 = 5\text{ кг/см}^2$ . Фиг. 17 даст зависимость к. п. д. числа оборотов от удельного числа оборотов.



Фиг. 16. Продувочное давление.

Из фиг. 18 определяют, до каких пределов можно ожидать повышения удельного числа оборотов и повышения мощности. По ординате отложена величина, пропорциональная мощности, а именно, произведение из удельного числа оборотов на к. п. д. Фигура показывает, что наивысшая мощность достигается приблизительно при удельном числе оборотов 800. Число оборотов, соответствующее наивысшей мощности, можно



Фиг. 17.

Фиг. 18.

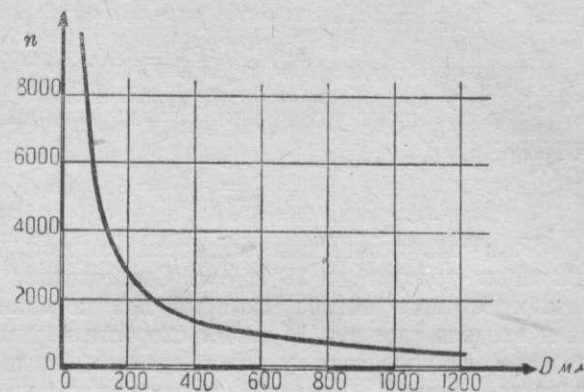
вычислить для определенного случая, если известны диаметр цилиндра  $D$  и отношение  $\mu$  ширины окна и диаметра цилиндра:

$$n = \frac{800\mu}{D}. \quad (68)$$

Коэффициент  $\mu$  может быть принят, за исключением моторов с двойными поршнями, почти при всех системах продувочных окон равным приблизительно 0,7, тогда между числом оборотов мотора и диаметром цилиндра получается следующее соотношение:

$$nD = 560. \quad (69)$$

Эта функция может быть изображена гиперболой (фиг. 19). Из графика можно свободно вычислить требуемое число оборотов при всяком размере цилиндра.



Фиг. 19.  $n$  — число оборотов при  $\mu = 0,7$ .

## Сравнение результатов расчета для процесса двух- и четырехтактных моторов

Для того чтобы привести полученные данные для процессов двух- и четырехтактных моторов к общему виду следует учесть требования эксплуатации и сделать еще одно предположение в выборе хода. Вышеуказанный расчет быстрогоходного четырехтактного процесса доказал, что удовлетворительными являются лишь короткоходные двигатели. Нужно иметь еще в виду недостаток, особенно присущий моторам с высоким давлением (фиг. 16), который заключается в том, что при короткоходности камера сгорания становится очень плоской, отчего качество сгорания страдает. Поэтому по опыту придерживаются коэффициента не ниже 1,5, если желают иметь малые расходы горючего. Для сравнения мы исходим из этого коэффициента.

У двухтактного двигателя расчет обнаружил, что наиболее благоприятным является по возможности большее отношение хода к диаметру. Длина шатуна практически очень скоро привела к предельным значениям хода и этим определила предел быстрогоходности. Кроме того при продувке цилиндра по фиг. 4 (в отличие от моторов с двойными поршнями) не удастся достаточно хорошо продувать отдельные части его. Для действительно хорошей продувки отношение хода к диаметру должно быть равным 1,6. Таким образом, если за основу сравнения берем отношение 1,5, то этим самым ставим двухтактный мотор в заведомо неблагоприятные условия.

При одинаковом отношении у обоих видов моторов выгодность одного из них выявляется сравнением достигаемых скоростей поршня, которые и определяют быстрогоходность.



В уравнение (69) вводим значение диаметра цилиндра  $D$  и хода  $S$ .

$$\frac{s}{D} = 1,5; D = \frac{s}{1,5}, \quad (70)$$

$$\frac{n \cdot s}{1,5} = 560. \quad (71)$$

Если обе части уравнения (71) разделим на 20, то получим скорость поршня:

$$C_m = \frac{n \cdot s}{30} = 28 \text{ м/сек.} \quad (72)$$

Итак при повышении мощности скорость поршня у двухтактного двигателя доходит до 28 м/сек. Сопоставляем это значение с данными четырехтактного мотора, который при нормальной конструкции достигает предела уже при 14 м/сек скорости поршня (фиг. 11). В исключительном случае, если удастся сделать большой проход горловины у клапана, равный  $\frac{1}{5}$  общей поверхности поршня, достигают того же самого коэффициента, как у двухтактного. Вопрос, имеются ли для этого достаточные конструктивные возможности? Во всяком случае с двухтактным мотором может конкурировать лишь мотор с наддувом. Для этого необходимо снабдить четырехтактный мотор нагнетателем, если желают достигнуть таких результатов, как у двухтактного. К. п. д. числа оборотов у четырехтактного двигателя достигает независимо от взятой величины поперечного сечения клапана при максимальной мощности 0,64 против 0,39 двухтактного мотора. Так как у двухтактного мотора число рабочих ходов вдвое больше (при равном числе оборотов), чем у четырехтактного мотора, то и мощность при равных размерах будет на максимальных оборотах больше, чем у четырехтактного. Удельный вес получается при прочих равных условиях (т. е. если бы четырехтактный мотор достиг бы также 28 м/сек скорости поршня) приблизительно одинаковым, так как у двухтактного мотора приходится принять во внимание вес продувочного насоса. Будет ли достигнута скорость поршня 28 м/сек технически и практически—вопрос, который с данной темой не связан. Этот вопрос имеет одинаковое значение как для процесса четырехтактного, так и двухтактного мотора и зависит лишь от того, насколько удастся практически преодолеть проблему увеличения сил инерции.

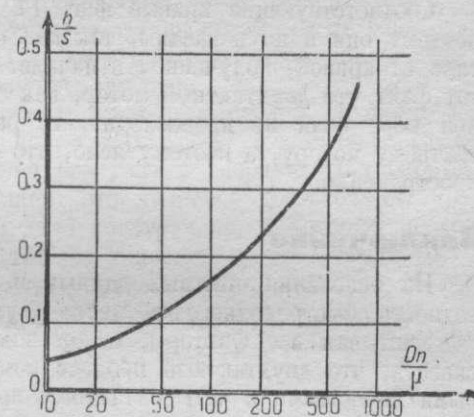
Так как у гоночных автомобильных моторов скорость поршня достигает 19—20 м/сек, то вероятно, по мнению автора, что при дальнейшем прогрессе конструкции в сравнительно непродолжительное время вышеуказанная скорость не будет причиной затруднений. Интересно проследить, совпадают ли полученные результаты в отношении двухтактного двигателя с общезвестными опытными данными, или находятся с ними в противоречии. По опытным данным двухтактный двигатель со сравнительно низким продувочным давлением дает наиболее экономичную работу при значении от 0,1 до 0,2 ат сверх давления. Можно легко убедиться, что удельное число оборотов любого мотора, начиная от мотоциклетного мотора до двухтактного в 15 000 л. с. (Гамбургской электростанции) находится в пределах между 80 и 150. В общем пределы еще более узкие. Наиболее благоприятные давления продувки (фиг. 16) теоретически находятся между 0,1 и 0,2 ат сверх

давления. Это совпадает с опытными данными. Дальнейший расчет показывает, что при числах оборотов, соответствующих максимальной мощности, продувочное давление должно равняться 0,54 ат, высокое продувочное давление у существующих моторов во всех отношениях неэкономично и содействует не увеличению, а уменьшению мощностей. Данные опыта показывают, что моторы с продувочным давлением более чем 0,2—0,3 ат являются неэкономичными, что и не противоречит нашим утверждениям, так как до сих пор еще никогда не были произведены опыты над моторами с таким высоким удельным числом оборотов, для которых только высшее продувочное давление является экономичным. До сих пор хорошая отдача малого продувочного давления объяснялась вихревым процессом, благодаря чему и получалась лучшая продувка. Такое объяснение может быть и правильное, все же еще является недоказанной гипотезой, которая отчасти даже опровергнута. Дело в том, что вовсе не всегда достигались по опытным данным лучшие результаты с таким процессом продувки; модели цилиндра из стекла например дают больше возможности изучить продувку. Картина продувки меняется непрерывно во время всего процесса продувки работающего мотора. Опыт с моделью со стационарным потоком воды и воздуха в стеклянном цилиндре для каждого отдельного положения поршня при открытом окне создает разную картину продувки в зависимости от того, освобождается ли меньшая или большая часть окна.

Приведенными выше отношениями между продувочным давлением и удельным числом оборотов более или менее легко объясняется неправдоподобность и недоказанность гипотезы. Поэтому можно ожидать, что полученные результаты для еще неисследованной области высших удельных чисел оборотов окажутся правильными. До сих пор получались отрицательные результаты; объясняется это вероятно тем, что вследствие отсутствия опыта и основ расчета продувочное давление и высота продувочного окна были выбраны слишком малыми. Зависимость высоты продувочного окна от удельного числа оборотов вытекает из уравнения (53).

Фиг. 20 показывает функциональную зависимость между обеими величинами в виде кривой. Высота продувочного окна при максимальном числе оборотов достигает 46% общего хода. Если учесть, что выхлопное окно претендует еще на известную часть хода, то становится ясным необходимость при высоких числах оборотов жертвовать больше половины полезного хода в пользу продувочного и выхлопного окна, если хотят достигнуть наилучших результатов.

Среднее эффективное давление равно приблизительно 2 кг/см<sup>2</sup>, если исходить из принятого выше в основу расчета значения для  $P_e$ .



Фиг. 20.

и 7, (степень наполнения продувочного насоса). Продувочный насос на высокое число оборотов не представляет затруднений для конструктора, так как турбина и воздуходувки как раз при высоком числе оборотов и незначительном давлении дают хороший к. п. д. Если, несмотря на это, хотит допустить меньший коэффициент наполнения продувочной помпы (он нами принят 0,8), то результаты будут те же. При  $p$ , с большими значениями (6 или 7  $\text{кг/см}^2$ ) это положение допустимо. В противном случае результаты незначительно изменятся, в чем легко можно убедиться расчетом, пользуясь данными уравнениями. Если принять например к. п. д. продувочной помпы равным не 0,8, а 0,6, то максимум кривой между удельным числом оборотов и благоприятным давлением продувки изменится довольно заметно в сторону меньшего продувочного давления (фиг. 16—пунктирная кривая).

Соответствующие кривые фиг. 17 и 18 изменяются незначительно, поэтому они и не показаны, так как отклонение равно размерам пунктира от кривой, полученной в начале. В общем следует констатировать тот факт, что двухтактный мотор, как быстроходный двигатель, по крайней мере если не превосходит, то равен по эффективности четырехтактному мотору, и поэтому ясно, что он может получить массовое распространение.

## Заключение

На основании опытных данных и исследований сравнивается пригодность быстроходного процесса двух- и четырехтактного двигателя.

Учитывая все факторы, изложенные в предыдущих главах, нужно сказать, что двухтактный процесс помимо того, что обладает одинаковыми качествами с четырехтактным процессом, имеет большие возможности развития, чем четырехтактный. Это положение действительно в том случае, если продувочное давление, высота продувочного окна и удельное число оборотов находятся в соответствующем правильном соотношении.

Перевод **И. Вельнера.**

Редакция инж.-мех. **В. Александрова.**

## О расчете кривошипного механизма авиационных двигателей<sup>1</sup>

**О. Штейгенбергер**

При расчете шатунно-кривошипных механизмов авиационных двигателей решающую роль играют размеры поверхности подшипника. Помимо крепости на кручение коленчатого вала и его упругих свойств, пригодность и долговечность авиатора в значительной мере зависят от способа монтажа на опорах. Против значительного размера поверхности подшипника говорит главным образом соображения чисто конструктивного порядка—длины и веса, поэтому нагрузку подшипника надо доводить по возможности до крайнего предела.

В автомобильном моторостроении, при определении давлений, имеющих место в шатунно-кривошипном механизме, ограничивались определением максимальных давлений сил газа и инерции. При работе одного цилиндра на один кривошип это являлось достаточным. Однако развитие авиационных моторов дало конструкции, в которых несколько поршней работают на один и тот же кривошип вала. Отсюда возникла необходимость точнее исследовать появляющиеся давления и особое внимание уделить совместному действию нескольких давлений, появляющихся одновременно в одной плоскости, но в различном направлении. При этом необходимо установить:

1. Наивысшее давление вообще.
2. Промежуток между наивысшим и наименьшим давлением.
3. Изменение давления, происходящее между обоими этими значениями по времени и по положению.

Это необходимо для того, чтобы:

- а) можно было определить размеры подшипника,
- б) установить местонахождение наивысших местных давлений,
- в) получить данные для смазки (определение точек, к которым может быть подведена смазка).

Далее чрезвычайно важно знать, как изменяются общие давления с изменением числа оборотов. Необходим способ, дающий возможность конструктору без повторных расчетов составить себе представление о ходе и виде изменений давлений при различных условиях работы.

У авиационных двигателей давления рассматриваются в трех состояниях:

1. При холостом ходе.
2. При рабочем числе оборотов.
3. При пикировании с выключенным мотором.

Желательно также ознакомиться с переходом давления из одного состояния в другое. В дальнейшем будет разобран только один способ, дающий возможность рассмотреть изменение давлений для выше упомянутых состояний.



Как известно, давления, появляющиеся в шатунно-кривошипном механизме, складываются из:

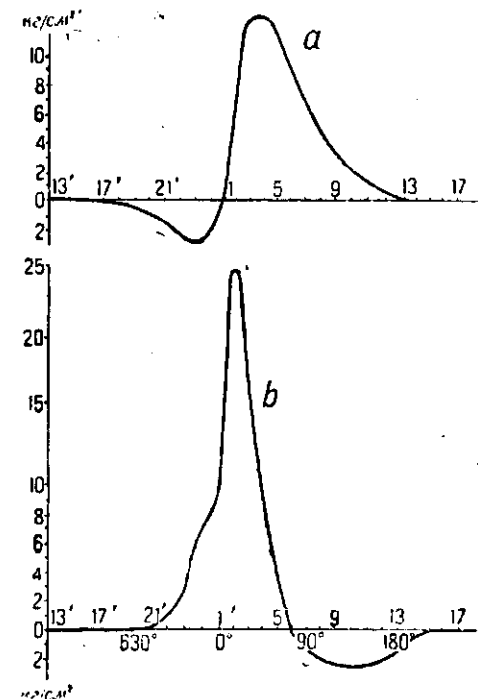
- а) давлений сил газа,
- б) давлений сил инерции вращающихся масс,
- в) давлений сил инерции поступательно движущихся масс.

Нужно предположить, что при холостом ходе действуют лишь давления силы газов, и именно в соответствии с нормальной индикаторной диаграммой. Правда, в действительности они будут несколько меньше, вследствие плохого образования смеси, однако для исследования целесообразнее брать их в полном размере. Давлениями силы инерции обычно

пренебрегают ввиду их незначительности и так как они действуют в благоприятном смысле (т. е. смягчают действие газов).

При рабочем числе оборотов действуют совместно полные давления сил газов и силы инерции в соответствии с числом оборотов. При пикировании можно принимать во внимание только давление сил инерции при числе оборотов пикирования, превышающем примерно на 20—25% рабочее число оборотов. Правда, мотор работает тогда, как помпа, однако давления, возникающие при этом и действующие противоположно давлению сил инерции, не учитываются вследствие их сравнительно малой величины.

Итак при исследовании давления сил газа, как независимые от числа оборотов, можно принять постоянными (т. е. изменяющимися одинаковым образом во всех трех упомянутых режимах). Давление сил инерции, наоборот, зависит от



Фиг. 1. Тангенциальные и нормальные давления от действия газов для одноцилиндрового мотора.

Вес вращающихся масс = 0,85 кг. Вес поступательно движущихся масс = 0,522 кг.  $\lambda = \frac{r}{l} = 0,238$ ;  $n = 3400$  об/мин.

числа оборотов и меняется пропорционально квадрату числа оборотов. Поэтому целесообразно с самого начала определения давлений на подшипники разграничивать давления сил газа и инерции и рассматривать их порознь.

Этот метод нужно сначала разъяснить для простейшего случая, когда работает только один цилиндр на один кривошип. Окружность, описанная пальцем кривошипа, делится на 24 равных части, каждая в 15°, начиная с верхней мертвой точки. Отдельные положения обозначены цифрами 1—24; для третьего и четвертого такта деления обозначаются 1'—24'.

Обозначим следующим образом константы шатунно-кривошипного механизма:  $r$  — радиус кривошипа,  $l$  — длина шатуна,  $\lambda = \frac{r}{l}$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

По индикаторной диаграмме определяют известным образом тангенциальные и нормальные составляющие давления сил газа на шатунную шейку коленчатого вала.

Нормальные составляющие действуют в направлении радиуса кривошипа, тангенциальные составляющие — перпендикулярно к нему. На фиг. 1 даны диаграммы этих составляющих в зависимости от угла поворота кривошипа.

Для определения действия сил инерции поступательно движущихся масс нужно сперва определить вес вращающихся и поступательно движущихся масс и подсчитать вес массы на квадратный сантиметр поверхности поршня. Сила инерции вращающихся масс получается из отношения:

$$p_k = \frac{m}{f} r \cdot \omega^2,$$

причем для  $m$  надо подставить приведенную вращающуюся массу, а для  $f$  — поверхность поршня. Давление вращающихся масс действует только нормально<sup>1</sup>.

Силу инерции поступательно движущихся масс находят по уравнению

$$p_k = \frac{m}{f} r \cdot \omega^2 (\cos \alpha \pm \cos 2 \alpha).$$

Ее диаграмма, отнесенная к пути поршня, чертится известным способом (фиг. 2); эта сила инерции разлагается, как и давление сил газа, на нормальные и тангенциальные составляющие (фиг. 3).

Следовательно в тангенциальном направлении действуют:

- а) тангенциальные составляющие давления газа,
- б) тангенциальные составляющие давлений сил инерции поступательно движущихся масс.

В нормальном направлении действуют:

- а) нормальные составляющие давления газа,
- б) нормальные составляющие давления сил инерции поступательно движущихся масс,
- в) силы инерции вращающихся масс.

Для удобства рассмотрения влияния отдельных давлений целесообразно нанести все давления как векторы, определяя их направления в отношении щеки коленчатого вала. Учитывая вышеупомянутые три состояния работы мотора, отдельные давления складывают.

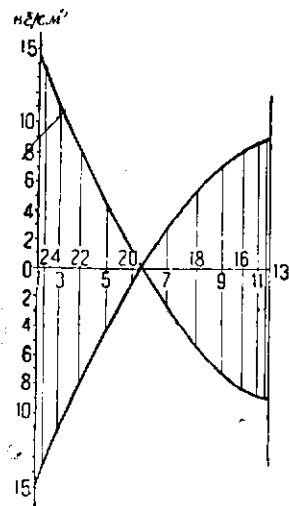
Прежде всего складывают тангенциальные и нормальные составляющие давлений сил газа на кривошипную шейку. Отдельные равнодействующие (равные здесь давлению на шатун) образуют векторы, изменяющиеся по величине и направлению. Если соединить их конечные точки, то получится замкнутая кривая, изображенная пунктиром на фиг. 4.

Таким же образом находят равнодействующие сил инерции вращаю-

<sup>1</sup> Здесь предположено, что вал мотора вращается равномерно.

шихся и поступательно движущихся масс (фиг. 5). И здесь получается замкнутая кривая, которая при четырехтактном цикле конечно повторится. Так как все силы инерции изменяются, как известно, пропорционально квадрату числа оборотов, то для всех чисел оборотов направление векторов остается [то же самое].

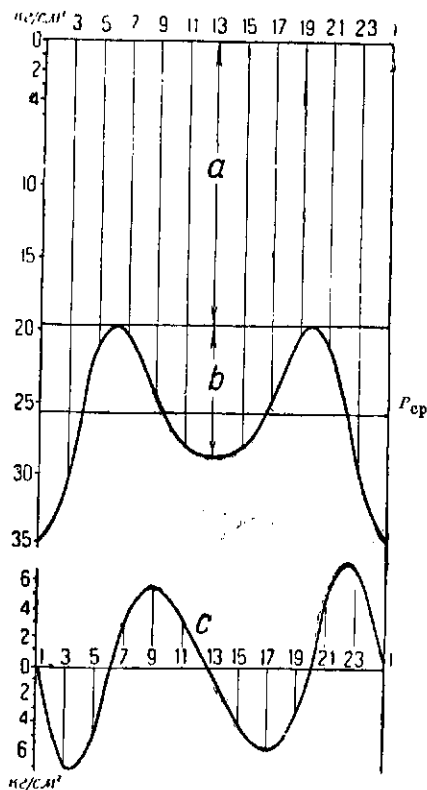
В то время как замкнутая кривая давления одних сил газа дает представление об изменении давлений при холостом ходе, замкнутая кривая давлений сил инерции показывает изменение давлений при пикировании. Остается еще построить диаграмму давления для рабочего числа оборотов. Это делается очень просто посредством геометрического при-



Фиг. 2. Изменение в зависимости от перемещений поршня сил инерции поступательно движущихся масс одноцилиндрового мотора, выраженных в  $\text{кг/см}^2$  поверхности поршня;  $n = 3400$  об/мин.

бавления отдельных векторов диаграммы давления сил инерции к векторам диаграммы сил давления газа. Новые равнодействующие векторы, будучи соединены друг с другом, дают диаграмму давления сил для рабочего числа оборотов. На фиг. 4 наверху показано это сложение. При этом учтены все действующие на кривошипную шейку силы.

Векторы давления сил инерции целесообразно наносить в виде линий, потому что на них лежат конечные точки равнодействующих сил



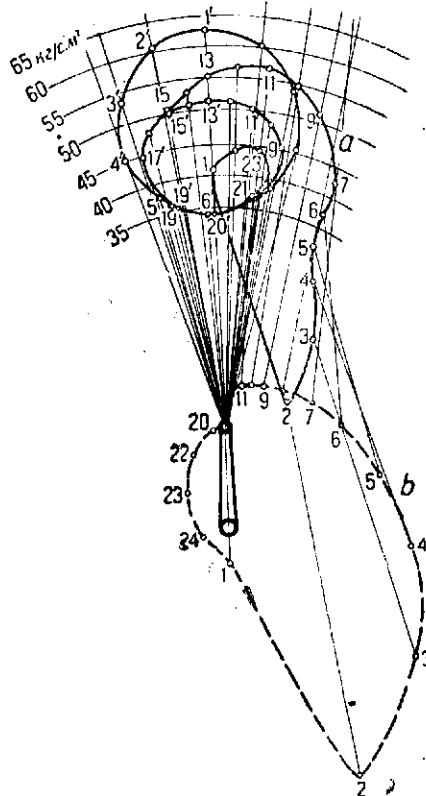
Фиг. 3. Нормальные и тангенциальные давления одноцилиндрового мотора от инерции вращающихся и поступательно движущихся масс в  $\text{кг/см}^2$  поверхности.

$a$ —нормальные давления от вращающихся масс;  $b$ —нормальные давления от поступательно движущихся масс;  $c$ —тангенциальные давления от поступательно движущихся масс.

Вес вращающихся масс  $= 0,85$  кг; вес поступательно движущихся масс  $= 0,522$  кг;  $\lambda = 0,236$ ;  $P_{ср} = 26,7$  ат.;  $n = 3400$  об/мин.

инерции для всех других рабочих чисел оборотов. Для любого числа оборотов давления сил газа можно предположить неизменяющимися; поэтому, чтобы получить представление о давлениях, необходимо пересчитать давления сил инерции, как указано выше, и нанести векторы давлений сил инерции в соответствующем направлении. В большинстве случаев бывает достаточно нескольких значений, чтобы получить желаемое представление об изменении давлений.

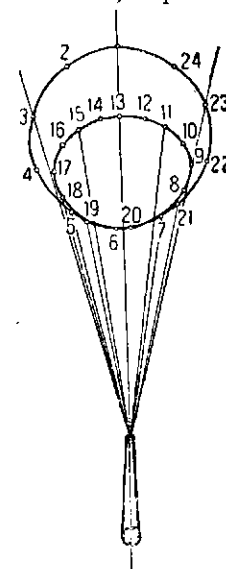
Как и нужно было ожидать, при числе оборотов примера  $n = 3400$  об/мин. наибольшие давления (точки 24, 1', 2'), действующие в конце второго и начала третьего такта, происходят от



Фиг. 4. Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала одноцилиндрового мотора, отнесенные к единице поверхности поршня.

$a$ —совместное давление сил газов и сил инерции;  $b$ —давления от действия только газов.

Вес вращающихся масс  $= 0,85$  кг; вес поступательно движущихся масс  $= 0,613$  кг;  $P_{ср} = 8,16$   $\text{кг/см}^2$ ;  $\lambda = 0,236$ ;  $n = 3400$  об/мин.



Фиг. 5. Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала одноцилиндрового мотора, происходящие от вращающихся и поступательно движущихся масс и отнесенные к единице поверхности поршня.

Вес вращающихся масс  $= 0,85$  кг; вес поступательно движущихся масс  $= 0,613$  кг;  $\lambda = 0,236$ ;  $n = 3400$  об/мин.

действия сил инерции. Конечно при дальнейшем повышении числа оборотов, давления сил инерции остаются преобладающими, в то время как при уменьшении числа оборотов точки от 9-й до 13-й (вторая часть хода расширения) определяют максимальное давление.

Самые крайние касательные от центра шейки к замкнутой кривой составляют угол, внутри которого действует давление подшипника на кривошипную шейку. Можно определить положение наивысших возникающих давлений, а вместе с этим и место, к которому должна быть



подведена смазка, которая для шатунного подшипника подводится через коленчатый вал.

Если кроме того хотят определить нагрузку шатунного подшипника, то необходимо сделать только перерасчет масштаба давлений. Коэффициент перерасчета получается из обратного отношения поверхности поршня к поверхности шатунного подшипника. Точки одинаковой нагрузки подшипника лежат на окружности с центром в центре шатунной шейки коленчатого вала. На фиг. 4 они нанесены для определенного случая. На фигуре видно, что максимальное среднее давление лежит между 60 и 65 кг/см<sup>2</sup>.

Вышеприведенный пример относится к случаю, когда работает только один шатун на каждое колено. При этом обнаруживается, что обычный способ расчета, учитывающий только наибольшее давление при расширении и наибольшее давление сил инерции, оказывается совершенно достаточным. Предложенный здесь способ исследования приобретает смысл лишь при рассмотрении таких моторов, у которых на каждое колено работает больше одного цилиндра.

Если предположить, что шатуны этих моторов равны между собой и все непосредственно присоединяются к шейке кривошипа, то указанный способ является довольно простым. Определяют составляющие давлений сил газа и инерции для одного цилиндра, отыскивают соответствующие положения кривошипа для других цилиндров, вытекающие из порядка зажигания, и складывают алгебраически соответствующие нормальные и тангенциальные составляющие отдельных цилиндров, действующие на общую шатунную шейку вала. Различные диаграммы давления получаются тогда точно так же, как у одоцилиндрового двигателя.

Однако у большинства новейших моторов с несколькими цилиндрами, работающими на один кривошип, только один шатун, называемый в дальнейшем главным шатуном, присоединяется непосредственно к шейке, в то время как шатуны других цилиндров, называемые прицепными шатунами, присоединяются к главному шатуну. Точки сочленения при этом описывают не окружности, а кривые, которые имеют овальную форму с большим или меньшим отступлением от окружности. Для вычисления этих кривых уже нельзя пользоваться известными уравнениями движения кривошипа, они должны быть заменены другими. Ход и скорость поршня, а также ускорение поршня приобретают иные значения, чем для механизма главного шатуна. Кроме того во всех цилиндрах, в мертвом положении механизма, углы между кривошипом и осью соответствующего цилиндра разные. Простого способа вычисления наиболее благоприятнейшего сочленения шатунов еще не имеется.

На практике наименьший, допустимый в конструктивном отношении радиус сочленения, а также наиболее благоприятный угол сочленения, который не равен углу между цилиндрами, отыскивают графическим путем. Влияние различия в ходе поршня на степень сжатия компенсируется небольшой разницей в радиусе сочленения, так как предполагают равные по длине шатуны.

Учитывая конструктивные требования, можно допускать лишь приближенные решения, обуславливающие в общем различные радиусы и углы сочленения. нас интересует влияние именно такого сочленения прицепного шатуна на действие сил инерции и поэтому в дальнейшем

надлежит дать уравнения для ускорения поршня при сочлененном до-  
бавочном шатуне.

Мы вводим следующие обозначения:

- $r$  — радиус кривошипа,
- $l$  — длина главного шатуна,
- $\rho$  — радиус сочленения прицепного шатуна,
- $l'$  — длина прицепного шатуна,
- $\alpha$  — угол кривошипа с осью главного цилиндра,
- $\beta$  — угол между осью главного шатуна и осью его цилиндра,
- $\beta_x$  — угол между осью прицепного шатуна и осью его цилиндра,
- $\gamma$  — угол между цилиндрами,
- $\delta$  — угол сочленения прицепного шатуна.

Обозначим в механизме прицепного шатуна расстояние поршневого пальца от центра вала, взятое в определенный момент, посредством  $x$ . Тогда получим следующее уравнение:

$$x = r \cdot \cos(\gamma - \alpha) + \rho \cdot \cos(\gamma - \delta + \beta) + l' \cdot \cos \beta_x.$$

Если еще учесть, что:

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha,$$

и если подставить

$$\gamma - \delta = \varepsilon,$$

то после некоторых преобразований по закону бинома и пренебрегая членами второго порядка разложения, получим<sup>1</sup>:

$$x = r \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha + r \sin \gamma \cdot \sin \alpha + \rho \cdot \cos \varepsilon - \frac{\rho^2}{2} \lambda^2 \cdot \cos \varepsilon \cdot \sin^2 \alpha - \rho \lambda \cdot \sin \varepsilon \cdot \sin \alpha + l' +$$

$$+ \frac{(r \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha - r \cdot \cos \gamma \cdot \sin \alpha + \rho \sin \varepsilon + \frac{\rho^2}{2} \lambda^2 \sin \varepsilon \cdot \sin^2 \alpha - \rho \lambda \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha)^2}{2l'}$$

Если подставить для упрощения

$$\begin{aligned} r \cdot \sin \gamma &= a & \rho \cos \varepsilon &= d \\ r \cdot \cos \gamma &= b & \frac{\rho}{2} \lambda^2 \cdot \cos \varepsilon &= e \\ \rho \cdot \sin \varepsilon &= c & \rho \lambda \cos \varepsilon &= f, \end{aligned}$$

а значениями  $\frac{\rho}{2} \lambda^2 \sin \varepsilon$  и  $\rho \lambda \sin \varepsilon$  вследствие их незначительности пренебречь, то получим:

$$x = b \cdot \cos \alpha + a \cdot \sin \alpha + d - c \cdot \sin^2 \alpha + l' - \frac{(a \cdot \cos \alpha - b \cdot \sin \alpha + c + f \sin \alpha)^2}{2l'} =$$

$$= - \left[ \frac{(f-b)^2}{2l'} + e \right] \sin^2 \alpha + \left[ a - \frac{c(f-b)}{l'} \right] \sin \alpha - \frac{a^2}{2l'} \cos^2 \alpha +$$

$$+ \left[ b - \frac{ac}{l'} \right] \cos \alpha - \frac{a(f-b)}{l'} \sin \alpha \cdot \cos \alpha + d + l' - \frac{c^2}{2l'}.$$

<sup>1</sup> Здесь  $\cos \beta_x$  заменен следующими равенствами:

$$\begin{aligned} l' \cdot \sin \beta_x &= r \cdot \sin(\gamma - \alpha) + \rho \cdot \sin \varepsilon \\ \cos \beta_x &= \sqrt{1 - \left[ \frac{r \sin(\gamma - \alpha) + \rho \sin \varepsilon}{l'} \right]^2} = \\ &= 1 - \frac{(r \cdot \sin \gamma \cos \alpha - r \cos \gamma \sin \alpha + \rho \sin \varepsilon \cos \beta + \rho \cos \varepsilon \sin \beta)^2}{2l'^2}. \end{aligned}$$

Ред.

Первая производная этого уравнения дает скорость поршня

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{dx}{da} \frac{da}{dt} = \omega \cdot \frac{dx}{da}.$$

Если теперь подставить:

$$\begin{aligned} -\left[\frac{(f-b)^2}{2l'} + e\right] &= u, & \left[b - \frac{a \cdot e}{l'}\right] &= q, \\ \left[a - \frac{c}{l'}(f-b)\right] &= t, & -\frac{a}{l'}(f-b) &= o, \\ -\frac{a^2}{2l'} &= s, & d + l' - \frac{c^2}{2l'} &= k', \end{aligned}$$

то получим:

$$x = u \cdot \sin^2 \alpha + t \cdot \sin \alpha + s \cdot \cos^2 \alpha + q \cdot \cos \alpha + o \cdot \sin \alpha \cos \alpha + k'$$

и

$$v = \omega [t \cdot \cos \alpha + 2(s-u) \cos 2\alpha + t \cdot \sin \alpha + 2 \cdot o \cdot \sin 2\alpha].$$

Наконец вторая производная дает ускорение поршня:

$$b = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{da} \frac{da}{dt} = \omega \cdot \frac{dv}{da};$$

$$b = -\omega^2 [q \cdot \cos \alpha + 2(s-u) \cos 2\alpha + t \cdot \sin \alpha + 2 \cdot o \cdot \sin 2\alpha].$$

Как видно из принятых ранее обозначений, коэффициенты уравнения ускорения следующие:

$$q = \frac{1}{l'} (l' \cdot r \cdot \cos \gamma - r \cdot \rho \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon);$$

$$2(s-u) = \frac{1}{l'} (r^2 \cdot \cos 2\gamma + \rho^2 \cdot \lambda^2 \cos^2 \varepsilon + l' \cdot \rho \lambda^2 \cos \varepsilon - 2\rho \lambda r \cos \varepsilon \cdot \cos \gamma);$$

$$t = \frac{1}{l'} \left( l' \cdot r \cdot \sin \gamma - \frac{\rho^2 \lambda}{2} \cdot \sin 2\varepsilon + \rho \cdot r \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \gamma \right);$$

$$2 \cdot o = -\frac{1}{l'} (2 \cdot r \cdot \rho \cdot \lambda \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varepsilon - r^2 \cdot \sin 2\gamma).$$

Если подставить

$$\frac{\rho}{l'} = \mu; \quad l' = \frac{\rho}{\mu},$$

то получим

$$q = \mu \left( \frac{r}{\mu} \cdot \cos \gamma - r \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon \right);$$

$$2(s-u) = \mu \cdot \left( \frac{r^2}{\rho} \cdot \cos 2\gamma + \rho \lambda^2 \cos^2 \varepsilon + \frac{\rho \cdot \lambda^2}{\mu} \cos \varepsilon - 2\lambda r \cos \varepsilon \cdot \cos \gamma \right);$$

$$t = \mu \left( \frac{r}{\mu} \cdot \sin \gamma - \frac{\rho \cdot \lambda}{2} \cdot \sin 2\varepsilon + r \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \gamma \right);$$

$$2 \cdot o = -\mu \left( 2r \cdot \lambda \sin \gamma \cdot \cos \varepsilon - \frac{r^2}{\rho} \sin 2\gamma \right).$$

Наконец подставляем:

$$\begin{aligned} \frac{r}{\mu} &= g, & \rho \lambda^2 &= i, & 2\lambda \cdot r &= j, \\ \frac{r^2}{\rho} &= h, & \frac{\rho \lambda^2}{\mu} &= k, & \frac{\rho \lambda}{2} &= n. \end{aligned}$$

Тогда коэффициенты упрощаются в следующие выражения:

$$A = -\frac{1}{\mu} q = -(g \cdot \cos \gamma - r \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon);$$

$$B = -\frac{2}{\mu} (s-u) = -(h \cdot \cos 2\gamma + i \cdot \cos^2 \varepsilon + k \cdot \cos \varepsilon - j \cos \varepsilon \cdot \cos \gamma);$$

$$C = -\frac{1}{\mu} t = -(g \cdot \sin \gamma - n \cdot \sin 2\varepsilon + r \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \gamma);$$

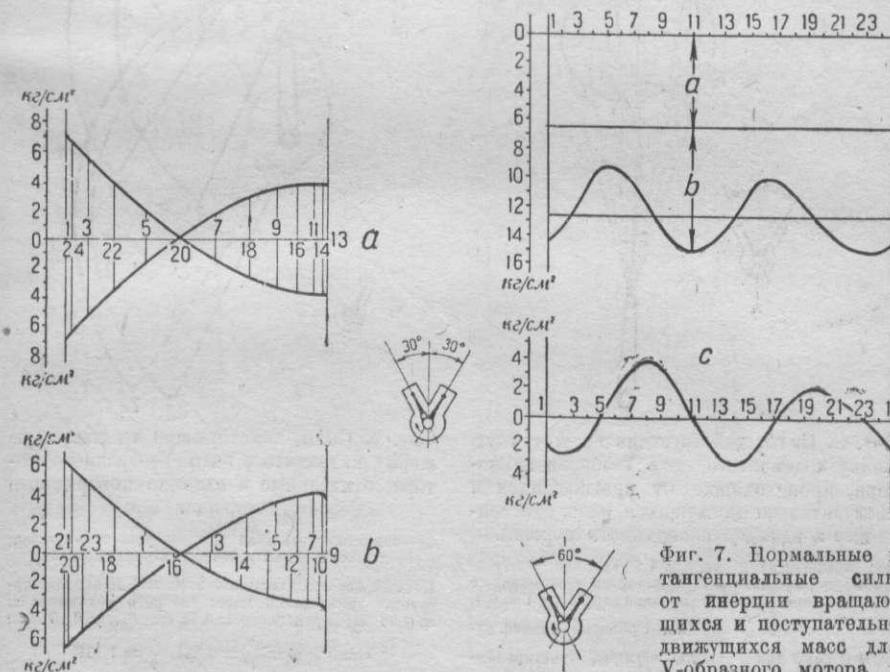
$$D = -\frac{2}{\mu} \cdot o = -(h \cdot \sin 2\gamma - j \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varepsilon);$$

а ускорение  $b$  поршня равно:

$$b = \omega^2 \mu (A \cdot \cos \alpha + B \cdot \cos 2\alpha + C \sin \alpha + D \cdot \sin 2\alpha).$$

Силы инерции поступательно движущихся масс, отнесенные к квадратному сантиметру поверхности поршня, определяются из уравнения:

$$p = -\frac{m}{f} \omega^2 \cdot \mu (A \cos \alpha + B \cos 2\alpha + C \sin \alpha + D \sin 2\alpha).$$



Фиг. 6. Силы инерции от поступательно движущихся масс в кг/см² поверхности поршня для V-образного мотора с прицепным шатуном.

а—главный кривошипный механизм; б—прицепной кривошипный механизм.

Вес поступат. движущихся масс главн. кривошипного механизма = 3,96 кг; то же для прицепного механизма = 3,75 кг; полный вес вращающихся масс = 4,25 кг;  $\lambda = 0,3$ ;  $\mu = \frac{\rho}{l'} = 0,334$ ;  $\frac{r}{\rho} = 1,185$ ;  $n = 1800$  об/мин.

Фиг. 7. Нормальные и тангенциальные силы от инерции вращающихся и поступательно движущихся масс для V-образного мотора с прицепными шатунами, отнесенные к единице поверхности поршня.

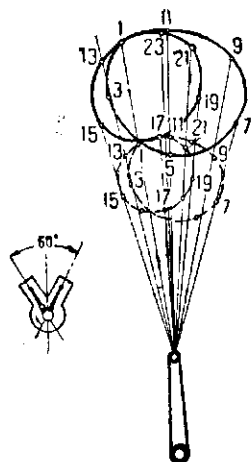
а—нормальные силы от инерции вращающихся масс; б—нормальные силы от инерции поступат. движущихся масс; в—тангенциальные силы от инерции поступательно движущихся масс.

Полный вес вращающихся масс = 4,25 кг; вес поступательно движущихся масс: главного механизма = 3,96 кг; прицепного механизма = 3,75 кг;  $\lambda = 0,3$ ;  $\frac{r}{\rho} = 1,185$ ;  $\mu = \frac{\rho}{l'} = 0,334$ ;  $n = 1800$  об/мин.



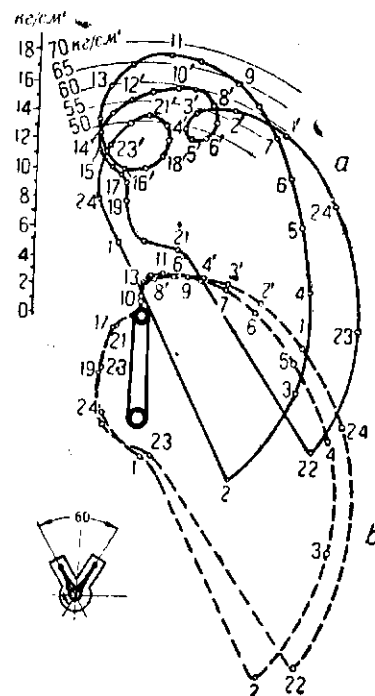
Ввиду наличия многих коэффициентов, это уравнение в общем случае кажется очень запутанным, на самом же деле оно не оказывается таким, так как некоторое число коэффициентов обычно отпадает; кроме того расчет очень упрощается при использовании таблиц. Значения сил инерции, полученные с помощью этого уравнения и нанесенные по пути поршня с прицепным шатуном, дают диаграмму давления сил инерции для сочленения прицепным шатуном. Фиг. 6 и 13 дают эти диаграммы для V-образного и X-образного моторов. Разложение этих давлений на тангенциальные и нормальные составляющие производят графическим путем (фиг. 7 и 14).

Точно таким же образом поступают с давлением сил газа, причем для упрощения, чтобы можно было пользоваться той же самой индикаторной диаграммой, путь



Фиг. 8. Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала V-образного мотора, проходящие от вращающихся и поступательно движущихся масс, отнесенные к единице поверхности поршня.

Вес вращающихся масс = 4,25 кг; вес поступательно движущихся масс: главного механизма = 3,66 кг; прицепного механизма = 3,75 кг;  $\lambda = 0,3$ ;  $\mu = \frac{r}{R} = 0,334$ ;  $\frac{r}{R} = 1,185$ ; силойной линией нанесены силы для  $n = 2200$  об/мин., пунктирной — для  $n = 1800$  об/мин.



Фиг. 9. Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала V-образного мотора, отнесенные к единице поверхности поршня.

а — совместное действие сил инерции и сил газов; б — действие одних газов (пунктирная кривая).

Полный вес вращающихся масс = 4,25 кг; вес поступательно движущихся масс: главного механизма = 3,96 кг; прицепного = 3,75 кг;  $P_{ср} = 8,16$  ат.

$\lambda = 0,3$ ;  $\mu = \frac{r}{R} = 0,334$ ;  $\frac{r}{R} = 1,185$ .

поршня прицепного шатуна приводится к пути поршня главного шатуна.

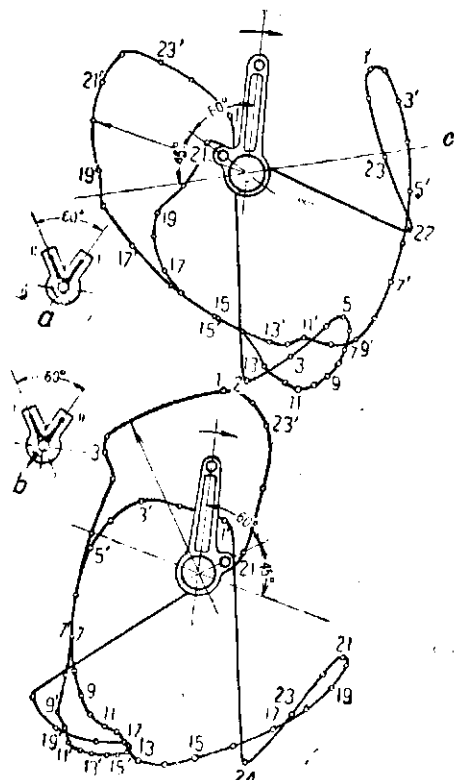
Наконец все давления известным уже образом соединяются в векторные диаграммы. Фиг. 8 и 15 указывают диаграммы давления для одних сил инерции, фиг. 9 и 16 для одних давлений газа (холостой ход), а также суммарные давления при рабочем числе оборотов.

Теперь надо установить, как велика степень влияния прицепного

сочленения по сравнению с непосредственным сочленением шатуна и вала.

Для этого были произведены исследования обоих случаев у X-образного и звездообразного 9-цилиндрового моторов.

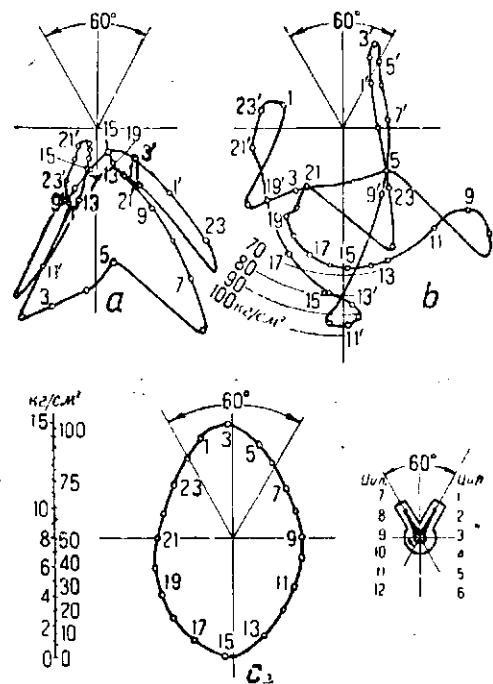
Оказывается, что у X-образного мотора диаграмма давления сил инерции претерпевает значительное изменение (фиг. 13—17). Оно проявляется сильнее всего в нормальных составляющих; абсолютные максимальные давления тоже увеличиваются. В давлениях сил газов это изменение не так сильно проявляется. При рабочем числе оборотов, когда



Фиг. 10. Действие на шатун сил давления газа и инерции при  $n = 1800$  об/мин. и при различном направлении вращения.

а — угол зажигания  $300^\circ$ ; б — угол зажигания  $420^\circ$  (нижняя диаграмма); с — плоскость соединения крышки с шатуном.

Вес вращающихся масс = 4,25 кг; вес поступательно движущихся масс: главного механизма = 3,96 кг; прицепного механизма = 3,75 кг.



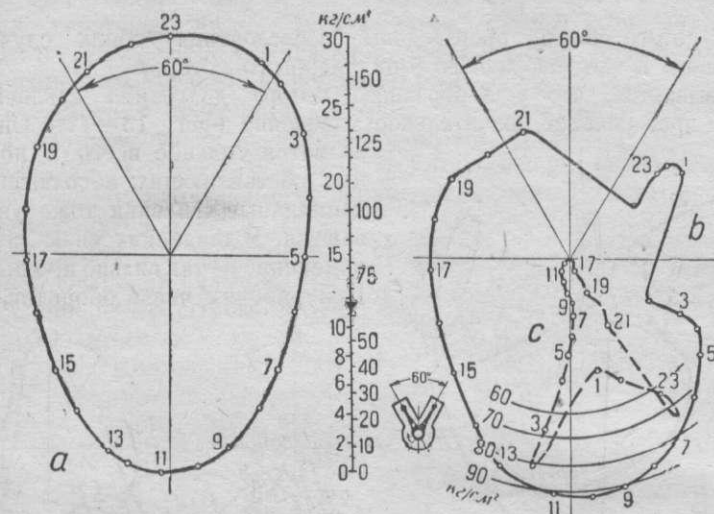
Фиг. 11. Давление на коренной подшипник коленчатого вала между I и II коленями.

а — равнодействующее давление на подшипник от газов цилиндров I и II колен; б — то же от совместного давления газов и сил инерции механизма I и II колен; с — то же от действия одних сил инерции при  $n = 1800$  об/мин;  $P_{ср} = 8,16$  ат.

действуют все силы вместе, максимальные значения остаются почти одинаковыми, колебания в нормальном и тангенциальном направлении не очень значительны.

Гораздо большее влияние оказывает прицепное сочленение в звездообразном моторе (фиг. 18 и 19).

Так как при непосредственном сочленении шатуна с валом исчезают тангенциальные составляющие сил инерции первого и второго порядка, а нормальные составляющие остаются одинаковыми по величине



Фиг. 12. Давление на коренной подшипник коленчатого вала между III и IV коленами.

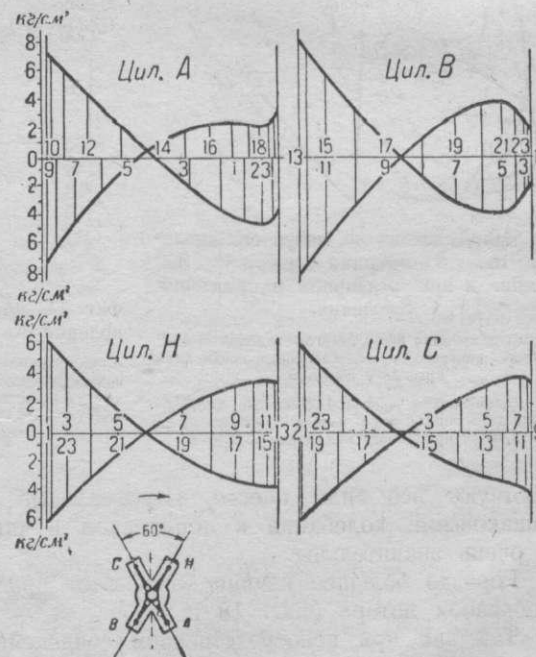
*a*—равнодействующее давление на подшипник от сил инерции механизма III и IV колен при  $n = 1800$  об/мин; *b*—то же самое, но от совместного действия сил инерции и давления газов цилиндров, работающих на III и IV коленях; *c*—то же самое, но от действия одного газа;

$$P_{\text{ср}} = 8,16 \text{ кг/см}^2; \frac{\text{поверхн. поршня}}{\text{поверхн. коренного подш.}} = 5,64.$$

Фиг. 13. Силы инерции в  $\text{кг/см}^2$  поверхности поршня от поступательно движущихся масс Х-образного мотора с прицепными шатунами при  $n = 1800$  об/мин.

Вес поступательно движущихся масс  $= 1,98 \text{ кг}$ ; вес вращающихся масс  $= 4,25 \text{ кг}$ ;  
 $\lambda = 0,294$ ;  $\mu = \frac{r}{l} = 0,294$ ;

$$\frac{r}{r} = 1,29.$$



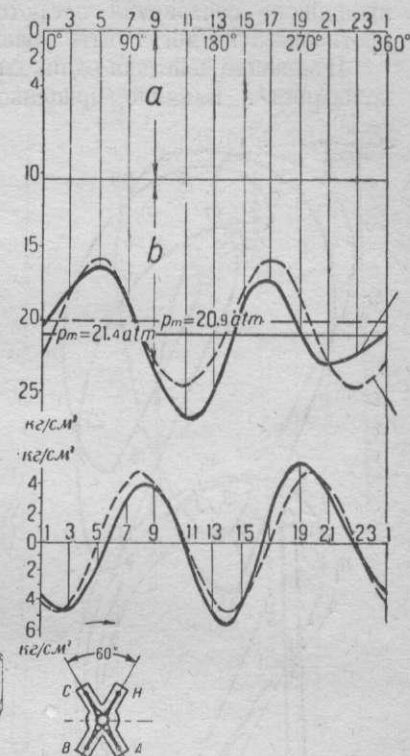
Фиг. 14. Нормальные и тангенциальные силы от инерции вращающихся и поступательно движущихся масс для Х-образного мотора при прицепном шатуне, сочлененном с главным и прицепном шатуне, надетом на шатунную шейку вала. Давления отнесены к единице поверхности поршня; число оборотов  $n = 1800$  об/мин.

1) *a*—нормальные силы от инерции вращающихся масс; 2) *b*—нормальные силы от инерции поступат. движущихся масс; 3) нижняя кривая—тангенциальные силы от инерции поступат. движущихся масс.

Сплошной линией показано прицепное сочленение добавочного шатуна; пунктирной—непосредственное сочленение шатуна с валом.

$$\lambda = 0,294; \mu = \frac{r}{l} = 0,294; \frac{r}{r} = 1,29;$$

вес вращающихся масс  $= 4,25 \text{ кг}$ .

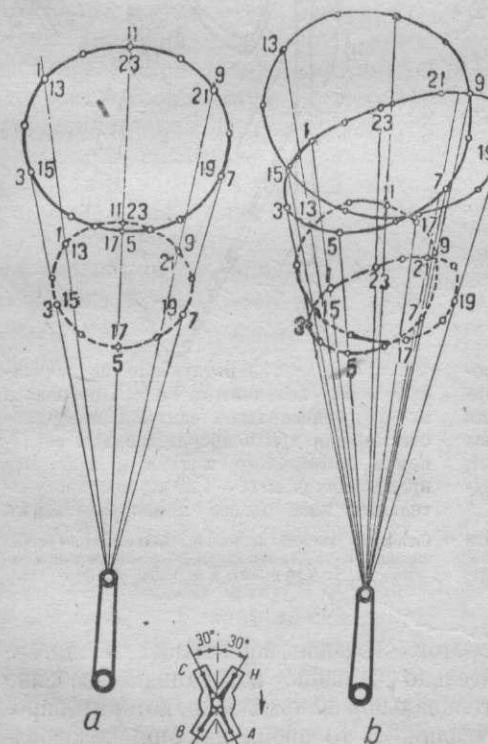


Фиг. 14.

Фиг. 15. Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала Х-образного мотора, происходящие от инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, отнесенные к единице поверхности поршня при  $n = 1800$  (пунктиром) и  $n = 2200$  (сплошной линией) об/мин. Вес вращающихся масс  $= 4,29 \text{ кг}$ , вес поступательно движущихся масс одного цилиндра  $= 1,98 \text{ кг}$ .

*a*—непосредственное сочленение прицепного шатуна с валом; *b*—прицепной шатун сочленен с главным;

$$\lambda = \frac{r}{l} = 0,294; \mu = \frac{r}{l} = 0,294; \frac{r}{r} = 1,29,$$

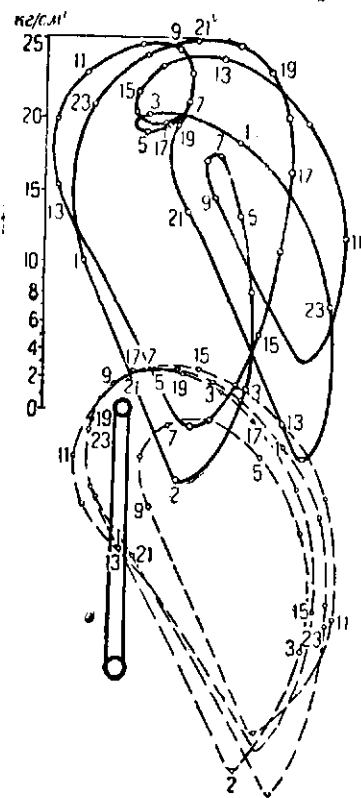


Фиг. 15.



и одинаково направлены в отношении коленчатого вала, то они могут быть устранены с помощью вращающегося противовеса; напротив, у прицепного сочленения остаются силы инерции, которые посредством противовеса не могут быть уравновешены.

Изменение действия одних сил газа показывает довольно значительные колебания<sup>1</sup>. Влияние прицепного сочленения особенно сильно про-



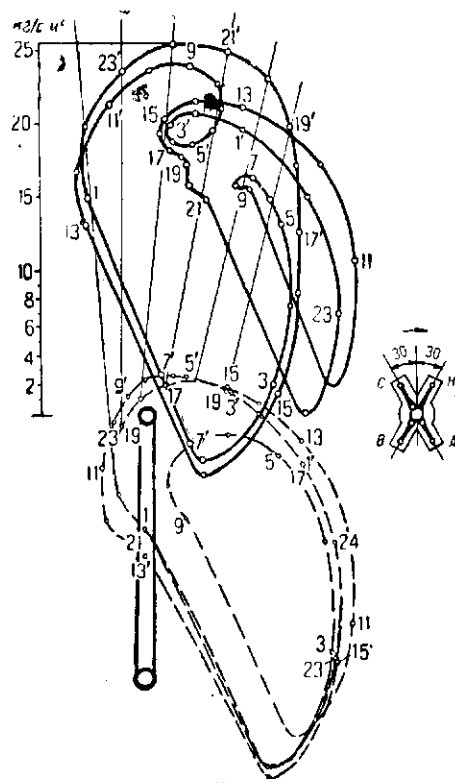
Фиг. 16. Силы, действующие на кривошипную шейку X-образного мотора, отнесенные к единице поверхности поршня при прицепном сочленении добавочного шатуна. Вес вращающихся масс—4,25 кг, вес поступательных масс одного цилиндра—1,98 кг.

Сплошной линией показано совместное действие сил инерции и давления газов; пунктирной—давление одних газов  $P_{ср} = 8,16 \text{ кг/см}^2$ ;  $\lambda = 0,294$ ;

$$\mu = \frac{p}{P} = 0,234; \frac{r}{p} = 1,29; n = 1800 \text{ об/мин.}$$

является при рабочем числе оборотов. Течение нормальных и тангенциальных давлений имеет значительно большие колебания. Особенно интересны здесь колебания в тангенциальном направлении, которые определяют кривую тангенциальных усилий. В то время как при непосредственном сочленении шатуна и вала тангенциальные давления колеблются между 6,75 и 14,3 кг/см<sup>2</sup>, следовательно на 7,55 кг/см<sup>2</sup>,

<sup>1</sup> Сравнить нижние пол-шины правой и левой части фиг. 19.



Фиг. 17. Силы, действующие на шатуноподшипную шейку коленчатого вала X-образного мотора, отнесенные к единице поверхности поршня при непосредственном сочленении добавочного шатуна и вала. Вес вращающихся масс—4,25 кг; вес поступательных масс одного цилиндра—1,98 кг.

Сплошной линией показано совместное действие сил инерции и газов; пунктирной—давление одних газов;  $P_{ср} = 8,16 \text{ кг/см}^2$ ;  $\lambda = 0,294$ ;  $\rho = 0$ ;  $t' = 1$ .

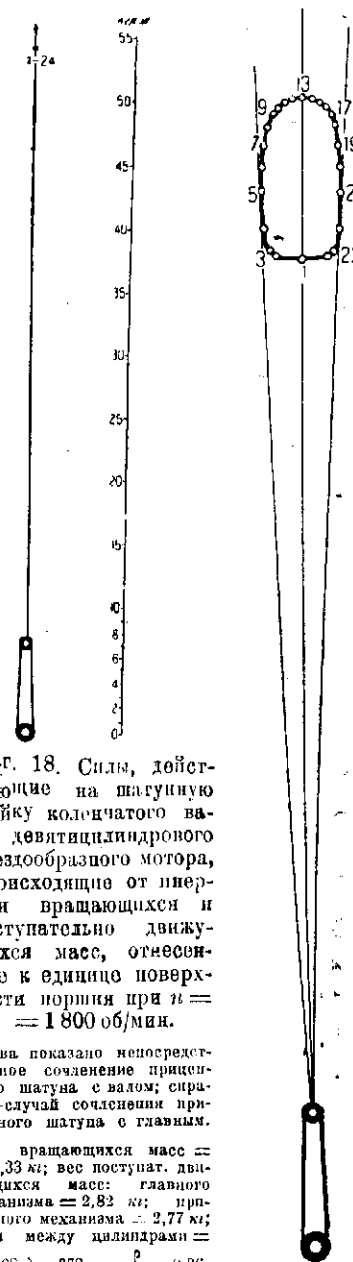
т. е. 64,5% среднего давления, колебание при прицепном сочленении составляет  $16,96 - 4,36 \text{ кг/см}^2 = 12,6 \text{ кг/см}^2$ , т. е. 108% среднего давления. Таким образом вращающий момент становится значительно менее равномерным, период гармоники первого порядка простирается до 720 вместо 80°, а вместе с этим значительно меняются и все критические числа оборотов. Кроме того боковое давление поршня становится больше, а главный шатун напрягается от добавочных моментов изгиба, увеличивающих со своей стороны боковое давление поршня в главном цилиндре.

Отсюда вытекает, что у звездообразного мотора нужно учитывать влияние прицепного сочленения.

Обобщая, можно сказать, что для первоначального исследования, в котором важно только установить порядок величин ожидаемых давлений, влиянием прицепного сочленения можно пренебречь. Для определения давлений сил газов можно обойтись нормальной диаграммой для всех типов моторов, потому что отношение длины шатуна к радиусу кривошипа, поскольку оно остается в пределах обычных границ, имеет второстепенное значение. Это очень упрощает исследование, так как диаграммы давления приходится вычерчивать лишь один раз, а затем их можно по желанию варьировать.

В разбираемом до сих пор способе все силы давления отнеслись к кривошипной шейке<sup>1</sup>; это помимо наглядности также говорит о преимуществе смазки шатунных подшипников через кривошипную шейку.

В некоторых случаях, особенно если прицепные шатуны сочленены с главным, бывает важно знать направление и величину давлений на кривошипную шейку коленчатого вала; причем направление определяют относительно шатуна. Подобную диаграмму давлений можно по-



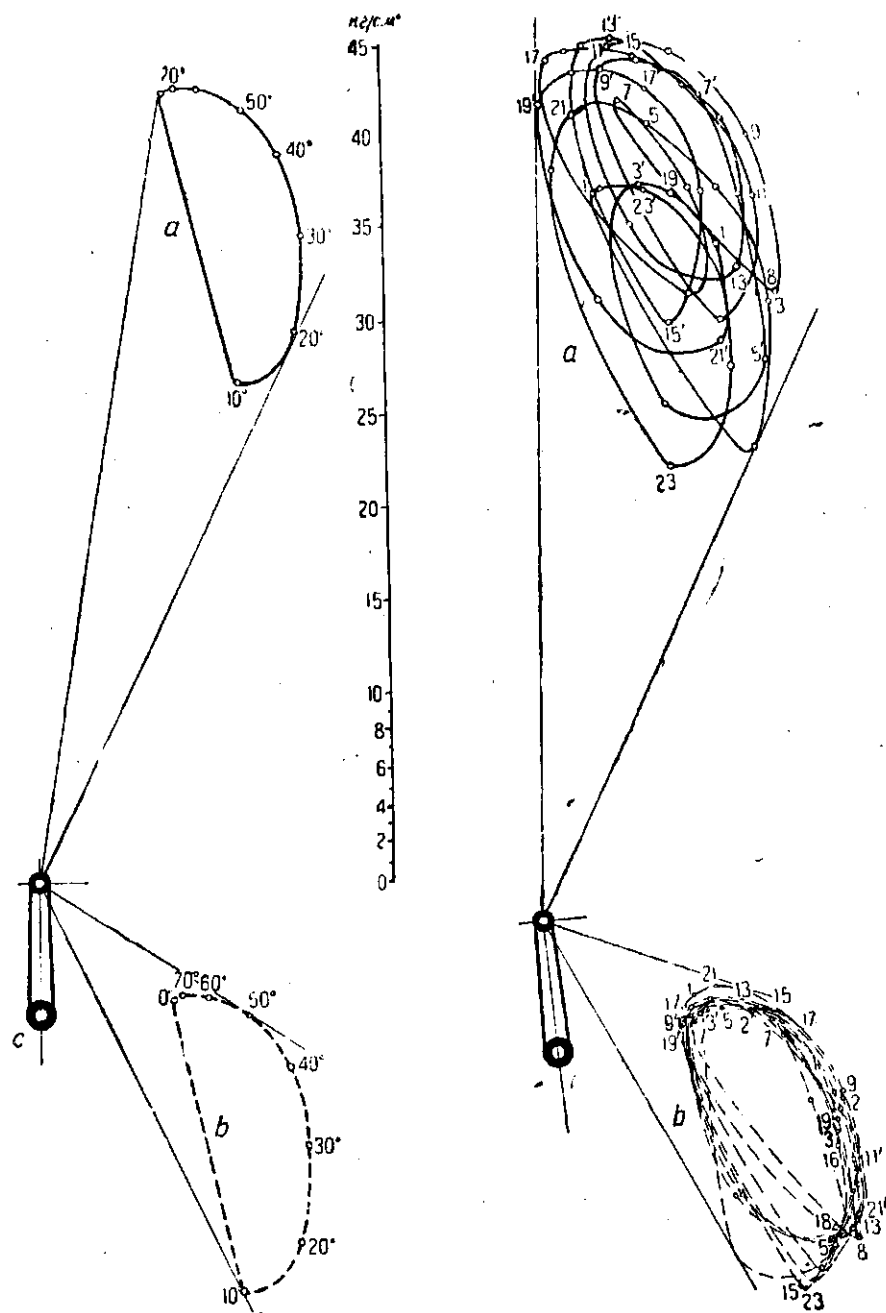
Фиг. 18. Силы, действующие на шатуноподшипную шейку коленчатого вала девятицилиндрового звездообразного мотора, происходящие от инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, отнесенные к единице поверхности поршня при  $n = 1800 \text{ об/мин.}$

Слева показано непосредственное сочленение прицепного шатуна с валом; справа—случай сочленения прицепного шатуна с главным.

Вес вращающихся масс  $= 9,33 \text{ кг}$ ; вес поступат. движущихся масс: главного механизма  $= 2,83 \text{ кг}$ ; прицепного механизма  $= 2,77 \text{ кг}$ ; угол между цилиндрами  $= 40^\circ$ ;  $\lambda = 278$ ;  $\mu = \frac{p}{P} = 0,26$ ;

$$\frac{r}{p} = 1,33.$$

<sup>1</sup> Т. е. направление действующей силы было определено по отношению к кривошпиу.



Фиг. 19. Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала девятицилиндрового звездообразного мотора, отнесенные к единице поверхности поршня при  $n=1800$  об/мин. Вес вращающихся масс—9,33 кг; вес поступательно движущихся масс главного шатуна—2,820 кг; вес поступательно движущихся масс прицепного шатуна—2,77 кг

(На левой половине показан случай непосредственного сочленения прицепного шатуна с валом.

$a$ —совместное давление газов и сил инерции;  $b$ —действие одних сил газов;  $\lambda = \frac{r}{l} = 0,278$ ;  $\frac{r}{\rho} = 1,33$ .

лучить очень просто, представляя себе главный шатун задержанным в своем движении и поворачивая вокруг оси шейки векторную диаграмму давлений на шейку. Соответствующие точки диаграммы устанавливаются при этом в своем положении по отношению к шатуну. Возникает новая замкнутая кривая, которая указывает течение давлений в отношении шатуна. Благодаря этому можно получить важное указание о наилучшем способе соединения с крышкой шатунного подшипника, нагрузке крышки подшипника, направлении перемены давления, подводе смазки к прицепным шатунам и т. д.

Фиг. 10 дает диаграмму давления для V-образного мотора, при наличии главных шатунов, идущих впереди прицепных, и главных шатунов, идущих сзади.

Остается еще определить давление на коренную шейку вала. Это достигается тем, что соответствующие векторы обеих векторных диаграмм давлений на цапфы прилежащих колен поворачивают друг относительно друга на угол между коленами и складывают их геометрически. Порядок зажатия указывает, какие векторы двух диаграмм соответствуют друг другу. При этом надо обратить внимание на изменение масштаба давлений.

В коренных подшипниках в большинстве случаев выгоднее определять распределение давления в отношении самих подшипников, т. е. картера. Для этого пользуются тем же самым способом, как и при определении давления в отношении шатунов. Векторную диаграмму давлений на коренную шейку вала заставляют вращаться вокруг оси шейки и устанавливают отдельные точки замкнутой кривой в их положении по отношению к подшипнику.

На фиг. 11 это сделано для передних и задних подшипников 12-цилиндрового V-образного мотора, на фиг. 12—для среднего подшипника того же мотора. И здесь сначала определены в отдельности давления сил газа (холостой ход) и давления сил инерции, а затем уже для получения диаграммы давлений при рабочем числе оборотов они сложены. Причем на обеих диаграммах нанесены эквидистанты суммарной нагрузки. Теперь видно, где может быть подведена смазка.

В заключение укажем еще на то, что метод, предложенный здесь для изображения давлений, появляющихся в шатунно-кривошипном механизме, не только указывает величину и положение отдельных давлений сил газа и инерции, действующих на шейку и подшипник, но и содержит указания об использовании шатунно-кривошипного механизма, т. е. дает отношение полезных давлений (тангенциальные давления) к давлениям, поглощающим силу (нормальные давления).

Чтобы получить кривую тангенциальных усилий для гармонического анализа и для определения степени неравномерности, на диаграмму нужно нанести одни тангенциальные давления.

## Заключение

В настоящей статье прежде всего был развит метод изображения давлений, появляющихся в шатунно-кривошипном механизме моторов. Этот метод дает хорошее представление о совместном действии давлений сил газа и инерции при различных рабочих числах оборотов.

Так как у авиационных моторов, в большинстве случаев работает



несколько цилиндров на один кривошип, то для случая прицепных шатунов, сочлененных с главным шатуном, выведены уравнения скорости и ускорения поршня. В Х-образном и 9-цилиндровом звездообразном моторах влияние прицепного сочленения исследовано с помощью диаграмм давлений для непосредственного сочленения с валом, а также с главным шатуном. Для 12-цилиндрового Х-образного мотора получены давления на кривошипную шейку главных шатунов, идущих впереди и сзади прицепных; отсюда определяются давления на коренную шейку вала в отношении самой шейки и коренного подшипника.

Перевод **Е. Ребровой.**  
Редакция вж.-мех. **Н. Бруевича.**

## **Зависимость между индикаторной диаграммой, диаграммой крутящего момента двигателей внутреннего сгорания и крутильными колебаниями валов. Новый метод гармонического анализа <sup>1</sup>**

**А. Шредер**

Сравнительно недавно стало известно, что в быстроходных двигателях внутреннего сгорания особое значение следует придавать наступающим явлениям колебаний ввиду их опасности для надежности двигателей при эксплуатации. Это было установлено при применении на судах быстроходных двигателей. На этих машинах наблюдались впервые особые случаи сотрясений и особой формы изломы валов, объяснение которым было дано в работе Фрама о крутильных колебаниях, опубликованной в 1902 г. Было признано, что масса каждого вала (сюда относятся кривошипные и также распределительные валы двигателей внутреннего сгорания) может образовать подверженную колебаниям систему. Впоследствии появились и другие труды, посвященные проблеме крутильных колебаний.

Всю область исследования крутильных колебаний можно разбить на три отдельные части:

а) замена массы данной системы упругой равноценной системой в форме цилиндрического вала, определение у этой системы числа собственных колебаний и форм колебаний;

б) определение гармоник тангенциальных усилий (т. е. скручивающих усилий);

с) определение критических чисел оборотов, напряжений в валу, секундного изменения напряжений в валу и т. д.

Части а) и б) не зависят одна от другой и могут рассматриваться каждая отдельно. Часть с) требует знания а) и б).

Особенность упомянутых работ о крутильных колебаниях состоит в бросающемся в глаза предпочтении, отданном вопросу замены массы валов, определению возможных форм колебаний и определению чисел собственных колебаний; область же б), а с нею и с) почти не подвергались обработке. Опубликованные исследования периодических кривых большей частью относятся к области электротехники. Только в последнее время Видлер (Wydler) <sup>2</sup> занимался между прочим и вопросом о возбуждающих силах.

Чтобы восполнить этот пробел, предлагаемая работа должна подробно заняться вопросом периодических тангенциальных усилий в двига-

<sup>1</sup> Журнал «Motorwagen», 1927, № 20.

<sup>2</sup> Wydler, Drehschwingungen in Kolbenmaschinenanlagen und das Gesetz ihres Ausgleichs, Berlin 1922, изд. I, Springer. См. также Plünzke, Drehschwingungen des Automobilmotors, «Motorwagen», 1926, стр. 115.

телях внутреннего сгорания и другими вопросами, связанными с ним. Идеальнейшие условия для подобного исследования мы находим у двигателей внутреннего сгорания, обладающих одинаковой по форме и площади индикаторной диаграммой, а при одинаковой степени нагрузки одинаковыми и средними индикаторными давлениями; это будет у двух- и четырехтактных двигателей Дизеля с воздушным распыливанием. Для этих машин имеем: выводы, найденные анализом диаграммы тангенциальных усилий при определенной степени нагрузки, можно перенести с достаточной точностью на машины того же образца, при той же степени нагрузки. Это возможно, так как:

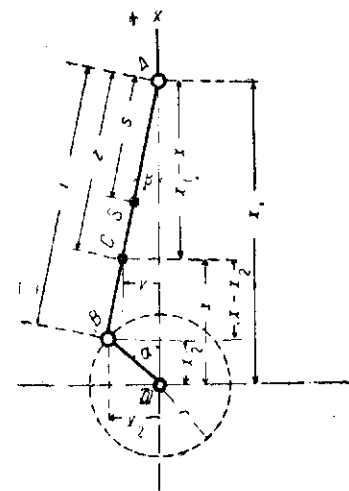
1. Амплитуды и смещения фаз одних и тех же гармоник диаграмм тангенциальных усилий всех двигателей внутреннего сгорания, у которых индикаторные диаграммы удовлетворяют поставленным условиям, имеют одинаковую величину при одинаковой степени нагрузки.

2. По тогда амплитуды и смещения фаз суть функции среднего индикаторного давления  $p_i$ .

3. У многоцилиндровых моторов определенные гармоники должны исчезать, другие, напротив, благодаря многократному суммированию становятся заметными.

Если же это все так, то можно составить уравнения или кривые, с помощью которых могут быть указаны вращательные силы для каждой ступени нагрузки и каждого числа оборотов без предварительного черчения индикаторной диаграммы и диаграммы тангенциальных усилий и без предварительного анализа последней. Совершенно ясно преимущество значительного упрощения и сокращения процесса вычисления при этом способе, сравнительно со способами, употребляемыми до сих пор. Это обусловлено исключением необходимости чертить индикаторную диаграмму и диаграмму вращательных усилий для различных нагрузок и чисел оборотов с отнимающим много времени их анализом.

Следует отметить, что эти преимущества выступают в полном объеме в двигателях внутреннего сгорания одинакового типа, индикаторные диаграммы которых обладают требующимся совпадением свойств. У двигателей внутреннего сгорания, индикаторные диаграммы которых не показывают требуемого совпадения, как у двигателей с накалывающейся головкой, бескомпрессорных дизелей, двигателей на легком топливе и т. д., уже неадекватен перенос результатов, полученных путем анализа диаграммы вращательных усилий одного двигателя для определенной нагрузки, на другой двигатель при той же нагрузке. Следует от случая к случаю испытывать надежность переноса для таких двигателей. Но все же



Фиг. 1.

эти двигатели также допускают целесообразное применение нижеуказанных методов исчисления, и в этом случае нижеследующий метод

также представляет значительное преимущество перед прежним способом определения гармоник вращательных усилий.

Из вышеизложенного вытекает, что в наших исследованиях существенное значение будет иметь сравнение индикаторных диаграмм или диаграмм вращательных усилий. Как известно, индикаторная диаграмма двигателя внутреннего сгорания понимается как картина действия сил на поршень за один цикл. Но так как эти силы, а вместе с ними диаграммы вращательного момента, при более высоких числах оборотов подвергаются влиянию передаточного механизма, благодаря силам инерции, то для получения возможности сравнения нам следует сравнить отдельно силы, действующие на поршень, и силы инерции. Надо заметить, что здесь дело идет о силах инерции поступательно движущихся масс механизма, а не о инерции вращающихся масс.

Таким образом наша задача заключается в исследовании сил инерции и сил, действующих на поршень.

### Силы инерции кривошипного механизма

Если  $x_1$  и  $y_1$  обозначают координаты точки A (фиг. 1),  $x_2$  и  $y_2$  — координаты точки B,  $x$  и  $y$  координаты любой точки C на оси шатуна, причем эта точка находится от A на расстоянии  $z$ , то имеем:

$$\frac{x_1 - x}{x - x_2} = \frac{z}{l - z}.$$

Отсюда:

$$(x_1 - x)(l - z) = z(x - x_2),$$

$$x_1 l - x_1 z - x l = -x_2 z.$$

Следовательно

$$x = x_1 \frac{l - z}{l} + x_2 \frac{z}{l}. \quad (1)$$

Далее

$$\frac{y}{z} = \frac{y_2}{l};$$

стало быть,

$$y = y_2 \frac{z}{l}. \quad (2)$$

Двукратным дифференцированием равенств (1) и (2) получаем:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = b_x = \frac{d^2 x_1}{dt^2} \frac{l - z}{l} + \frac{d^2 x_2}{dt^2} \frac{z}{l}; \quad (3)$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = b_y = \frac{d^2 y_2}{dt^2} \frac{z}{l}, \quad (4)$$

причем  $b_x$  и  $b_y$  обозначают проекция ускорения точки C в направлениях  $x$  и  $y$ .

Если же  $dm = \frac{f \gamma}{g} dz$  есть элемент массы шатуна в точке C, причем

$f$  — поперечное сечение шатуна в  $\text{см}^2$ ,

$\gamma$  — удельный вес в  $\text{кг/см}^3$ ,

$g = 981 \text{ см/сек}^2$  — ускорение земли,



то проекции силы инерции шатуна

$$q_x = \int b_x dm = \frac{d^2 x_1}{dt^2} \int \frac{l-z}{l} dm + \frac{d^2 x_2}{dt^2} \int \frac{z}{l} dm, \quad (5)$$

$$q_y = \int b_y dm = \frac{d^2 y_2}{dt^2} \int \frac{z}{l} dm. \quad (6)$$

Но так как

$$\int z dm = ms, \\ \int (l-z) dm = m(l-s),$$

то получится:

$$q_x = \frac{d^2 x_1}{dt^2} m \frac{l-s}{l} + \frac{d^2 x_2}{dt^2} m \frac{s}{l}, \quad (7) \\ q_y = \frac{d^2 y_2}{dt^2} m \frac{s}{l},$$

причем  $s$  — расстояние центра тяжести шатуна от точки  $A$  в см,

$l$  — длина шатуна в см,

$m$  — масса шатуна.

Из равенства (7) следует, что ускорение всей массы шатуна в направлении оси  $xx$  равняется ускорению двух воображаемых масс, именно массы  $m \frac{l-s}{l}$  в точке  $A$ , и другой массы  $m \frac{s}{l}$  в точке  $B$ ; они вызывают то же действие, как и вся масса шатуна<sup>1</sup>.

Часть массы  $m \frac{s}{l}$  обладает ускорением своей воображаемой точки приложения  $B$ , именно ускорением  $\frac{d^2 x_2}{dt^2}$ ,  $\frac{d^2 y_2}{dt^2}$ . Из векторного равенства  $\frac{d^2 x_2}{dt^2} + \frac{d^2 y_2}{dt^2} = \bar{b}$  следует: ускорения точки  $B$  в направлениях  $xx$  и  $yy$  дают центростремительное ускорение для этой точки.

Следовательно часть массы шатуна должна быть отнесена к вращающимся массам и вместе с остальными вращающимися массами, отнесенными к точке  $B$ , дает только центробежные силы.

Другая часть всей массы шатуна, равная  $m \frac{l-s}{l}$ , обладает только ускорением  $\frac{d^2 x_1}{dt^2}$  точки  $A$  и, вместе с остальными, отнесенными к точке  $A$  поступательно движущимися массами, дает силы инерции, которые для получения фактического давления на палец кривошипа, то нужно прибавлять к давлению газов на поршень, то, смотря по положению кривошипа, отнимать от него.

Из предыдущего видно, что эти частичные массы зависят от положения центра тяжести шатуна. Они имеют именно ту величину, как если бы шатун с самого начала был разделен на массы  $m \frac{l-s}{l}$  и  $m \frac{s}{l}$ , сосредоточенные в точках  $A$  и  $B$ .

<sup>1</sup> Не вполне, так как здесь не учтена разница между моментом пары инерции шатуна и этих двух масс; впрочем эта разность невелика.

Часть шатуна  $m \frac{l-s}{l}$ , которая должна рассматриваться как поступательно движущаяся и прибавляться к массам, имеющим то же движение, достигает, смотря по строению шатуна, от 0,3 и до 0,6, а в среднем 0,5 всей массы шатуна. Часто при расчетах считают, что  $\frac{1}{3}$  массы шатуна совершает поступательное движение. Так как здесь важно определить вращательные усилия на кривошипе, происходящие от сил инерции, то наше внимание надо обратить только на находящуюся в точке  $A$  общую массу, имеющую возвратно поступательное движение.

Для этого по уравнению (7) берем:

$$Q = \frac{d^2 x_1}{dt^2} (m_H + m_s) = \frac{d^2 x_1}{dt^2} M, \quad (7a)$$

причем:

$m_H$  — масса частей, совершающих возвратно поступательное движение,

$m_s = m \frac{l-s}{l}$  — масса поступательно движущейся части шатуна,

$M = m_H + m_s$  — суммарная поступательно движущаяся масса.

Теперь нужно ускорение поршня  $\frac{d^2 x_1}{dt^2}$  выразить в форме, удобной для практики.

По фиг. 1:

$$x_1 = r \cos \alpha + l \cos \beta. \quad (8)$$

Далее

$$r \sin \alpha = l \sin \beta; \quad \sin \beta = \lambda \sin \alpha,$$

причем было принято:

$$\frac{r}{l} = \lambda.$$

Далее следует:

$$\cos^2 \beta = 1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha.$$

Из этого получается:

$$x = r \cos \alpha + l(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}}. \quad (9)$$

Если мы разложим в степенной ряд то, что выражено корнем в уравнении (9), то получим:

$$x_1 = r \cos \alpha + l \left( 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha - \frac{1}{2^2 \cdot 2!} \lambda^4 \sin^4 \alpha - \frac{1 \cdot 3}{2^3 \cdot 3!} \lambda^6 \sin^6 \alpha \right). \quad (10)$$

По формуле Муавра:

$$(\cos \alpha + i \sin \alpha)^n = \cos^n \alpha + \left(\frac{n}{1}\right) \cos^{n-1} \alpha \cdot i \sin \alpha - \\ - \left(\frac{n}{2}\right) \cos^{n-2} \alpha \cdot \sin^2 \alpha - \left(\frac{n}{3}\right) \cos^{n-3} \alpha \cdot i \cdot \sin^3 \alpha + \\ + \left(\frac{n}{4}\right) \cos^{n-4} \alpha \sin^4 \alpha + \dots = \cos n \cdot \alpha + i \cdot \sin n \cdot \alpha. \quad (11)$$

Так как действительные части так же, как и мнимые обеих частей уравнения должны быть равны, то из уравнения (11) следует:

$$\sin n \cdot \alpha = \left(\frac{n}{1}\right) \cos^{n-1} \alpha \cdot \sin \alpha - \left(\frac{n}{3}\right) \cos^{n-3} \alpha \cdot \sin^3 \alpha + \left(\frac{n}{5}\right) \cos^{n-5} \alpha \cdot \sin^5 \alpha. \quad (12)$$

Заметим, что  $i$  сокращено в обеих частях равенства (12).

Далее:

$$\cos n\alpha = \cos^n \alpha - \left(\frac{n}{2}\right) \cos^{n-2} \alpha \cdot \sin^2 \alpha + \left(\frac{n}{4}\right) \cos^{n-4} \alpha \cdot \sin^4 \alpha. \quad (13)$$

Если в уравнениях (12) и (13) подставить  $n = 2, 4, 6, \dots$ , то после некоторого преобразования будем иметь:

$$\sin^2 \alpha = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\alpha),$$

$$\sin^4 \alpha = \frac{1}{2^3}(3 - 4 \cos 2\alpha + \cos 4\alpha),$$

$$\sin^6 \alpha = \frac{1}{2^5}(10 - 15 \cos 2\alpha + 6 \cos 4\alpha - 6 \cos 6\alpha) \text{ и т. д.}$$

Если мы вставим в уравнение (10) значения  $\sin \alpha$  и его степеней, то будем иметь:

$$\begin{aligned} x_1 = & l \left( 1 - \frac{1}{4} \lambda^2 - \frac{3}{64} \lambda^4 - \frac{5}{256} \lambda^6 - \dots \right) + \\ & + r \cos \alpha + \\ & + l \cos 2\alpha \left( \frac{1}{4} \lambda^2 + \frac{1}{16} \lambda^4 + \frac{15}{512} \lambda^6 + \dots \right) + \\ & + l \cos 4\alpha \left( \frac{1}{64} \lambda^4 + \frac{3}{256} \lambda^6 + \dots \right) + \\ & + l \cos 6\alpha \left( \frac{1}{512} \lambda^6 + \dots \right). \end{aligned} \quad (14)$$

Из уравнения (14) мы узнаем: закон движения поршня поршневого двигателя может быть развернут в ряд Фурье, коэффициенты которого сами легко сходящиеся степенные ряды, поскольку  $\lambda < 1$ , что всегда выполняется в поршневых двигателях.

При расчете с помощью ряда обычно сохраняют только такое количество членов, какое требуется для желаемой точности. В данном случае мы можем ограничиться сохранением членов с  $\lambda^2$ , пренебрегая всеми высшими степенями  $\lambda$ .

Влияние членов с этими более высокими степенями  $\lambda$  быстро сводится к минимуму благодаря их резко уменьшающимся числовым множителям. На место бесконечного ряда, указывающего на то, что путь поршня состоит из безграничного ряда гармонических колебаний, мы ставим, с вполне достаточной для практического расчета точностью, простой тригонометрический полином:

$$x_1 \cong l \left( 1 - \frac{1}{4} \lambda^2 \right) + r \cos \alpha + \frac{\lambda^2}{4} l \cos 2\alpha. \quad (15)$$

Так выражается с приблизительной точностью движение поршня двумя простыми гармоническими колебаниями.

Выражение скорости поршня вытекает из уравнения (15):

$$v_x = \frac{dx_1}{dt} = -r \left( \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \frac{d\alpha}{dt} \right).$$

Обозначаем  $\frac{d\alpha}{dt} = \omega$ ,

$$v_x = \frac{dx_1}{dt} = -r\omega \left( \sin \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\alpha \right). \quad (16)$$

Ускорения поршня:

$$\frac{dv_x}{dt} = b_x = \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) - r \frac{d\omega}{dt} \left( \sin \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\alpha \right).$$

В нашем случае можно пренебречь изменением угловой скорости кривошипа, так как это изменение происходит в очень небольшом размере. Это изменение необходимо принимать во внимание при решении некоторых задач, как например при определении неравномерности вращательного движения.

При

$$\frac{d\omega}{dt} \cong 0.$$

мы получим в качестве формулы для практического применения:

$$b_x = -r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (17)$$

Тем самым равенство (7а) переходит в следующее:

$$Q = -Mr\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (17a)$$

Для вращательного усилия на пальце кривошипа получаем:

$$\begin{aligned} T = Q \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} &= Q \frac{\sin \alpha \cos \beta + \cos \alpha \sin \beta}{\cos \beta} = Q \left( \sin \alpha + \frac{\lambda \cos \alpha \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) = \\ &= Q \left[ \sin \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\alpha \left( 1 + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha + \frac{3}{2^2 2!} \lambda^4 \sin^4 \alpha + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{15}{2^3 3!} \lambda^6 \sin^6 \alpha + \dots \right) \right]. \end{aligned}$$

Следовательно вращательное усилие  $T$  от сил инерции поступательно движущихся масс кривошипного механизма может быть изображено рядом Фурье, вместо которого мы можем поставить с достаточной для практики точностью:

$$T = Q \left( \sin \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\alpha \right) \quad (18)$$

или

$$T = -Mr\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \left( \sin \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\alpha \right). \quad (18a)$$

Из равенства (18a) путем перемножения и дальнейшего преобразования следует:

$$T = Mr\omega^2 \left( \frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\alpha - \frac{\lambda^3}{4} \sin 4\alpha \right). \quad (19)$$

Поэтому вращающее усилие от сил инерции одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания приблизительно состоит из суммы четырех простых гармонических колебаний, смещение фаз которых  $= 0$  и амплитуды которых зависят от  $M$ ,  $r$ ,  $\omega$  или  $n$ , а за исключением второй гармоники и от  $\lambda$ .



Так как  $\lambda$  у нормальных двигателей внутреннего сгорания лежит между  $\frac{1}{4}$  и  $\frac{1}{5}$  и влияние изменения  $\lambda$  в этих границах на конечный результат незначительно, то мы подставим  $\lambda = \frac{1}{4.5}$ ; благодаря этому выражение в скобках получает характер функции от  $\alpha$  и делается применимым для диаграмм тангенциальных усилий от сил инерции всех двигателей внутреннего сгорания.

Это станет еще более ясным, если мы введем понятие «специфической вращающей силы  $T''$ » от действия инерции.

Если мы положим

$$T' = T'' \cdot Mr \omega^2,$$

то получим

$$T' = \left( \frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\alpha - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha \right). \quad (20)$$

Уравнение (20) служит для того, чтобы дать объяснение вращательному действию сил инерции, одинаковому у двух- и четырехтактных двигателей внутреннего сгорания.

Особые уравнения кривых вращательного усилия от действия сил инерции поступательно движущихся масс многоцилиндровых двигателей внутреннего сгорания.

Рассмотрим двигатель внутреннего сгорания с  $n$  цилиндрами и с  $n$  кривошипами, симметрично расположенными по окружности. Все цилиндры имеют одинаковые поступательно движущиеся массы, одинаковой длины шатуны и одинаковые радиусы кривошипа. Кривошип вращается с постоянной угловой скоростью.

В  $\mu$  цилиндре, кривошип которого с кривошипом первого цилиндра образует угол

$$\frac{2\pi}{n}(\mu-1),$$

«специфическое вращающее усилие» от действия сил инерции получается из уравнения (20), в котором вместо  $\alpha$  следует подставить:

$$\alpha + \frac{2\pi}{n}(\mu-1).$$

$$T''_{\mu} = \frac{\lambda}{4} \sin \left[ \alpha + \frac{2\pi}{n}(\mu-1) \right] - \frac{1}{2} \sin \left[ 2\alpha + \frac{4\pi}{n}(\mu-1) \right] - \frac{3}{4} \lambda \sin \left[ 3\alpha + \frac{6\pi}{n}(\mu-1) \right] - \frac{\lambda^2}{4} \sin \left[ 4\alpha + \frac{8\pi}{n}(\mu-1) \right]. \quad (21)$$

Равнодействующая для  $n$  цилиндров есть

$$T' = T'_1 + T'_2 + \dots + T'_n = \sum_{\mu=1}^n T''_{\mu} = \frac{\lambda}{4} \sum_{\mu=1}^n \sin \left[ \alpha + \frac{2\pi}{n}(\mu-1) \right] - \frac{1}{2} \sum_{\mu=1}^n \sin \left[ 2\alpha + \frac{4\pi}{n}(\mu-1) \right] - \frac{3}{4} \lambda \sum_{\mu=1}^n \sin \left[ 3\alpha + \frac{6\pi}{n}(\mu-1) \right] - \frac{\lambda^2}{4} \sum_{\mu=1}^n \sin \left[ 4\alpha + \frac{8\pi}{n}(\mu-1) \right]. \quad (22)$$

Но

$$\sum_{\mu=1}^n \sin \left[ \alpha + K \frac{2\pi}{n}(\mu-1) \right] = 0,$$

если  $K$  не делится на  $n$  и  $\neq n \sin \alpha$ , если  $K$  делится на  $n$ .

Но в уравнениях (22)  $K$  проходит через значения 1, 2, 3, 4.

$K$  делится на  $n$ , если

$$\begin{aligned} n=2 & \text{ при } K=2 \text{ или } 4 \\ n=3 & \text{ » } K=3 \\ n=5 & \text{ » } K=4 \end{aligned}$$

Надо заметить, что уравнение (22) действительно только, как и было предположено, для симметрично расположенных кривошипов, т. е. для равных углов между кривошипами. Если углы между кривошипами неравные, т. е. если  $2\pi$  неравномерно разделено, то тогда в уравнение (20) на место угла  $\frac{2\pi}{n}(\mu-1)$  нужно вставить соответствующий угол между кривошипами. Уравнение (22) должно служить для вывода уравнения кривой равнодействующего тангенциального усилия от инерции поступательно движущихся масс многоцилиндровых двигателей. Ради

<sup>1</sup> Возьмем сумму  $n$  синусов от дуг, изменяющихся в порядке арифметической прогрессии:

$$\sin \alpha + \sin (\alpha + h) + \sin (\alpha + 2h) + \dots + \sin [\alpha + (n-1)h].$$

Напишем тождества:

$$\begin{aligned} 2 \sin \frac{h}{2} \sin (\alpha + ih) &= \cos \left( \alpha + ih - \frac{h}{2} \right) - \cos \left( \alpha + ih + \frac{h}{2} \right) \\ 2 \sin \frac{h}{2} \sin (\alpha + ih) &= \cos \left( \alpha + \frac{2i-1}{2}h \right) - \cos \left( \alpha + \frac{2i+1}{2}h \right). \end{aligned}$$

Будем давать  $i$  ряд целых положительных значений:

$$i = 0, 1, 2, 3, \dots, (n-1).$$

Тогда при

$$\begin{aligned} i=0; & \quad 2 \sin \frac{h}{2} \sin \alpha = \cos \left( \alpha - \frac{h}{2} \right) - \cos \left( \alpha + \frac{h}{2} \right) \\ i=1; & \quad 2 \sin \frac{h}{2} \sin (\alpha + h) = \cos \left( \alpha + \frac{h}{2} \right) - \cos \left( \alpha + \frac{3}{2}h \right) \\ i=2; & \quad 2 \sin \frac{h}{2} \sin (\alpha + 2h) = \cos \left( \alpha + \frac{3}{2}h \right) - \cos \left( \alpha + \frac{5}{2}h \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} i=n-2; & \quad 2 \sin \frac{h}{2} \sin [\alpha + (n-2)h] = \cos \left( \alpha + \frac{2n-5}{2}h \right) - \cos \left( \alpha + \frac{2n-3}{2}h \right) \\ i=n-1; & \quad 2 \sin \frac{h}{2} \sin [\alpha + (n-1)h] = \cos \left( \alpha + \frac{2n-3}{2}h \right) - \cos \left( \alpha + \frac{2n-1}{2}h \right). \end{aligned}$$

Складываем:

$$\begin{aligned} 2 \sin \frac{h}{2} [\sin \alpha + \sin (\alpha + h) + \dots + \sin [\alpha + (n-1)h]] &= \\ &= \cos \left( \alpha - \frac{h}{2} \right) - \cos \left( \alpha + \frac{2n-1}{2}h \right). \end{aligned}$$

полноты, повторим еще раз уравнение кривой тангенциальной силы от инерции поступательно движущихся масс одноцилиндрового мотора.

#### Одноцилиндровый мотор.

Для одноцилиндрового мотора было получено:

$$R'_1 = T'' = \frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\alpha - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha. \quad (23)$$

Из уравнения (23) следует, что в одноцилиндровом моторе в результате воздействия масс частей кривошипного механизма могут оказываться критические числа оборотов от первого до четвертого порядка; именно имеется критическое число оборотов

$$\begin{array}{ll} 1 \text{ порядка, если } n = n_c \\ 2 \quad \gg \quad \gg \quad n = \frac{n_c}{2} \end{array}$$

Преобразуем правую часть:

$$\begin{aligned} \cos \left[ \left( \alpha + \frac{n}{2} h - \frac{1}{2} h \right) - \frac{n}{2} h \right] - \cos \left[ \left( \alpha + \frac{n}{2} h - \frac{1}{2} h \right) + \frac{n}{2} h \right] = \\ = 2 \sin \frac{nh}{2} \cdot \sin \left( \alpha + \frac{n-1}{2} h \right). \end{aligned}$$

Подставляем это в уравнение:

$$\sin \alpha + \sin (\alpha + h) + \dots + \sin [\alpha + (n-1)h] = \frac{\sin \frac{nh}{2}}{\sin \frac{h}{2}} \sin \left( \alpha + \frac{n-1}{2} h \right).$$

Сравнивая левую часть написанной формулы с

$$\sum_{\mu=1}^n \sin \left[ \alpha + \frac{2\pi}{n} (\mu-1) \right],$$

мы видим, что последнее выражение такого же вида, как левая часть, причем число членов суммы тоже равно  $n$ ,  $h = \frac{K2\pi}{n}$ .

Поэтому

$$\sum_{\mu=1}^n \sin \left[ \alpha + \frac{K2\pi}{n} (\mu-1) \right] = \frac{\sin \frac{K\pi}{n}}{\sin \frac{K\pi}{n}} \sin \left[ \alpha + (n-1) \frac{K\pi}{n} \right].$$

Число  $K$  имеет целые значения, поэтому  $\sin \frac{K\pi}{n} = 0$ , а значит и вся сумма равна нулю. Но может случиться, что и знаменатель равен нулю:

$$\sin \frac{K\pi}{n} = 0; \quad \frac{K\pi}{n} = a\pi; \quad K = an,$$

где  $a$  — целое число.

Значит знаменатель обращается в нуль, когда  $K$  кратно числу  $n$  цилиндров. В этом случае правая часть превращается в неопределенность вида:

$$\frac{0}{0} \sin \left[ \alpha + (n-1) \frac{K\pi}{n} \right].$$

Раскрываем неопределенность по правилу Лопиталя: получаем  $n \sin \alpha$ . Еще раз напоминаем, что  $n$  и  $a$  — целые положительные числа.

Примечание редактора

$$3 \text{ порядка, если } n = \frac{n_c}{3}$$

$$4 \quad \gg \quad \gg \quad n = \frac{n_c}{4},$$

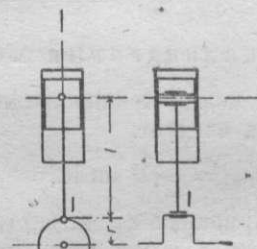
причем  $n$  равно числу оборотов коленчатого вала,  $n_c$  равно числу собственных колебаний системы. Критические числа оборотов выше четвертого порядка не могут быть обусловлены воздействием масс <sup>1</sup>.

#### Двухцилиндровый мотор.

а) Оба кривошипа равностоящие, следовательно угол между кривошипами  $0^\circ$ . Мы получим:

$$R'_{2(a)} = 2 R'_1 = 2 \left( \frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\alpha - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha \right), \quad (24)$$

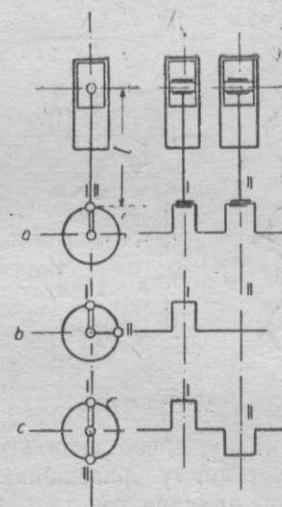
т.е. те же самые отношения, что при одноцилиндровом моторе, но с той разницей, что амплитуда четырех колебаний вдвое больше, т.е. вдвое опасней, чем у одноцилиндрового мотора.



Фиг. 2.



Фиг. 4.



Фиг. 3.

б) Два кривошипа под углом  $90^\circ$  (фиг. 3б). Отсюда мы получаем:

$$R'_{2(b)} = 2 (\sin \alpha + \cos \alpha) - \frac{3}{4} \lambda (\sin 3\alpha - \cos 3\alpha) - \frac{\lambda^2}{2} \sin 4\alpha. \quad (25)$$

Как достойный внимания результат мы получили: у двухцилиндрового мотора (по фиг. 3б) второй гармоники не имеется. Стало быть у этого мотора критические вращательные числа второго порядка невозможны.

с) Два кривошипа под углом  $180^\circ$  (фиг. 3с). Для этого случая уравнение (22) дает:

$$R'_{2(c)} = - \sin 2\alpha - \frac{\lambda^2}{2} \sin 4\alpha. \quad (26)$$

<sup>1</sup> Это верно лишь в границе точности, принятой автором. Ред.

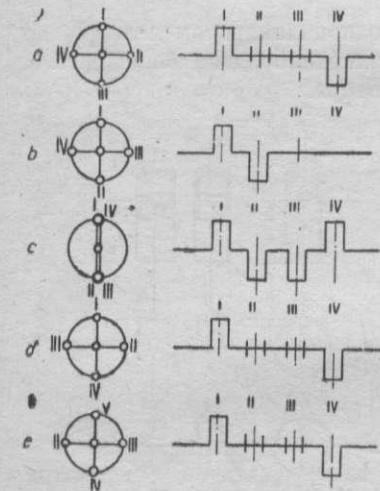
Это значит, что при таком расположении кривошипов первая и третья гармоники гаснут. Напротив, вторая и четвертая гармоники остаются и проявляются в двойном размере. Вследствие воздействия масс возможны критические числа оборотов второго и четвертого порядка, а именно если  $n = \frac{n_0}{2}$  или  $n = \frac{n_0}{4}$ .

#### Трехцилиндровый мотор.

Угол между кривошипами равен  $120^\circ$ . Для этого случая равенство (22) дает:

$$R'_3 = -\frac{9}{4} \lambda \sin 3\alpha, \quad (27)$$

т. е. у трехцилиндрового мотора гаснут все гармоники до третьего порядка; последняя проявляется в своем тройном размере (сравнительно с одноцилиндровым мотором). Возможны только критические числа третьего порядка, а именно, если  $n = \frac{n_0}{3}$ .



Фиг. 5.

#### Четырехцилиндровый мотор.

а) Угол между кривошипами равен  $90^\circ$ . Отсюда следует:

$$R'_{4(a)} = -\lambda^2 \sin 4\alpha, \quad (28)$$

т. е. все гармоники до четвертого порядка гаснут. Отсюда ясно, что для этого мотора вследствие воздействия масс возможны только критические числа четвертого порядка, именно если  $n = \frac{n_0}{4}$ . Амплитуда гармоники четвертого порядка увеличена в четыре раза

против амплитуды соответствующей гармоники одноцилиндрового мотора.

б) Углы между кривошипами равны  $180^\circ$ ,  $-90^\circ$ ,  $+180^\circ$  (фиг. 5b). В качестве примера мы для этого расположения кривошипов произведем определение уравнения кривой равнодействующих тангенциальных усилий от инерции поступательно движущихся масс; этот вычислительный процесс может иметь место только при таком расположении кривошипов, в котором углы между кривошипами не равны. Получаем для первого цилиндра:

$$T'_1 = \frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\alpha - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha,$$

для второго цилиндра:

$$T''_2 = \frac{\lambda}{4} \sin(\alpha + \pi) - \frac{1}{2} \sin 2(\alpha + \pi) - \frac{3}{4} \lambda \sin 3(\alpha + \pi) - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4(\alpha + \pi),$$

для третьего цилиндра:

$$T'''_3 = \frac{\lambda}{4} \sin\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right) - \frac{1}{2} \sin 2\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right) - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right) - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right)$$

для четвертого цилиндра:

$$T''''_4 = \frac{\lambda}{4} \sin\left(\alpha + \frac{3}{2}\pi\right) - \frac{1}{2} \sin 2\left(\alpha + \frac{3}{2}\pi\right) - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\left(\alpha + \frac{3}{2}\pi\right) - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\left(\alpha + \frac{3}{2}\pi\right).$$

Отсюда следует:

$$R'_{4(b)} = \sum_I^{IV} T'' = T_I + T_{II} + T_{III} + T_{IV}.$$

При сложении друг под другом стоящих членов вышеупомянутых уравнений получаем:

$$\begin{aligned} \frac{\lambda}{4} [\sin \alpha + \sin(\alpha + \pi) + \sin(\alpha + \frac{\pi}{2}) + \sin(\alpha + \frac{3}{2}\pi)] &= 0 \\ -\frac{1}{2} [\sin 2\alpha + \sin 2(\alpha + \pi) + \sin 2(\alpha + \frac{\pi}{2}) + \sin 2(\alpha + \frac{3}{2}\pi)] &= 0 \\ -\frac{3}{4} \lambda [\sin 3\alpha + \sin 3(\alpha + \pi) + \sin 3(\alpha + \frac{\pi}{2}) + \sin 3(\alpha + \frac{3}{2}\pi)] &= 0 \\ -\frac{\lambda^2}{4} [\sin 4\alpha + \sin 4(\alpha + \pi) + \sin 4(\alpha + \frac{\pi}{2}) + \sin 4(\alpha + \frac{3}{2}\pi)] &= \\ &= -\frac{4}{4} \lambda^2 \sin 4\alpha, \end{aligned}$$

следовательно

$$R'_{4(b)} = -\lambda^2 \sin 4\alpha,$$

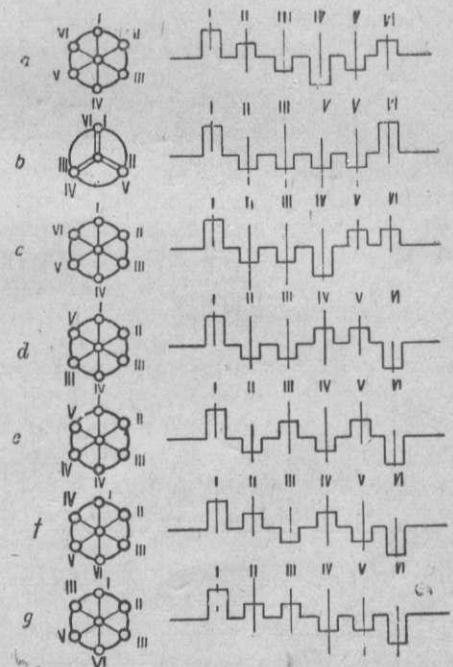
т. е. та же самая величина, как в уравнении (28). Отсюда следует: уравнение (22) все еще применимо, если следующие один за другим углы между кривошипами неравны, но  $2\pi$  разделено кривошипами на одинаковые углы. Таким образом уравнение (28) действительно не только для фиг. 5, а и b, но и для d и e.

с) для расположения кривошипов по фиг. 5, с мы получаем:

$$\begin{aligned} \frac{\lambda}{4} [2 \cdot \sin \alpha + 2 \sin(\alpha + \pi)] &= 0, \\ -\frac{1}{2} [2 \sin 2\alpha + 2 \cdot \sin 2(\alpha + \pi)] &= \\ &= -2 \sin 2\alpha, \\ -\frac{3}{4} \lambda [2 \sin 3\alpha + 2 \cdot \sin 3(\alpha + \pi)] &= 0, \\ -\frac{\lambda^2}{4} [2 \cdot \sin 4\alpha + 2 \cdot \sin 4(\alpha + \pi)] &= -\frac{4}{4} \lambda^2 \sin 4\alpha. \end{aligned}$$

Следовательно

$$R'_{4(c)} = 2 R'_{2(c)} = -2 \left( \sin 2\alpha + \frac{\lambda^2}{2} \sin 4\alpha \right), \quad (29)$$



Фиг. 6.

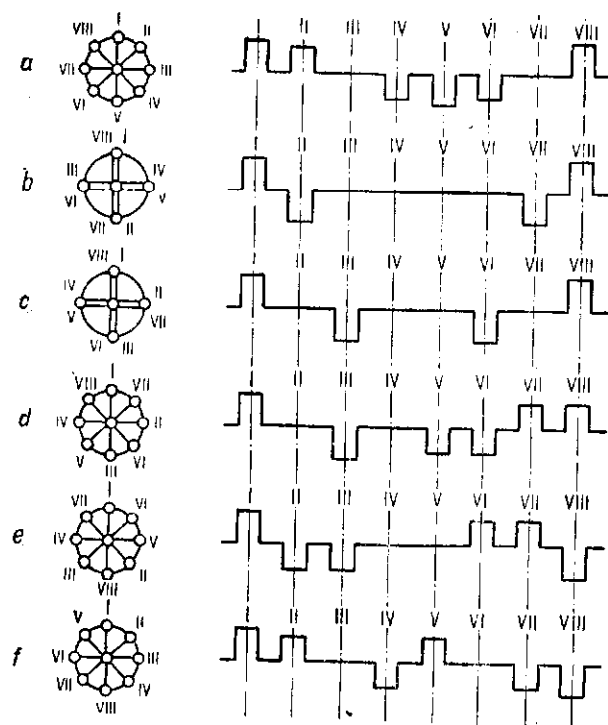


т. е. двойной величине сравнительно с двухцилиндровым мотором, имеющим угол между кривошипами в  $180^\circ$ .

### Шестицилиндровый мотор

Для всех устройств, в которых  $2\pi$  равномерно разделено, т. е. для фиг. 6, а, б, с, d, e, f, g имеем:  $R'_6 = 0$ .

Для шестицилиндрового мотора с вышеупомянутыми расположениями кривошипов мы получаем важный результат: все гармоники диаграммы вращающихся усилий от инерции поступательно движущихся масс гаснут. Следовательно критические числа оборотов, вызванные действием инерции, невозможны.



Фиг. 7.

б) Если угол между кривошипами равен  $120^\circ$  (фиг. 6, б), то получим:

$$R'_{6(b)} = 2R'_3 = -\frac{9}{2}\lambda \sin 3\alpha, \quad (31)$$

т. е. что третья гармоника остается в своем шестикратном размере (сравнительно с третьей гармоникой одноцилиндрового мотора) и может вызвать критические числа оборотов третьего порядка, если  $n = \frac{n_c}{3}$ .

### Восьмицилиндровый мотор

Для расположения кривошипов, представленных на фиг. 7, а, d, e, f получается:  $R'_{8(a, d, e, f)} = 0$ .

Напротив, для расположений (b) и (c):

$$R'_{8(b, c)} = -2\lambda^2 \sin 4\alpha = 2R'_{4(b)}, \quad (32)$$

т. е. вдвое больше, чем при четырехцилиндровом моторе с расположением кривошипов по фиг. 5, б, что читатель может и сам установить по данному нами примеру.

### Моторы V-образные, W-образные и звездообразные

Если в уравнении (22) предпосылку « $n$ —симметрично расположенных по окружности кривошипов» заменим другой предпосылкой « $n$ —цилиндров, симметрично расположенных по окружности», то в системе ничего не изменится, т. е. уравнение (22) может применяться для V-, W-образных и звездообразных моторов.

Полученные уравнения представляют равнодействующий вращательный момент от инерции поступательно движущихся масс, как периодическую функцию угла поворота кривошипа, или как сумму простых гармонических колебаний (прерванный ряд Фурье). С помощью этих уравнений легко вычертить кривую вращательного усилия от сил инерции или легко сделать анализ заданной кривой вращательных усилий от действия инерции, если даны число оборотов двигателя, вес поступательно движущихся частей кривошипного механизма и радиус кривошипа. Если не хотят делать вычисления с  $\lambda = \frac{1}{4,5}$ , то должна быть также известна

длина шатуна.

Крутильные колебания и критические числа оборотов, вызванные воздействиями инерций поступательно движущихся масс кривошипного механизма, не могут быть выше четвертого порядка. Они могут быть вызваны только оставшимися после сложения тангенциальных усилий отдельных цилиндров гармониками. Гармоники, которые в сумме дают 0, не могут вызвать никаких крутильных колебаний. Впрочем, это верно только для жесткого коленчатого вала. Если же между отдельными кривошипами все же существуют относительные движения, именно, если вращающиеся массы кривошипов двух цилиндров или двух групп цилиндров колеблются друг относительно друга (что бывает, когда между ними лежит узел колебаний, распознаваемый из «формы колебаний» системы масс вала), то в таком случае должны приниматься во внимание также гармоники, дополняющиеся до нуля.

Колебательному процессу, при котором в одинаковой фазе колеблется вся масса вала, принадлежит естественно самое низкое число собственных колебаний  $n_c$ , которое благодаря своему низкому положению может легче всего дать повод к критическим числам оборотов.

Колебательные процессы, при которых массы вала, соответствующие отдельным группам цилиндров, или даже отдельным цилиндрам, колеблются в противоположной фазе, имеют высокие числа собственных колебаний. Обычно они значительно реже дают повод к критическим числам оборотов, потому они имеют меньшие значения, чем указанный ранее случай.

Отсюда следует, что в дальнейшем важнейшим в практическом отношении колебательным процессом будет тот, где все вращающиеся ци-

линдровые массы колеблются в одинаковой фазе. При этом коленчатый вал является жестким валом.

Можно считать, что этим очерчена область применения выведенных отдельных уравнений.

### Тангенциальные силы от действия газов

Как известно, результирующая кривая вращательного усилия поршневого двигателя выражается уравнением:

$$T = \Sigma T_M + \Sigma T_D,$$

т. е. равнодействующая вращательная сила равна равнодействующему вращательному усилию от инерции масс сложным с равнодействующим вращательным усилием от давления газа. В предшествующей главе мы изучали с помощью отдельных уравнений равнодействующее вращательное усилие от действия инерции у многоцилиндровых машин. Эти уравнения действительны для всех типов двигателей внутреннего сгорания. Напротив, вращающие усилия от действия сил газов, подлежащие изучению в этой главе, действительны в ограниченной области, именно только в отношении таких машин, которые обладают той же индикаторной диаграммой, как положенная в основу следующего исследования. Следовательно полученные величины нельзя переносить на машины с другим циклом (четырёхтактные) или с другими индикаторными диаграммами. Однако ход вычисления остается одинаковым для всех двигателей внутреннего сгорания и может найти применение для всех двигателей внутреннего сгорания. Значит возможно раз навсегда произвести описанное в дальнейшем исследование для двигателей внутреннего сгорания или для группы двигателей внутреннего сгорания, смотря по большему или меньшему сходству индикаторных диаграмм, и положить это исследование в основу всех двигателей внутреннего сгорания, которые должны быть построены позднее, если можно допустить совпадение ожидаемой индикаторной диаграммы и диаграммы, положенной в основу вычисления.

Само собой разумеется, что при том значении, которое мы придаем нижеследующему исследованию, индикаторные диаграммы должны быть освобождены от всех побочных влияний, чтобы была гарантирована возможность сравнения или переноса. К этим побочным влияниям должны быть причислены давления инерции поступательно движущихся масс частей передаточного механизма. В этом собственно причина того, почему должны отдельно изучаться давления инерции и газа.

Если, как было предположено, между площадью индикаторной диаграммы и между гармониками вращательных усилий имеется зависимость, то должны быть действительными следующие уравнения:

$$P_n = f(P_i) \text{ и } \varphi_n = f(P_i),$$

т. е. амплитуды и смещения фаз всех гармоник диаграммы вращательных усилий от действия газа суть функции среднего индикаторного давления.

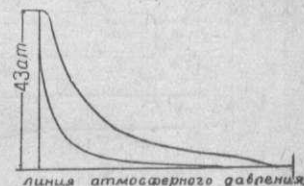
Чтобы получить надежную диаграмму, которую можно было бы положить в основу исследования, определяли диаграммы при различной

нагрузке двухтактных двигателей Дизеля; из них была разработана нормальная диаграмма для средних индикаторных давлений:

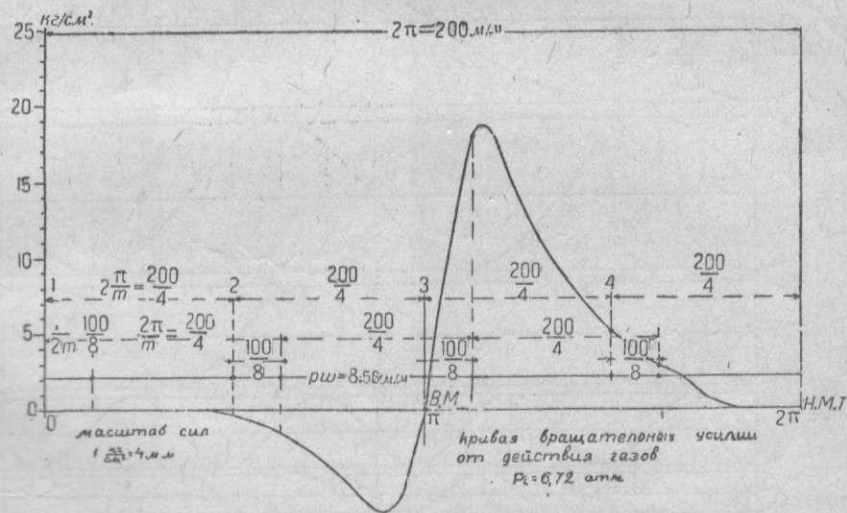
$$P_i = 0; 4,02; 5,02; 6,72 \text{ и } 7,5 \text{ ат.}$$

Эти диаграммы были в дальнейшем развернуты в кривые вращательного усилия и проанализированы анализатором Медера (см. описание анализатора в ЕТЗ за 1909 г.) (фиг. 8—10 показывают индикаторную диаграмму, развитию из нее кривую тангенциального усилия и анализ ее. При этом было установлено, что гармоника кривых вращательного усилия образует сходящийся ряд, и 12-я гармоника при выбранном масштабе уже так мала, что ее нельзя было изобразить графически.

На анализаторе возрастает ошибка отсчета вместе с порядковым числом гармоники. Так как вращательный момент почти точно передается девятью гармониками, то анализ проводили только до 9-й гармоники. Кроме того определялись еще 10-я и 12-я гармоники. Чтобы получить возможно более точные величины, вращательные усилия были переведены в масштаб  $4 \text{ мм} = 1 \text{ кг/см}^2$ , что следует принять во внимание при пользовании таблицей. В соответствии с выбранным масштабом силы, обозначенные через  $A_m$ ,  $B_m$  и  $P_m$  достигают только  $1/4$  табличной величины.

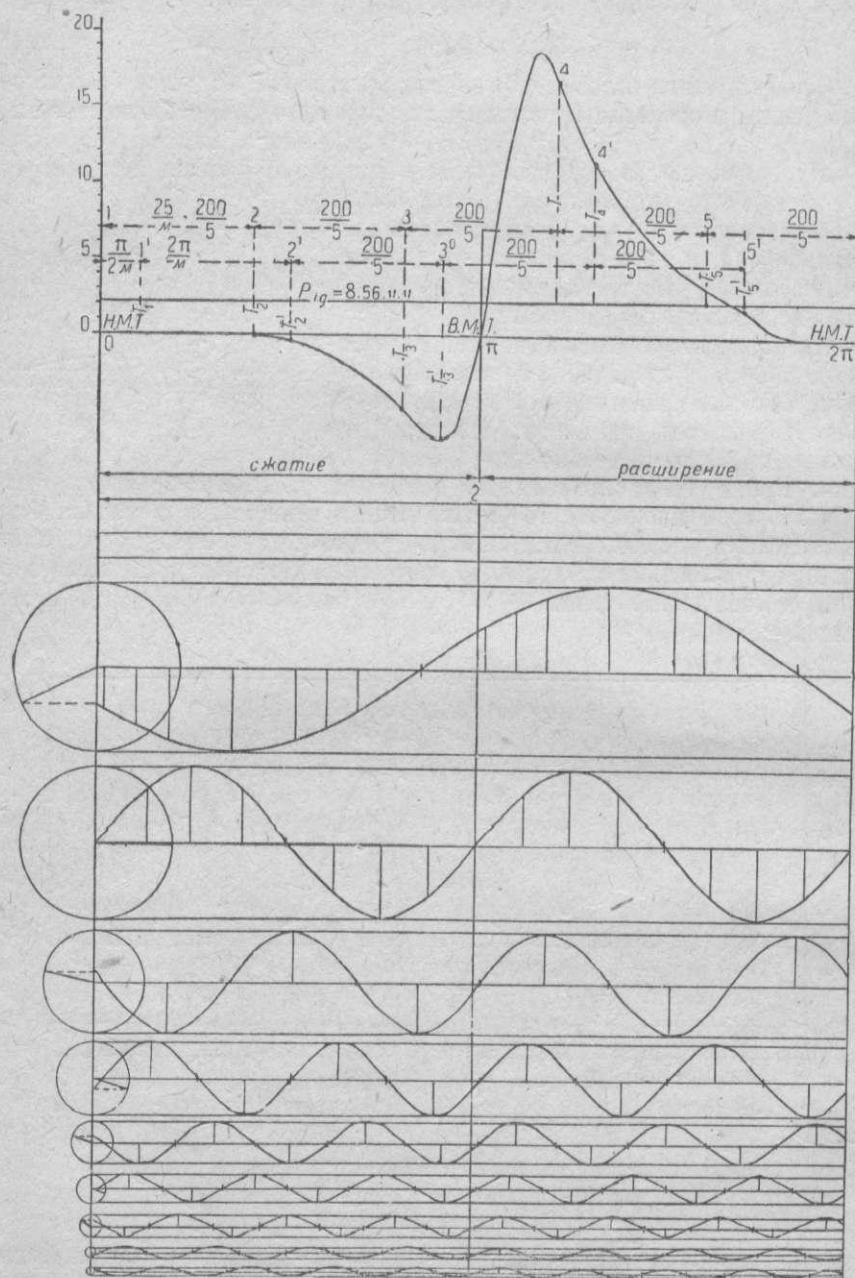


Фиг. 8.



Фиг. 9. Определение четвертой гармоники.

Для понимания дальнейшего, мы даем краткий обзор гармонического анализа. Как известно, периодические кривые, о которых здесь будет идти речь, могут быть разложены в ряд Фурье или тригонометрический полином. Если ряд не обрывается на конечном числе членов, то мы говорим о ряде Фурье; напротив, мы говорим о тригонометрическом полиноме, если пользуемся только конечным числом членов ряда Фурье.



Фиг. 10. Гармонический анализ кривой тангенциальных усилий от действия газов для  $P_c = 6,72 \text{ кг/см}^2$ . Масштаб сил:  $1 \text{ мм} = 0,5 \text{ кг/см}^2$ . Определение четвертой гармоники.

Ряд Фурье состоит из бесконечного числа членов. Эти члены—простые изменения синуса или, что то же самое, гармонические колебания, периоды которых равны разным целым числам периодов основного колебания, т. е. первой гармоники. Математически это выражается уравнением:

$$= f(\varphi) \frac{1}{2} A_0 + \sum_{m=1}^{m=\infty} H_m \sin m(\varphi + \varphi_m) = \quad (1)$$

$$= \frac{1}{2} A_0 + \sum_{m=1}^{m=\infty} H_m (\sin m \cdot \varphi \cdot \cos m \varphi_m + \cos m \varphi \cdot \sin m \varphi_m). \quad (2)$$

Если мы положим:

$$H_m \sin m \varphi_m = A_m; \quad H_m \cos m \varphi_m = B_m, \quad (a)$$

то отсюда следует:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} A_0 + \sum_{m=1}^{m=\infty} A_m \cos m \varphi + \sum_{m=1}^{m=\infty} B_m \sin m \varphi = \\ &= \frac{1}{2} A_0 + A_1 \cos \varphi + A_2 \cos 2\varphi + \dots + A_m \cos m \varphi \\ &\quad B_1 \sin \varphi + B_2 \sin 2\varphi + \dots + B_m \sin m \varphi \end{aligned} \quad (3)$$

Умножим уравнение (3) на  $\cos m \varphi \cdot d\varphi$  и на  $\sin m \varphi \cdot d\varphi$  и проинтегрируем в пределах от 0 до  $2\pi$ , тогда:

$$\int_0^{2\pi} \sin n \varphi \cdot \cos m \varphi \cdot d\varphi = 0 \quad \begin{array}{l} \text{для } m \neq n \\ \text{» } m = n > 0 \\ \text{» } m = n = 0 \end{array}$$

$$\int_0^{2\pi} \cos n \varphi \cdot \cos m \varphi \cdot d\varphi = \begin{array}{l} 0 \text{ для } m \neq n \\ \pi \text{ » } m = n > 0 \\ 2\pi \text{ » } m = n = 0 \end{array}$$

$$\int_0^{2\pi} \sin n \varphi \cdot \sin m \varphi \cdot d\varphi = \begin{array}{l} 0 \text{ для } m \neq n \\ \pi \text{ » } m = n > 0 \\ 0 \text{ » } m = n = 0 \end{array}$$

Мы получаем:

$$\int_0^{2\pi} f(\varphi) \cos m \varphi \cdot d\varphi = A_m \int_0^{2\pi} \cos^2 m \varphi \cdot d\varphi = A_m \pi.$$

Следовательно

$$A_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \cos m \varphi \cdot d\varphi; \quad (4)$$

$$B_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \sin m \varphi \cdot d\varphi \quad (5)$$

и для  $m=0$

$$A_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \cdot d\varphi. \quad (6)$$



$A_0$  есть средняя высота площади, ограниченной кривой  $f(\varphi)$  и осями координат, и определяется простым планиметрированием.

Определение коэффициентов  $A$  и  $B$  можно произвести графическим, аналитическим или механическим путем. Графический и аналитический способы отнимают слишком много времени и слишком сложны, почему они до сих пор не нашли особого распространения.

Далее мы изучим еще один очень подходящий для наших целей способ, требующий меньше времени, чем имевшиеся до сих пор. Для того чтобы проверить его точность, сперва были определены анализатором Мадера предварительные значения  $A_m$  и  $B_m$ .

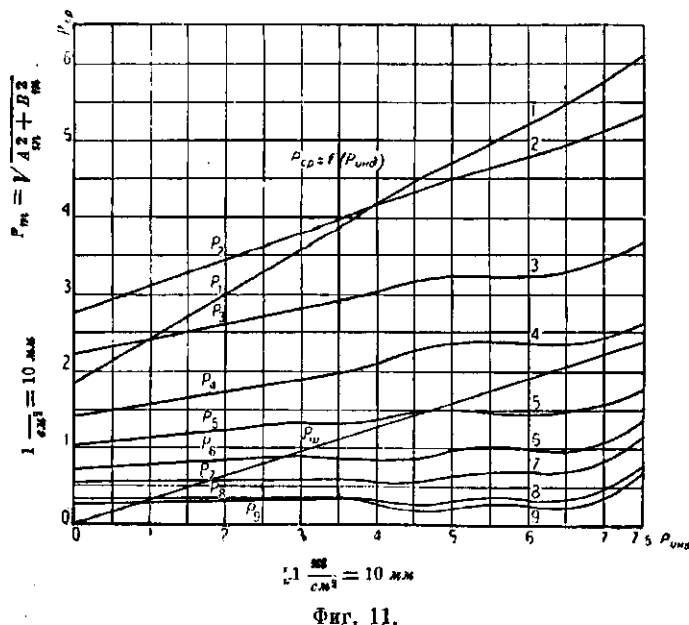
Чтобы создать возможность сравнения с четырехтактными моторами Дизеля, допустим, что функция  $f(\varphi)$  распространяется не на  $2\pi$ , как здесь, но на  $4\pi$  или вообще  $2c$ .

Тогда будет:

$$A_m = \frac{1}{c} \int_0^{2c} f(\varphi) \cdot \cos\left(m \frac{\pi}{c} \cdot \varphi\right) \cdot d\varphi$$

$$B_m = \frac{1}{c} \int_0^{2c} f(\varphi) \cdot \sin\left(m \frac{\pi}{c} \cdot \varphi\right) d\varphi.$$

Эти уравнения для  $c=\pi$  опять переходят в уравнения (4) и (5).



Фиг. 11.

Из значений постоянных Фурье  $A_m$  и  $B_m$  получаем амплитуду гармоники  $m$ -ного порядка:

$$P_m = \sqrt{A_m^2 + B_m^2} \quad (7)$$

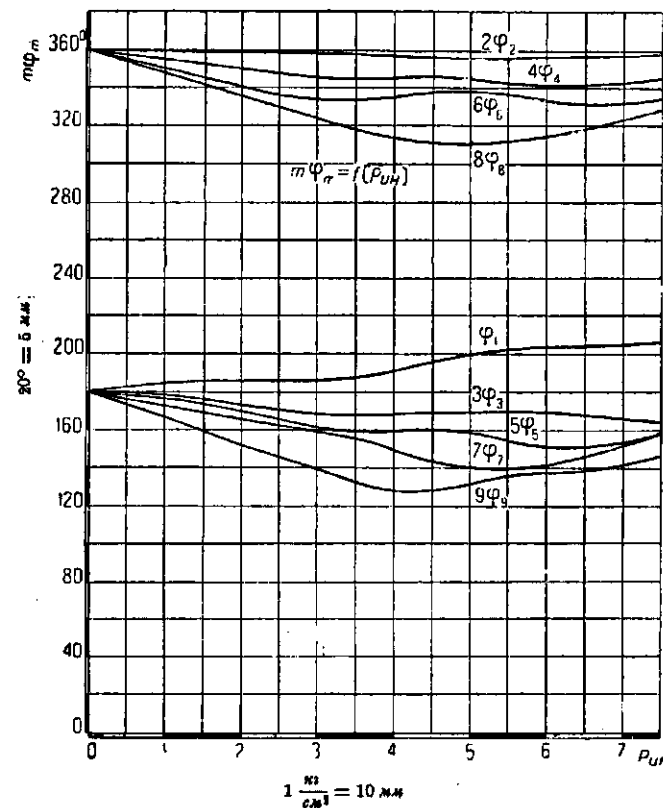
и ее смещение фазы

$$m\varphi_m = \arctg \frac{A_m}{B_m}; \quad \varphi_m = \frac{1}{m} \arctg \frac{A_m}{B_m}. \quad (8)$$

Итак задача гармонического анализа состоит именно в определении постоянных Фурье отдельных гармоник. Если постоянные Фурье известны, то вместе с этим известны также  $P_m$  и  $\varphi_m$ , а следовательно сама гармоника.

Угол  $m\varphi_m$  лежит:

в первом квадранте, если  $A_m$  и  $B_m$  положительны,  
во втором квадранте, если  $A_m$  положительно и  $B_m$  отрицательно,  
в третьем квадранте, если  $A_m$  и  $B_m$  отрицательны,  
в четвертом квадранте, если  $A_m$  отрицательно, а  $B_m$  положительно<sup>1</sup>.



Фиг. 12.

Следующая таблица содержит результаты анализа. Следует заметить, что  $m\varphi$  отсчитано от нижнего мертвого положения. Напротив, относительно верхнего мертвого положения имеем:

$$m\varphi_m (\text{В.М.Т.}) = m\varphi_m (\text{Н.М.Т.}) + m\pi. \quad (8)$$

Из содержащихся в числовой таблице величин только  $P_m$  и  $\varphi_m$  нанесены на фиг. 11 и 12 как функции  $P_i$ . Далее фиг. 11 содержит

<sup>1</sup> Это видно из формулы (а) этой главы, Ред.

Номер гармоники		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12
$p_i = 0 \text{ am}$												
$B_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \sin m\varphi \cdot d\varphi \dots$	мм	- 7,3	+ 10,0	- 8,7	+ 5,5	- 4,0	+ 2,8	- 2,1	+ 1,3	- 1,0	+ 0,4	+ 0,2
$A_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \cos m\varphi \cdot d\varphi \dots$	»	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$P_m = \sqrt{A_m^2 + B_m^2} \dots$	»	7,3	10,0	8,7	5,5	4,0	2,8	2,1	1,3	1,0	0,4	0,2
$m \cdot \varphi_m \text{ H.M.T.} \dots$	»	180°	360°	180°	360°	180°	360°	180°	360°	180°	360°	360°
$p_i = 4,02 \text{ am}$												
$B_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} f(\varphi) \sin m\varphi \cdot d\varphi \dots$	»	- 15,0	+ 16,5	- 11,8	+ 8,0	- 5,0	+ 3,2	- 2,0	+ 0,9	- 0,8	+ 0,3	+ 0,6
$A_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} f(\varphi) \cos m\varphi \cdot d\varphi \dots$	»	- 6,3	- 0,5	+ 2,0	- 1,9	+ 1,9	- 1,4	+ 1,1	- 0,9	+ 1,0	- 0,6	- 0,4
$P_m = \sqrt{A_m^2 + B_m^2} \dots$	»	16,3	16,5	11,95	8,15	5,26	3,32	2,28	1,275	1,28	0,67	0,72
$m \cdot \varphi_m \text{ H.M.T.} \dots$	»	192°50'	358°15'	170°20'	346°35'	162°15'	336°20'	151°10'	315°0'	128°50'	296°35'	296°35'
$p_i = 5,02 \text{ am}$												
$B_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \sin m\varphi \cdot d\varphi \dots$	»	- 17,3	+ 17,8	- 12,5	+ 9,2	- 5,8	+ 3,7	- 1,9	+ 0,7	- 0,4	+ 0,2	+ 0,6

$A_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \cos m\varphi \cdot d\varphi \dots$	мм	- 7,5	- 0,8	+ 1,7	- 2,0	+ 2,0	- 1,1	+ 1,5	- 0,8	+ 0,4	- 0,7	- 0,2
$P_m = \sqrt{A_m^2 + B_m^2} \dots$	»	18,8	17,85	12,6	9,46	6,14	3,84	2,44	1,06	0,565	0,72	0,632
$m \cdot \varphi_m \text{ H.M.T.} \dots$	»	203°30'	359°35'	172°15'	347°40'	161°0'	340°20'	141°40'	311°15'	135°	285°55'	341°35'
$p_i = 6,72 \text{ am}$												
$B_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \sin m\varphi \cdot d\varphi \dots$	»	- 20,0	+ 20,0	- 13,0	+ 9,0	- 5,0	+ 3,4	- 2,3	+ 1,0	- 0,8	+ 0,1	+ 0,3
$A_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \cos m\varphi \cdot d\varphi \dots$	»	- 10,0	- 1,0	+ 2,5	- 2,6	+ 2,8	- 1,7	+ 1,4	- 0,8	+ 0,7	+ 0,5	+ 0,2
$P_m = \sqrt{A_m^2 + B_m^2} \dots$	»	22,4	20,02	13,24	9,35	5,73	3,82	2,69	1,28	1,06	0,51	0,36
$m \cdot \varphi_m \text{ H.M.T.} \dots$	»	206°30'	359°40'	169°10'	343°50'	150°40'	333°30'	148°40'	321°20'	138°45'	281°15'	326°15'
$p_i = 7,5 \text{ am}$												
$B_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \sin m\varphi \cdot d\varphi \dots$	»	- 21,6	+ 21,4	- 14,2	+ 9,98	- 6,8	+ 4,9	- 4,2	+ 3,0	- 2,5	+ 1,4	+ 1,1
$A_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \cos m\varphi \cdot d\varphi \dots$	»	- 11,5	0	+ 3,4	- 2,2	+ 2,2	- 2,0	+ 1,4	- 1,7	+ 1,4	- 2,0	- 1,8
$P_m = \sqrt{A_m^2 + B_m^2} \dots$	»	24,45	21,4	14,6	10,25	7,1	5,29	4,44	3,43	2,85	2,44	2,11
$m \cdot \varphi_m \text{ H.M.T.} \dots$	»	208°	360°	166°30'	347°	162°	337°50'	161°30'	330°30'	150°40'	305°	301°25'

еще величины члена  $\frac{1}{2} A_0$ , свободного от колебаний, представляющего не что иное, как среднее вращающее усилие  $P_\omega$ ; следовательно:

$$\frac{1}{2} A_0 = P_\omega = \frac{n \cdot P_i}{\pi} \text{ — для двухтактного мотора,} \quad (9)$$

$$P = \frac{n \cdot P_i}{2\pi} \text{ — для четырехтактного мотора.} \quad (10)$$

$P_\omega$  можно вычислить по уравнениям (9) или (10) или определить планиметрированием площади, ограниченной осями координат и кривой вращательного усилия;  $n$  — число цилиндров.

С помощью кривых, представленных на фиг. 11 и 12, можно определить для каждой нагрузки, лежащей между холостым ходом и полной нагрузкой, амплитуды и смещения фаз отдельных гармоник кривой вращательного усилия, и вместе с этим найти уравнение последней без предварительного черчения диаграмм и их анализа.

Упрощение, получающееся с определением сил, возбуждающих колебания, — очевидно.

### Аналитическое определение постоянных Фурье.

В предыдущей главе мы познакомились с определением постоянных Фурье механическим путем с помощью анализатора Мадера. Если же анализатора нет, то не остается ничего другого, как произвести анализ по одному из известных аналитических или графических способов. Но все эти способы более или менее сложные и отнимают много времени, поэтому мы хотим ознакомиться здесь со способом анализа, примыкающим к способу Фишера-Хиннен<sup>1</sup> и обладающим преимуществом краткости и наглядности. Его теория заключается в следующем: если разделить участок абсциссы от  $\alpha$  до  $\alpha + 2\pi$  на  $k$  равных частей, причем соответствующие ординаты будут  $T_1, T_2, \dots, T_k$ , то получится:

$$\begin{aligned} \sum_{\mu=1}^k T_\mu &= \Sigma P_\omega + \sum_{\mu=1}^k P_1 \sin \left[ \alpha + \varphi_1 + \frac{2\pi}{k} (\mu - 1) \right] + \\ &+ \sum_{\mu=1}^k P_2 \sin \left[ \alpha + \varphi_2 + \frac{2\pi}{k} (\mu - 1) \right] + \\ &+ \sum_{\mu=1}^k P_3 \sin \left[ \alpha + \varphi_3 + \frac{2\pi}{k} (\mu - 1) \right] + \dots \\ &\dots + \sum_{\mu=1}^k P_m \sin \left[ \alpha + \varphi_m + \frac{2\pi}{k} (\mu - 1) \right] \end{aligned} \quad (11)$$

<sup>1</sup> Смотреть *Elektrotechnische Zeitschrift*, 1901 г., кн. 19. Эта статья была полностью переведена на русский язык и помещена в виде приложения в книге Ганс Дорелл *Техническая механика изменяемой системы*, издание К. Риккер, 1909 г. С. Петербург, стр. 669 — 679. Частично метод Фишера-Хиннен изложен в книге Н. Урвайцева *Критические числа оборотов в дизельных установках*, ГНТИ, 1931 г. стр. 17—22. Наконец один из практических методов гармонического анализа указал в *Курсе высшей математики Тамаркина и Смирнова*, ГИЗ, 1926 г., т. II, стр. 129.

Здесь  $\varphi_i = 1, 2, 3, \dots$  представляет смещение фаз гармоник  $i$  порядка, сравнительно с заданной кривой вращательного усилия; предположено, что кривая вращательного усилия содержит  $m$  гармоник и написана для двухтактного цикла.

Но согласно предыдущему:

$$\sum_{\mu=1}^k P_m \sin \left[ \alpha + \varphi_m + \frac{2\pi}{k} (\mu - 1) \right] = \begin{cases} = 0, & \text{если } m \text{ не кратно } k \\ = k \cdot P_k \sin (\alpha + \varphi_k) + k P_{2k} \sin 2k (\alpha + \varphi_{2k}) + \dots \\ \dots + k P_m \sin m (\alpha + \varphi_m), & \text{если } \frac{m}{k} = 1, 2, 3 \dots \end{cases}$$

При сложении  $k$  ординат  $T_\mu$ , удаленных одна от другой на одинаковое расстояние, получится свободный от колебаний член  $P_\omega$ , появляющийся в  $k$ -кратном размере; все члены, для которых  $\frac{m}{k}$  не равно единице, или не целые числа, исчезают; все члены, для которых  $\frac{m}{k} = 1, 2, 3, \dots$  появляются в  $k$ -кратном размере.

Из уравнения (11) через деление на  $k$  имеем:

$$\frac{1}{k} \sum_{\mu=1}^k T_\mu = P_\omega + P_k \sin k (\alpha + \varphi_k) + P_{2k} \sin 2k (\alpha + \varphi_{2k}) + \dots + P_m \sin m (\alpha + \varphi_m). \quad (12)$$

Отсюда следует, что надо начинать с определения гармоник высшего порядка и что, с другой стороны, при определении гармоник более низкого порядка надо принимать в расчет только те из гармоник более высокого порядка, которые являются кратными им и которые все известны, так как было начато с определения гармоник высшего порядка.

Если гармоника высшего порядка есть  $m$ -ая, то для  $k = m$  будет:

$$\frac{1}{m} \sum_{\mu=1}^m T_\mu \cong P_\omega + P_m \sin (m\alpha + m\varphi_m). \quad (13)$$

Выбирая для  $\alpha$  в интервале  $0 < \alpha < 2\pi$  достаточно большое число групп значений, можно с помощью этого уравнения определить гармонику  $m$ -го порядка, если значения  $P_m \sin (m\alpha + m\varphi_m)$  наносить в качестве ординат в точках деления.

Однако  $P_m$  и  $m\varphi_m$  можно определить аналитически, что даст гармонику  $m$ -го порядка. Это производит следующим путем. Сначала берут  $\alpha = 0$ , потом  $\alpha = \frac{\pi}{2m}$  или вообще  $\frac{\pi}{2k}$ .

Тогда получают при  $k$  ординатах:

$$\begin{aligned} \text{а) для } \alpha = 0 \\ \sum_{\mu=1}^k T_{\mu(0)} &= T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_k = \\ &= k P_\omega + P_k \left[ \sin k \varphi_k + \sin k \left( \varphi_k + \frac{2\pi}{k} \right) + \sin k \left( \varphi_k + \frac{2\pi}{k} 2 \right) + \dots \right. \\ &\quad \left. \dots + \sin k \left( \varphi_k + \frac{2\pi}{k} (k - 1) \right) \right] + \dots \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
& + P_{2k} \left[ \sin 2k\varphi_{2k} + \sin 2k \left( \varphi_{2k} + \frac{2\pi}{k} \right) + \sin 2k \left( \varphi_{2k} + \frac{2\pi}{k} \cdot 2 \right) + \dots \right. \\
& \quad \left. + \sin 2k \left( \varphi_{2k} + \frac{2\pi}{k} (k-1) \right) \right] + \\
& + P_{3k} \left[ \sin 3k\varphi_{3k} + \sin 3k \left( \varphi_{3k} + \frac{2\pi}{k} \right) + \dots \right] \\
& \dots \dots \dots \\
& P_m \left[ \sin m\varphi_m + \sin m \left( \varphi_m + \frac{2\pi}{k} \right) + \sin m \left( \varphi_m + \frac{2\pi}{k} \cdot 2 \right) + \dots \right. \\
& \quad \left. \dots + \sin m \left( \varphi_m + \frac{2\pi}{k} (k-1) \right) \right] \\
& = k [P_\omega + P_k \sin k\varphi_k + P_{2k} \sin 2k\varphi_{2k} + P_{3k} \sin 3k\varphi_{3k} + \dots + P_m \sin m\varphi_m].
\end{aligned} \quad (14)$$

Отсюда следует: если мы желаем определить по этому способу например вторую гармонику, то результат содержит еще влияния 4, 6, 8, 10 и т. д. гармоник. Если они известны, то можно по уравнению (14) определить  $P_k \sin k\varphi_k$ . Итак анализ надо всегда начинать с самой высокой гармоники. Если последняя  $m$ -го порядка, то при  $m$  ординатах, отстоящих друг от друга на  $\frac{2\pi}{m}$ :

$$\frac{1}{m} \sum_{\mu=1}^m T_{\mu(0)} = P_\omega + P_m \sin m\varphi_m \text{ или } \frac{1}{m} \sum_{\mu=1}^m T_{\mu(0)} = P_m \sin m\varphi_m; \quad (15)$$

б) для  $\alpha = \frac{\pi}{2k}$ . Для этой начальной величины угла имеем при  $k$  ординатах, отстоящих друг от друга на расстоянии  $\frac{2\pi}{k}$ :

$$\begin{aligned}
\sum_{\mu=1}^k T_{\mu} \left( \frac{\pi}{2k} \right) &= T'_1 + T'_2 + T'_3 + \dots + T'_k = \\
&= kP_\omega + P_k \left[ \sin k \left( \varphi_k + \frac{\pi}{2k} \right) + \sin k \left( \varphi_k + \frac{\pi}{2k} + \frac{2\pi}{k} \right) + \right. \\
& \quad \left. + \sin k \left( \varphi_k + \frac{\pi}{2k} + \frac{2\pi}{k} \cdot 2 \right) + \dots + \sin k \left( \varphi_k + \frac{\pi}{2k} + \frac{2\pi}{k} (k-1) \right) \right] + \\
& \quad + P_{2k} \left[ \sin 2k \left( \varphi_{2k} + \frac{\pi}{2k} \right) + \sin 2k \left( \varphi_{2k} + \frac{\pi}{2k} + \frac{2\pi}{k} \right) + \right. \\
& \quad \left. + \sin 2k \left( \varphi_{2k} + \frac{\pi}{2k} + \frac{2\pi}{k} \cdot 2 \right) + \dots + \sin 2k \left( \varphi_{2k} + \frac{\pi}{2k} + \frac{2\pi}{k} (k-1) \right) \right] + \\
& \quad + P_{3k} \left[ \sin 3k \left( \varphi_{3k} + \frac{\pi}{2k} \right) + \sin 3k \right] \dots + \\
& \quad + P_{4k} [\dots] \\
& \dots \dots \dots \\
& + P_m \left[ \sin m \left( \varphi_m + \frac{\pi}{2k} \right) + \sin m \left( \varphi_m + \frac{\pi}{2k} + \frac{2\pi}{k} \right) + \right. \\
& \quad \left. + \sin m \left( \varphi_m + \frac{\pi}{2k} + \frac{2\pi}{k} \cdot 2 \right) + \dots + \sin m \left( \varphi_m + \frac{\pi}{2k} + \frac{2\pi}{k} (k-1) \right) \right] \\
& = k [P_\omega + P_k \cos k\varphi_k - P_{2k} \sin 2k\varphi_{2k} - P_{3k} \cos 3k\varphi_{3k} + \\
& \quad + P_{4k} \sin 4k\varphi_{4k} + \dots],
\end{aligned} \quad (16)$$

или, если наивысшая гармоника  $m$ -го порядка и было выбрано  $m$  точек деления:

$$\frac{1}{m} \sum_{\mu=1}^m T_{\mu} \left( \frac{\pi}{2k} \right) = P_\omega + P_m \cos m\varphi_m$$

или

$$\frac{1}{m} \sum_{\mu=1}^m T_{\mu} \left( \frac{\pi}{2k} \right) = P_m \cos m\varphi_m. \quad (17)$$

Отсюда следует:

$$P_m = \sqrt{\left( \frac{1}{m} \sum_{\mu=1}^m T_{\mu(0)} \right)^2 + \left( \frac{1}{m} \sum_{\mu=1}^m T_{\mu} \left( \frac{\pi}{2m} \right) \right)^2}, \quad (18)$$

чем определяется амплитуда  $m$ -ой гармоники. Ее смещение фаз мы находим из:

$$m\varphi_m = \arctg \frac{\frac{1}{m} \sum_{\mu=1}^m T_{\mu(0)}}{\frac{1}{m} \sum_{\mu=1}^m T_{\mu} \left( \frac{\pi}{2m} \right)}. \quad (19)$$

Примером применения может служить кривая тангенциального усиления для  $p_k = 6,72 \text{ кл/см}^2$ ; так как влияние 10 и 12 гармоник очень незначительно, то будем рассматривать 9-ю, как высшую встречающуюся гармонику, и анализ начнем с нее.

Делим длину  $2\pi$  абсциссы на девять равных частей, причем за начальную точку деления берем  $\alpha = 0$ . Мы измеряем принадлежащие к этим точкам ординаты, складываем их, причем надо обратить внимание на их знаки, и составляем среднюю арифметическую. Тогда последняя является ординатой 9-й гармоники в 9 точках деления, если только расстояние между ординатами одинаково и равно  $\frac{2\pi}{9}$ . Ордината 9-й гармоники для каждой из 9 точек деления будет:

$$\frac{1}{9} \sum_{\mu=1}^9 T_{\mu(0)} = P_9 \sin 9\varphi_9.$$

Теперь на оси абсцисс намечаем с прежней точностью вторую серию из 9 точек, находящихся на равном расстоянии одна от другой, равном  $\frac{2\pi}{9}$ . Однако на этот раз исходная точка  $\alpha = \frac{\pi}{2 \cdot 9}$ , а не прежняя  $\alpha = 0$ . Мы опять измеряем на чертеже ординаты в точках деления, складываем их и получаем после составления средней арифметической вторую ординату 9-й гармоники для этих точек деления. Ее уравнение будет:

$$\frac{1}{9} \sum_{\mu=1}^9 T_{\mu} \left( \frac{\pi}{2 \cdot 9} \right) = P_9 \cos 9\varphi_9.$$

Доказательство того, что этим способом мы действительно получаем ординаты 9-й гармоники и только их (см. предпосылки), ясно из уравнений (11), (12) и (13) и состоит в следующем. Ординаты 9 точек, из которых первая точка имеет  $\alpha = 0$ , равны:

$$\begin{aligned} T_1 &= P_1 \sin \varphi_1 + P_2 \sin 2\varphi_2 + P_3 \sin 3\varphi_3 + \dots + P_9 \sin 9\varphi_9 \\ T_2 &= P_1 \sin \left( \varphi_1 + \frac{2\pi}{9} \right) + P_2 \sin 2 \left( \varphi_2 + \frac{2\pi}{9} \right) + P_3 \sin 3 \left( \varphi_3 + \frac{2\pi}{9} \right) + \dots \\ &\quad \dots + P_9 \sin 9 \left( \varphi_9 + \frac{2\pi}{9} \right) \\ T_3 &= P_1 \left( \sin \varphi_1 + \frac{2\pi}{9} \cdot 2 \right) + P_2 \sin 2 \left( \varphi_2 + \frac{2\pi}{9} \cdot 2 \right) + P_3 \sin 3 \left( \varphi_3 + \frac{2\pi}{9} \cdot 2 \right) + \dots \\ &\quad \dots + P_9 \sin 9 \left( \varphi_9 + \frac{2\pi}{9} \cdot 2 \right) \\ &\dots \dots \dots \\ T_9 &= P_1 \sin \left( \varphi_1 + \frac{2\pi}{9} \cdot 8 \right) + P_2 \sin 2 \left( \varphi_2 + \frac{2\pi}{9} \cdot 8 \right) + P_3 \sin 3 \left( \varphi_3 + \frac{2\pi}{9} \cdot 8 \right) + \dots \\ &\quad \dots + P_9 \sin 9 \left( \varphi_9 + \frac{2\pi}{9} \cdot 8 \right). \end{aligned}$$

Если мы произведем сложение ординат  $T_1, T_2, T_3$  и образуем среднюю арифметическую, то:

$$\frac{1}{9} \sum_{\mu=1}^9 T_{\mu} = P_9 \sin 9\varphi_9 = +0,72,$$

т. е. в вышеуказанных уравнениях при сложении исчезают 8 первых гармоник и остается только девятая. Следовательно полученный измерением результат  $+0,72$  должен быть равен  $P_9 \sin 9\varphi_9$ . Читатель ясно увидит, что при сложении исчезают все гармоники до 9-го порядка, если он сделает сложение вертикально стоящих друг под другом членов вышеуказанных уравнений ординат.

Аналогично находят ординаты второй серии точек с исходной точкой  $\alpha = \frac{\pi}{29}$ .

$$\begin{aligned} T'_1 &= P_1 \sin \left( \varphi_1 + \frac{\pi}{18} \right) + P_2 \sin 2 \left( \varphi_2 + \frac{\pi}{18} \right) + P_3 \sin 3 \left( \varphi_3 + \frac{\pi}{18} \right) + \dots \\ &\quad \dots + P_9 \sin 9 \left( \varphi_9 + \frac{\pi}{18} \right) \\ T'_2 &= P_1 \sin \left( \varphi_1 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \right) + P_2 \sin 2 \left( \varphi_2 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \right) + \\ &\quad + P_3 \sin 3 \left( \varphi_3 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \right) + \dots + P_9 \sin 9 \left( \varphi_9 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \right) \\ T'_3 &= P_1 \sin \left( \varphi_1 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \cdot 2 \right) + P_2 \sin 2 \left( \varphi_2 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \cdot 2 \right) + \\ &\quad + P_3 \sin 3 \left( \varphi_3 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \cdot 2 \right) + \dots + P_9 \sin 9 \left( \varphi_9 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \cdot 2 \right) \\ &\dots \dots \dots \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T'_9 &= P_1 \sin \left( \varphi_1 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \cdot 8 \right) + P_2 \sin 2 \left( \varphi_2 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \cdot 8 \right) + \\ &\quad + P_3 \sin 3 \left( \varphi_3 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \cdot 8 \right) \\ &\dots \dots \dots \\ &\quad + P_9 \sin 9 \left( \varphi_9 + \frac{\pi}{18} + \frac{2\pi}{9} \cdot 8 \right) \end{aligned}$$

Путем сложения и образования среднего арифметического имеем:

$$\frac{1}{9} \sum_{\mu=1}^9 T'_{\mu} = P_9 \sin 9 \left( \varphi_9 + \frac{\pi}{18} \right) = P_9 \cos 9\varphi_9 = -0,78.$$

Отсюда следует:

$$P_9 = \sqrt{\left( \frac{1}{9} \sum_{\mu=1}^9 T_{\mu} \right)^2 + \left( \frac{1}{9} \sum_{\mu=1}^9 T'_{\mu} \right)^2} = \sqrt{0,72^2 + 0,78^2} = 1,06$$

и

$$9\varphi_9 = \arctg \frac{\frac{1}{9} \sum_{\mu=1}^9 T'_{\mu}}{\frac{1}{9} \sum_{\mu=1}^9 T_{\mu}} = \arctg \frac{+0,72}{-0,78} = 137^{\circ}15'.$$

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАРМОНИК ОТ ВОСЬМОГО ДО ПЯТОГО ПОРЯДКА.

Аналогичным образом определяем гармоники от восьмого до пятого порядка. При этом нужно только заметить, как выбирают расстояние между ординатами соответствующих гармоник, которые нужно определить; например для гармоники восьмого порядка:

$$l_8 = \frac{2\pi}{8} \text{ и } \alpha = \frac{\pi}{2 \cdot 8}.$$

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАРМОНИК ЧЕТВЕРТОГО ПОРЯДКА.

Мы определяем знакомым способом, начиная с  $\alpha = 0^{\circ}$ , четыре точки на оси абсцисс, находящиеся одна от другой на одинаковом расстоянии  $l_4 = \frac{2\pi}{4} = 50 \text{ мм}$ . Сложением четырех относящихся сюда ординат и образованием средней арифметической имеем:

$$\frac{1}{4} \sum_{\mu=1}^4 T_{\mu} = P_4 \cdot \sin 4\varphi_4 + P_8 \cdot \sin 8\varphi_8 = -3,2$$

или

$$P_4 \sin 4\varphi_4 = \frac{1}{4} \sum_{\mu=1}^4 T_{\mu} - P_8 \cdot \sin 8\varphi_8 = -3,2 - 1,31 \sin 321^{\circ} = -2,72;$$

аналогично получаем:

$$P_4 \cos 4\varphi_4 = +9,16.$$

$$\text{Также } P_1 = \sqrt{2,72^2 + 9,16^2} = 9,55;$$

$$4\varphi_1 = \arctg \frac{-2,72}{9,16} = 343^\circ 20'.$$

Аналогично имеем для третьей гармоники:

$$P_3 \sin 3\varphi_3 = + 2,50,$$

$$P_3 \cos 3\varphi_3 = - 12,96,$$

$$P_3 = \sqrt{2,50^2 + 12,96^2} = 13,24,$$

$$3\varphi_3 = \arctg \frac{+ 2,50}{- 12,96} = 169^\circ 5'.$$

Для второй гармоники мы находим ( $\alpha = 0$ ):

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}(T_1 + T_2) &= P_2 \sin 2\varphi_2 + P_4 \sin 4\varphi_4 + P_6 \sin 6\varphi_6 + P_8 \sin 8\varphi_8 = + 8,56 \\ &= P_2 \sin 2\varphi_2 + 9,55 \sin 343^\circ 20' + 3,82 \sin 333^\circ 40' + 1,31 \sin 321^\circ 30' = + 8,56 = \\ &= P_2 \sin 2\varphi_2 - 2,72 - 1,68 - 0,82 = + 8,56. \end{aligned}$$

$$P_2 \sin 2\varphi_2 = - 8,56 + 2,72 + 1,68 + 0,82 = - 3,34.$$

Эта величина на 1,0 отступает от величины, определенной с помощью анализатора Мадера, что объясняется тем, что при нашем вычислении на результат  $- 3,34$  влияют еще гармоники 10, 12, 14, 16 и т. д. порядков. Если мы только примем в расчет гармоники 10 и 12, то уже получим:

$$- 3,34 + 0,5 + 0,2 = - 2,64;$$

$P_2 \sin 2\varphi_2$  будет тем меньше, чем больше гармоник четного порядка мы примем во внимание и тем полнее приблизимся к величине, полученной механическим путем.

Для  $\alpha = \frac{\pi}{2,2}$  будет:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}(T'_1 + T'_2) &= P_2 \sin 2\left(\varphi_2 + \frac{\pi}{4}\right) + P_4 \sin 4\left(\varphi_4 + \frac{\pi}{4}\right) + \\ &+ P_6 \sin 6\left(\varphi_6 + \frac{\pi}{4}\right) + P_8 \sin 8\left(\varphi_8 + \frac{\pi}{4}\right) = + 19,47 = \\ &= P_2 \cos 2\varphi_2 - P_4 \sin 4\varphi_4 - P_6 \cos 6\varphi_6 + P_8 \sin 8\varphi_8 = + 19,47 \\ P_2 \cos 2\varphi_2 &+ 2,72 - 3,40 + 0,82 = + 19,47 \\ P_2 \cos 2\varphi_2 &= + 19,47 - 2,72 + 3,40 - 0,82 = + 19,33. \end{aligned}$$

Отсюда следует:

$$P_2 = \sqrt{3,34^2 + 19,33^2} = 19,7; \quad 2\varphi_2 = \arctg \frac{3,34}{19,33} = 340^\circ 10'$$

Для определения первой гармоники опять выбираем две точки:

$$\alpha = 0 \quad \text{и} \quad \alpha = \frac{\pi}{2}.$$

Для  $\alpha = 0$  измерением из диаграммы получаем ординату  $- 8,56$ . Следовательно

$$T_1 = P_1 \sin \varphi_1 + P_2 \sin 2\varphi_2 + P_3 \sin 3\varphi_3 + \dots + P_9 \sin 9\varphi_9 = - 8,52.$$

Но так как нам известны все величины за исключением  $P_1 \sin \varphi_1$ , то получается:

$$\begin{aligned} - 8,52 &= P_1 \sin \varphi_1 + P_2 \sin 2\varphi_2 + \dots + P_9 \sin 9\varphi_9 = \\ &= P_1 \sin \varphi_1 - 2,64 + 2,50 - 2,72 + 2,80 - 1,68 + 1,40 - 0,82 + 0,72. \end{aligned}$$

Таким образом

$$P_1 \sin \varphi_1 = - 9,08.$$

Для  $\alpha = \frac{\pi}{2}$  измерение дает ординату  $- 9,75$ , стало-быть

$$\begin{aligned} T_1 &= P_1 \sin\left(\varphi_1 + \frac{\pi}{2}\right) + P_2 \sin 2\left(\varphi_2 + \frac{\pi}{2}\right) + P_3 \sin 3\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right) + \dots + \\ &+ P_9 \sin 9\left(\varphi_9 + \frac{\pi}{2}\right) = - 9,75 \\ &= P_1 \cos \varphi_1 - P_2 \sin 2\varphi_2 - P_3 \cos 3\varphi_3 + P_4 \sin 4\varphi_4 + \dots + \\ &= P_1 \cos \varphi_1 + 2,64 + 12,96 - 2,72 - 5,00 + 1,68 + \\ &+ 2,26 - 0,82 - 0,78 = - 9,75. \end{aligned}$$

Таким образом

$$P_1 \cos \varphi_1 = - 19,77,$$

$$P_1 = \sqrt{9,08^2 + 19,77^2} = 21,85,$$

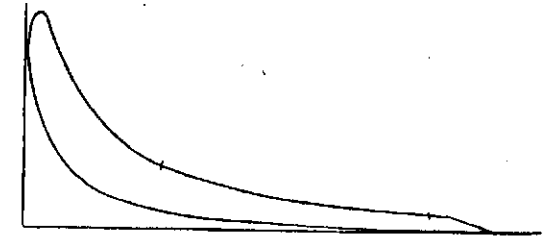
$$\varphi_1 = \arctg \frac{9,08}{19,77} = 204^\circ 40'.$$

Из этого примера видно, что анализ кривой тангенциальных усилий по этому способу очень прост и не требует много времени.

Следующее преимущество этого способа — его ясность и наглядность. Далее оказывается, что этот способ дает достаточно точные величины, что вытекает из нижеследующей таблицы, являющейся сопоставлением величин, которые однажды были уже определены с помощью индикатора, а в другой раз — аналитически, по только что изложенному способу.

Таблица дает еще сопоставление с величинами анализа кривой вращательного усилия от давления газа, полученными из индикаторной диаграммы для 6,7 ат среднего индикаторного давления в двухтактном двигателе Дизеля «Gerhardiawerft Kiel».

Это сопоставление показывает, что построенные кривые (фиг. 11 и 12) действительны для всех двухтактных двигателей Дизеля. Способ, развитый здесь для двухтактных двигателей Дизеля, как уже было



Фиг. 13.  $f = 690 \text{ мм}^2$ ;  $l = 103 \text{ мм}$ ;  $P_1 = 6,7 \text{ кг/см}^2$ ;  $\lambda = 4,3$ .



Номер гармоники	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12
$A_m$ с помощью анализатора	10,0	-1,0	+2,5	-2,6	+2,8	-1,7	+1,4	-0,8	+0,7	+0,5	+0,2
$A_m$ » вычисления	9,98	-3,34	+2,50	-2,72	+2,80	-1,68	+1,40	-0,82	+0,72	-	-
$B_m$ с помощью анализатора	20,0	+20,0	-13,0	+9,0	-5,0	+3,4	-2,3	+1,0	-0,8	+0,1	+0,3
$B_m$ » вычисления	19,77	+19,33	-12,96	+9,16	-5,00	+3,40	-2,26	+1,03	-0,78	-	-
$p_m$ с помощью анализатора	22,4	20,02	13,24	9,35	5,73	3,82	2,69	1,28	1,06	0,51	0,36
$p_m$ » вычисления	21,85	19,7	13,24	9,55	5,73	3,82	2,69	1,31	1,06	-	-
$m\varphi_m$ с помощью анализатора	206°30'	359°40'	169°10'	343°50'	156°40'	333°30'	148°40'	321°20'	138°45'	281°15'	326°15'
$m\varphi_m$ » вычисления	204°40'	340°10'	169°5'	343°20'	150°40'	333°40'	148°10'	321°30'	137°15'	-	-

Постоянные Фурье и смещения фаз кривой тангенциальных усилий от действия газов в двухтактном двигателе (der Germaniaervert Kiel).  
 $p_i = 6,7 \text{ кг/см}^2$

Номер гармоники	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12
$A_m$	9,4	-1,0	+2,5	-2,6	+2,8	-1,6	+1,3	-0,7	+0,7	-	-
$B_m$	19,7	+21,2	-13,5	+9,0	-4,6	+3,4	-2,5	+1,3	-0,8	-	-
$p_m = \sqrt{A_m^2 + B_m^2}$	21,82	21,2	13,7	9,35	5,33	3,52	2,83	1,15	1,06	-	-
$m\varphi_m = \text{arctg } \frac{A_m}{B_m}$	205°30'	359°40'	169°30'	344°20'	148°40'	331°50'	152°30'	329°48'	139°	-	-

отмечено вначале, переносим на другие типы двигателей внутреннего сгорания.

Фиг. 13 дает индикаторную диаграмму этого двигателя.

### Особые уравнения кривой тангенциального усилия от давления газа для многоцилиндровых двигателей.

Кривая тангенциального усилия от давления газов двигателя с  $n$  цилиндрами состоит из  $n$  расположенных одна над другой кривых тангенциального усилия от давления газов одноцилиндрового двигателя, исходные точки которых взаимно отодвинуты соответственно углу между кривошипами.

Как известно, уравнение кривой тангенциального усилия от давления газов для одноцилиндрового двигателя таково:

$$R_g = T_1 = P_\omega + P_1 \sin(\alpha + \varphi_1) + P_2 \sin 2(\alpha + \varphi_2) + P_3 \sin 3(\alpha + \varphi_3) + \dots + P_m \sin m(\alpha + \varphi_m).$$

Если же углы между кривошипами одинаковы, то угол между кривошипами  $\mu$ -ного и первого цилиндров равен:

$$\frac{2\pi}{n}(\mu - 1),$$

и уравнение кривой вращательного тангенциального усилия  $\mu$ -ного цилиндра:

$$T_\mu = P_\omega + P_1 \sin \left[ \alpha + \varphi_1 + \frac{2\pi}{n}(\mu - 1) \right] + P_2 \sin 2 \left[ \alpha + \varphi_2 + \frac{2\pi}{n}(\mu - 1) \right] + \dots + P_m \sin m \left[ \alpha + \varphi_m + \frac{2\pi}{n}(\mu - 1) \right]; \quad (20)$$

уравнение же результирующей кривой тангенциального усилия от давления газов  $n$ -цилиндрового двигателя:

$$R_{g(n)} = T_I + T_{II} + \dots + T_{(n)} = \Sigma p_\omega + \sum_{\mu=1}^n P_1 \sin \left[ \alpha + \varphi_1 + \frac{2\pi}{n}(\mu - 1) \right] + \sum_{\mu=1}^n P_2 \sin 2 \left[ \alpha + \varphi_2 + \frac{2\pi}{n}(\mu - 1) \right] + \dots + \sum_{\mu=1}^n P_m \sin m \left[ \alpha + \varphi_m + \frac{2\pi}{n}(\mu - 1) \right] \quad (21)$$

Как было указано выше, все члены, для которых  $\frac{m}{n}$  не равно единице или целому числу, исчезают, поэтому:

$$R_{g(n)} = nP_\omega + nP_n \sin n(\alpha + \varphi_n) + nP_{2n} \sin 2n(\alpha + \varphi_{2n}) + \dots + nP_m \sin m(\alpha + \varphi_m), \quad (22)$$

причем  $n$  равно числу цилиндров,  $m$  — порядковому числу гармоники

Из этого уравнения следует: в результирующей кривой вращательного усилия многоцилиндрового мотора определенные гармоники тангенциального усилия исчезают, другие, напротив, остаются и многократно увеличены.

Поскольку вращающиеся массы, соответствующие каждому цилиндру двигателя, не совершают движения друг относительно друга, погасшие гармоники не могут вызывать вынужденных колебаний массы вала, а следовательно и критических чисел оборотов. Это приблизительно подходит лишь к формам колебаний, не имеющим узла колебаний на длине коленчатого вала.

Следовательно в нормальных случаях достаточно производить расчет колебаний только с остающимися гармониками. Так как нам известны все гармоники кривой тангенциального усилия для каждой ступени нагрузки (фиг. 11 и 12), то расчеты колебаний существенно упрощаются.

#### Одноцилиндровый двигатель.

Если мы подставим в уравнение (22)  $n=1$ , то оно перейдет в уравнение кривой тангенциального усилия одноцилиндрового двигателя; значит:

$$R_{g(1)} = P_{\omega} + P_1 \sin(\alpha + \varphi_1) + P_2 \sin 2(\alpha + \varphi_2) + \dots + P_9 \sin 9(\alpha + \varphi_9).$$

Для результирующего усилия (тангенциальная сила от действия газов и сил инерции поступательно движущихся масс) следует:

$$\begin{aligned} R_1 &= F(m \cdot r \cdot \omega^2 R'_1 + R_{g(1)}) \kappa = \\ &= F \left[ m \cdot r \cdot \omega^2 \left( \frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\alpha - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha \right) + \right. \\ &\quad \left. + P_{\omega} + P_1 \sin(\alpha + \varphi_1) + P_2 \sin 2(\alpha + \varphi_2) + \dots + \right. \\ &\quad \left. + P_9 \sin 9(\alpha + \varphi_9) \right] \kappa \end{aligned} \quad (23)$$

Критические числа появляются у одноцилиндрового мотора.

если  $n = n_c$  (резонанс с гармоникой первого порядка),

»  $n = \frac{n_c}{2}$  (резонанс с гармоникой второго порядка),

»  $n = \frac{n_c}{3}$  (резонанс с гармоникой третьего порядка) и т. д.

Отсюда видно, что у одноцилиндрового мотора возможно чрезвычайное разнообразие критических чисел вращения. Самые опасные, конечно критические числа оборотов более низкого порядка из-за большой амплитуды вызывающих их низких гармоник.

#### Двухцилиндровый двигатель (фиг. 3а—с).

1. Два одинаково стоящих кривошипа:

$$R_{II(a)} = 2R_1 \kappa, \quad (24)$$

т. е. здесь мы имеем те же отношения, что и при одноцилиндровом двигателе, с той только разницей, что амплитуды всех гармоник вращательных усилий вдвое больше, чем у одноцилиндрового двигателя.

2. Два кривошипа под углом в  $90^\circ$ . Здесь:

$$R_{II(b)} = F(m \cdot r \cdot \omega^2 R'_{2(b)} + R_{II(g)}) \kappa,$$

причем

$$\begin{aligned} R_{II(g)} &= 2P_{\omega} + P_1 [\sin(\alpha + \varphi_1) + \cos(\alpha + \varphi_1)] + \\ &+ P_2 [\sin 3(\alpha + \varphi_2) - \cos 3(\alpha + \varphi_2)] + 2P_4 \sin 4(\alpha + \varphi_4) + \\ &+ P_5 [\sin \dots] \kappa / \text{см}^2. \end{aligned} \quad (25)$$

Следует отметить, что гармоники тангенциального усилия 2-го, 6-го, 10-го порядка и т. д. погашены. Следовательно у двухцилиндрового двигателя с углом кривошипа в  $90^\circ$  также невозможны критические числа оборотов этого порядка.

3. Два кривошипа под углом в  $180^\circ$ . Здесь уравнение (21) дает.

$$R_{II(c)} = 2P_{\omega} + 2P_2 \sin 2(\alpha + \varphi_2) + 2P_4 \sin 4(\alpha + \varphi_4) + \dots + 2P_6 \sin 6(\alpha + \varphi_6) + \dots$$

Отсюда получается:

$$R_{II(c)} = F(m \cdot r \cdot \omega^2 R'_{2(c)} + R_{II(c)}) \kappa. \quad (26)$$

При таком расположении кривошипа гаснут гармоники вращательного усилия нечетного порядка, в то время как гармоники вращательного усилия четного порядка остаются в двойном размере.

#### Трехцилиндровый мотор (фиг. 4).

Для него уравнения (21) или (22) дают:

$$R_{g(III)} = 3P_{\omega} + 3P_3 \sin(\alpha + \varphi_3) + 3P_6 \sin 6(\alpha + \varphi_6) + 3P_9 \sin 9(\alpha + \varphi_9).$$

Согласно с этим уравнение результирующей кривой вращательного усилия будет:

$$R_{(III)} = F(m \cdot r \cdot \omega^2 R'_3 + R_{g(III)}) \kappa. \quad (27)$$

В результирующей кривой тангенциального усилия остаются следовательно только гармоники третьего порядка и все гармоники с порядком, делимым на 3, все другие гармоники гаснут; этим определяются также возможные критические числа оборотов.

#### Четырехцилиндровый мотор.

Для всех расположений кривошипа, у которых  $2\pi$  четырьмя кривошипами делится на четыре равные части, по уравнению (21) будет:

$$R_{g(IV)} = 4P_{\omega} + 4P_4 \sin 4(\alpha + \varphi_4) + 4P_8 \sin 8(\alpha + \varphi_8),$$

следовательно:

$$R_{IV} = F(m \cdot r \cdot \omega^2 R'_{4(a, b, d, e)} + R_{g(IV)}) \kappa. \quad (28)$$

Если же расположение кривошипов совпадает с фиг. 5с, то

$$R_{IV(c)} = 2R_{II(c)}. \quad (29)$$

Уравнение (28) говорит, что у четырехцилиндровых двигателей с расположениями кривошипов по фиг. 5, а, b, d и e остаются только четвертая и восьмая гармоники, но в их четырехкратном размере, и что возможны только критические числа оборотов четвертого и восьмого порядка.

Расположение по фиг. 5с соответствует расположению 3с, только гармоники тангенциального усилия вдвое больше, чем в случае 3с.

Двигатель с шестью цилиндрами.

Для этого двигателя, за исключением расположения кривошипов 6b, согласно уравнению (22) будет:

$$R_{g(vi)} = 6P_{\omega} + 6P_6 \sin 6(\alpha + \varphi_6),$$

следовательно

$$R_{(vi)} = F \cdot R_{g(vi)} \kappa_i. \quad (30)$$

Если, как было предположено, кривая тангенциальных усилий давления газов состоит из 9 гармоник, то при рассматриваемом расположении возможны только критические числа оборотов шестого порядка, именно если  $n = \frac{6}{6}$ ; тогда останется только шестая гармоника в своем шестикратном размере.

Для расположения 6b будет:

$$R_{vi(b)} = 2R_{vi} \kappa_i. \quad (31)$$

Этим уравнением определяются остающиеся гармоники, их размер и возможные критические числа оборотов.

Восьмицилиндровый двигатель (фиг. 7a—f).

Для расположения кривошипов 7a, d, e, f будет:

$$R_{g(viii(a, d, e, f))} = 8P_{\omega} + 8P_8 \sin 8(\alpha + \varphi_8)$$

и

$$R_{viii(a, d, e, f)} = F[8P_{\omega} + 8P_8 \sin 8(\alpha + \varphi_8)]. \quad (32)$$

Для расположений b и c будет:

$$R_{viii(b, c)} = 2R_{vi}. \quad (33)$$

С помощью этих отдельных уравнений и фиг. 11 и 12 легко определить величину и частоту гармоник тангенциальных усилий и возможные критические числа оборотов.

Сравнительно с обычным до сих пор определением возмущающих сил предложенный здесь метод вычисления представляет значительное упрощение в расчете.

### Влияние компрессоров и продувочных насосов.

Сцепленные непосредственно с двигателем продувочные насосы и компрессоры оказывают влияние на результирующую тангенциальную силу. Их влияние зависит от периода их колебания, от угла заклинивания их кривошипа по отношению к первому цилиндру двигателя и наконец от величины амплитуд гармоник из кривых тангенциального усилия, которые в свою очередь являются функциями среднего индикаторного давления индикаторной диаграммы насоса.

Следовательно мы можем применить к насосам тот же способ вычисления, как для двигателя, начиная с развертывания индикаторной

диаграммы насоса (при различных нагрузках) в диаграмму тангенциального усилия. Это завело бы нас слишком далеко, но в заключение надо еще показать, как следует поступать, принимая в соображение насосы. Возьмем например компрессор с двумя цилиндрами. Их кривошипы относительно кривошипа первого цилиндра обычно перемещены на 0 или 180°. Нормальный тип устройства—компрессор простого действия, т. е. промежуток между периодическими колебаниями двигателя достигает  $2\pi$ . Поэтому получаем для кривой вращательного момента переднего и заднего цилиндра насоса:

$$T_{pi} = P_{\omega} + P_1 \sin \varphi_1 + P_2 \sin 2\varphi_2 + \dots + P'_m \sin m\varphi_m, \quad (34)$$

$$T_{pi} = P'_{\omega} + P'_1 \sin (\varphi_1 + \pi) + P'_2 \sin 2(\varphi_2 + \pi) + P'_m \sin m(\varphi_m + \pi). \quad (35)$$

Как выражение результирующей тангенциального усилия обоих цилиндров, однако еще без воздействия поступательно движущихся масс передаточного механизма, имеем:

$$\left. \begin{aligned} R_p = T_{pi} + T_{pi} = P_{\omega} + P'_{\omega} + (P_1 - P'_1) \sin \varphi_1 + \\ + (P_2 + P'_2) \sin 2\varphi + (P_3 - P'_3) \sin 3\varphi + \dots \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

Если же  $P_1 = P'_1$ ,  $P_3 = P'_3$  и т. д., то все нечетные гармоники первого, третьего, пятого и т. д. порядка исчезнут. Это конечно не всегда так бывает, но разности нечетных гармоник будут малы относительно сумм амплитуд четных гармоник. Мы сперва можем пренебречь влиянием гармоник нечетного порядка. Тогда следовательно будут внесены в систему только гармоники четного порядка от компрессоров.

Аналогичным образом должно быть исследовано влияние продувочных насосов. Влияние обоих насосов принимается во внимание путем сложения их уравнения кривой тангенциального усилия с уравнением результирующей кривой вращательного усилия мотора (с соблюдением знаков). Но так как мощность компрессоров и продувочных насосов составляет только несколько процентов общей мощности мотора, то представляется возможным при нормальных расчетах не считаться с гармониками вращательных усилий компрессоров и продувочных насосов.

### Заключение.

Задача статьи заключалась в определении гармоник вращательных усилий двухтактных двигателей Дизеля (с воздушным впрыскиванием) таким способом, который допускает бы целесообразное его применение.

Особое внимание было обращено на практическую сторону предложенных методов, чтобы сделать возможным его легкое применение в практике. Преимущество изложенных методов состоит, наряду с наглядностью, в сильном сокращении времени, требовавшегося до сих пор для гармонического анализа. Это было достигнуто: разделением исследования тангенциальных усилий от сил инерции и исследования тангенциальных сил, вызванных давлением газов; представлением суммарной диаграммы вращающих усилий в виде суммы отдельных диаграмм вращающих усилий с определенным смещением фаз; развитием метода анализа, особенно подходящего для рассматриваемого типа мотора, и наконец с помощью кривых, дающих возможность в нормальных случаях обойтись без анализа.

Перевод Ф. М. Кривичкой.  
Редакция инж.-мех. Н. Г. Бруевича.



## Новые данные о вибрации коленчатого вала.<sup>1</sup>

А. Штиглиц.

Происходившие за последние годы изломы коленчатых валов авиационных моторов с цилиндрами, расположенными в ряд, и в первую очередь 6-цилиндровых моторов, приходится отнести за счет вибрации валов.

Материал для изготовления валов имеет все качества, которые в настоящее время можно требовать от высокосортного металла. Напряжение, получаемое валом от обычных внешних сил, значительно меньше временного сопротивления материала. Появляющиеся временами дополнительные напряжения действуют только на внешние цапфы коленчатого вала и возникают от гироскопического эффекта пропеллера.

Однако в большинстве случаев изломы вала появляются внутри мотора. Как показали измерения, толчки, получаемые при пуске мотора, слишком слабы и непродолжительны, чтобы вызвать излом.

Теперь измерениями дополнительных напряжений, вызванных крутильными колебаниями валов, установлено, что эти напряжения более чем в 4 раза превосходят нормальные; поэтому нет никаких сомнений, что колебания являются главной причиной поломки вала.

Крутильные колебания в авиомоторах исследованы более детально аналитическим и экспериментальным путем. Некоторые результаты этих исследований будут изложены здесь возможно наглядным образом.

Коленчатый вал с укрепленными на нем массами, если на него не действуют внешние силы, может, как и всякая вибрирующая система, образовать колебания определенной частоты и определенной формы, подобно тому, как задетая струна может дать только определенный основной тон и многие обертоны. При этих собственных колебаниях силы инерции колебательного движения должны находиться в равновесии. Под формой колебания следует понимать совокупность одновременных колебаний всего вала.

Когда на коленчатый вал временами действуют переменные силы, как например вращательные силы мотора, то в определенных случаях напряжение вала, вследствие образования резонанса, может далеко превзойти напряжение от внешней нагрузки. Колебания резонанса отличаются от собственных колебаний тем, что помимо сил инерции на коленчатый вал действуют еще силы гасящие и силы, возбуждающие колебания. На форму колебаний возбуждающие и тормозящие силы не оказывают никакого влияния, так как они слишком незначительны по сравнению с силами инерции. Таким образом колебания резонанса по форме и частоте можно считать, с незначительной ошибкой, тождественными собственным колебаниям. Приблизительно можно сказать, что вообще каждое

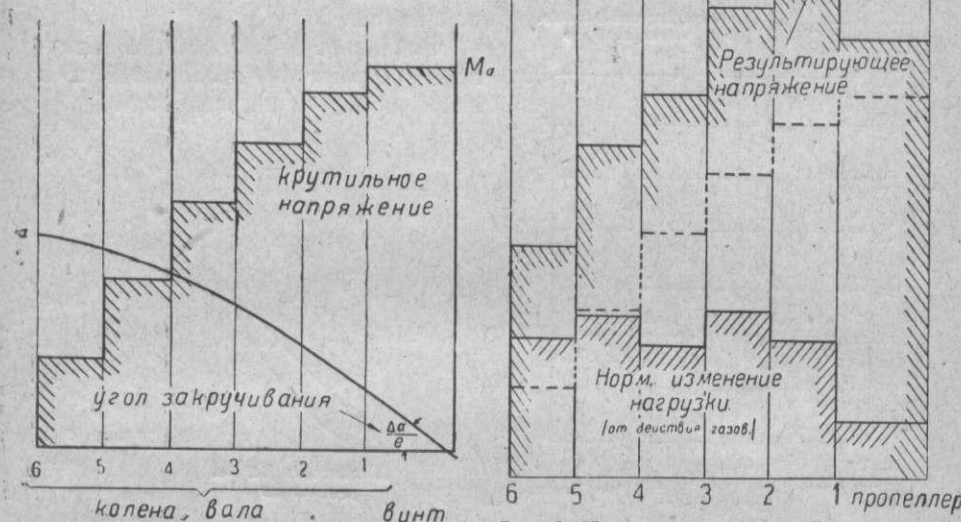
напряжение, возникающее дополнительно к внешней нагрузке, производится всегда собственными колебаниями, вернее силами инерции этих колебаний, частота и форма которых известны. Для экспериментальных и теоретических исследований этот факт чрезвычайно ценен.

Фиг. 1 показывает характер колебаний 6-цилиндрового мотора с непосредственной передачей на пропеллер.

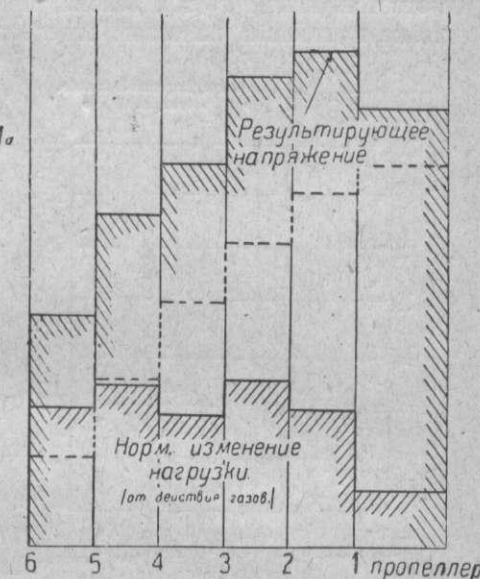
Если известны колебания на конце вала, которые определяют при помощи торсиографа, то также становятся известны и скручивания и напряжения, получаемые в любой точке вала.

Напряжение, которое является чисто добавочным, вызванным колебаниями, вычисляется по измеренному отклонению из следующего отношения:

$$M_a = \pm G \cdot J_0 \frac{\Delta \alpha}{L} a.$$



Фиг. 1. Угол закручивания и крутильные напряжения коленчатого вала шестицилиндрового мотора.



Фиг. 2. Изменение напряжений от рабочей нагрузки и результирующих напряжений, полученных сложением с напряжениями от крутильных колебаний вала в шестицилиндровом моторе.

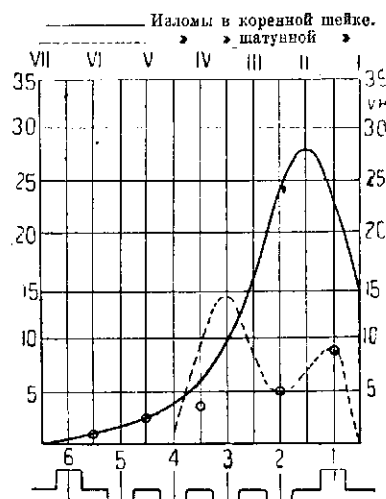
На графике также представлено распределение дополнительного напряжения от резонансных колебаний.

Напряжение бывает самым большим в цапфе винта, в месте узла колебаний. Отсюда следовало бы предположить, что все изломы должны произойти в цапфе пропеллера или первом колене кривошипа. В действительности это не так. На цапфу винта и на часть вала до первого колена приходится всего 15% всех изломов, в то время как остальные изломы получаются между первым и третьим коленами. Причина этого заключается в том, что напряжения от вибрации еще очень велики вблизи узла, и вал получает излом в наиболее слабом месте, например в колене. Кроме того не следует забывать роль нормальных рабочих сил, т. е. давления газов. Из этих сил для излома имеют значение только силы переменной величины, изменяющейся от наибольшего положительного до наибольшего отрицательного значения. Фиг. 2 показы-

<sup>1</sup> Журнал «Luftfahrtforschung», 1930, т. VI, вып. 4.

вает изменение этих нагрузок от давления газов по всей длине вала. Переменно напряжение коленчатого вала мотора больше в части, находящейся в картере, чем между первым коленом и втулкой винта так как в первом случае тангенциальные силы получают значительно, более неравномерное изменение. Если сложить напряжения, вызванные давлением газов, и напряжения, вызванные крутильными колебаниями, то получится картина напряжений, в которой наибольшее напряжение находится между коленами 1 и 3, точнее во второй коренной шейке: здесь предположено наиболее неблагоприятное сложение напряжений.

Фиг. 3 дает кривую числа изломов в зависимости от их расположения в 6-цилиндровом моторе. Число изломов приведено в процентах над соответствующим местом излома, причем изломы в коренной шейке и в шейке кривошипа нанесены отдельно. Как видно, большинство изломов приходится на долю второй коренной шейки.



Фиг. 3. Частота изломов в различных местах вала шестичилиндрового мотора.

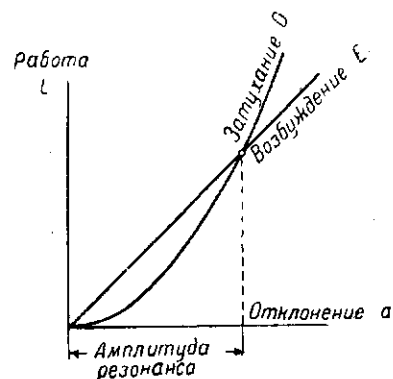
Резонанс с тангенциальными силами имеет место, если главный период этих сил, равный при четырехтактном цикле времени двух оборотов, находится в кратном отношении к собственной частоте  $n_0$  вала, т. е. при всяком числе оборотов, равном  $\frac{n_0}{m \cdot 1/2}$  ( $m$  — любое целое число).

Эти числа оборотов, вызывающие резонанс следуют весьма часто одни за другими в промежутках от 100 до 150 оборотов; однако не все из них могут рассматриваться, как критические, так как большинство из них создает безвредные резонансы, обладающие незначительной амплитудой колебания.

Сила резонанса обусловлена, с одной стороны, возбуждением, с другой стороны — затуханием. Возбуждающей считается та гармоническая составляющая диаграммы тангенциальных сил, которая имеет частоту кратную собственным колебаниям.

Диаграмму тангенциальных сил можно разложить на ряд гармоник, все частоты которых кратны основному периоду.

Возникает вопрос, когда наступают резонансные колебания и в какой мере они выражаются.



Фиг. 4. Работа возбуждения и затухания в зависимости от амплитуды колебания.

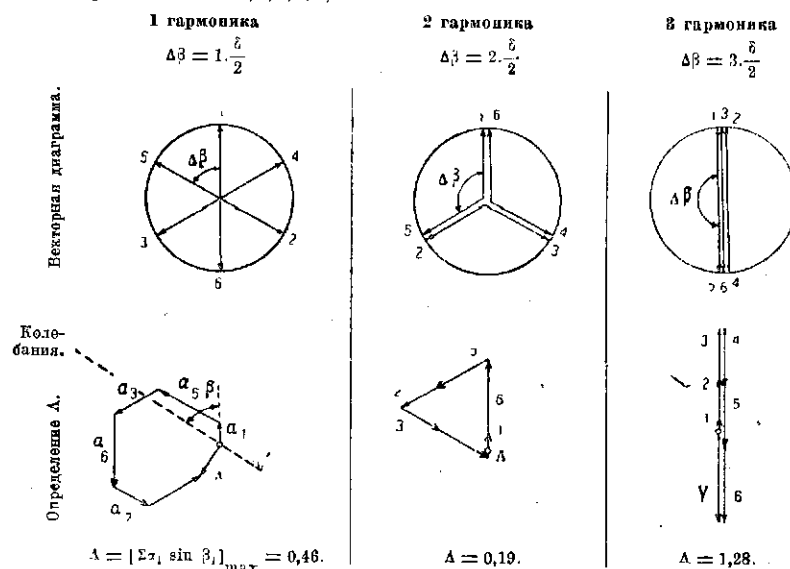
Резонансные отклонения  $a$  могут быть определены путем рассмотрения энергии, причем работа, полученная от возбуждения, должна равняться работе затухания. Фиг. 4 показывает зависимость этих работ от отклонения. Резонансное отклонение имеет ту величину, при которой работы равны. Работа возбуждения колебания получается:

$$L_E = \pi \Sigma P \cdot a_i \sin \beta_i = \pi P \cdot a_0 \cdot \Sigma a_i \sin \beta_i = \pi P \cdot a_0 \Lambda^1.$$

Работа затухания при принятии линейного закона сопротивления:

$$L_D = \pi \Sigma k a_i^2 \omega_e = \pi \cdot k \cdot \omega_e a_i^2 \Sigma a_i^2,$$

Порядок зажигания 1, 5, 3, 6, 2, 4 Угол зажигания  $\delta = 120^\circ$



Фиг. 5. Графическое определение специфической работы возбуждения шестичилиндрового мотора.

причем суммирование произведено для всех цилиндров.

Из равенства работ получается резонансное отклонение:

$$a_{0e} = \frac{P \Lambda}{k \cdot \omega_e \Sigma a_i^2}.$$

Отклоняющей в этом выражении будет величина  $\Lambda = \Sigma a_i \sin \beta_i$ , которая может быть обозначена как специфическая работа возбуждения. Она представляет собой работу возбуждения колебаний всего мотора при отклонении, равном единице на свободном конце вала, и возбуждательной силе одного цилиндра, тоже равной единице.

Лишь при одной возбуждающей силе фаза  $\beta$  находится в резонансе при угле в  $90^\circ$ , и работа возбуждения достигает наибольшего значения. В моторах же не все фазы возбуждающих сил отдельных цилиндров могут быть равны  $90^\circ$ , так как фазы связаны между собой порядком зажигания, а именно промежутки между фазами соответствующих гар-

<sup>1</sup> Здесь  $a_i$  есть отношение амплитуд и равно  $\frac{a_i}{a_0}$ . Ср. Тимошенко, Теория колебания в инженерном деле, ГНТИ, 1931, стр. 152—154.

моние кратно половине промежутков между зажиганиями в цилиндрах. Но и здесь резонансные колебания устанавливаются так, что работа возбуждения будет иметь самую большую величину. Эту наибольшую величину  $\Delta$  можно легко определить графически. На фиг. 5 дано построение некоторых гармоник 6-цилиндрового мотора. Векторы гармоник отдельных цилиндров умножаются на соответственные отклонения  $a$ . Сумма векторов даст наибольшую величину  $\Delta$ .

Если исследовать таким образом отдельные гармоники, то можно установить, что некоторые гармоники в сумме почти взаимно уничтожаются, а другие напротив складываются. На фиг. 6 нанесены полученные таким образом суммарные работы для 6-цилиндрового мотора.

Если принять во внимание переменную силу возбуждения, зависящего от различного порядка гармоник и дросселирования мотора, то получится кривая, изображенная на фиг. 7, которая может быть рассмотрена как кривая резонанса. Вне области критического числа оборотов кривая лежит выше, так как здесь накладываются отголоски значительных резонансов. Фиг. 8 показывает фактическую кривую резонанса, полученную с помощью измерения колебаний; как видим сходство удовлетворительное.

Таким образом для каждого мотора можно получить целый ряд критических чисел оборотов. Для 6-цилиндрового мотора критическими числами являются все числа, кратные 1,5. Для 4-цилиндрового мотора критическими числами оборотов являются кратные двум. Фиг. 9 показывает кривые резонанса, полученные для 4-цилиндрового мотора. Для нормального 12-цилиндрового V образного мотора получится ряд чисел: 1,5; 3,5; 6 и т. д.

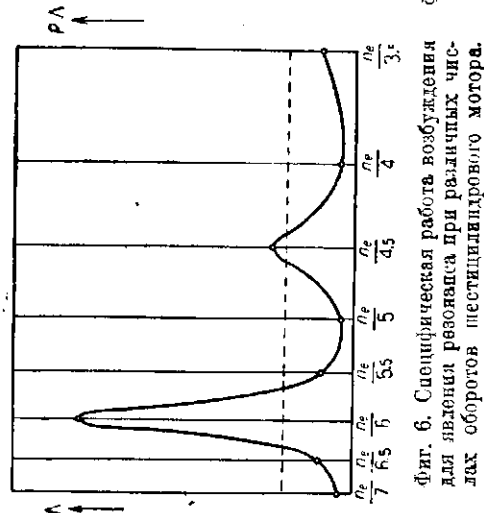
Все эти данные подтверждены измерением колебаний. Для звездообразных моторов критическими числами оборотов являются числа, кратные половине числа цилиндров.

Специфическая работа возбуждения зависит от формы вибрации и системы зажигания. Для каждого мотора при выполнении требований уравновешенности и равных промежутков в зажигании имеется несколько возможных систем зажигания, из которых на практике применяется одна. При исследовании остальных систем зажигания в отношении изменения крутильных колебаний видно, что определенные критические числа оборотов исчезают, но на их место возникают новые. Иногда возможно получить спокойную работу мотора; так например для 6-цилиндрового мотора путем изменения системы зажигания можно достигнуть удаления критических чисел оборотов (фиг. 8).

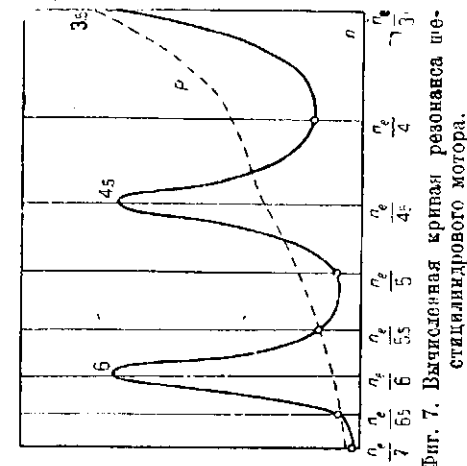
Фиг. 10 дает кривые резонанса, вычисленные для нормального порядка зажигания—1, 5, 3, 6, 2, 4 и для порядка зажигания—1, 2, 4, 6, 5, 3. Фиг. 11 дает фактически полученные кривые резонанса. Благодаря такому порядку зажигания как раз эксплуатационная область числа оборотов оказалась свободной от резонанса. Поэтому изменение порядка зажигания, которое можно достичь одним изменением кулачкового вала, в этом случае представляет простое и действительное средство для устранения опасности резонанса.

На резонанс можно воздействовать и другим способом, посредством его глушения.

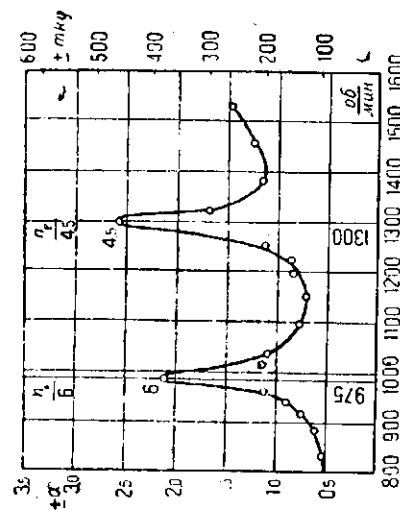
Установкой демпфера (гаситель крутильных колебаний) на свободном конце вала можно искусственно увеличить силу сопротивления колебаниям и таким образом уменьшить амплитуду до желаемого размера.



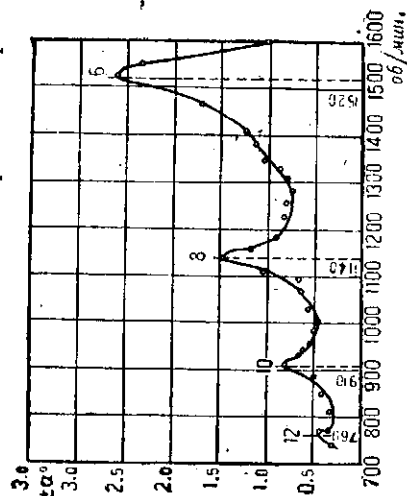
Фиг. 6. Специфическая работа возбуждения для явления резонанса при различных числах оборотов шестицилиндрового мотора.



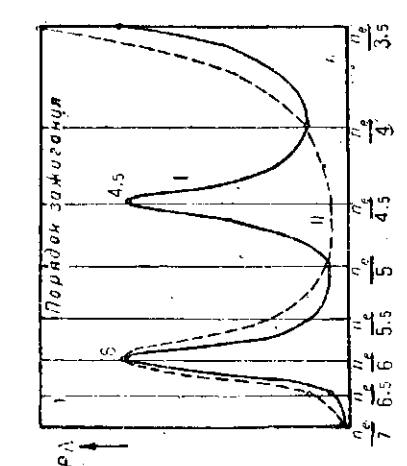
Фиг. 7. Вычисленная кривая резонанса шестицилиндрового мотора.



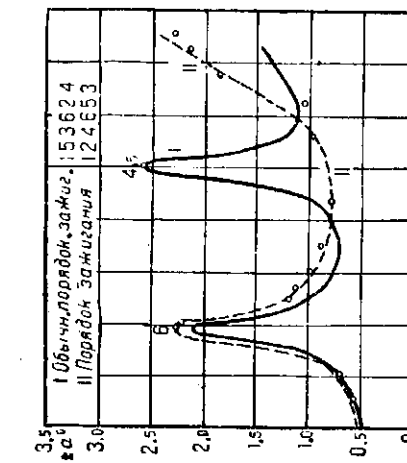
Фиг. 8. Кривая резонансов, снятая с шестицилиндрового мотора.



Фиг. 9. Кривые резонансов, снятая с четырехцилиндрового мотора.



Фиг. 10. Кривые резонанса, вычисленные для двух разных порядков зажигания.

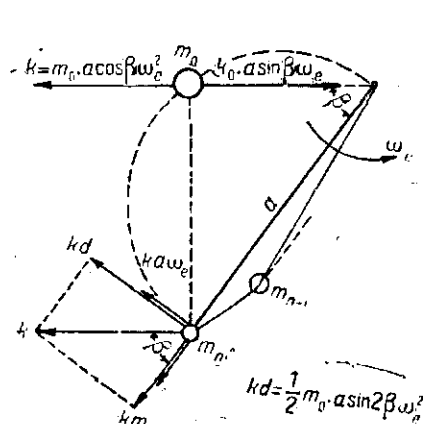


Фиг. 11. Кривые резонанса, снятые с шестицилиндрового мотора при двух разных порядках зажигания.

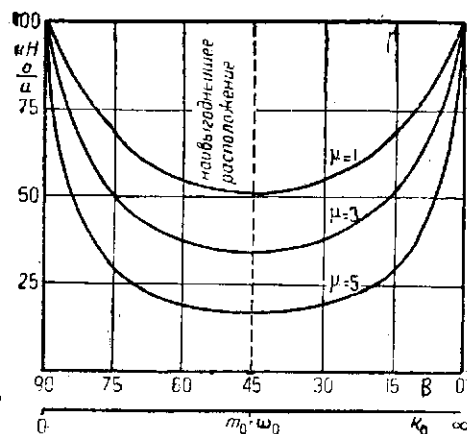


Демпфер состоит из качающейся шайбы и подвижно установлен на конце вала, так что относительное движение вала по отношению к шайбе вызывает сопротивление. Последнее может быть или жидкостное, или же вызываться силой трения. При возникновении крутильных колебаний колеблющаяся масса гасителя вследствие своей инерции при благоприятном выборе сопротивления отстаёт от движения колебания. Образующееся при этом сопротивление действует как дополнительное погашение и снижает отклонения.

Фиг. 12 даёт принцип такого демпфера. Для линейного закона сопротивления жидкости характер действия можно исследовать с помощью представленной векторной диаграммы колебательного движения. Сила тормозящего действия демпфера на колеблющуюся систему может быть разложена на две составляющих: одна — в направлении наличной силы инерции, другая — в направлении силы погашения. Поэтому гаситель



Фиг. 12. Принцип демпфера и векторная диаграмма его колебательного движения.



Фиг. 13. Амплитуда при резонансе вала в зависимости от установки демпфера.

действует так, как если бы система получила дополнительную массу и дополнительное сопротивление. Первое снижает главным образом частоту, а второе — амплитуду резонанса.

Если пренебречь влиянием дополнительных масс на отклонение, то получается следующее отношение между отклонением в результате резонанса и постоянным смещением фазы  $\beta$  демпфера:

$$a' = \frac{a}{1 + \frac{m_g \omega_e^2}{2k\alpha_1^2 \sin \beta}} = \frac{a}{1 + \mu \sin 2\beta},$$

причем

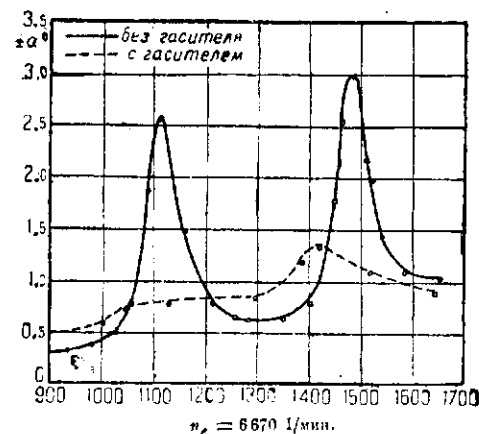
$$\tan \beta = m_g \frac{\omega_e}{k_0}.$$

Это отношение наглядно представлено на фиг. 13. Каждый демпфер имеет определенную установку, при которой отклонения будут наименьшими. Она получается из уравнения для фазы  $\beta = 45^\circ$ , т. е. тогда, когда демпфер отстаёт от вала на  $45^\circ$ . В этом случае торможение  $k_0 = m_g \omega_e^2$ .

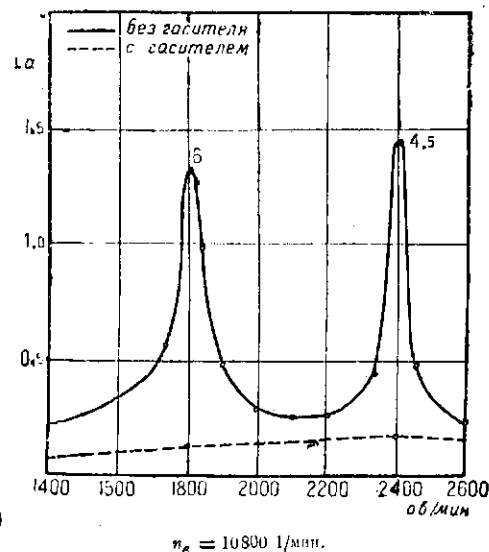
Из вышеуказанного отношения видно, что уменьшение отклонений тем сильнее, чем больше масса  $m_g$  демпфера и чем выше собственная частота  $\omega_e$  подлежащего погашению колебания. Демпфер особенно пригоден для быстроходных машин, обладающих большими собственными частотами.

На фиг. 14 и 15 показаны кривые резонанса 6-цилиндрового авиационного и автомобильного моторов с демпфером и без него. Из фигур видно значительное уменьшение отклонений.

Таким образом демпфер является весьма хорошим вспомогательным средством для устранения опасности резонанса, а следовательно и изломов коленчатого вала в находящихся налицо образцах моторов. На линиях воздушных сообщений уже имеется в эксплуатации несколько демпферов, но опыт их применения еще не так продолжителен, чтобы дать о них окончательное заключение.



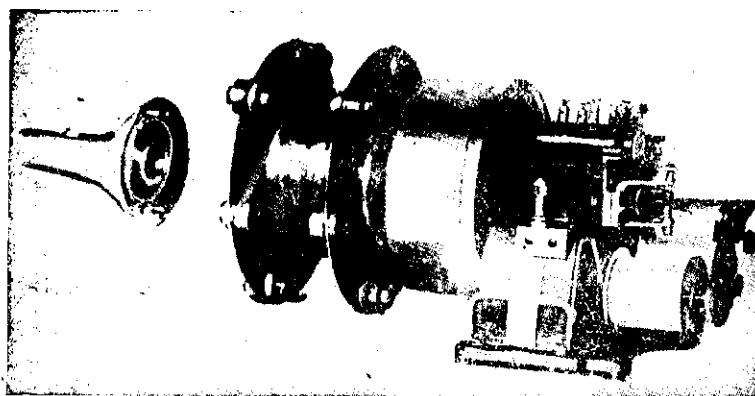
Фиг. 14. Кривые резонанса, полученные на авиамоторе с демпфером и без него.



Фиг. 15. Кривые резонанса, снятые с автомобильного мотора с демпфером и без него.

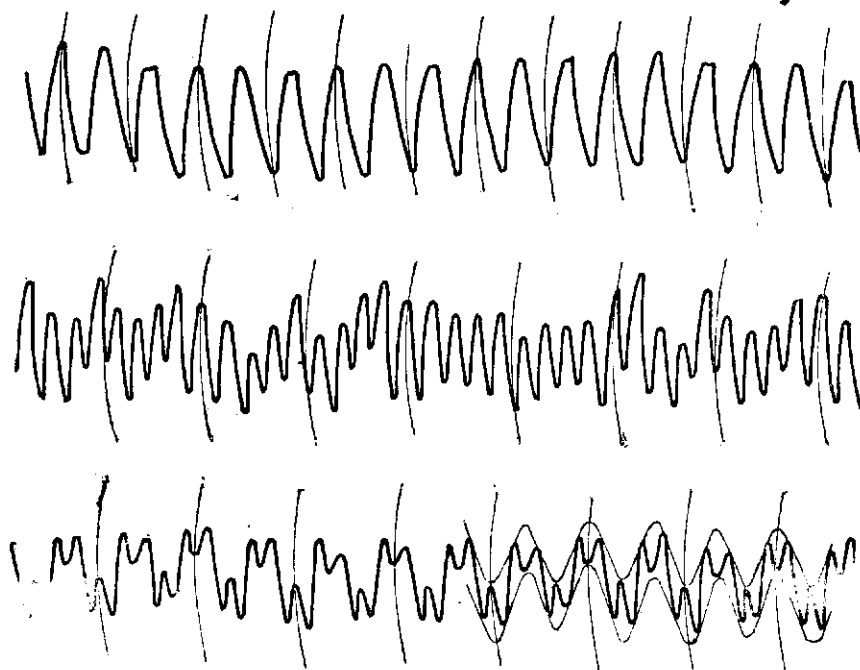
На приведенных фигурах представлены различные кривые резонанса, полученные путем измерения. Точное измерение вибраций при действующем моторе являлось важнейшей и самой трудной задачей экспериментов. Для этого в Германском исследовательском обществе воздушных сообщений был применен торсионграф Гейгера, который дал благоприятные результаты в тихоходных машинах. При испытании авиамоторов, применяя обычную ременную передачу к прибору, нельзя было достигнуть удовлетворительных результатов; причина заключалась главным образом в большой частоте вибраций и сильном сотрясении мотора. Сначала было испытано жесткое соединение прибора с коленчатым валом; тогда запись прибора ясно показывала резонанс колебаний, но измерение было возможно лишь при малом числе оборотов; при большом же числе оборотов сотрясение от мотора к прибору передавалось так сильно, что запись была невозможна. Поэтому было сделано специальное сцепле-

пно, которое вследствие своих чрезвычайно больших размеров могло считаться неподдающимся скручиванию и которое благодаря известной



Фиг. 16. Привод к торсиографу Гейгера.

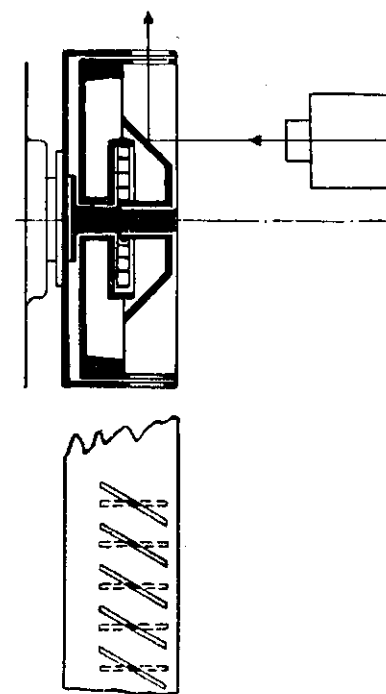
упругости на изгиб удерживало сотрясение мотора далеко от прибора (фиг. 16). После того как прибор был несколько изменен, можно было снимать безукоризненные торсиограммы и при большом числе оборотов.



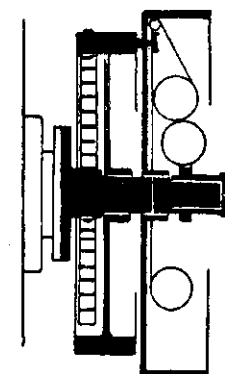
Фиг. 17. Торсиограммы, полученные с помощью устройства, показанного на фиг. 16.

Фиг. 17 показывает торсиограммы, частично изображающие интерференцию основных и добавочных колебаний.

Помимо прибора Гейгера упомянем о двух вновь построенных приборах для измерения крутильных колебаний. Фиг. 18 показывает оптический прибор для измерения крутильных колебаний, действующий по принципу торсио-индикатора Фелтингера; в нем колебания делаются видимыми через две косые щели колеблющихся барабанов. При колеба-



Фиг. 18. Принцип оптического измерения колебаний.



Фиг. 19. Принцип киноторсиографа.

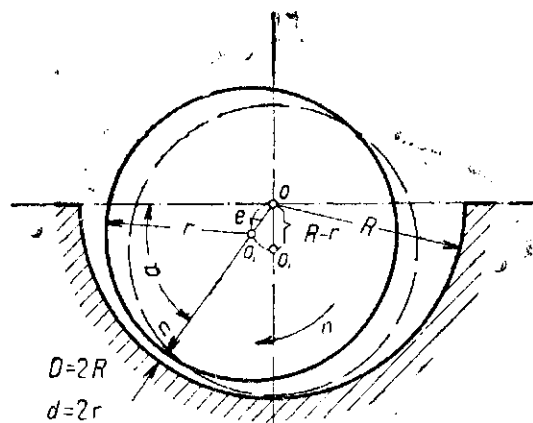
ниях световой луч падает на светочувствительную полосу, ширина которой соответствует двойной амплитуде. Этот прибор служит для быстрого определения критических чисел оборотов и больших отклонений. Фиг. 19 показывает прибор, у которого вибрации отпечатываются на ленте в натуральную величину и затем определяются при помощи микроскопа.

Перевод **Абезгауз**  
Редакция инж.-мех. **Н. Бруевича**

## К расчету скользящих подшипников<sup>1</sup>

3. Вельнер.

Возрастающие требования к подшипникам, особенно в отношении окружных скоростей, ведут к тому, что до сих пор употребляемые расчеты должны быть пересмотрены. Гуммель в своих работах на



Фиг. 1.

основе исследований Рейнольдса дал расчет подшипников, близкий к действительности. Теория говорит, что шейка при соответствующем зазоре в подшипнике есть предпосылка для возникновения жидкостного трения.

При правильной установке подшипника и достаточной подаче масла шейка вала отделена от подшипника пленкой масла. В результате образования пленки при вращении вала получается известная эксцентриситетность шейки в подшипнике. На фиг. 1 изображена шейка в момент выхода из состояния покоя в направлении вращения. При увеличении оборотов равновесие передвигается в сторону вращения и при бесконечно больших оборотах передвигается по радиусу. Средняя точка шейки описывает полукруг от точки  $O_1$  через  $O'$  на точку  $O$ .

Гуммель в своей работе о местах равновесия в середине шейки  $O$ , на основании гидродинамики, нашел точное соответствие с полукругом и для направления перпендикулярно нагруженной шейки.

По уравнению Гуммеля для полуокружности шейки имеем:

$$\psi = \frac{R-r}{r} = \frac{D-d}{d} \text{ — относительный зазор подшипника,} \quad (1)$$

$$x = \frac{e}{R-r} = \sin \varphi \text{ — относительный эксцентриситет.} \quad (2)$$

Через значение  $x$  при заданной разности в диаметре  $D-d$  определяется толщина масляного слоя.

Толщина слоя смазки должна быть минимум суммой разностей в поверхности шейки и подшипника, чтобы избежать касания обеих нагруженных поверхностей, в результате чего и достигается жидкостное трение.

Толщина слоя  $h = R - e$ , стало быть:

$$h \approx \frac{d}{2} \psi (1 - x). \quad (3)$$

Теория трения подшипников дает два уравнения. Одно дает выражение для коэффициента трения:

$$\mu = \alpha \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}, \quad (4)$$

а второе уравнение:

$$\psi^2 \frac{p}{\eta \cdot \omega} = \frac{\beta}{1 - x}, \quad (5)$$

из которых и из уравнения (3) следует:

$$\eta = \frac{\beta}{2} \cdot \frac{d}{\psi} \cdot \frac{\eta \cdot \omega}{p}. \quad (6)$$

Делением уравнения (4) на (5) получаем:

$$\mu = \frac{d}{\psi} \cdot \sqrt{1 - x}. \quad (7)$$

Обозначения:

$\omega$  — угловая скорость шейки;

$p = \frac{P}{d \cdot l}$  кг/см<sup>2</sup> — среднее удельное давление;

$d$  и  $l$  — диаметр и длина рабочей шейки;

$\eta$  кг/сек/м<sup>2</sup> — вязкость масла;

$\alpha$  и  $\beta$  — постоянные коэффициенты.

Значения  $\alpha$  и  $\beta$  выведены для бесконечной длины подшипника, а так как подшипник конечной длины, то давление к концу подшипника падает до 0, и их значения точно определить невозможно. Гуммель в своих исследованиях  $\alpha$  и  $\beta$  в зависимости от  $\frac{l}{d}$  дает:

$$\alpha = 3,5 \text{ и } \beta = 0,5.$$

Вязкость масла  $\eta$  зависит от температуры и давления. При жидкостном трении переменной давления можно пренебречь, так как это незначительно влияет на вязкость; вязкость же с температурой сильно меняется. Обычно масла определяются на вязкость по Энглера ( $E_{50}$ ) при 50°:

$$\eta = \frac{\alpha \cdot E_{50}^b}{t_c}. \quad (8)$$

Для приближенного расчета, при смазке подшипников обычными маслами, с удовлетворительной точностью принимаем постоянные значения:

$$\alpha = 0,9; \quad b = 4/3 \text{ и } c = 2,$$

в то время как для особых масел, с полого проходящими кривыми температур и вязкости или с малым значением  $E_{50}$ , с соответственно изменяется.

Различные примеси в масле искажают расчеты.

<sup>1</sup> Журнал V. D. I., 1928, № 13.



## Влияния, учитываемые при расчете шеек.

### 1. Условия прочности.

Уравнение совместного изгиба и кручения шейки:

$$M_i = 0,35M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + \alpha_0^2 M_d^2}$$

$$M_i = \frac{1}{10} d^3 K_b; \quad (9)$$

$K_b$  — допустимые напряжения изгиба шейки.

Второе уравнение для среднего поверхностного давления:

$$P = q \cdot dl. \quad (10)$$

Соединение обоих уравнений дает:

$$q \left( \frac{l}{d} \right)^2 = \frac{K_b}{5} \cdot \frac{P}{M_i} = \frac{K_b}{5} \cdot \frac{M_b}{M_i}$$

или

$$\frac{M_i}{M_b} = E = 0,35 + 0,65 \sqrt{1 + \left( \frac{\alpha_0 M_d}{M_b} \right)^2};$$

$$q \left( \frac{l}{d} \right)^2 = \frac{K_b}{5E}, \quad (11)$$

что при  $K = \frac{K_b}{E}$  дает:

$$q = \frac{K}{5 \left( \frac{l}{d} \right)^2}. \quad (12)$$

Для шеек с чистым изгибом (звездные моторы)  $E=1$  и  $K=K_b$ . Для шейки с крутящим моментом  $K$  соответственно уменьшается. При этом  $E$  получается из уравнения (11) без значительной ошибки (так как в значении  $M_b$  длина подшипника еще неизвестна). Если исходить при расчете шеек от выбора соотношения  $\frac{l}{d}$ , то можно пользоваться уравнением (12), из которого вытекает целесообразность коротких шеек. Чем больше допускаемое давление, тем выгоднее иметь короткие шейки. Короткие шейки имеют меньший прогиб, а вследствие этого имеют и меньшее касание по краям, благодаря чему сохраняется жидкостное трение. Из уравнения (10) получаем нагрузку подшипника  $P$  соответственно диаметру шейки:

$$d = \sqrt[3]{\frac{P}{q \frac{l}{d}}} \quad (13)$$

или из уравнения (12):

$$d = \sqrt[3]{\frac{5}{K} P \frac{l}{d}}. \quad (14)$$

### 2. Условия для отвода тепла трения.

Работа трения в секунду при окружной скорости  $v$  в проекции шейки на плоскость выражается уравнением:

$$ar = \mu \cdot q \cdot v.$$

Тепло, соответствующее работе трения  $ar$ , должно отводиться через тело подшипника и вала; только при этих условиях устанавливается равновесие тепла.

Обозначив способность отвода и излучения тепла подшипника через  $a$  на плоскость проекции шейки, получаем уравнение:

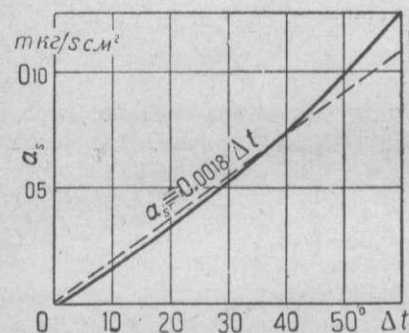
$$ar \leq a_s. \quad (15)$$

Ляхе (Lache) проделал опыты для определения величины  $a_s$ , из которых выявилась зависимость падения температуры  $\Delta t$  между подшипником и окружающей средой (фиг. 2), где:

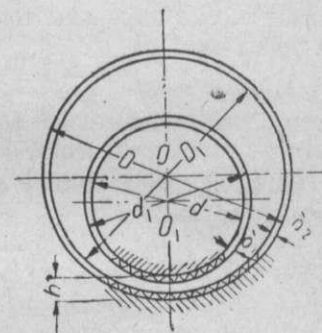
$$a_s = \xi \Delta t$$

$$\xi = 0,0018. \quad (16)$$

Кривая  $a_s$  показывает, что надежность расчета увеличивается при большем  $\Delta t$ .



Фиг. 2.



Фиг. 3.

Уравнение (15) получается в форме:

$$\mu \cdot q \cdot v = \xi \Delta t, \quad (17)$$

откуда видно, что при высоком значении  $q$  и  $v$  равновесие тепла достигается только при высоком перепаде температуры.

Если установить для  $\Delta t$  определенные предельные значения, то из уравнения (17) видно, годен ли подшипник в эксплуатацию, когда тепло трения отводится через подшипник и вал. Если этого нет, то нужно применить искусственное охлаждение подшипника. Как правило, для охлаждения употребляется масло.

Количество масла  $Q$ , требующееся для охлаждения, определяется в кг/сек из уравнения (15):

$$ar = a_s + \frac{Q_c (t_2 - t_1) 427}{d \cdot l}. \quad (18)$$

В этом уравнении  $Q_c$  — удельная теплоемкость,  $t_1$  — температура подводящего масла и  $t_2$  — температура отводимого масла.

### 3. Условия для удержания чисто жидкостного трения.

Для обеспечения чисто жидкостного трения достаточны уравнения (4) и (6); в уравнении (6) характерны значения  $h$  и  $\psi$ . Слой смазки должен иметь такую минимальную толщину, чтобы поверхности вала и подшипника не соприкасались. На фиг. 3 изображены в увеличенном виде неровности поверхностей, так что должно быть:

$$h > \delta_1 + \delta_2,$$

чтобы избежать соприкосновения поверхностей.

По измерениям Беридта можно получить при хорошей обработке:

$$\delta_1 + \delta_2 = 0,01 \text{ мм},$$

так что при достаточной эксплуатационной надежности  $h$  будет равно около 0,02 мм.

Для не вполне гладкого подшипника (фиг. 3) получаем:

$$\psi = \frac{D-d}{d}.$$

Практически измеримы только величины  $D$  и  $d$ , для которых получаем уравнение:

$$D-d = D_1 - d_1 + 2(\delta_1 + \delta_2).$$

Этот измеримый зазор  $D_1 - d_1$  может быть выражен по D. I. N. через некоторое количество ( $z$  единиц допуска), причем одна единица допуска в мм равна  $0,005 \sqrt[3]{d}$ .

Таким образом

$$D_1 - d_1 = z \cdot 0,005 \sqrt[3]{d} \quad (19)$$

или

$$D-d = z \cdot 0,005 \sqrt[3]{d} + 0,02 \text{ мм}. \quad (20)$$

### 4. Эксплуатационная температура подшипника.

Из уравнений, выведенных в пунктах (2) и (3), можно определить разницу температуры, при которой в подшипнике наступает равновесие тепла.

Если в уравнение (17) ввести значение коэффициента трения подшипника из уравнения (4), то получим:

$$\alpha \sqrt{\frac{\tau \cdot w}{\rho}} \cdot \rho \cdot v = \xi \Delta t, \quad (21)$$

в котором вязкость смазочного вещества  $\eta$  взята при неизвестной эксплуатационной температуре.

Этот путь целесообразно выбирать лишь при определенном заранее выбранном сорте смазки. Для определения  $t$  с помощью уравнения (8) можно было бы после некоторых преобразований из уравнения (21) получить уравнение:

$$t(t-t_0) = \frac{1}{c_1} d \cdot n \sqrt{E_{50}^{7/4}} \rho \cdot n,$$

$$c_1 = \frac{6 \cdot 10^5}{\alpha \pi \sqrt{0,3\pi}} = 390,$$

где  $d$  выражено в см,  $\rho$  — в кг/см<sup>3</sup>.

После выбора зазора  $\psi$  должно быть проверено, можно ли из уравнений (3) и (6) по полученным значениям  $h$  и  $x$  обеспечить жидкостное трение.

Из-за неясности относительно зависимости вязкости от температуры выгодней определить  $\eta$  из уравнения (21) с помощью уравнения (6).

Когда  $v = \frac{n \cdot d \cdot \pi}{60}$ , то уравнение (21) преобразовывается в уравнение:

$$\alpha \sqrt{\frac{2}{\beta}} \sqrt{\frac{h \cdot \psi}{d}} \cdot \rho \cdot \frac{n \cdot d \cdot \pi}{60} = \xi \Delta t.$$

Если же вставить значение  $\psi d$  из уравнения (1), то получится:

$$\Delta t = c' \sqrt{h(D-d) \cdot \rho \cdot n}, \quad (22)$$

в котором

$$c' = \frac{\alpha \cdot \pi \sqrt{\frac{2}{\beta}}}{60 \cdot 10^3},$$

причем  $h$  и  $(D-d)$  выражены в мм, и  $\rho$  — в кг/см<sup>3</sup>.

В среднем значение  $c'$  соответствует 0,20.

Из уравнения (22) можно рассчитать повышение температуры, если  $h$  и  $D-d$  принять соответственно эксплуатационным условиям.

Через эти два значения расположение шейки в подшипнике определяется по уравнению (3):

$$x = 1 - \frac{2h}{D-d}.$$

Как видно из фиг. 1, вышее положение вала — при  $x = 0,5$ , что для эксплуатации благоприятно, так как  $h$  с повышением средней точки вала растет, таким образом состояние чисто жидкостного трения осуществляется легче.

В противоположность этому Гуммель на основе своих опытов и расчетов приходит к выводу, что у больших паровых турбин обычный зазор  $D-d > 0,2$ , причем  $x = 0,7$  не должно быть выше, так как шейка не будет устойчиво работать в состоянии равновесия. Однако он полагает, что при заданной границе для зазора подшипника в неустойчивом участке также возможна нормальная эксплуатационная работа.

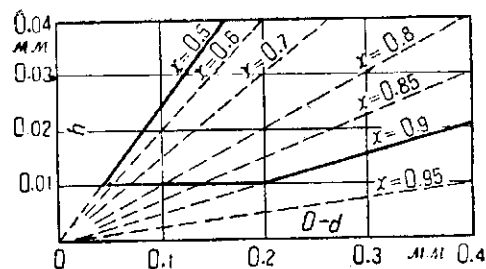
Во всяком случае при выборе  $h$  ( $D-d$ ) нужно обращать внимание на результирующее расположение вала, что наглядней всего видно из фиг. 4.

По уравнению (3), которое можно представить также в виде

$$h = \frac{1-x}{2} (D-d),$$

задаваясь различными  $h$  и  $(D-d)$ , получим соответствующие значения для  $x$ .

На фиг. 4 лучи, проходящие через начало координат, обозначают определенное расположение вала. Фиг. 4 показывает, что внутри толстых линий поднимается лучевое поле, ясно ограничивающее группу применяемых значений, а также подтверждает положение Гуммеля



Фиг. 4.

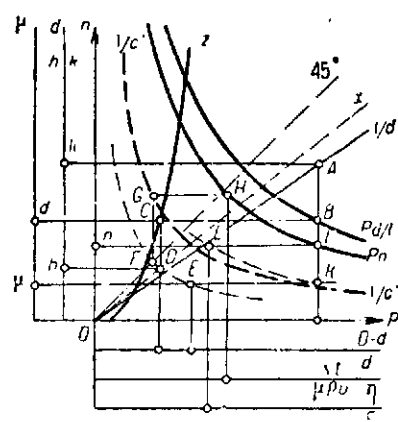
Коэффициент трения  $\mu$  определяется по уравнению (4) и работе трения  $ar$ .

### Графическое изображение размеров шейки.

Путь расчета шейки дан на фиг. 5 и содержит необходимые для данного расчета лучи и кривые. Имея нагрузку шейки  $P$  и число оборотов вала в минуту, можно сделать первое обоснование выбора соотношения  $\frac{l}{d}$  для шейки.

Для расчета на прочность служат уравнения (12) и (13).

Уравнение (12) показывает для каждой принятой величины  $\frac{l}{d}$  соотношение равенства между  $P$  и  $K$ . Плоскостное давление  $K$  можно вычислить из луча  $\frac{l}{d}$  в фиг. 5 (точка А). Диаметр шейки получается из уравнения (13), которое можно представить в таком виде:



Фиг. 5.

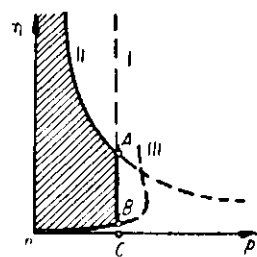
сторонняя гипербола с координатами  $\rho$  и  $d^2$  (точка В). Для расчета дальнейших величин приняты  $(D-d)$  и  $h$  постоянными. Для этого на фиг. 6 нанесены кривые, которые соответствуют уравнению (20) для различных посадок.

(Hummel), что  $x > 0,7$  при большом зазоре, если мы возьмем  $h$  слишком большим.

Температура подшипника определяется из уравнения (22), а желаемое положение шейки в подшипнике устанавливается только при употреблении определенного масла, абсолютная вязкость которого определяется при температуре подшипника  $t = t_0 + \Delta t$ .

$$d^2 \rho = P \frac{d}{l} = \text{const.}$$

Каждой постоянной величине  $P \frac{d}{l}$  соответствует на фиг. 5 равно-



Фиг. 6.

Исходя из определенной величины  $d$ , можно вычислить посредством кривой  $z$  на фиг. 5 значение  $(D-d)$  (точка С). Величина  $z$  зависит, как уже было упомянуто, от качества обработки, а именно при нормальных соотношениях скользящей посадки можно считать, что  $z$  изменяется от 5 до 9, в то время как при очень высокой окружной скорости  $z$  часто выбирается до 15 дополнительных единиц и выше.

Для выбора обычно является решающим допускаемое значение для  $h$  и  $z$  при найденном значении  $(D-d)$ .

На фиг. 5 отыскивают на перпендикуляре через С точку D, которая принадлежит лучу  $x$ , и получается соответственное значение для  $h$ . С установленными значениями  $(D-d)$  и  $h$  можно определить коэффициент трения. Используем для этого уравнение (7), которое, будучи возведено в квадрат, с уравнением (3) дает уравнение:

$$\mu^2 d^2 = \frac{2d^2}{\rho} (D-d) h. \quad (23)$$

Мы можем изобразить параметры двух сторон уравнения как пару координат такой же равноугольной гиперболы и с помощью ее найти надлежащие значения  $\mu$  и  $d$  (точка E, фиг. 5).

Для расчета повышения температуры  $\Delta t$  имеем из уравнения (22):

$$\Delta t \frac{1}{c \sqrt{h} (D-d)} = \sqrt{\rho \cdot n}, \quad (24)$$

после чего с помощью гиперболы определяется повышение температуры. Для этого берется второй член левой части уравнения, который обозначим:

$$y = \frac{1}{c \sqrt{h} (D-d)};$$

подкоренное выражение на фиг. 5 есть абсцисса точки, которая проходит от точки D вдоль гиперболы на точку F. Точка F есть пересечение с лучом, проходящим через начало координат под углом в  $45^\circ$ . Значение  $y$  откладывается по ординате перпендикулярно к абсциссе через точку F и дальше проходит через точку C, которая принадлежит гиперболе с постоянным значением  $\frac{1}{c}$ . Искомое повышение температуры получается только тогда, когда мы перейдем от точки G' по горизонтали к точке H гиперболы  $\rho \cdot n$  (точка I фиг. 5).

Можно конечно исходить и от  $\Delta t$ . Через  $\Delta t$  по уравнению (17) приближенно определяется величина коэффициента трения:

$$a_r = \mu \cdot \rho \cdot c,$$

по фиг. 5 при соответствующем изменении масштаба и вычисляется одновременно с  $\Delta t$ .

Абсолютная вязкость  $\eta$  определяется при помощи гиперболы из уравнения (4) в виде:

$$\mu^2 \cdot \rho = \frac{\pi \cdot d^2}{3 \cdot 10^5} = \eta \cdot n$$

(точка L, фиг. 5).

Значения вязкости  $\eta$  по Энглеру даны на фиг. 6.



На фиг. 5 путь расчета указан при использовании фиг. 6. Последняя изображает соответствующие кривые и лучи, посредством которых некие величины в отдельных масштабах могут быть высчитаны. Для более легкого пользования фигурой формулы представлены в упрощенном виде.

### Границы допустимого давления $P$ .

Границы допустимого плоскостного давления получаются из напряжения в материале, нагревания шейки и вязкости масла.

По уравнению (24) при данном числе оборотов можно определить через нагрев подшипника верхнюю границу для  $P$ , когда левая часть уравнения принимает большие значения. При определении  $P$  зазор и толщина масляного слоя имеют большие значения.

Если величина  $h$  на фиг. 3 расположится на нижней границе, то при больших  $(D-d)$  температуры подшипника будут расположены между  $40-60^\circ$ , следовательно выражение для  $q \cdot n$  можно считать постоянным, и через зависимость  $q$  и  $n$  легко определить  $h$ .

Табл. 1 показывает зависимость вышеуказанных значений, причем к ним приложена величина  $x$ , обозначающая расположение шейки.

Таблица 1.

$\Delta t^\circ$ . . . . .	40	45	50	55	60
$(D-d)$ мм . . . . .	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
$n$ . . . . .	0,0132	0,0112	0,0103	0,0100	0,0099
$x$ . . . . .	0,736	0,851	0,897	0,920	0,934
$c$ . . . . .	—	5 500	5 500	5 500	5 500

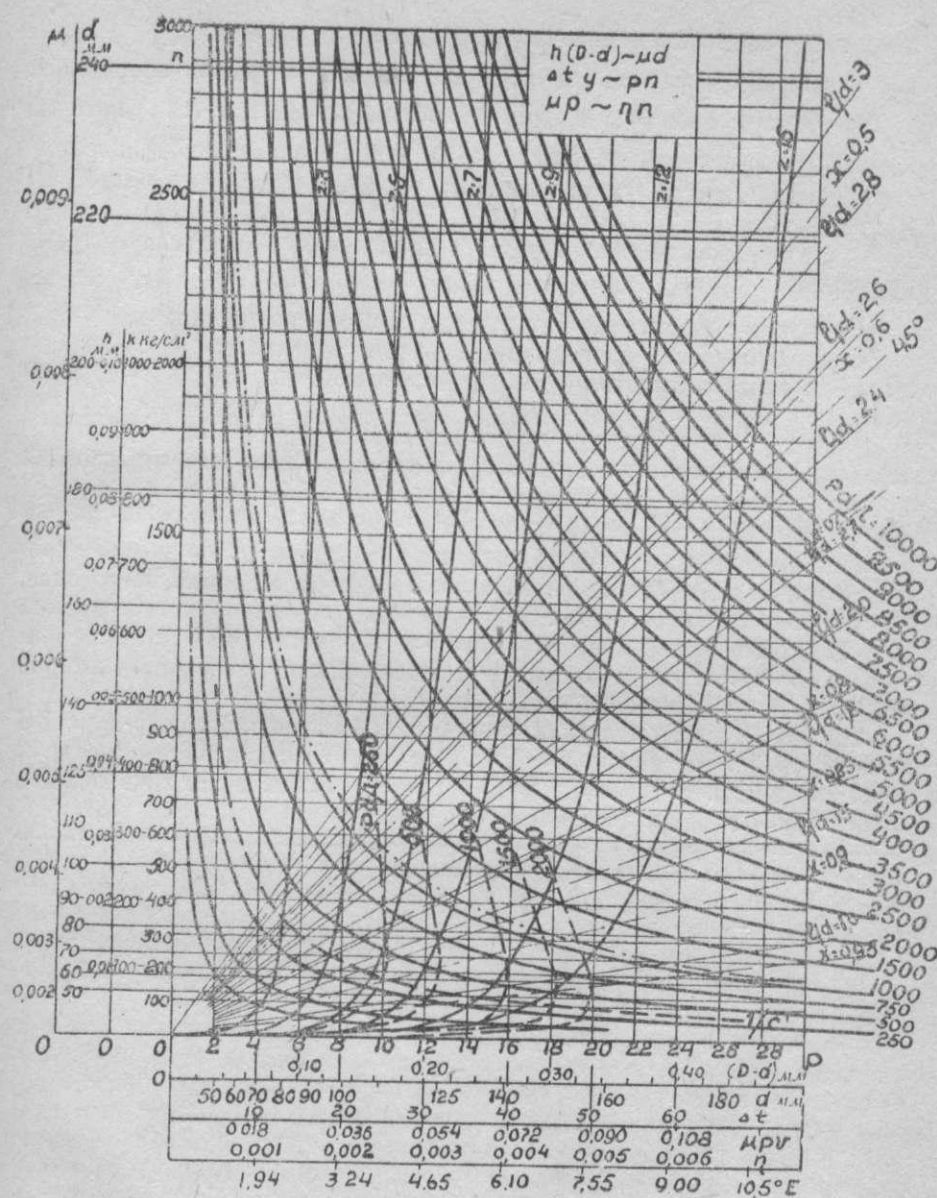
Шейки с маленьким зазором  $(D-d)$  работают в удовлетворительных условиях, в то время как при большом зазоре  $(D-d)$  достигается предельное значение для  $h$  и  $x$ . Как предельную кривую мы можем рассматривать гиперболу

$$q \cdot n = c \quad (25)$$

для предельной нагрузки шейки с заданным числом оборотов, причем температуры подшипников расположены внутри допустимых границ и без применения искусственного охлаждения. Уравнение (25) при  $c = 5500$  соответствует предельной кривой, которая естественно не дает реальных результатов. Это уравнение дает только прикидку  $P$  для последующего расчета по фиг. 6. Третьей допустимой границей плоскостного давления  $P$  является вязкость масла, чтобы получить необходимую толщину масляного слоя  $h$ .

Из уравнения (6) видно, что для определенного значения  $h$  при прочих равных условиях вязкость масла  $\eta$  должна быть тем больше, чем больше плоскостное давление  $P$ . Подставляя значения  $\psi$  и  $d$  из уравнения (1) и (13), получим уравнение:

$$q^2 = \frac{\pi}{12 \cdot 10^3} \cdot \frac{\eta}{h(D-d)} \cdot P \frac{d}{l} \cdot n. \quad (26)$$



Фиг. 7.

Верхнее допустимое предельное значение для  $P$  получено при наибольшей вязкости масла  $\eta$  и при наименьших значениях  $h$  и  $(D-d)$ . Преобразовывая уравнение (26) с помощью уравнений (8) и (22), получим:

$$q^2 = \frac{\pi}{12 \cdot 10^3} \cdot \frac{0,9 E_s P \frac{d}{l} \cdot n}{h \cdot (D-d) [t_0 + c' \sqrt{h(D-d)} \cdot q \cdot n]^2} \quad (27)$$

и следовательно можно получить для заданного значения  $P \frac{d}{l}$  предельное отношение между плоскостным давлением  $P$  и числом оборотов  $n$ .

На фиг. 6 нанесены кривые продольных значений  $P \frac{d}{l}$ , которые могут быть вычислены из уравнения (27) при значениях коэффициентов:

$$h = (D - d) = 0,0015; E_{30} = 8; t_0 = 20^\circ.$$

Таким образом мы имеем область применения, ограниченную тремя предельными кривыми (фиг. 7):

- I* — прямая линия, соответствующая пределу прочности;
- II* — кривая, соответствующая пределу нагревания;
- III* — кривая, соответствующая пределу вязкости.

Кривая *II* на фиг. 6 (проведена пунктиром) везде действительна. Прямая *I* зависит от значений  $K$  и  $\frac{l}{d}$ , кривая *III* зависит от значений  $P \frac{d}{l}$ , которые должны быть определены для каждого отдельного случая по фиг. 6. Следовательно, по заданному числу оборотов можно определить плоскостное давление  $P$ , а также можем выбирать нагревание, прочность и вязкость масла. При этом следует отметить, что кривые *I* и *III* как предельные, для которых рассчитаны допустимые значения  $(D - d) h$  и  $x$ , остаются с плоскостным давлением, которое рассчитано при этих границах.

На фиг. 7 заштрихованная плоскость *ОВА* использовала до прямой *I* при употреблении хороших масел. Незаштрихованная часть между *I* и *II* соответствует области искусственного охлаждения. Необходимое количество охлаждающего масла определяется из уравнения (18)<sup>1</sup>.

Перевод и редакция инж.-мех. Н. Сердюкова.

## Испытательные установки для исследования работы авиамоторов<sup>1</sup>.

В. Янсон.

Испытания существующих и новых конструкций авиамоторов, а также научно-исследовательские работы требуют наличия соответствующих испытательных установок. В связи с постоянным возрастанием мощности моторов: в Германии—1918 г.—максимум до 260 л. с. 1929 г.—750 л. с., а за границей у некоторых типов уже до 1000 л. с., возникает потребность приспособить испытания к таким увеличившимся мощностям. Учитывая возрастающую надежность в работе и продолжительность службы мотора, современный метод исследования требует изучения моторов и с других точек зрения, для чего необходимо создание новых испытательных приборов. Для этого Германская воздухоплавательная лаборатория предприняла ряд работ, задачей которых является постоянное усовершенствование испытательных установок в области исследования моторов; эти испытательные установки и будут рассмотрены в настоящей статье. Но предварительно необходимо остановиться на вопросе измерения мощности авиамоторов.

Определение мощности является важным средством для наблюдения за состоянием каждого мотора в эксплуатации и может требоваться также при других испытаниях. В целях облегчения исследовательских работ постоянное наблюдение за мощностью мотора должно быть по возможности упрощено.

С проблемой измерения мощности тесно связана проблема отдачи мощности, т. е. способа торможения. В Германии еще до сего времени принято тормозить авиамоторы на открытом воздухе. Для определения поглощаемой полной мощности применяются тормозные мушкетки, момент которых при одинаковом числе оборотов может быть изменен изменением расстояния между лопатками, причем при полностью открытом дросселе для данного числа оборотов определяется мощность по кривой мощности тормозной мушкетки. Этот процесс с установками для изменения положения тормозных лопаток повторяется до тех пор, пока данные отдельных измерений не позволят составить кривую мощности. Способ этот отнимает много времени и при испытаниях моторов с воздушным охлаждением небезопасен для самого мотора, так как вследствие недостаточного охлаждения безопасная работа мотора может продолжаться лишь несколько минут. Помимо этого для моторов с воздушным охлаждением этот способ довольно неточен, так как ни в начале работы, когда мотор еще холодный, ни к концу, когда мотор горяч, температурные условия не соответствуют нормальной работе. При применении в качестве средства торможения тормозной мушкетки определение мощности вместо способа тарировочной кривой может быть

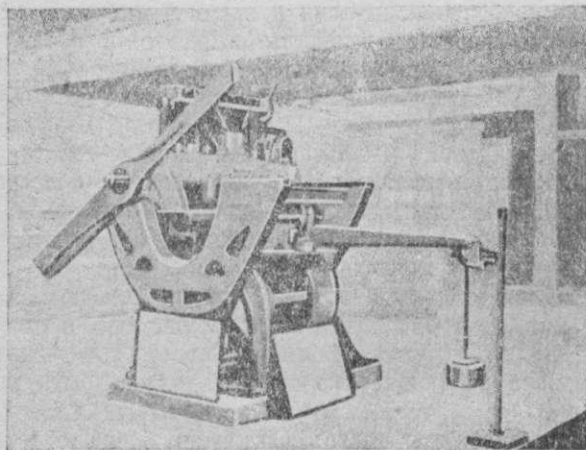
<sup>1</sup> Вышеописанный способ расчета относится к области гражданского машиностроения.

<sup>1</sup> «Luftfahrtforschung», 1930, № 4.



произведено и непосредственно путем замера вращающего момента или реактивного момента мотора, для чего последний помещен на маятниковой раме, качающейся на оси, параллельной оси коленчатого вала (фиг. 1). При этом места присоединения тяг управления, а также трубопроводов и направление выхлопных патрубков должны быть расположены таким образом, чтобы они не могли влиять на замер.

Для продолжительных испытаний моторов с водяным охлаждением могут, а для моторов с воздушным охлаждением должны быть применены тормозные винты, дающие поток воздуха в осевом направлении. Тарирование таких винтов вследствие влияния, оказываемого мотором на условия воздушного потока, возможно только с макетом мотора. При замере вращающего момента между мотором и пропеллером должна быть помещена решетка в виде пчелиных сот, уничтожающая влияние завихренного воздуха на мотор. Несмотря на это, результат замера неточен. Для определения кривой полной мощности моторов с воздушным охлаждением принципиально возможно применение набора тормозных пропеллеров с различной поглощаемой мощностью. Преимуществом этого способа является любая продолжительность испытания благодаря наличию охлаждения. Приобретение и содержание такого набора обходится очень дорого и оправдывает себя лишь в



Фиг. 1. Балансирный испытательный станок.

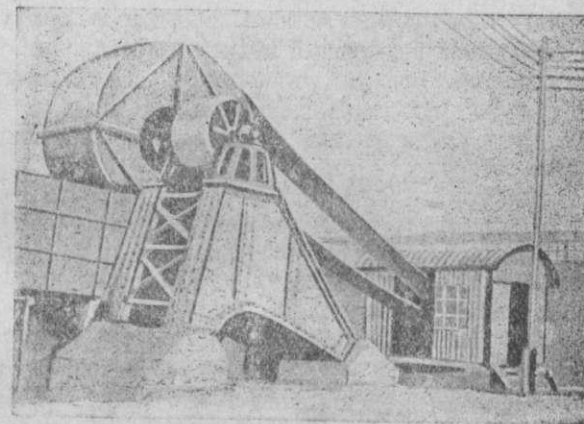
том случае, если один и тот же тип мотора строится и подвергается испытанию в большом количестве экземпляров. Для испытательных и проверочных работ над новыми типами и для испытательных станций, на которых испытываются несколько различных типов моторов, этот метод непригоден.

Торможение с помощью мулиневок и винтов, само собой разумеется, возможно лишь на открытом воздухе. Не считая производимого этими установками шума, который беспокоит окружающих лиц, не имеющих отношения к испытаниям, и прежде всего требует особой выносливости обслуживающего персонала, с этого рода испытанием связан целый ряд других отрицательных моментов. Установка всей испытательной станции на открытом воздухе очень обширна и неудобна для наблюдения; эксплуатация вследствие этого дорога и прежде всего сильно зависит от состояния погоды, и нередко случается, что зимой пуск в ход мотора длится часами, или моторы, а также испытательные станки подвергаются действию погоды, ветра. Температура воздуха неблаго-

приятно отражается на точности измерения. Далее, впустую уходит немало средств в виде бесполезно поглощенной мощности.

Исходя из этого, Германская воздухоплавательная лаборатория в связи с новым строительством намеревается провести коренное изменение этих условий. Всю моторную испытательную станцию проектируется целиком сосредоточить в закрытых помещениях и частью поглощать мощность моторов посредством маятниковых генераторов постоянного тока, частью же превращать ее в теплоту помощью гидравлических тормозов. Для измерения мощности проектируются маятниковые генераторы и гидравлические тормоза, причем момент кожуха, отмечается посредством вполне автоматических весов; благодаря этому достигается поставленное выше требование длительного наблюдения за мощностью. Полученная электрическая энергия обычно передается в городскую сеть, в исключительных случаях она может быть поглощена в реостатах. Тепло, полученное посредством гидравлических тормозов, может быть использовано для отопления. Применение в качестве средства торможения гидравлических тормозов будет возможно в том случае, если вопрос будет идти о достаточно известных типах моторов и моторах, в которых не могут возникнуть затруднения при пуске в ход. При испытаниях новых моторов необходимо будет пользоваться электрическим торможением вследствие удобного пуска в ход и точной регулировки. Благодаря возможности совместного применения для торможения больших моторов гидравлического тормоза и электрической машины последняя может быть сравнительно небольших размеров и с небольшой максимальной мощностью, так что при ее приобретении может быть соблюдена известная экономия.

Для моторов воздушного охлаждения проектируется тот же способ торможения. При этом моторы будут охлаждаться помощью вентиляторов таким образом, что один вентилятор будет дуть на мотор, а другой—позади мотора будет отсасывать нагретый воздух и отработанные газы. Применение нагревающего и отсасывающего вентиляторов создает нормальные условия работы в среде, окружающей мотор, а также устраняет возможность проникновения в помещение отработанных газов и паров масла; отсасывающий вентилятор уменьшает возможность скопления газов в помещении и позади мотора. Мощность вентилятора, равная примерно 300 kW, получается электрическим торможением, так что этот способ не требует значительных расходов.



Фиг. 2. Вентилятор Германской воздухоплавательной лаборатории в Адлергофе.



Подобное охлаждение мотора имеет преимущество в независимости от числа оборотов мотора.

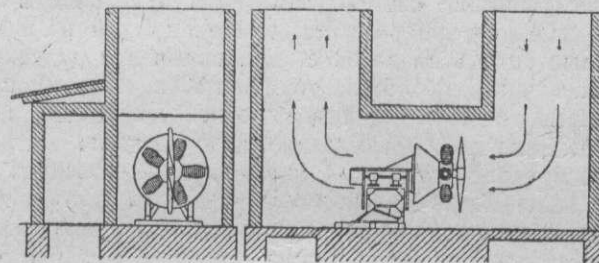
Для достижения частичного устранения упомянутых выше недостатков примерно два года назад на испытательной станции в Адлерсгофе была сконструирована установка для охлаждения моторов (фиг. 2). Последняя в основном состоит из большого вентилятора, который посредством ременного привода приводится в действие трехфазным электромотором высокого напряжения, и воздухопровода с направленным на испытательный станок соплом диаметром в 1,5 м. Вентилятор дает около 6 000 м<sup>3</sup>/мин воздуха при 250 мм вод. ст. и при скорости воздуха 60 м/сек, замеренной около сопла. Мощности при этом требуется примерно около 500 kW. Скорость воздуха может быть уменьшена регулировкой мотора до 30 м/сек; дальнейшая регулировка производится посредством дроссельных клапанов, находящихся в канале. Применение вентилятора дает возможность определить мощность с помощью тормозной мулнетки: впереди мотора устанавливается решетка и замеряется реактивный момент на балансирах. Считать этот способ точным нельзя. Все же установка с успехом используется для специальных целей (проблемы капотирования, наддува и т. д.). Опыт показал, что путь разъединения торможения и вентиляции принципиально правилен.

Необходимо еще упомянуть о том, что охлаждающие устройства, проектируемые в новой лаборатории, само собой разумеется, могут быть применены также для исследования радиаторов, моторных установок и капотирования моторов, так что для этих целей не потребуются устройства особых установок.

При испытании мотора, вал которого соединен с ротором генератора или с гидравлическим тормозом, изменяются условия колебаний, которые при легкой конструкции авиамотора влияют на надежность в эксплуатации и на продолжительность работы. В целях исследования этого вопроса и кроме того для общего изучения работы испытательного станка с гидравлическим тормозом лабораторией недавно был построен специальный испытательный станок с гидравлическим тормозом. Исследование проблемы колебаний в настоящее время еще продолжается, однако на основании уже имеющихся результатов теоретических исследований можно ожидать, что соответствующим размещением колеблющихся масс, а также путем подбора соответствующих размеров вала и муфты соединения испытуемого мотора и тормозной установки, условия колебаний в отношении частоты и амплитуды смогут быть приравнены к условиям колебаний нормально работающего мотора.

Несмотря на возможность приближения всех условий работы на испытательном станке к действительным, всегда необходимо учитывать потребность в испытании моторов с воздушным винтом. Были произведены опыты в этом направлении; причем были сохранены преимущества испытания в закрытом помещении. Для этой цели пришлось прибегнуть к американской конструкции: мотор устанавливается в горизонтально расположенном канале с перпендикулярной шахтой высотой от 6 до 8 м впереди и позади мотора для подвода и отвода охлаждающего воздуха (фиг. 3). В основном в этой установке возникают тройного рода затруднения. Во-первых, вопрос измерения мощности. Применение

тарированных тормозных винтов или мулнеток требует тарировки в том же помещении, что практически почти невыполнимо. Точное взвешивание, имея в виду влияние на весы струи пропеллера, действующей в узком канале сильнее, чем на открытом воздухе, — невозможно. Остается единственная возможность включения измерительного прибора для замера момента между мотором и пропеллером. Конструирование такого прибора в виде динамометрической втулки гидравлической конструкции для измерения вращающего момента уже заканчивается. Второе затруднение заключается в том, что поток должен идти равномерно через шахту, в целях меньшего колебания нагрузки пропеллера и числа оборотов мотора. Эта проблема могла бы быть просто разрешена посредством подбора сечения соответствующей величины и формы; однако этому препятствуют связанные с этим расходы; третье затруднение заключается в уменьшении шума мотора и, в первую очередь, шума винта.



Фиг. 3. Схема испытательного станка для испытания моторов с пропеллерами в закрытом помещении.

Испытательная установка, построенная Германской воздухоплавательной лабораторией, по своему выполнению и размерам пригодна для моторов мощностью до 350 л. с. Вблизи испытательного станка достигнуть значительное уменьшение шума пропеллера, составляющее при измерении фонометром Сименса одну треть шума открытой установки, благодаря чему она не вызывает никаких затруднений при испытании. При работе моторов большой мощности появляются завихрения, а в связи с ними колебания в числе оборотов. Вследствие чрезмерных сопротивлений потоку наблюдается столь значительное биение винта, что нормальная работа становится невозможной.

Германская воздухоплавательная лаборатория в настоящее время занята дальнейшим выяснением этих вопросов путем испытания моделей.

В начале уже было указано на то, что собственные колебания вала оказывают сильное влияние на продолжительность работы мотора. Наряду с колебаниями и другие периодически образующиеся силы могут оказать вредное влияние на работу мотора, увеличивая нагрузки на кривошипный механизм и картер.

Во время выража эти силы в виде гироскопического эффекта действуют на пропеллер и коленчатый вал. При испытании искусственно вводится влияние гироскопического момента. Момент этот по величине и характеру течения кривой по оборотам известен. Влияние момента

на коленчатый вал и картер может быть определено во время длительного испытания. Для этого Германской воздухоплавательной лабораторией был построен ротационный испытательный станок (фиг. 4). Этот станок в основном состоит из неподвижного основания, на котором находится защищенное помещение для обслуживающего персонала на случай повреждения пропеллера. В части, лежащей под полом, помещается машинная установка, расположенная над ней горизонтальная балка может вращаться вокруг колонны, имеющей опоры вверху и внизу. Вращательное движение двумя промежуточными контрприводами, сообщается от двигателя постоянного тока в 15 kW и может регулироваться от 45 до 50 об. мин.

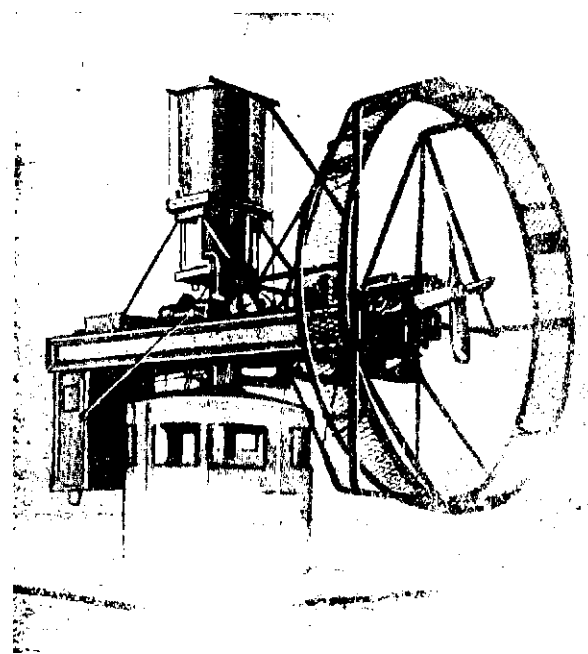
Испытуемый мотор монтируется на крайнем конце горизонтальной балки, причем длина последней позволяет включить между пропеллером и мотором вал, который подобран соответствующих размеров и поэтому подвергается поломке раньше мотора; таким образом уменьшается возможность повреждения мотора и нанесения вреда обслуживающей команде. Для обслуживания системы зажигания и питания в помещении для персонала имеются три реостата, причем каждый из них соединен через контактные кольца на колонне. Для включения других приборов, как-то: счетчика числа оборотов, термометра и т. д., приводимых в действие электричеством, имеется достаточное количество других контактных колец, так что обслуживание и наблюдение за помещенной во вращающейся части установкой может производиться из неподвижного нижнего помещения. Момент, получаемый от мотора пропеллера, поглощается передвигающимся по продольной балке противовесом. Величина центробежных сил определяется моментом инерции, числом лопастей пропеллера, числом оборотов мотора и числом оборотов балки испытательного станка.

Перед установкой мотора на самолет требуется разрешить целый ряд вопросов, так например исследовать совместную работу мотора и винта, произвести сравнение мощности моторов в полете с редуктором и без редуктора, определить целесообразность установки и конструкцию нагнетателя, построить высотную характеристику, разрешить вопрос о калотировании, в первую очередь моторов с воздушным охлаждением, и пр.

Был построен испытательный самолет, конструкция которого особо приспособлена ко всем этим требованиям. Главной отличительной особенностью этого самолета, представляющего собой биплан по типу известной машины Heinkel B. Z., является сильно отодвинутое назад место пилота с двойным управлением, благодаря чему пространство между мотором и пилотом может быть использовано в качестве места испытаний, для помещения команды и необходимых при испытаниях приборов. Обслуживание мотора, как и в нормальном самолете, находится в руках пилота, однако рычаги управления, число которых для непредвиденных обстоятельств превышает обычную норму, снабжены в кабине шкалами со стрелками, так что обслуживающая команда, которая связывается с пилотом через окошко письменным путем или же устным—посредством слуховой трубки, находится в курсе действий, предпринимаемых пилотом. В помещении для испытаний помещаются также применяемые на земле на испытательном станке приборы для измерения температуры, давления и т. д., само собой разумеется, с

надлежащими изменениями и предохранительными устройствами. Замер расхода смазочного масла вместо более точного измерения веса его производится измерением его объемного количества. Отсутствие противопожарной перегородки сзади мотора заменяется устройством, тщательно продуманной установкой для сигнализации и тушения пожара, которая может обслуживаться с места пилота и из кабины. При возникновении пожара она автоматически подает сигнал и начинает тушить пожар.

Научные испытания нормальных авиамоторов вследствие значительной мощности требуют больших затрат на материал и обслужи-



Фиг. 4. Ротационный испытательный станок для изучения влияния жиростоконического момента.

вание, и при такого рода испытаниях часто приходится доходить до предельных нагрузок, связанных с большим риском. Мощность мотора помимо того по техническим или материальным причинам частично препятствует применению более точных способов измерения. Поэтому в настоящее время имеется стремление производить подобные научные исследования по возможности на одноцилиндровых моторах, в которых необходимые для испытания детали взяты из оригинала или построены по его подобию (или соответствуют эскизам для новых типов). При таком способе точность исследования достигается при незначительных затратах на обслуживание. Само собой разумеется, на одноцилиндровых моторах возможно производить не все виды испытаний; исключена возможность исследования проблем, основанных на воздействии нескольких цилиндров или частей передаточных механизмов (как например испы-

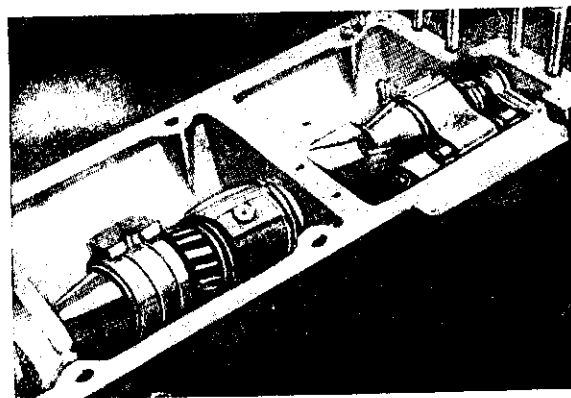
тания в отношении определения колебаний коленчатого вала, подачи и выхлопа во всасывающем и выхлопном трубопроводе). Но с другой

стороны, на одноцилиндровой установке выполнимы многочисленные испытания, которые на нормальном моторе невозможны хотя бы по конструктивным причинам. Сюда в первую очередь относятся исследования процессов в цилиндре, с которыми связано наибольшее количество проблем. На втором месте стоят исследования новых проблем эксплуатации на бензине и на нефти. По этим причинам одноцилиндровый мотор в настоящее время является необходимым вспомогательным прибором. Такой испытательный мотор со всеми принадлежностями (фиг. 5 и 6) имеется в распоряжении Германской воздухоплавательной лаборатории. В этом моторе может быть изменена степень сжатия, распределение, периоды открытия и закрытия клапанов и подъем клапанов (фиг. 7).

Установка имеет тормоз, состоящий из двух маятниковых генераторов постоянного тока, соединенных с испытуемым мотором посредством ленточного соединения (спиральной ленточной муфты), а

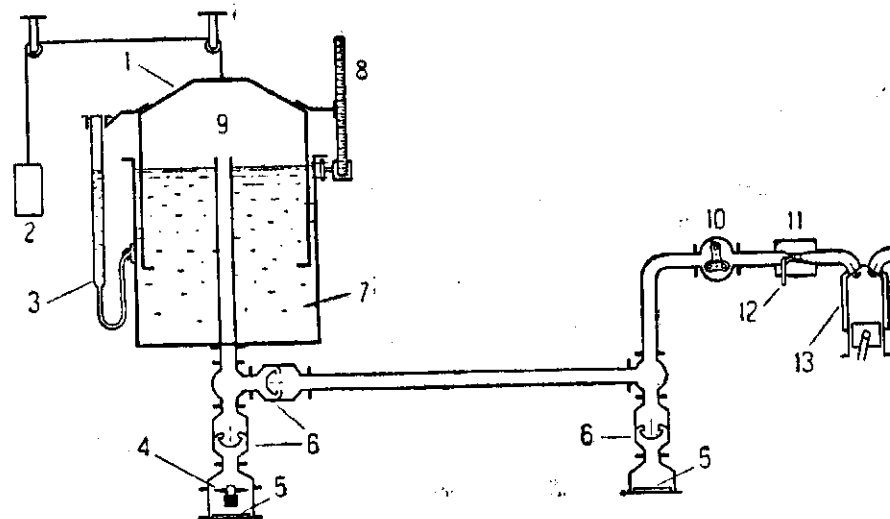
между собой — посредством магнитного соединения, встречающегося в эксплуатации. Мощности генераторов в 200 — 300 kW соответствуют

мощности трения и полезной мощности мотора; больший обычно используется для нагрузки, меньший же может быть использован для испытаний на трение. Полученная электрическая энергия через сило-



Фиг. 7. Распределительный механизм одноцилиндрового опытного мотора с независимым изменением периодов открытия, закрытия и подъема клапанов расхода.

вую станцию Германской воздухоплавательной лаборатории отводится в городскую сеть или может быть собрана в батарее сопротивлений. В испытательной установке имеется приспособление для измерения количества засасываемого воздуха (фиг. 8), которое в основном



Фиг. 8. Схема установки для измерения расхода воздуха для одноцилиндрового испытательного станка.

состоит из резервуара газометра, наполняемого посредством небольшого вентилятора, приводимого в действие электромотором. Оно соединяется со всасывающим трубопроводом мотора. Резервуар объемом в 20 м<sup>3</sup>



в своей нижней части в качестве изолятора имеет воду со слоем масла для поддержания постоянной степени влажности засасываемого воздуха, подводимого через газометр к мотору. Для замера расхода воздуха в настоящее время разрабатывается специальный прибор; пока для этих целей пользуются только что описанным прибором (см. фиг. 8).

Для испытаний нагнетания и степени его имеется вентилятор Даймлера-Рутса с электрическим приводом. Далее в настоящее время разрабатывается автоматический прибор для измерения расхода горючего. Вся установка предназначена для целого ряда испытаний, рассчитанных на длительный срок.

Помимо этой одноцилиндровой установки имеется еще небольшой одноцилиндровый испытательный мотор также с изменяющейся степенью сжатия, однако для него до сего дня не удалось оборудовать вспомогательные устройства. Этот мотор главным образом служит для исследования температурных условий в цилиндрах с воздушным охлаждением и для конструирования приборов для измерения давления и температуры.

Редакция инж.-мех. Г. Чиликиди.

## Влияние центробежного нагнетателя на испарение топлива<sup>1</sup>.

С. Тейлор.

В 1927 г. в Исследовательской лаборатории двигателей внутреннего сгорания Массачусетского технологического института было произведено исследование наддува одноцилиндрового двигателя, в котором влияние нагнетателя на качество смеси воздуха с горючим было заранее исключено, так как нагнетатель был помещен до карбюратора на достаточно большом расстоянии от него<sup>2</sup>. В настоящей статье освещается вопрос другого, более распространенного расположения нагнетателя — после карбюратора, — где влияние нагнетателя на качество смеси может оказаться довольно значительным, в особенности при быстроходных нагнетателях центробежного типа.

Задача настоящего исследования заключалась в том, чтобы установить, насколько улучшается работа мотора при более совершенном распылении и испарении горючего за счет чисто механического действия центробежного нагнетателя. Эта задача несколько усложнялась тем, что помимо чисто механического действия центробежного нагнетателя условия испарения улучшаются вследствие повышения температуры воздуха за нагнетателем.

### Метод исследования.

Влияние нагнетателя на испарение и распыление горючего во всасывающей трубе можно было произвести непосредственно, путем отбора смеси, подходящей к каждому из цилиндров. Однако удобнее проследить это влияние косвенным путем — учетом изменений в работе мотора.

Когда смесь горючего из карбюратора бензинового двигателя поступает непосредственно в быстро вращающийся ротор центробежного нагнетателя, частицы жидкого топлива повидному разбиваются и переходят в пылеобразное состояние значительно быстрее и возможно более полно, чем это происходит в обычном впускном трубопроводе без нагнетателя. Это чисто механическое действие, в отличие от повышения давления и температуры вследствие сжатия, может вызвать следующие изменения в условиях образования смеси горючего с воздухом:

1. Увеличение количества горючего, взвешенного в воздушном потоке, и уменьшение количества горючего, идущего по стенкам трубопровода.

2. Более быстрое испарение горючего вследствие увеличения по-

<sup>1</sup> Журнал «S. A. E.», июль 1929.

<sup>2</sup> Журнал «S. A. E.», февраль 1928.

Верхности испарения, и поэтому более полное испарение во время прохождения смеси из карбюратора в цилиндры. В лучшем случае можно получить насыщенные пары до входа смеси в цилиндр.

3. Более низкую температуру и некоторое повышение плотности смеси, поступающей в цилиндр, благодаря более полному испарению горючего в патрубке.

4. Более тесное смешение горючего с воздухом при входе в цилиндр.

Влияние этих изменений на работу мотора можно классифицировать следующим образом:

а) более равномерное распределение смеси во всасывающем трубопроводе на основании соображений пунктов (1) и (2) и

б) улучшение коэффициента наполнения, что вытекает из пунктов (3) и (4).

В обычном бензиновом двигателе улучшение распределения смеси должно оказать большее влияние на работу мотора, так как в большинстве конструкций оно далеко не совершенно. Повышение же коэффициента наполнения в большинстве случаев будет весьма незначительное даже тогда, если испарение горючего будет закончено до поступления в цилиндр.

Недостаточно совершенное распределение смеси в многоцилиндровом двигателе увеличивает расход горючего, уменьшает мощность и суживает пределы состава смеси, на которой возможна удовлетворительная работа мотора. Следовательно, по изменению мощности и расхода горючего можно судить о качестве смесеобразования во впускном трубопроводе. Такой метод, сравнительно легко применимый на практике, и был выбран для данного исследования.

## Аппаратура.

Опыты производились на 6-цилиндровом автомобильном двигателе Chrysler, который тормозился балансирным электродинамометром Спрега с полным оборудованием для замера температур, давления, расхода горючего и пр. На всасывающем трубопроводе был установлен ртутный манометр и железо-константовый термоэлемент (около одного из цилиндров). Для наддува двигателя применялся центробежный нагнетатель фирмы Green Engineering Co, который приводился во вращение через ременную и зубчатую передачи от электромоторов с переменными оборотами.

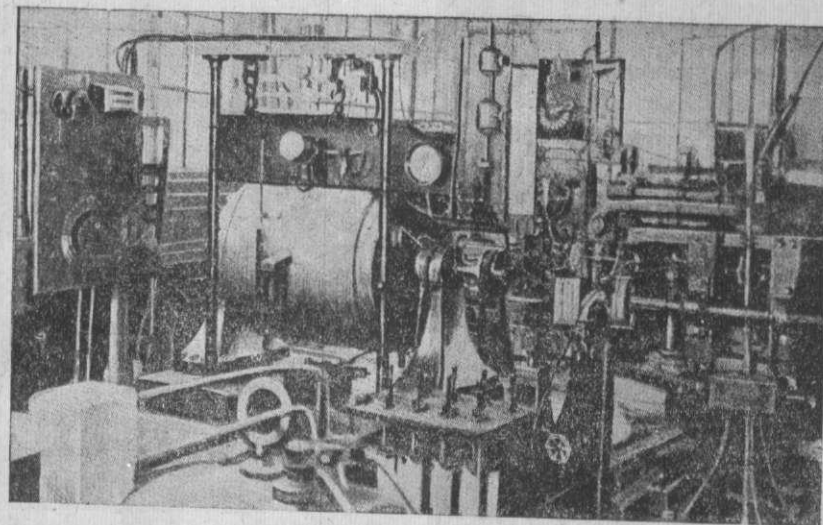
Общий вид установки показан на фиг. 1.

На фиг. 2 показана схема впускного трубопровода в опытах. На моторе было установлено два одинаковых карбюратора с трубопроводами совершенно одинаковой конструкции, за исключением нагнетателя. Переключение во время испытаний с одной схемы на другую производилось перекрытием кранов, установленных в трубопроводе. Для сравнимости результатов испытания условия в смесевом трубопроводе поддерживались при работе одинаковыми как с нагнетателем, так и без него.

Для создания одинаковых температурных условий в схеме без нагнетателя был введен предварительный подогрев входящего воздуха посредством водяной рубашки.

Одинаковость давления достигалась частичным закрытием дроссели карбюратора в схеме с нагнетателем.

Измерение расхода горючего производилось по объему. Испытание произведено на двух различных сортах горючего: рыночном автомобиль-

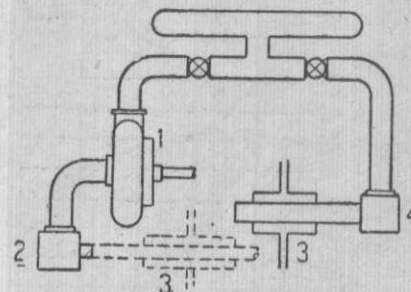


Фиг. 1. Аппаратура, применявшаяся при испытаниях. Эта аппаратура состоит из шестицилиндрового мотора, соединенного с электрическим динамометром Спрега. Для измерения температуры, давления, мощности и расхода топлива применялись обычные приборы. Манометром измерялось разрежение во всасывающей трубе, температура же входящей смеси измерялась термометром.

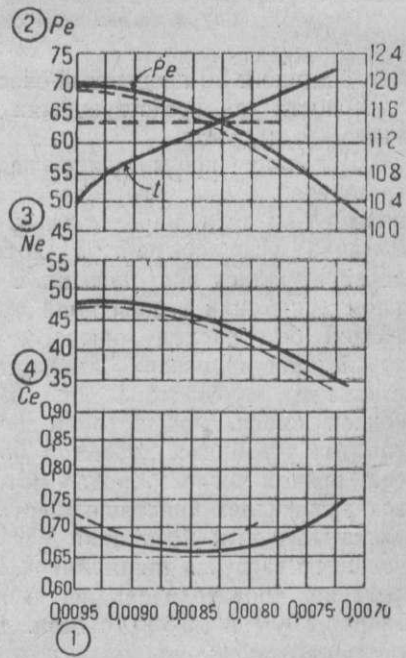
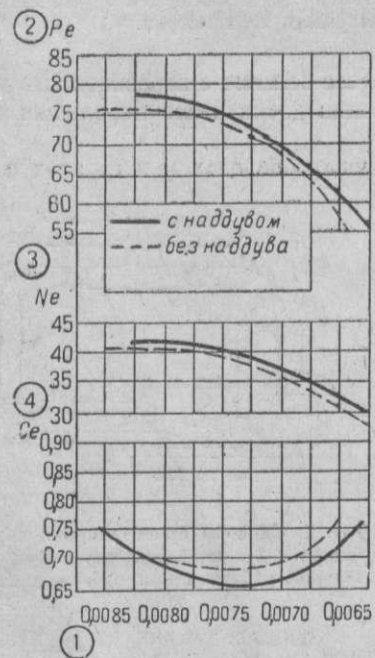
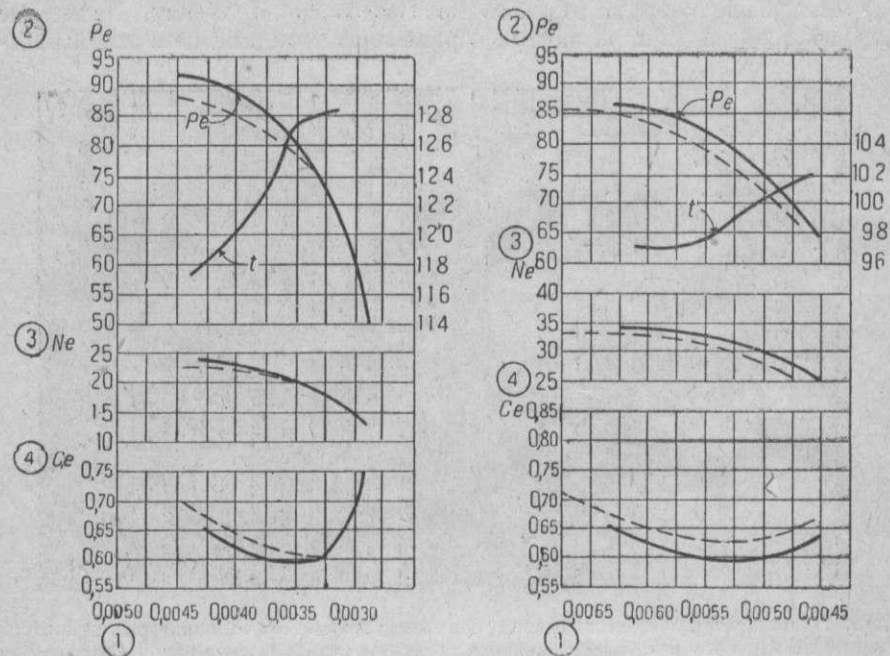
ном бензине и 50-процентной смеси того же бензина с керосином. По мере надобности для предотвращения детонации добавлялась небольшая доза этиловой жидкости.

Испытание производилось на различных оборотах и нагрузках с нагнетателем и без него, причем для каждого из двух параллельных испытаний условия работы мотора поддерживались постоянными. В каждом испытании независимой переменной был расход горючего, который регулировался игольчатым клапаном карбюратора от самой бедной смеси, при которой мотор работал устойчиво, до самой богатой; причем число оборотов мотора поддерживалось постоянным во время каждой двух испытаний регулированием нагрузки динамометра. Испытание производилось на 1000, 1500, 2000 и 2500 об/мин. при трех нагрузках: полной, трехчетвертной и половинной.

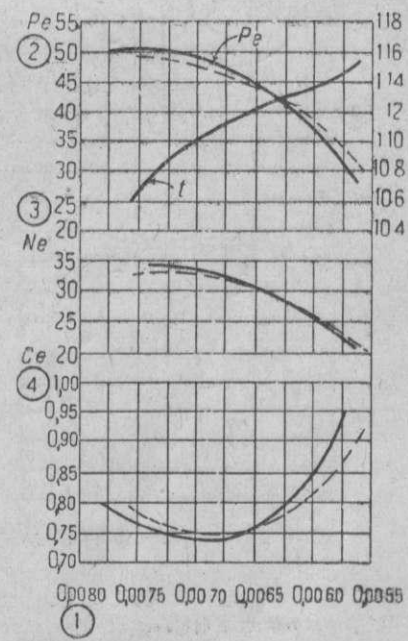
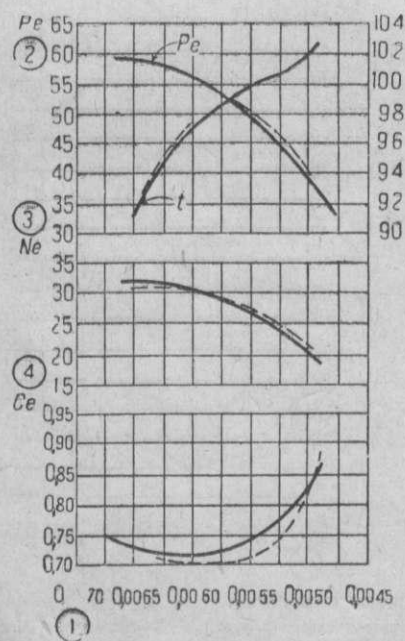
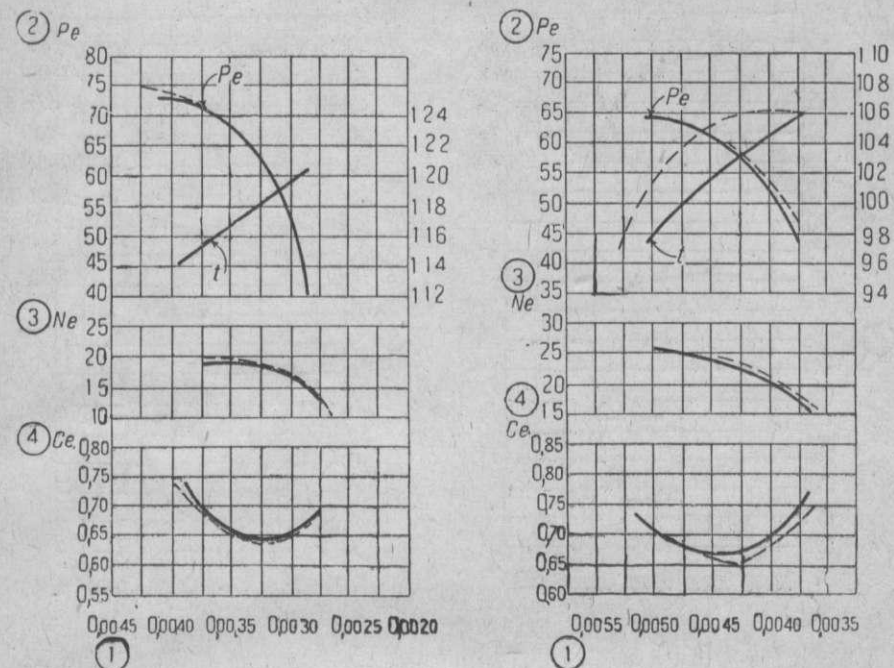
Нагрузка двигателя определялась разрежением во всасывающем тру-



Фиг. 2. Способы присоединения карбюратора к всасывающей трубе при нормальной работе и при работе с наддувом.



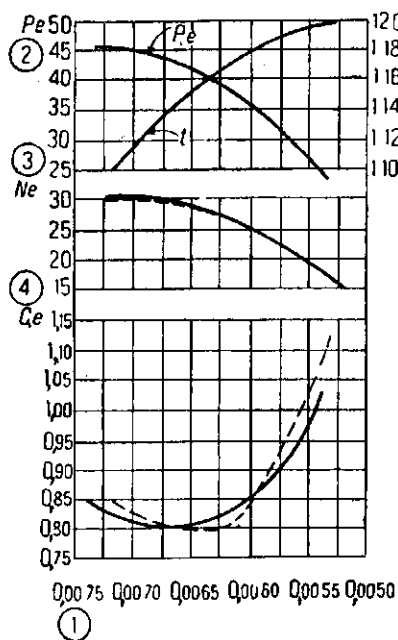
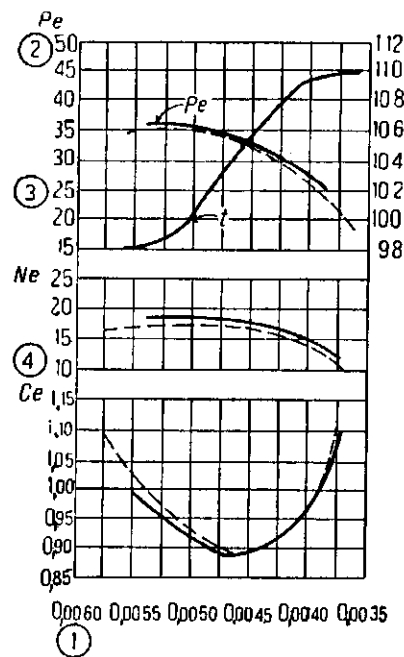
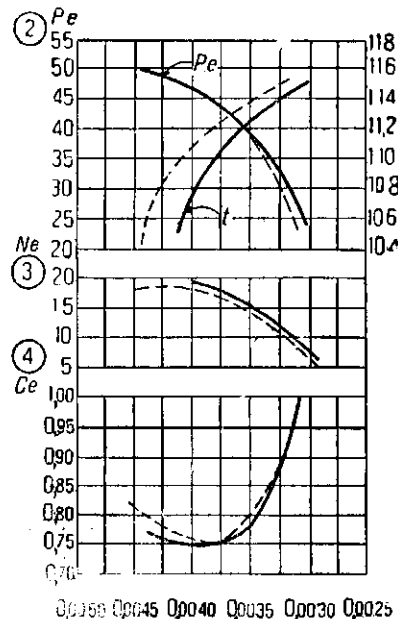
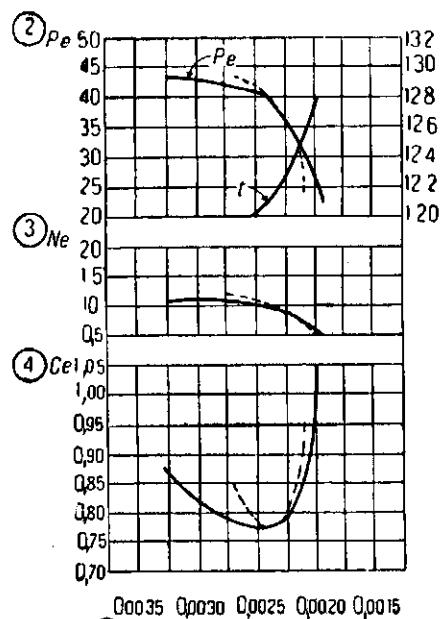
Фиг. 3.



Фиг. 3.



Нагрузка 1/2



Фиг. 3. Сводные кривые испытаний.

1—расход топлива в фунт./сек.; 2—среднее эффективное давление в фунт./дм<sup>2</sup>; 3—мощность в л. с.; 4—удельный расход в фунт./л. с. ч.

Цифры с правой стороны диаграмм означают температуру по всасывающей трубе в градусах Фаренгейта.

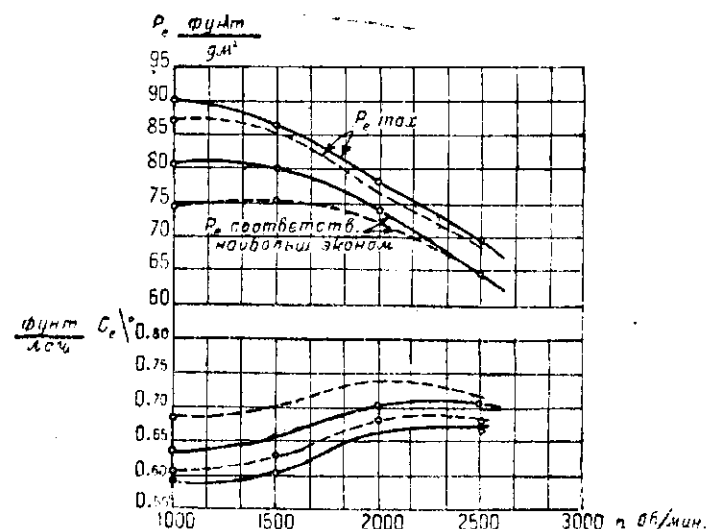
Дополнительные данные к фиг. 3.

П а г р у з к а	П о л н а я						3/4			1/2		
	950	1500	1950	2500	956	1500	1932	2460	950	1443	1938	2460
Об/мин. . . . .												
Количество эфирной жидкости в см3 на галлон . . . . .	5	5	0	0	5	5	0	0	0	0	0	0
Осережения зажигания . . . .	18	24	24	24	18	24	24	24	18	24	24	24
Число оборотов нагнетателя в минуту . . . . .	16240	15920	16780	16350	16200	16100	16320	16800	16660	16480	16680	16680
Разрежение во всасыв. трубо- проводах в дюймах рт. ст. . .	1,50	1,50	2,80	3,90	3,85	6,20	6,55	8,25	9,90	8,75	11,70	9,40
Температура выходящей воды °F . . . . .	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160
Средняя температура смеси в трубопроводах °F . . . . .	123	100	100	114	118	102	97	110	124	113	104	115

бпроводе. Полная нагрузка соответствовала разрежению при полном дросселе без наддува и при составе смеси, соответствующем максимальной мощности. Нагрузка  $1/2$  и  $3/4$  соответствовала разрежениям, полученным во всасывающем трубопроводе, когда мощность достигала  $1/2$  и  $3/4$  от максимальной без наддува. При испытаниях с наддувом разрежения во всасывающих трубопроводах устанавливались такими же, как при работе без наддува.

## Результаты.

Результаты испытаний даны на фиг. 3, где приведены средние эффективные давления, мощность и удельные расходы по секунднему расходу горючего для работы с наддувом и без наддува. Справа на этих кривых приведены температура во всасывающей трубе в ° Фаренгейта. По

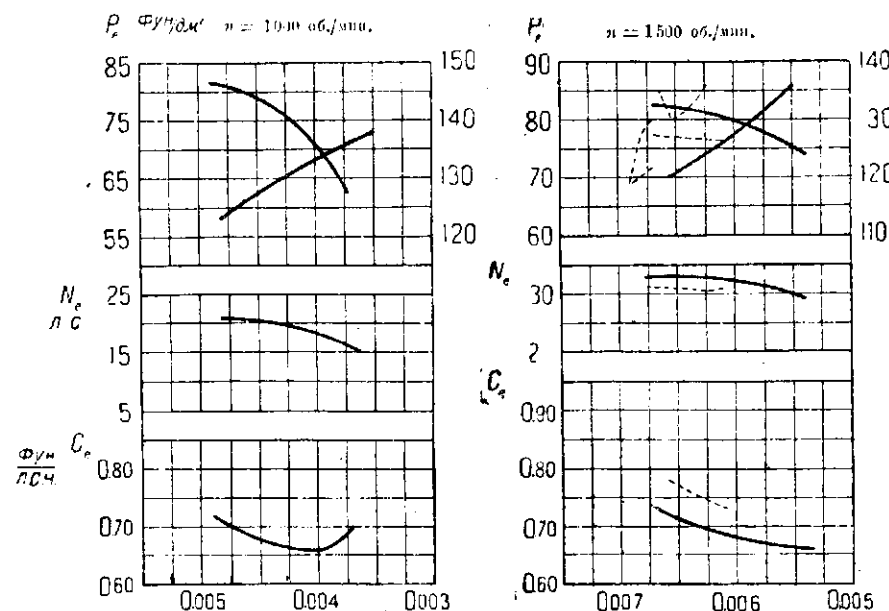


Фиг. 4. Кривые максимальных эффективных давлений и давлений, соответствующих лучшей экономичности, и кривые расхода горючего.

этим кривым были построены диаграммы изменения среднего эффективного давления, соответствующего наибольшей мощности и экономичности, а также соответствующие расходы горючего на различных оборотах. На фиг. 4 приведена одна из таких диаграмм, построенная для полной нагрузки. Из этой фигуры можно видеть, что при полной нагрузке нагнетатель дает небольшой выигрыш в смысле мощности и экономичности. При нагрузках в три четверти и половину разница между двумя системами была совершенно незначительная, и поэтому соответственные кривые не приведены.

Незначительная разница, полученная при испытаниях, очевидно объясняется тем, что смесеобразование было достаточно хорошим и без нагнетателя. При искусственном ухудшении смесеобразования можно было бы ожидать более значительной разности в работе мотора с нагнетателем и без него. Для доказательства этого положения было

выбрано менее легучее горючее из 50% керосина и 50% бензина. На этой смеси были произведены испытания при полной нагрузке на 1000 и 1500 об./мин. с нагнетателем и без него. На фиг. 5 приведены результаты этих испытаний. Интересно заметить, что при 1000 об./мин. мотор без нагнетателя не мог работать, несмотря на то, что температура смеси в впускном трубопроводе поддерживалась примерно в 55° Ц. На 1500 оборотов, как видно из кривых, имеется заметное увеличение мощности и уменьшение расхода при работе с нагнетателем.



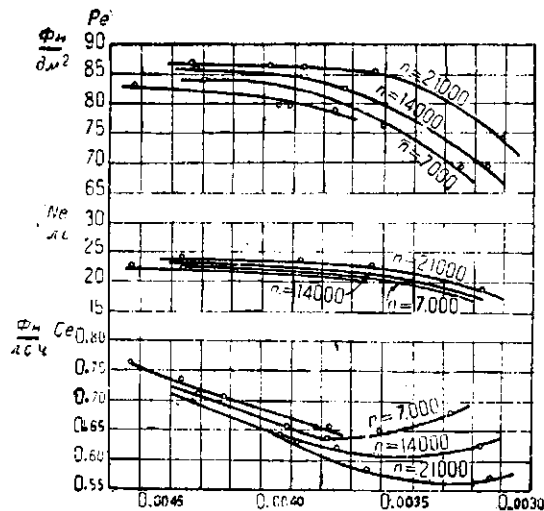
Фиг. 5. Кривые эффективных давлений, мощностей, расхода горючего и температуры во впускном трубопроводе.

Обороты мотора	1000	1500
Опережение зажигания . . . . .	18°	24°
Разрежение во всас. трубе мм р. с.	0,8	1,1
Температура выход. воды в °F . . .	163	160
Температура смеси в °F . . . . .	133	123

Все предыдущие испытания производились с числом оборотов импеллера около 16 400 в минуту. Для того чтобы определить влияние оборотов импеллера, было произведено несколько испытаний с переменным числом оборотов, результаты которых показаны на фиг. 6.

Во время этих испытаний обычный карбюратор не употреблялся, и нагревательный прибор был установлен на всасывающую воздушную трубу нагнетателя, как показано пунктирной линией на фиг. 2, с целью сохранения температуры смеси постоянной во время испытаний. Дав-

ление в выпускном патрубке также сохранялось постоянным, независимо от числа оборотов нагнетателя, соответствующей регулировкой дросселя карбюратора. Был произведен ряд испытаний на 1000 об./мин. при полной нагрузке, определяемой мощностью мотора при наименьшей скорости вращения нагнетателя. Полученная разница в мощности объясняется исключительно различными условиями образования смеси при переменных оборотах нагнетателя, так как температура и давления во всасывающем трубопроводе оставались постоянными. На кривых фиг. 6 ясно видно увеличение среднего эффективного давления и уменьшение удельных расходов, с увеличением числа оборотов нагнетателя.



Фиг. 6. Кривые эффективных давлений, мощности и расхода горючего на л. с. ч. при разных расходах топлива и различных оборотах насоса.

Опыт произведен на рыночном бензине уд. веса 0,735 с добавлением 5 см³ этиловой жидкости на галлон смеси. Число оборотов двигателя в минуту—1400. Оперевание зажигания—18°. Температура во всасывающем трубопроводе—135° F, при числе оборотов насоса от 7000 до 14000 об./мин. и 128° F при 21000 об./мин. Температура выходящей воды—165° F.

### Вероятная точность измерений.

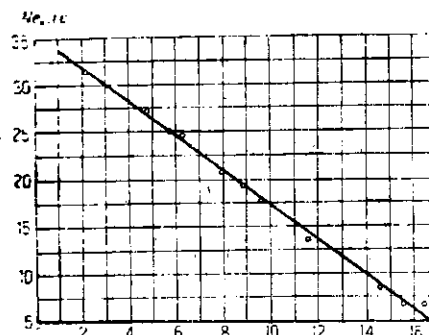
Вероятные ошибки можно разделить на три категории: 1) ошибки в показаниях приборов, 2) ошибки субъективные, 3) ошибки, вызванные непостоянством условий, предполагаемых неизменными.

Так как испытания с наддувом и без наддува производились параллельно, полученные данные дают основание пренебречь ошибками 1) и 2) для сравнения обеих систем питания. Основными же ошибками в этих испытаниях нужно очевидно считать изменения внешних условий, которые мы предполагаем постоянными, но которые не-смотря на все возможные предосторожности все же могли немного измениться.

Первостепенной важности вопросом в этих параллельных испытаниях было сохранение постоянного давления и температуры во выпускном патрубке, на что было обращено большое внимание. Для оценки возможных погрешностей, в случае изменения этих величин, были произведены отдельные испытания. Результаты даны на фиг. 7 и 8. Из этих фигур

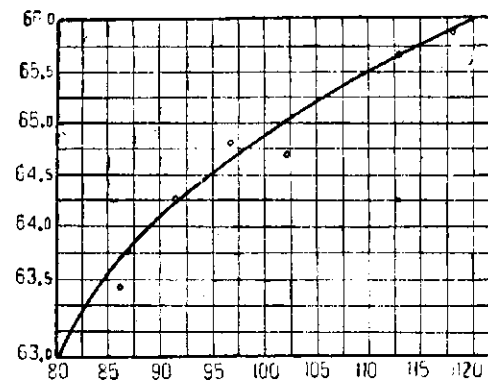
можно видеть, что изменению давления во всасывающем трубопроводе на 2,5 мм (0,1") соответствует изменение мощности на 0,16 л. с.; изменению же температуры смеси на 2,8° Ц (5° F) соответствует изменение мощности 0,15 л. с. В этих опытах отклонения давления в трубопроводе никогда не превышали 5 мм рт. ст., и колебание температуры никогда не превышало 0,5° по Фаренгейту, что могло дать максимальное колебание 0,45 л. с., вызванное указанными причинами. Такая ошибка составит около 1% при испытаниях на полной мощности.

Правда термометра, помещенная в поток смеси, не дает действительной температуры смеси, проходящей через трубопровод вслед-



Фиг. 7. Давления во всасывающей трубе в дм ртутного столба. Число оборотов в минуту—1437.

Топливо: бензин с этиловой жидкостью—5 см³ на галлон. Оперевание зажигания—34°. Температура смеси—100°.



Фиг. 8. Температура во всасывающей трубе по Фаренгейту.

ствие отдачи тепла со стенок трубопровода и вследствие испарения частиц жидкости, попадающих на термоэлемент. Однако можно считать, что при одном и том же составе смеси одинаковые показания термоэлемента указывают на одинаковую температуру смеси в патрубке, что уже достаточно для сравнительных испытаний.

### Заключение.

Механическое перемешивание смеси в центробежном нагнетателе, расположенном между карбюратором и выпускным трубопроводом автомобильного двигателя без предварительного подогрева воздуха, повлияло на работу следующим образом:

- 1) При полной нагрузке или около этого, при всех составах смеси, при которых работа мотора была плавной, наблюдалось:
  - а) повышение среднего эффективного давления,
  - б) уменьшение удельного расхода горючего,
  - в) незначительное увеличение пределов состава смеси, на котором была возможна устойчивая работа мотора.
- 2) При обычном рыночном бензине никакого улучшения в работе мотора при частичной нагрузке, например при нагрузке в 3/4 или меньше, не наблюдалось. Это можно объяснить предположением, что испарение топлива в условиях неполной нагрузки без нагнетателя, при высокой



начальной температуре воздуха, было уже достаточно совершенным, т. е. переход на нагнетатель не мог дать заметного эффекта.

3) При полной нагрузке с увеличением числа оборотов импеллера наблюдалось повышение максимального среднего эффективного давления, уменьшение расхода горючего и увеличение пределов воспламеняемости смеси.

4) Более заметное увеличение при полной нагрузке получено в опытах с топливом, обладающим меньшей испаряемостью.

При всех испытаниях нагнетатель приводился в движение электромотором, а не самим двигателем. Кроме того даже при весьма малых оборотах мотора импеллер продолжал работать на больших оборотах, что невозможно при непосредственном приводе импеллера от коленчатого вала. Если бы импеллер был соединен непосредственно с коленчатым валом, то при полной нагрузке также наблюдалось бы улучшение, так как полная нагрузка в большинстве случаев снимается с мотора при относительно больших оборотах, в особенности на самолете.

Мощность, поглощаемая вентилятором, при данных испытаниях была весьма незначительна. Судить о величине этой мощности по расходу электроэнергии на электромотор было невозможно, так как по видимому значительная часть ее шла на потери в ременной и зубчатой передаче к импеллеру и на электрические потери в самом электромоторе. Однако можно предполагать, что при рациональной конструкции привода к импеллеру непосредственно от коленчатого вала выигрыш в мощности и экономичности был бы немногим меньше полученного в настоящих опытах.

Кроме того всегда можно ожидать весьма заметного улучшения испарения топлива вследствие повышения температуры смеси в трубопроводе против атмосферной. Это повышение неизбежно при работе нагнетателя, и поэтому распределение смеси по цилиндрам должно улучшиться совершенно независимо от механического действия импеллера. Улучшение испарения при повышенной температуре достаточно хорошо известно, и поэтому нет необходимости на этом останавливаться. Здесь мы указываем на улучшение качества смеси, точнее испарения ее, от одного лишь механического действия нагнетателя.

Улучшение работы мотора при полной нагрузке, описанное в настоящей статье, по видимому объясняется непосредственно механическим распылением частиц топлива. Надо полагать, что улучшение в распределении смеси по цилиндрам было основной и непосредственной причиной улучшения работы мотора на полной нагрузке при данных испытаниях.

Необходимо принять во внимание то, что испытания производились на моторе с одnorядным расположением цилиндров, всасывающие патрубки которых давали относительно хорошее распределение смеси по цилиндрам. Возможно, что лучшие результаты были бы получены на звездообразном авиационном моторе, где распределение смеси без импеллера не всегда бывает удовлетворительным.



2 р. 50 н. пер. 40 н.