



Проф. И.А.ПОНОМАРЕВ

**СУДОВЫЕ
ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО
СКОРАНИЯ**

ИЗДАТЕЛЬСТВО
«ВОДНЫЙ ТРАНСПОРТ»
1939

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
7	рис. 2 (подпись)	при постоянном объеме	при постоянном давлении	автора
56	5 снизу	$mC_v = 5,82 + 0,000357T$	$mC_v = 4,82 + 0,000357T$	автора
87	11 сверху	$C_1 = \frac{V'_h a'_2 (1 - \mu)}{10^3 F_1}$	$C_1 = \frac{V'_h (1 - \mu)}{10^3 F_1}$	корректора
314	22 сверху	$\text{CO} + \text{H} \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{C}$	$\text{CO} + \text{H}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{C}$	корректора
329	таблица 63, столбец 9	$\overline{D}$	$\frac{l}{D}$	типографии
351	15 снизу	$f = \left(G = \frac{l^3 + ab}{8ab} G' \right) \frac{a^3 b^3}{3EJl}$	$f = \left(G + \frac{l^3 + ab}{8ab} G' \right) \frac{a^3 b^3}{3EJl}$	корректора
400	,9 сверху	$Q_3 = (Q_1 - Q_2) \psi$	$Q_3 = (Q - Q_2) \psi$	корректора
400	17 сверху	$t_2 \geq t + 50^\circ$	$t_2 \geq t_n + 50^\circ$	типографии

Проф. И. А. ПОНОМАРЕВ

ДЕП

СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

КОНСТРУКЦИИ, ТЕОРИЯ И РАСЧЕТЫ

ПОД ОБЩЕЙ РЕДАКЦИЕЙ
Д-РА ТЕХН. НАУК Г. В. ТРИНКЛЕРА

УТВЕРЖДЕНО
Комитетом по делам высшей школы при СНК СССР
в качестве учебника для ВТУЗов
водного транспорта

ИЗДАНИЕ
ТРЕТЬЕ

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА

ИЗДАТЕЛЬСТВО
«ВОДНЫЙ ТРАНСПОРТ»
ЛЕНИНГРАД 1939 МОСКВА

Настоящий труд И. А. Пономарева представляет собой учебник, написанный по программе вузовского водного транспорта по двигателям внутреннего сгорания для судомеханической специальности.

Книга выходит 3-м изданием. В отличие от 1-го и 2-го, настоящее издание значительно переработано, и особенности в части, касающейся описания конструкций двигателей в соответствии с существующими утвержденными программами.

Труд И. А. Пономарева может служить не только в качестве учебника, но и в качестве пособия при изучении теории и конструкции двигателей внутреннего сгорания, а также при производстве расчетов.

Поэтому, будучи предназначена для студентов судомеханической специальности институтов инженеров водного транспорта, книга может быть рекомендована и для инженерно-технических работников.

п/к
705
по-628



32531-40
П. 138904

✓

+

1965 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ К ТРЕТЬЕМУ ИЗДАНИЮ

XVIII Съезд ВКП(б) в своей резолюции по докладу т. Молотова указал, что основной экономической задачей СССР в течение ближайшего периода времени является: „догнать и перегнать в экономическом отношении наиболее развитые капиталистические страны Европы и США.“ Для разрешения этой задачи необходимы: „дальнейший значительный рост технического вооружения всех отраслей народного хозяйства и, следовательно, всемерное развитие машиностроения...“ Далее Съезд в своей резолюции подчеркивает необходимость уделить особое внимание производству стационарных и судовых дизелей, в первую очередь быстроходных, а также двигателей, работающих на газе.

Перед водным транспортом Съезд поставил задачу увеличения грузооборота по речному и морскому транспорту приблизительно в 1,5 раза, что потребует соответствующего увеличения состава морского и речного флота, в виде судов самых разнообразных типов. Если учесть необходимость освоения в период третьей пятилетки Северного морского пути и новых внутренних водных путей в количестве 13 000 км, то становится совершенно очевидным, какие ответственные задачи поставлены партией и правительством перед работниками водного транспорта, промышленностью и всей страной.

Эти важнейшие задачи третьей сталинской пятилетки дальнейшего развития народного хозяйства будут решать люди, овладевшие новейшей техникой.

Подготовка новых высококвалифицированных кадров является почетной и ответственной задачей нашего социалистического строительства.

Выпускаемая книга „Судовые двигатели внутреннего сгорания“ является скромным вкладом в дело подготовки инженеров водного транспорта, исполнителей величайших задач третьей пятилетки.

Книга „Судовые двигатели внутреннего сгорания“ выходит третьим изданием и, в отличие от первого (1935 г.) и второго издания (1937 г.), подверглась переработке, главным образом, в части, касающейся описания конструкций двигателей. После внесенных добавлений и некоторых уточнений формулировок, а также после замены устаревших чертежей и пополнения новыми, третье издание книги по своему содержанию соответствует последней измененной программе курса судовых двигателей внутреннего сгорания, читаемого на судомеханическом факультете институтов инженеров водного транспорта. Следует отметить, что, объем книги не позволил расширить описательную часть курса в той мере, как это требуется, по мнению автора, для инженеров судомехаников. Материал, приведенный в книге, по указанному разделу следует рассматривать, как минимально необходимый, требующий дальнейшего расширения и углубления за период практического плавания студентов на теплоходах, что компенсирует неполноту этого раздела.

Редактирование книги производилось д-ром техн. наук проф. Г. В. Тринклером, с большой тщательностью, за что и приношу свою благодарность.

Проф. И. А. Пономарев

ОТ РЕДАКТОРА ТРЕТЬЕГО ИЗДАНИЯ

Приходится признать вполне удачной мысль, объединить опыт преподавания курса судовых двигателей внутреннего сгорания в Ленинградском и Горьковском институтах инженеров водного транспорта. В феврале 1939 г. был произведен пересмотр программы курса судовых двигателей внутреннего сгорания, в результате которого в последнюю внесены некоторые изменения; при редактировании, редактор считал необходимым внести в новый учебник поправки, вытекавшие из внесенных изменений; несмотря на сжатость сроков, все же в процессе работы двух кафедр над данной книгой был согласован ряд технических и методических вопросов, что нашло отражение в рукописи. Наиболее интересными из них, включенными в книгу, являются:

1) некоторые материалы по теории наивыгоднейшего цикла, данной проф. Е. Мейером, в связи с ошибками Р. Дизеля, считавшего цикл Карно наивыгоднейшим для двигателей внутреннего сгорания;

2) новейшие материалы по теплосмкостям газов, заимствованные из последнего издания труда Шюке;

3) объяснение значения введения водяного пара в топку газогенератора, повышающего коэффициент полезного действия этого аппарата, и т. п.

Нужно надеяться, что данный учебник, объединивший опыт двух вузов и отвечающий их программам, успешно удовлетворит нужды студенчества.

Д-р техн. наук, проф. Тринклер

10 июля 1939 г.
г. Горький.

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

Успехи, достигнутые нашими заводами по освоению двигателей новых типов, широкое внедрение бескомпрессорных дизелей и рост стахановского движения на водном транспорте заставляют повышать требования к студентам институтов инженеров водного транспорта при изучении ими судовых двигателей внутреннего сгорания. При указанных условиях роль учебника является весьма ответственной, так как он должен удовлетворять как по объему, так и по качеству, возросшим требованиям сегодняшнего дня.

Вопросы, выдвинутые стахановцами водного транспорта в связи с увеличением мощности судовых установок и повышением эксплуатационных скоростей движения судов, требуют особого внимания и технического руководства со стороны инженеров водного транспорта.

Технически правильное разрешение указанных вопросов неразрывно связано с теорией двигателей внутреннего сгорания, являющейся базой для рациональной эксплуатации судовых дизельных установок.

Углубленные теоретические знания создадут у студентов критическое отношение к существующим „предельным нормам“ и „коэффициентам“, парализуя зло „предельческих теорий“, так как „наука потому и называется наукой, что она не признает фетишей, не боится поднять руку на оживающее, старое и чутко прислушивается к голосу опыта, практики“ (Сталин, речь на I Всесоюзном совещании стахановцев).

Настоящая книга „Судовые двигатели внутреннего сгорания“ является учебником для судомеханической специальности институтов водного транспорта; она уделяет большое внимание теоретическим вопросам и в отличие от первого издания¹ в нее вошли следующие новые разделы: кинематика и динамика шатунного механизма, уравнивание двигателей, использование отходящего тепла дизелей и значительно расширена глава о повышении мощности двигателя. Перечисленные разделы являются необходимым материалом, дополняющим теоретическую часть курса в соответствии с установленной программой по курсу двигателей внутреннего сгорания.

Ввиду ограниченного объема книги, некоторые разделы изложены более кратко, причем для возможности более углубленного изучения тех или других вопросов курса в примечаниях приводятся краткие списки дополнительной литературы.

Коэффициенты, нормы допускаемых напряжений и прочих цифровой материал дан с учетом последних технических данных согласно ГОСТам и опыту стахановского движения на водном транспорте.

Все замечания по содержанию книги будут приняты с благодарностью.

Автор

¹ И. А. Пономарев. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Гострансиздат, 1935 г.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ГЛАВА I

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 1: Классификация двигателей

Двигатели внутреннего сгорания принадлежат к наиболее распространенному и самому многочисленному классу тепловых двигателей, в которых тепловая энергия, выделенная сгоревшим топливом, превращается в полезную механическую работу. Указанный класс тепловых двигателей, в свою очередь, разделяется на двигатели паровые и двигатели внутреннего сгорания.

Двигателями внутреннего сгорания называются такие двигатели, у которых превращение химической энергии топлива в тепловую энергию совершается внутри рабочего цилиндра. Продукты сгорания, полученные в цилиндре в результате горения топлива, обладают большим давлением и высокой температурой. В силу тех условий, что процесс преобразования одного вида энергии в другой вид совершается в закрытом пространстве, образованном цилиндром и плотно вставленным в него поршнем, давление газов будет вызывать передвижение поршня. Это движение поршня посредством шатунного механизма передается коленчатому валу, вызывая его вращение.

Для возможности получения непрерывной работы двигателя необходимо конструктивное оформление распределительных устройств, которые позволяли бы в нужные моменты вводить в рабочий цилиндр определенное количество воздуха и топлива, а также выпускать продукты сгорания в конце хода поршня, после того как они, расширившись, совершат полезную работу. Для воспламенения горючего применяется зажигание при помощи электрической искры (керосиновые, бензиновые и газовые двигатели), или создаются необходимые температурные условия внутри самого цилиндра, при которых топливо самовоспламеняется в момент подачи его в цилиндр.

Существующие типы двигателей внутреннего сгорания, в зависимости от способа выполнения рабочего процесса, в свою очередь, разделяются на следующие два основных класса: двигатели четырехтактные и двигатели двухтактные.

Рабочим процессом, или циклом, будем называть комплекс следующих друг за другом процессов, происходящих в рабочем цилиндре, необходимых для работы двигателя. Эти процессы следующие: 1) зарядка цилиндра воздухом или рабочей смесью (смесь паров бензина, керосина, или горючего газа с воздухом); 2) сжатие указанной смеси или воздуха для получения высокой температуры в цилиндре; 3) сгорание и расширение продуктов сгорания; 4) выпуск их из цилиндра, после чего эти процессы протекают вновь в той же последовательности. Совокупность всех перечисленных процессов называется рабочим процессом двигателя.

В двигателях четырехтактного типа рабочий процесс совершается за четыре хода поршня или за два оборота коленчатого вала. В двигателях двухтактного типа тот же цикл протекает за два хода поршня или за один оборот коленчатого вала. В силу указанных особенностей способов выполнения рабочих процессов, конструкции двух- и четырехтактных двигателей будут различны.

Под тактом подразумевают ход поршня. Ходом поршня называется путь, проходящий поршнем от одного крайнего своего положения до другого.

Каждый из двух упомянутых классов двигателей, в зависимости от способа сжигания горючего или способа протекания процесса горения, может быть разделен на следующие виды: двигатели быстрого сгорания типа Отто (Бо-де-Роша),

двигатели постепенного сгорания и двигатели смешанного сгорания (компрессорные и бескомпрессорные дизели). В двигателях быстрого сгорания горючее воспламеняется и сгорает в цилиндре чрезвычайно быстро, а потому поршень почти не успевает сдвинуться со своего крайнего положения, в результате чего происходит очень быстрое нарастание давления газов в цилиндре почти при постоянном объеме. В двигателях Дизеля подача топлива в цилиндр совершается постепенно таким образом, что за период горения топлива поршень проходит некоторую часть своего хода. Газы, получающиеся от сгорания топлива, расширяются, причем за период горения давление в цилиндре остается почти постоянным. В двигателях смешанного цикла процесс горения вначале протекает чрезвычайно быстро почти при постоянном объеме цилиндра, аналогично двигателям быстрого сгорания (первый период горения). Последняя порция горючего вводится в цилиндр в период движения поршня, в результате чего увеличивается объем цилиндра и давление в конце горения остается почти постоянным (второй период горения). Практическое осуществление процесса горения по каждому из перечисленных способов требует создания двигателя специальной конструкции.

При дальнейшем делении двигателей внутреннего сгорания на различные типы можно положить в основание следующие признаки:

1. По роду топлива — двигатели газовые и двигатели, работающие на жидких сортах горючего: двигатели керосиновые, бензиновые и нефтяные.

2. По способу действия — двигатели простого и двойного действия. В двигателях первого типа рабочий процесс совершается лишь по одну сторону поршня. В двигателях двойного действия рабочие процессы протекают как в одной, так и во второй полостях цилиндра, т. е. по обе стороны поршня (аналогично паровым машинам).

3. По конструкциям — в зависимости от расположения цилиндров: вертикальные, горизонтальные, с наклонными цилиндрами и звездообразные. Судовые двигатели строятся преимущественно вертикального типа (за исключением некоторых типов).

Двигатели со штоком и ползуном (крейцкопфный тип) и двигатели с тронковыми поршнями, у которых поршень выполняет роль ползуна. В последнем случае поршень соединяется непосредственно с шатуном.

4. По числу цилиндров: одно-, трех-, шести-, восьми-, десяти- и двенадцатцилиндровые. Наиболее распространенный тип судового двигателя — шестицилиндровый.

5. По назначению: стационарные, нереверсивные двигатели, судовые реверсивные, автомобильные, тракторные и авиационные двигатели. Реверсивными двигателями называются такие двигатели, которые имеют приспособление для изменения направления вращения коленчатого вала.

§ 2. Турбины внутреннего сгорания (газовые турбины)

В газовых турбинах, как и в двигателях внутреннего сгорания, происходит превращение химической энергии топлива в тепловую энергию, которая в свою очередь последовательно трансформируется в кинетическую энергию (истечения), а затем на рабочих лопаточных колесах превращается в механическую работу, создавая крутящий момент на валу турбины. Все эти превращения энергии происходят непосредственно внутри турбины. Таким образом, газовая турбина является двигателем внутреннего сгорания ротативного типа. Кроме турбин внутреннего сгорания, существуют турбины, использующие кинетическую энергию отходящих газов двигателей внутреннего сгорания (утилизационные турбины). Такие турбины применяются для вращения воздуходувок, подающих сжатый воздух в цилиндры четырехтактных двигателей, с целью увеличения их мощности путем наддува (наддув по системе Бюхи).

Газовые турбины работают как на жидком, так и на газообразном топливе. Преимуществом газовых турбин, по сравнению с двигателями внутреннего сгорания поршневого типа, является простота обслуживания, а также спокойный и равномерный ход машины. Основным затруднением при конструировании турбин являются высокие температуры газов, в результате чего требуются особо жароупорные материалы. Низкий коэффициент использования тепла ($\approx 14\%$), большой вес и сложность всей установки, а также недостаточная надежность при длительной непре-

рывной работе, делают газовую турбину современной конструкции пока мало пригодной для широкой промышленной эксплуатации.

Существующие типы газовых турбин, в зависимости от процесса сгорания топлива, могут быть разделены на два основных класса: турбины с горением топлива при постоянном объеме и при постоянном давлении. Первая газовая турбина мощностью в 50 л. с. при 3 000 об./мин. была спроектирована инж. Хольцвартом в 1904 г. и построена заводом Кертинга (Германия) в 1908 г. На рис. 1 показана схема турбины Хольцварта последней конструкции (1920 г.).

Через управляемый клапан 10 в камеру сгорания 4 подается сжатый воздух под давлением 2—3 ата. Подача воздуха производится по трубе 3 турбокомпрессором 1, приводимым в движение паровой турбиной 2. Газообразное или жидкое топливо подается насосом 11 в камеру сгорания 4, через клапан 12 или форсунку. Камера сгорания сначала заполняется воздухом, затем подается топливо, после чего смесь воспламеняется от нескольких электрических запальных свечей. Сгорание топлива происходит при постоянном объеме, при этом давление в камере сгорания повышается до 14 атм., в результате чего открывается сопловой клапан 5 и продукты сгорания вытекают из камеры через направляющий аппарат 6, поступая на лопатки рабочего колеса 7, с одним или двумя венцами лопаток. Далее продукты сгорания направляются через парообразователь 8 и патрубок 9 в атмосферу. После процесса расширения камера сгорания продувается сжатым воздухом. Пар, полученный в парообразователе 8, поступает в турбину 2, а затем идет в конденсатор 13. Электронасос 14 подает конденсат в парообразователь 8.

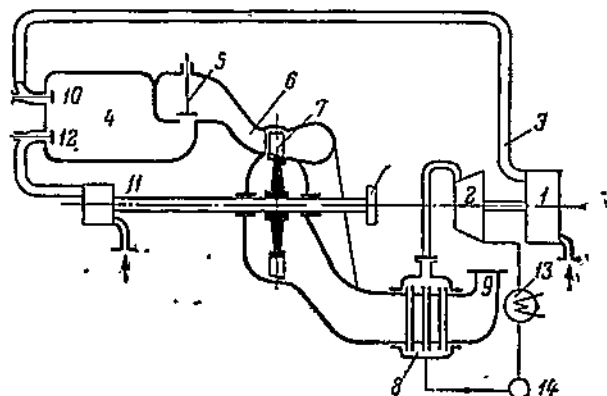


Рис. 1. Схема установки газовой турбины Хольцварта.

По рассмотренной схеме работы было построено пять газовых турбин, из них самая наибольшая — мощностью 5 000 квт при 1 000 об./мин. Эта турбина имела

восемь камер сгорания объемом по 1 м³. Наивысший термический к. п. д. турбин был получен в 14,6%. В настоящее время турбины Хольцварта построены мощностью в 5 000 и 10 000 квт. Общий вес установки газовой турбины в 5 000 квт при 1 500 об./мин. составляет 377 т, что дает вес установки 75,5 кг на 1 квт или 55 кг на 1 э. л. с.

В 1930 г. на международной энергетической конференции в Берлине был сделан доклад о новой схеме газовой турбины Хольцварта — Шюле,

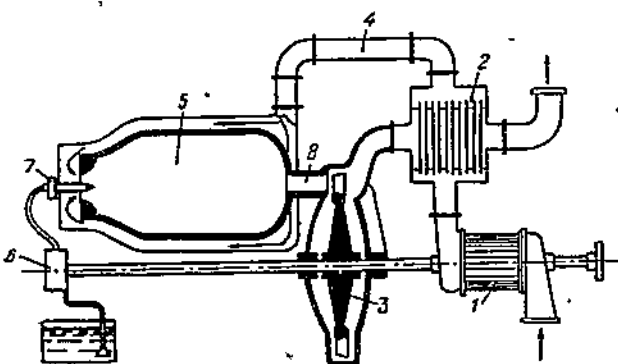


Рис. 2. Схема установки газовой турбины с горением топлива при постоянном объеме.

с горением топлива по смешанному циклу. Давление воздуха, подаваемого компрессором в камеру сгорания, составляет 6 ата, а давление сгорания достигает 30 ата; при этих данных предполагается получить к. п. д. турбины в 30%. Сведений о постройке указанной турбины не имеется.

На рис. 2 показана схема газовой турбины с постоянным давлением сгорания.

На общем валу располагаются: турбина 3, центробежный компрессор 1 и топливный насос 6. Компрессор 1 подает воздух под давлением 3—4 ата в камеру сгорания 5 через трубки регенератора 2. Жидкое топливо (керосин) подается в камеру 5 насосом 6 при помощи форсунок 7. Топливо сгорает в камере 5 при постоянном давлении. Продукты сгорания, расширяясь в сопле 8, направляются на лопатки рабочего колеса 3 и далее проходят через

регенератор, подогревая воздух, а затем уходят в атмосферу. Для понижения температуры газов в камеру сгорания подается вода.

По данной схеме в 1905 г. в Париже была построена турбина конструкции инж. Лемаль и Арманго. Мощность турбин (около 400 л. с.) почти полностью расходовалась на приведение в движение компрессора и к. п. д. турбины был около 3⁰/₁₀.¹

ГЛАВА II

ПРИМЕНЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ВОДНОМ ТРАНСПОРТЕ

§ 3. Краткий исторический очерк развития двигателей внутреннего сгорания

Относительно быстрое развитие производительных сил общества со времени промышленного переворота особенно ярко иллюстрируется развитием энергетической базы. Уже капиталистический способ производства настойчиво предъявляет к этой области техники требования усовершенствования силовых установок, которые бы отвечали сравнительно высокому уровню общественного промышленного производства, характерного для этой эпохи. Поэтому не случайно наряду с исканиями в области усовершенствования машин-орудий делаются настойчивые попытки изобрести наиболее совершенную конструкцию двигателя, с высокими экономическими показателями.

При создании первых тепловых двигателей в основу была положена идея сжигания топлива внутри цилиндра поршневой машины и превращение скрытой энергии топлива в тепловую энергию, с последующим превращением ее в механическую. Дальнейшее улучшение производственной техники эту идею позволило воплотить в конструкцию наиболее совершенного двигателя — внутреннего сгорания.

Впервые идея сжигания топлива внутри цилиндра двигателя возникла в конце XVII века, когда аббатом Hautefeuille был предложен способ работы машины, действующей взрывом пороха. Целый ряд изобретателей: Robert Street (1794 г.), Lebon (1801 г.), Barnett (1838 г.) и другие, делали попытки сконструировать двигатель внутреннего сгорания. В 1848 г. на выставке в Филадельфии демонстрировался первый газовый двигатель (английский патент Drake), развивавший мощность в 20 л. с. при 60 оборотах в минуту. С 1860 г. газовые двигатели системы Lenoir начали получать некоторое распространение в промышленности. Двигатели работали на светильном газе, без предварительного сжатия. Зажигание рабочей смеси, состоящей из воздуха и газа, производилось электрической искрой. Двигатели были далеко не совершенны и совсем не надежны. Экономический коэффициент полезного действия газового двигателя Ленуара не превышал 4—5% (в современных дизелях этот коэффициент достигает 40%). В 1861 г. французским инженером Beau de Rochas была выпущена брошюра об использовании тепла в паровых машинах, а также о преимуществе сжатия смеси для газовых двигателей. Beau de Rochas разработал современный цикл работы четырехтактного двигателя быстрого сгорания.

В 1867 г. появляется так называемый „атмосферический“ двигатель системы Отто и Лангена, давший значительное снижение расхода газа (светильного) по сравнению с двигателем Ленуара. Усовершенствование газовых двигателей шло быстрым темпом и в 1878 г. на всемирной выставке в Париже было выставлено 75 газовых машин 32 различных заводов. Среди экспонатов выставки демонстрировался газовый двигатель, сконструированный Отто и построенный заводом Дейтц в Германии. Это был первый построенный двигатель, который работал по четырехтактному принципу. При испытании двигатель дал хорошие результаты и в дальнейшем под маркой Отто—Дейтц получил всемирное распространение. В обход патента Отто появляются двигатели с двухтактным процессом (Clerk, 1878 г.). В 1892 г. вышла брошюра немецкого инженера Рудольфа Дизеля о предлагаемом им способе действия нового „рационального“ двигателя. Теоретическое исследование рабочего цикла сводилось к трем основным условиям „рационального“ рабочего процесса: 1) сжатие воздуха в цилиндре двигателя до температуры само-

¹ В. В. Уваров. Газовые турбины. Энергоиздат, 1935 г.

воспламенения горючего, 2) постепенное введение распыленного топлива в цилиндр, заполненный сжатым воздухом с высокой температурой, и сгорание его без повышения температуры (по изотерме), 3) правильный выбор соотношений между количеством воздуха, топлива и температурой сжатия, чтобы двигатель мог работать без искусственного охлаждения стенок цилиндра. В виде примера был приведен расчет 100-сильного двигателя, работающего на угольной пыли. Конечное давление сжатия воздуха в цилиндре теоретически доходило до 250 атм. Термический коэффициент полезного действия процесса по расчету был около 73%. В том же году Аугсбургский завод и завод Круппа приобрели патент Дизеля и под его руководством приступили к конструированию двигателя. Был построен первый опытный керосиновый двигатель. Топливо подавалось непосредственно насосом, в цилиндр двигателя. Рубашка водяного охлаждения цилиндра отсутствовала. В 1896 г., после неудачных опытов с первым и вторым двигателями, был сконструирован третий по счету двигатель, который при испытании под нагрузкой, показал расход жидкого топлива в 382 г на 1 э. л. с. в час. Конструкция двигателя была изменена и в 1897 г. четвертый построенный двигатель уже мало чем отличался от современного стационарного двигателя Дизеля. С этого момента двигатель Дизеля по экономичности занял первое место среди всех тепловых двигателей. В 1897 г. патент Дизеля был приобретен заводом Л. Нобеля в Петербурге и первый построенный двигатель был испытан в 1898—1899 гг. В 1903 г. двигатели Дизеля с электропередачей впервые были установлены на трехвинтовом волжском судне „Вандал“. ¹ В 1904 г. был сконструирован и построен двухтактный двигатель Дизеля на заводе Зульцера и через два года на этом же заводе был построен судовой реверсивный двухтактный двигатель. В 1908 г. завод Нобеля в Петербурге построил первый судовой реверсивный четырехтактный трехцилиндровый двигатель Дизеля мощностью в 120 л. с. для подводной лодки „Минога“. Появление реверсивных двигателей позволило отказаться от довольно сложных и не совсем надежных приспособлений для изменения направления вращения гребного вала и с этого момента дизели получили широкое распространение, как главные судовые машины. Параллельно с улучшением конструкций двигателей Дизеля шли изыскания как в области улучшения рабочего процесса, так и замены воздушного распыливания топлива механическим. В 1898 г. студент Петербургского технологического института Г. В. Тринклер спроектировал на Путиловском заводе, по предложенной им системе, нефтяной двигатель типа Дизеля. Двигатель был построен и испытан на заводе на полной мощности, но в дальнейшем дирекция завода не применила изобретения, вследствие чего изобретатель закончил реализацию изобретения на заводе братьев Кертинг в Ганновере (Германия). Двигатель этой системы выпущен в 1904/05 г. Двигатель работал по циклу „смешанного сгорания“. В 1908 г. французский инженер Сабатэ (Sabathé) получил патент на форсунку для реализации цикла „смешанного сгорания“, при воздушном распылировании топлива. Бескомпрессорные дизели получают широкое распространение начиная с 1914 г. (заводы Vickers и Deutz).

По мере увеличения тоннажа судов, вопрос о повышении мощности двигателей стал актуальным. Машиностроительные заводы, изготовлявшие двигатели внутреннего сгорания, удовлетворяя спрос на более мощные двигатели, стали выпускать новые модели, увеличивая число цилиндров и их размеры. К этому же периоду относятся большие экспериментальные работы, проделанные различными заводами по созданию особо мощных дизелей. Так, в 1913 г. завод Зульцера построил и испытал одноцилиндровый опытный двухтактный двигатель простого действия мощностью 2000 э. л. с. и в 1918 г. завод М. А. Н. (Maschinenfabrik Augsburg Nürnberg) построил одноцилиндровый двухтактный двигатель двойного действия мощностью 3000 э. л. с. После ряда экспериментальных заводских исследований опытных двухтактных двигателей двойного действия таковые стали устанавливаться на больших центральных электростанциях и на судах большого водоизмещения, постепенно внедряясь все больше и больше в судостроение. В 1924 г. заводом Blom—Voss по чертежам М. А. Н. был построен для Гамбургской электростанции девятицилиндровый двухтактный двигатель двойного действия мощностью 15 000 э. л. с.

¹ Двигатели работают по настоящее время.

Двигатель имел следующие параметры:

Диаметр цилиндра	860 мм	Ход поршня	1500 мм
Число оборотов	94 в мин.	Средняя скорость поршня	4,7 м/сек.
Полная длина	23,4 м	Ширина	4,3 м
Высота от оси вала	10 м	Вес двигателя	1120 т

В 1931 г. заводом Burmeister-Wain был построен двухтактный двигатель двойного действия мощностью 22 000 э. л. с. для электростанции в Копенгагене. Постройка мощных быстроходных двигателей Дизеля легкого веса позволила применить их на крейсерах и линейных кораблях. Так, в 1931 г. был построен первый немецкий броненосец „Deutschland“ с мощностью установки 56 000 э. л. с. при весе двигателей 8 кг на 1 э. л. с. Всего на корабле установлено 8 главных двигателей двойного действия с числом оборотов 450 в мин. Самым мощным судовым двигателем в настоящее время является бескомпрессорный, двухтактный, двойного действия, десятицилиндровый двигатель конструкции завода Зульцера, построенный для пассажирского теплохода „Saturnia“ водоизмещением 24 500 т. Общая мощность установки, при двух двигателях, составляет 28 000 э. л. с. При испытании двигателя на стенде, он развивал мощность в 19 400 э. л. с. при 144 об./мин. и 20 820 э. л. с. при 150 об./мин. Расход топлива был около 170 г на 1 э. л. с.-час.

В табл. 1 приведены данные о количестве теплоходов, построенных с дизельными установками в 1937 г. Из приведенной таблицы мирового выпуска теплоходов видно, что установки с двигателями двойного действия составляют 30%.

Таблица 1

Тип двигателя	Количество теплоходов	Общая индикат. мощность л. с.	Средняя индикат. мощность л. с.
Четырехтактные простого действия	36	142 000	3 950
Двухтактные простого действия	97	467 100	4 800
Двухтактные двойного действия	57	373 600	6 500
	190	982 700	—

За последние годы очень широкое распространение получили бескомпрессорные дизели, вследствие их повышенной экономичности и простоты конструкции по сравнению с компрессорными дизелями. Как образец высокой экономичности работы двигателя можно привести восьмицилиндровый бескомпрессорный двухтактный двигатель Зульцера марки 8СД-72, с навешенным на нем поршневым продувочным насосом, мощностью 5 500 э. л. с. при 125 об./мин. Двигатели этого типа были установлены в 1935 г. на теплоходах „Дурхгем“ и „Дорсет“ Новозеландской паровой компании. При испытании двигателя на заводе расход топлива составлял 149,3 г на 1 э. л. с.-час при полной нагрузке двигателя, 161,5 г на 1 э. л. с.-час при мощности 25% и 153 г на 1 э. л. с.-час при перегрузке 20%. Такой минимальный расход топлива и малые его изменения, при различных режимах работы двигателя, следует признать рекордными.

Параллельно с ростом выпуска теплоходов растет и их удельный вес в мировом тоннаже. По последним данным Английского Ллойда, тоннаж теплоходов составляет 21,3%, между тем как десять лет тому назад эта цифра выражалась в 6,75%. В табл. 2 приведены данные о суммарной мощности судовых установок строящихся судов (на сентябрь 1937 г.)

Таблица 2

Паровые поршневые машины		Паровые турбины		Двигатели Дизеля	
л. с.	проц.	л. с.	проц.	л. с.	проц.
463 585	15,3	668 495	22,1	1 896 537	62,6

Задача сконструирования наиболее совершенного типа силовой установки с самого начала была одной из основных в развитии социалистической промышленности нашего государства, и нужно сказать, что уже в течение первой пятилетки дизеле-

строительные заводы СССР сделали большие успехи как в областях количественных, так и качественных показателей. Если до первой пятилетки у нас имелось дизелей и нефтяных двигателей 935 тыс. л. с., то за одну пятилетку было построено двигателей того же типа общей мощностью 1 010 тыс. л. с. За годы первой пятилетки была освоена постройка мощных судовых дизелей, широко внедрены бескомпрессорные дизели и начата постройка дизелей двойного действия по типу М. А. Н.

В период выполнения второго пятилетнего плана производство двигателей внутреннего сгорания и их качественное усовершенствование сделало еще более значительный шаг вперед. Наряду с громадным развитием объема производства, перед советским дизелестроением были поставлены новые сложные задачи по дальнейшему обновлению конструкций выпускаемых дизелей, организации новых смежных производств, по выпуску вспомогательного оборудования и запасных частей. За второе пятилетие выпуск только дизелей составил около 1 млн. л. с. и выпуск нефтяных двигателей более 1 млн. л. с.

Третий пятилетний план развития народного хозяйства СССР, утвержденный XVIII Съездом партии и правительством, наметил грандиозные задачи в области дальнейшей реконструкции развития водного — морского и речного — транспорта и судостроительной промышленности.

В свете этого особое значение приобретает актуальная задача дальнейшего усовершенствования существующих силовых установок и создание новейшей советской конструкции двигателя внутреннего сгорания и в частности судового, который бы отвечал требованиям транспортных и оборонных задач нашего социалистического государства.

§ 4. Область применения судовых двигателей различных типов

Двигатели внутреннего сгорания получили широкое распространение вследствие экономичности их работы, меньших габаритных размеров установки и возможности быстрого пуска в ход.

Если сравнить двигатель Дизеля с современной паровой турбиной, работающей паром высокого давления, то оказывается, что двигатель обладает более высоким коэффициентом теплоиспользования. По сравнению же с поршневыми паровыми машинами разница в теплоиспользовании будет еще более значительна. В ниже помещенной таблице приведены значения общих коэффициентов полезного действия теплосиловых установок в процентах:

Прямоточная паровая машина Штумфа до . . .	15,5
Паровая машина Шмидта, давление 60 атм.	25,5
Паровая турбина, давление до 100 атм.	29,6
Дизели	37—40
Двигатели „Scott Still“	40

В дизелях, с утилизацией теплоты продуктов сгорания и теплоты охлаждающей воды, можно использовать до 50% тепла, выделенного сгоревшим топливом. Габаритные размеры дизельной установки обычно бывают меньше, так как отпадает потребность в котельных отделениях, что увеличивает полезный объем трюмов.

Двигатели внутреннего сгорания требуют минимального числа обслуживающего персонала, так как управление и обслуживание их в значительной мере централизованы. Двигатели всегда готовы к действию и не требуют длительной подготовки к пуску, чего нельзя сказать про обычные паровые двигатели.

Жидкое топливо, служащее горючим для двигателей внутреннего сгорания, чрезвычайно удобно для погрузки и хранения, так как оно может быть помещено в междудонных отсеках, не занимая полезного объема корабля. Как общее правило, теплоходы обладают большим районом плавания, что часто является существенным преимуществом дизельных установок. Наряду с крупными преимуществами двигатели внутреннего сгорания имеют и некоторые недостатки, к которым следует отнести: повышенную стоимость жидкого топлива; сложность конструкции двигателя, требующей повышенной квалификации обслуживающего персонала; более сложную сборку и ремонт; повышенное качество материала частей и большую точность их изготовления и обработки. С целью снижения стоимости эксплуатации дизельных установок за последние годы был проведен целый ряд испытаний по использованию

в дизелях низкосортных тяжелых моторных топлив. При испытаниях выяснилось, что двигатели вполне удовлетворительно могут работать на тех сортах жидкого топлива, которые до сего времени использовались лишь в котельных установках. Рентабельность эксплуатации дизельных установок объясняет значительный рост теплоходостроения, которое расширяется с каждым годом по сравнению с постройкой паровых судов.

Основные требования, которые предъявляются к судовым двигателям — это экономичность, надежность их в работе, простота сборки и обслуживания, удобство маневрирования и управления, плавность в работе и отсутствие вибраций. Судовой двигатель должен обладать по возможности меньшими габаритными размерами и меньшим весом, но не в ущерб, конечно, его прочности. Он должен по возможности изменять в широких пределах число оборотов и легко менять направление вращения с переднего хода на задний и обратно. В зависимости от типа корабля, его тоннажа и назначения меняются и требования, предъявляемые к двигателю. В некоторых случаях при выборе двигателя малые габаритные его размеры и вес имеют решающее значение, что имеет место в военно-морском судостроении. В торговом флоте, кроме основного требования о надежности двигателя в работе, вопросы экономии топлива имеют также большое значение.

На водном транспорте широко используются двигатели внутреннего сгорания разнообразных типов и систем, с вертикально расположенными цилиндрами. Такое расположение цилиндров уменьшает площадь, занимаемую двигателем (хотя и в ущерб высоте), что позволяет соответственно уменьшить размеры машинного помещения. Основным типом двигателей для судовых установок является дизель. Дизеля как четырехтактного, так и двухтактного типа. За последние годы заводы перешли на постройку бескомпрессорных дизелей, которые по экономичности занимают первое место среди всех тепловых двигателей. Если компрессорные дизели расходуют на 1 э. л. с.-час (на эффективную, полезную или действительную лошадиную силу) от 185 до 200 г, то в бескомпрессорных дизелях расход снижается до 165—149 г.

Кроме того, бескомпрессорные дизели проще по своей конструкции (отсутствует компрессор); притом они не уступают компрессорным дизелям и в надежности действия. В настоящее время компрессорные дизели сняты с производства на заводах, но ввиду того, что на судах прежней постройки установлены в большом количестве двигатели компрессорного типа, изучению их конструкций должно быть уделено достаточное внимание. Для повышения экономичности существующих судовых установок в настоящее время производится модернизация их с целью перевода компрессорных дизелей на бескомпрессорный способ распыливания топлива, что достигается заменой форсунки и топливного насоса особым прибором, получившим название „форсунка-насос“.

На всем пути развития двигателей внутреннего сгорания конкурировали между собой двигатели Дизеля четырехтактного и двухтактного типа. Этот спор о преимуществах того или другого типа не разрешен окончательно до настоящего времени и оба указанных типа двигателей имеют самое широкое распространение на водном транспорте.

Четырехтактные двигатели Дизеля, как правило, имеют удельный расход топлива и смазки меньший на 3—5%, по сравнению с двухтактными дизелями, но по конструкции они сложнее и требуют более частого осмотра и ремонта, а также более внимательного обслуживания. Четырехтактные двигатели обычно строятся тронкового типа мощностью до $N_e = 1500$ л. с. при шестицилиндровом выполнении, с числом оборотов 350—150 в минуту (двигатели подводных лодок делают 400—600 об./мин.) и мощностью на цилиндр от 50 до 250 э. л. с. При тронковой конструкции двигателя высота его обычно не превышает 2—3 м, и поэтому двигатели этого типа наиболее распространены на речных судах с малой осадкой. Двигатели мощностью 1500—3 600 э. л. с. обычно строятся двухтактного типа при четырех- и шестицилиндровом выполнении, с числом оборотов в 140—100 в минуту и мощностью на цилиндр от 300 до 600 э. л. с. Как правило, двухтактные двигатели имеют крейцкопфную конструкцию и отличаются значительной высотой, поэтому эти двигатели обычно устанавливаются на морских судах.

Основным преимуществом двухтактных двигателей Дизеля является большая

их удельная мощность (эффективная мощность, приходящаяся на 1 л рабочего объема цилиндра), что объясняется особенностью выполнения двухтактного цикла.

Увеличение удельной мощности двигателя вызывает соответственно уменьшение его габаритных размеров, что для судовых установок имеет весьма существенное значение. Для получения большей удельной мощности в четырехтактных двигателях в настоящее время стали широко применять способ наддува, при котором процесс всасывания заменяется подачей воздуха в цилиндр под давлением. При увеличении веса заряда воздуха в цилиндре в том же объеме можно сжечь большее количество топлива, в результате чего мощность двигателя увеличивается до 50% по сравнению с его нормальной мощностью (без наддува). Появление четырехтактных двигателей повышенной удельной мощности, достигнутой применением наддува (двигатели с наддувом), дает им возможность конкурировать с двухтактными двигателями. Двигатели двойного действия устанавливаются на больших морских судах, так как они обычно строятся мощностью от 2 500 до 10 000 э. л. с. и выше, с числом цилиндров от 4 до 10 и мощностью на цилиндр до 2 000 л. с. В настоящее время двигатели двойного действия выпускаются заводами лишь двухтактного типа с механическим распыливанием. Четырехтактные двигатели двойного действия сняты с производства из-за сложности и громоздкости их конструкций.

Появление двигателей двойного действия объясняется требованием судостроительных заводов о создании для больших теплоходов особо мощных двигателей, с наименьшими габаритными размерами и малым весом. При двойном действии мощность, развиваемая цилиндром, повышается почти в два раза, между тем как вес его увеличивается незначительно, в результате чего вес двигателя на 1 э. л. с. понижается. В отношении простоты конструкции и удобств эксплуатации двигатели простого действия обладают без сомнения большими преимуществами, но постройка больших судов все же заставляет широко использовать двигатели двойного действия.

Кроме дизелей, на судах малого водоизмещения широко используются нефтяные двухтактные двигатели с картерной продувкой. Этот тип двигателя обладает повышенным расходом топлива по сравнению с дизелями, но в то же время они отличаются простотой конструкции, дешевизной и надежностью действия. Этот тип двигателя имеет широкое применение на парусно-моторных и рыболовных судах. За последнее время для небольших катеров, моторно-парусных судов и т. д. получают большое распространение двухтактные бескомпрессорные дизели мощностью 50—100 л. с. Бензиновые и керосиновые двигатели устанавливаются на моторных лодках, при этом мощность их обычно бывает 10—60 л. с. На быстроходных глиссерах часто устанавливаются бензиновые авиационные двигатели мощностью до 700 л. с. Бензиновые двигатели, чтобы не усложнять их конструкции, строятся нереверсивными; реверс достигается при помощи специальной реверсивной муфты, которая устанавливается между коленчатым и гребным валом.

Судовые бензино-керосиновые двигатели менее экономичны по сравнению с современными двигателями остальных типов; кроме того, повышенная стоимость легких сортов топлива увеличивает стоимость их эксплуатации. Основными преимуществами бензино-керосиновых двигателей являются их малый вес и малые габаритные размеры, что позволяет применять их на шлюпках и катерах. Уменьшение габаритных размеров двигателя достигается повышенным числом оборотов в пределах от 800 до 2 000 в минуту. Двигатели последнего типа строятся главным образом четырехтактными и лишь подвесные шлюпочные моторы работают по двухтактному циклу с картерной продувкой.

В настоящее время на водном транспорте получают широкое распространение катеры-газоходы с газогенераторными установками. Для газоходов используются тракторные четырехтактные двигатели, приспособленные для работы на генераторном газе, получаемом из древесного топлива. Мощность установок составляет 30, 60 и 120 э. л. с. — при двух двигателях, при этом газоходы строятся как винтовые, так и колесные. Постройка газоходов и их эксплуатация является наиболее эффективным средством для быстрого освоения мелких рек; кроме того, перевод катерного флота на древесное топливо дает значительную экономию дефицитного жидкого топлива. Теплоиспользование в судовых газогенераторных установках достигается более высоким по сравнению с паровыми установками той же мощности. В связи с указанным, перед промышленностью СССР поставлена проблема создания для

речных теплоходов мощных газогенераторных судовых установок, работающих на твердых сортах топлива, и — постройки газовых двигателей мощностью в 400—600 э. л. с.

Для снижения веса и стоимости двигателей, а также для более рационального использования металлов с целью их экономии, в 1934 г. введен стандарт на постройку двигателей Дизеля (ОСТ 7106), устанавливающий основные параметры вновь проектируемых двигателей, а также ограничивающий максимальный вес двигателя на 1 л. с.

Одной из актуальных проблем для водного транспорта является проблема повышения мощности существующих судовых дизельных установок. Стахановское движение на водном транспорте поставило во всей широте вопрос о повышении скорости движения судов, с целью увеличения грузооборота и для этого во многих случаях имеются еще не использованные возможности. Увеличение скорости движения судов связано как с организационными мероприятиями, так и с техническими, и в первую очередь должен быть поставлен вопрос об обеспечении проектных мощностей судовых установок.

Понятие о так называемой эксплуатационной мощности — пониженной по сравнению со спецификационными данными двигателя, является лишь отголоском старых воззрений. Раньше считалось, что двигатель внутреннего сгорания надежен в судовых условиях в том случае, когда он работает с пониженной мощностью, не превышающей 85—90% от полной. Опыт эксплуатации двигателей показал неосновательность этой теории и в то же время подтвердил, что бесперебойная работа судовых установок в первую очередь зависит от технически-правильного ее обслуживания и степени квалификации судового персонала.

Тщательное изучение условий технической эксплуатации установок и широкая рационализаторская работа в этой области позволят не только достигнуть проектных мощностей установок, но и превысить их.

ГЛАВА III

СПОСОБ ДЕЙСТВИЯ И СХЕМА УСТРОЙСТВА ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 5. Двигатели быстрого сгорания

К двигателям быстрого сгорания, типа Отто, относятся газовые, бензиновые и керосиновые двигатели. Схема устройства бензинового двигателя показана на рис. 3. Рабочий цилиндр 1 снаружи имеет кожух 2, отлитый из чугуна; этот кожух называется рубашкой. Для устранения перегрева стенок цилиндра, он охлаждается водой, которая циркулирует в зарубашечном пространстве между внутренней втулкой цилиндра и рубашкой. В зарубашечное пространство вода подается насосом, приводимым в движение самим двигателем. В верхней части цилиндра, по обе его стороны, имеются приливы, в которых расположены клапаны: 3 — впускной или всасывающий и 4 — выпускной или выхлопной. Клапаны открываются в нужный момент при помощи распределительного устройства, состоящего из двух распределительных валиков 5, приводимых во вращение от коленчатого вала 6 при помощи шестеренок. На распределительных валиках насажены кулачные шайбы 7, которые, вращаясь вместе с распределительными валиками, поднимают ролики. Ролик в свою очередь действует на шток клапана 8 и открывает клапан; закрывание клапана производится упругостью пружины, не показанной на схеме.

В цилиндре находится поршень 9, в котором закреплен поршневой палец, охватываемый верхней головкой шатуна 10, который нижним своим концом шарнирно соединен с коленчатым валом. При движении поршня вниз (рис. 3), через открытый впускной клапан 3, в цилиндр двигателя всасывается рабочая смесь, состоящая из горючего газа или паров бензина (керосина) и воздуха. Рабочая смесь готовится в особом приборе, называемом карбюратором (или смесителем). Первый нисходящий ход поршня, соответствующий периоду всасывания, будет составлять первый такт. Когда поршень проходит свое крайнее положение, всасывающий клапан закрывается и засосанная рабочая смесь, при дальнейшем движении поршня вверх, начинает сжиматься. За этот период оба клапана остаются закрытыми (рис 4).

Второй, восходящий ход поршня, соответствующий периоду сжатия, будет составлять второй такт.

Вследствие сжатия рабочей смеси поршнем, температура и давление ее повышаются. В момент наибольшего сжатия, когда поршень проходит свое крайнее

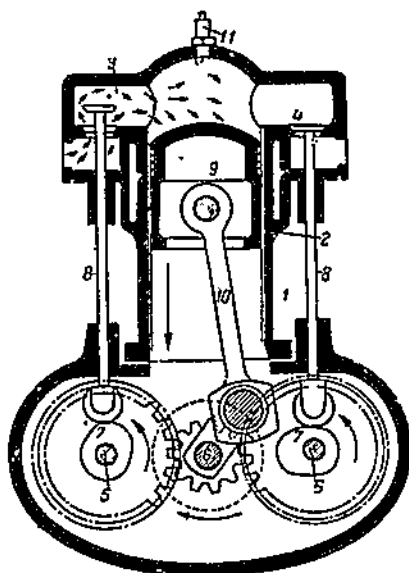


Рис. 3.

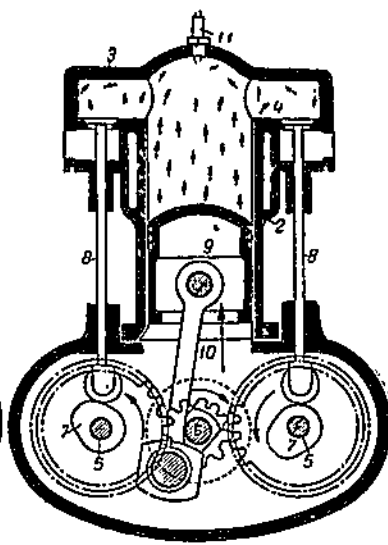


Рис. 4.

верхнее положение, рабочая смесь воспламеняется искрой электротока, проходящего через свечу зажигания 11 (рис. 5). Воспламенение рабочей смеси и сгорание ее происходит чрезвычайно быстро, почти при постоянном объеме цилиндра, в результате чего давление в цилиндре быстро повышается. Получающиеся при горении

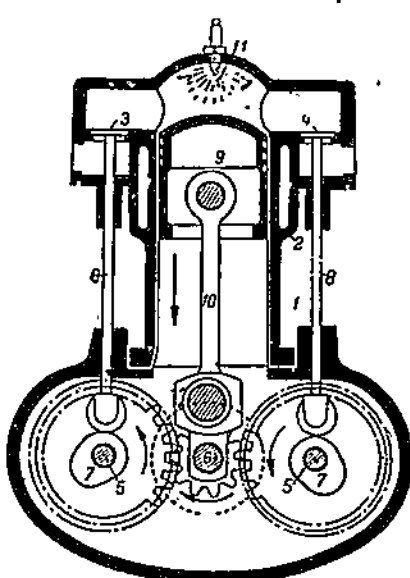


Рис. 5.

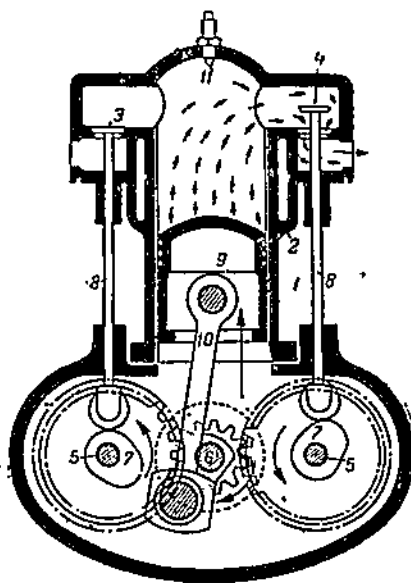


Рис. 6.

продукты сгорания дают на поршень, заставляя его опускаться вниз (рис. 5). По мере опускания поршня продукты сгорания расширяются, давление в цилиндре падает, и в конце хода поршня открывается выпускной клапан 4, через который и происходит выпуск продуктов сгорания (рис. 6). Третий ход поршня, соответ-

ствующий периоду расширения продуктов сгорания, будет составлять третий такт.

Выпускной клапан 4, за весь период движения поршня вверх, остается открытым и продукты сгорания выталкиваются поршнем из цилиндра в выпускную трубу. Четвертый ход поршня, соответствующий периоду выталкивания из цилиндра продуктов сгорания, будет составлять четвертый такт. Четвертым тактом заканчивается полный рабочий процесс, после чего цикл начинает повторяться в той же последовательности. Таким образом, полный рабочий процесс четырехтактного двигателя совершается за четыре хода поршня или за два оборота коленчатого вала.

Из всех четырех ходов поршня лишь один третий будет рабочим, так как только за этот период продукты сгорания, расширяясь, производят полезную работу.

Остальные три хода поршня совершаются за счет работы других цилиндров (в многоцилиндровых двигателях) или же за счет инерции вращающихся частей двигателя. Для более плавной работы двигатель снабжается маховиком, который аккумулирует энергию, получающуюся при быстром нарастании давления в цилиндре в момент воспламенения смеси (за период рабочего хода), и отдает эту энергию при последующих трех нерабочих ходах поршня, заставляя его передвигаться за периоды выталкивания, всасывания и сжатия.

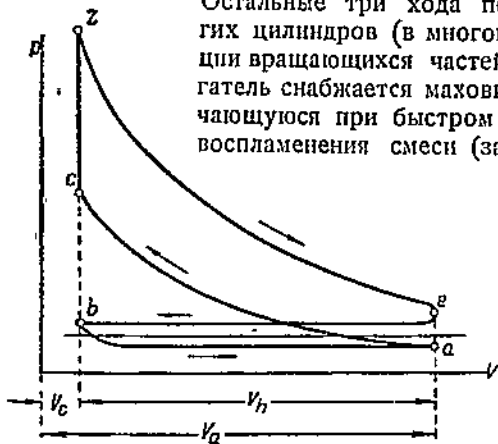


Рис. 7. Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя типа Отто.

атмосферного. По линии ac совершается сжатие засосанной смеси, давление в цилиндре повышается (второй такт). В конце хода сжатия происходит горение, давление быстро возрастает — линия ez , затем начинается расширение продуктов сгорания по линии ze — рабочий ход (третий такт). В точке e , при прохождении поршнем нижней мертвой точки, открывается выпускной клапан и происходит выпуск продуктов сгорания. Поршень идет вверх, продукты сгорания выталкиваются поршнем в выпускную трубу — линия eb (четвертый такт). В этот период давление в цилиндре незначительно превышает атмосферное давление. Графическое изображение замкнутого процесса, происходящего в цилиндре двигателя, называется индикаторной диаграммой. Такую диаграмму можно снять в период работы двигателя, при помощи самопишущего прибора — индикатора.

Объем V_h , показанный на диаграмме рис. 7, будет соответствовать объему, описываемому поршнем за один его ход. V_c — объем цилиндра при крайнем верхнем положении поршня; этот объем называется объемом камеры сжатия. Полный объем цилиндра, при положении поршня в нижней мертвой точке, будет составлять $V_a = V_h + V_c$, где V_a — объем цилиндра в момент начала сжатия (для четырехтактных двигателей этот объем будет равен полному объему цилиндра). Отношение объема цилиндра в момент начала сжатия к объему цилиндра в конце сжатия называется степенью сжатия $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$. Для всех четырехтактных двигателей, независимо от процесса сгорания, степень сжатия равна отношению объема цилиндра к объему камеры сжатия.

§ 6. Компрессорные двигатели Дизеля

Характерной особенностью рабочего процесса компрессорных двигателей Дизеля является процесс горения топлива, который практически протекает почти при постоянном давлении в цилиндре. Рабочий процесс четырехтактного двигателя Дизеля совершается в следующем порядке:

Первый такт. Поршень рабочего цилиндра идет вниз и через открытый впускной клапан 1 (рис. 8) в цилиндр засасывается чистый воздух. В конце нисходящего всасывающего хода поршня клапан закрывается.

Второй такт. При движении поршня вверх (рис. 9) клапаны рабочего цилиндра закрыты и воздух, поступивший в цилиндр за период всасывания, сжи-

мается до давления 30—34 ати, при этом температура его повышается примерно до 550—600°С. В дальнейшем будем сокращенно обозначать: ати — атмосфер избыточных (по манометру), ата — атмосфер абсолютных; в обоих случаях будем считать атмосферы технические, т. е. соответствующие размерности кг/см².

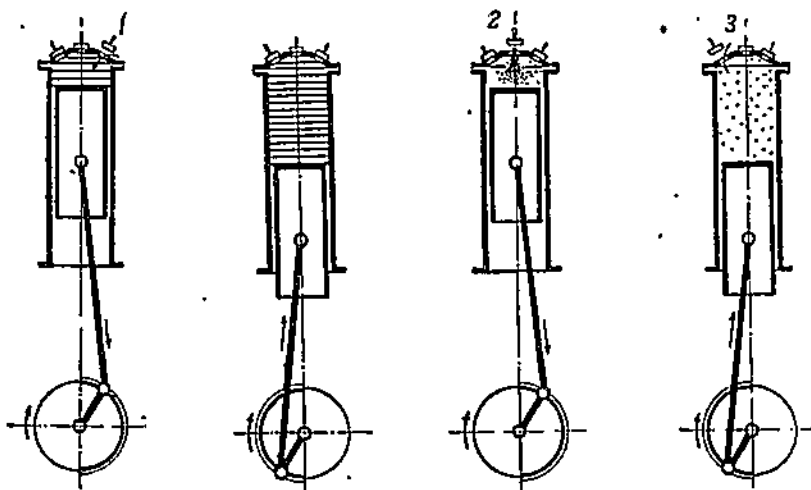


Рис. 8. 1-й такт. Рис. 9. 2-й такт. Рис. 10. 3-й такт. Рис. 11. 4-й такт.

Третий такт. При подходе поршня к верхней мертвой точке открывается на очень короткий промежуток времени клапан 2 (рис. 10), через который в цилиндр впрыскивается горючее. Распыливание горючего производится сжатым воздухом, вытекающим из топливного клапана 2 с большой скоростью. Сжатый воздух, при давлении 50—70 ати, подается в топливный клапан 2 (форсунку) от особого компрессора. Распыленное топливо, попадая в цилиндр, заполненный до этого сжатым воздухом с высокой температурой, тотчас же сгорает, и образующиеся при этом продукты сгорания, расширяясь, дают на поршень (рабочий ход). Инжекция нефти в цилиндр сжатым воздухом производится таким образом, что горение топлива происходит почти при постоянном давлении в цилиндре. При подходе поршня к нижней мертвой точке открывается выпускной клапан 3, через который и совершается выпуск продуктов сгорания.

Четвертый такт. При движении поршня вверх (рис. 11) продукты сгорания выталкиваются поршнем из цилиндра, через открытый выпускной клапан 3, после чего рабочий процесс начинает повторяться в той же последовательности.

Все четыре такта можно проследить по индикаторной диаграмме (рис. 12). Первый такт — линия ba — всасывание; второй такт — линия ac — сжатие; третий такт — линия cz и ze — горение при постоянном давлении и расширение продуктов сгорания; четвертый такт — линия eb — выталкивание продуктов сгорания.

Из рассмотрения рабочего процесса двигателя Дизеля вытекают следующие его отличия по сравнению с двигателями типа Отто: 1) в период сжатия в цилиндре двигателя находится воздух, а не рабочая смесь; 2) воспламенение горючего производится вследствие высокой температуры воздуха, сжатого в цилиндре; 3) процесс горения начинается при условиях самовоспламенения горючего и протекает почти при постоянном давлении в цилиндре; 4) топливом служит нефть или мо-

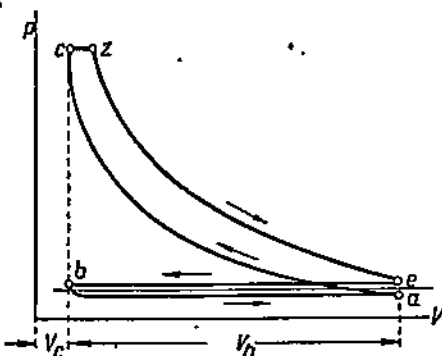


Рис. 12. Индикаторная диаграмма четырехтактного компрессорного двигателя Дизеля.

торное топливо; 5) подача горючего совершается при помощи форсунки и распыливания сжатым воздухом.

В двигателях быстрого сгорания, как уже было сказано, воспламенение происходит при помощи искусственного запала и высокого сжатия не требуется. Кроме того, при значительном повышении температуры в цилиндре может произойти самовоспламенение рабочей смеси (контрвспышка) и преждевременный взрыв ее, что вредно отражается на работе двигателя.

Для общего ознакомления с конструкцией двигателя Дизеля рассмотрим схему его устройства (рис. 13). Схема изображает четырехтактный компрессорный двигатель Дизеля, вертикального типа, показанный в разрезе. Цилиндр здесь отлит из чугуна заодно с рубашкой. Между рубашкой 5 и внутренней цилиндрической частью 2 (рабочей втулкой) образуется зарубашечное пространство для водяного охлаждения цилиндра.

Цилиндр опирается своим нижним фланцем на станину 1, которая в свою очередь установлена на фундаментной раме, закрепляемой на фундаменте. Цилиндр сверху закрывается пустотелой чугунной крышкой 10, в которой имеются отверстия для постановки следующих клапанов: 9 — впускной; 6 — выпускной; 8 — нефтяной (форсунка) и 7 — пусковой. Охлаждающая вода поступает в зарубашечное пространство, охлаждает цилиндр, затем она проходит в крышку и оттуда направляется для охлаждения выхлопной трубы, по которой продукты сгорания отводятся из цилиндра, проходя через глушитель 14. Для указанной цели выхлопная труба делается с двойными стенками, что не показано на схеме. Вода для охлаждения двигателя подается насосом. Внутри цилиндра находится чугунный поршень 4, соединенный с шатуном 3, откованным из стали. Нижний конец шатуна шарнирно соединен с мотылем коленчатого вала. Коленчатый вал лежит на подшипниках, укрепленных на раме (рамовые подшипники).

Для подачи сжатого воздуха в форсунку у двигателей имеется компрессор или поршневой воздушный насос 15, расположенный сбоку на общей с двигателем раме. Компрессор имеет на этой схеме три цилиндра различных диаметров, расположенные друг над другом и имеющие один трехступенчатый поршень 16. Все цилиндры компрессора выполнены с двойными стенками, образуя зарубашечное пространство, необходимое для охлаждения компрессора водой во время его работы. Компрессор такой системы называется трехступенчатым или тройного сжатия. Самый нижний цилиндр имеет наибольший диаметр и называется цилиндром низкого давления (ЦНД). Цилиндр, расположенный выше, меньшего диаметра, называется цилиндром среднего давления (ЦСД). Верхний, цилиндр, наименьшего диаметра, называется цилиндром высокого давления (ЦВД). Поршень компрессора 16 приводится в движение от шатуна двигателя при помощи балансира 13.

При движении поршня компрессора вниз, воздух засасывается в ЦНД из атмосферы через приемный патрубок и всасывающий клапан 17, действующий автоматически. Всасывание воздуха и открытие клапана производится за счет разрежения, создаваемого в цилиндре при движении поршня. При движении поршня вверх всасывающий клапан 17 закрывается и воздух, поступивший в ЦНД, сжимается, причем температура его повышается. Когда давление в цилиндре достигает 3—4 ати, открывается нагнетательный клапан 18 и сжатый воздух выталкивается поршнем из цилиндра в воздухоохладитель 19, где он и охлаждается до начальной температуры. Из холодильника ступени низкого давления воздух направляется по трубе к приемному клапану 20 ЦСД. При нисходящем ходе поршня сжатый воздух поступает в ЦСД, где подвергается вторичному сжатию от давления 3—4 ати до 15—16 ати, после чего, через нагнетательный клапан 21, поступает по трубе в воздухоохладитель 22 ступени среднего давления. После охлаждения воздуха он попадает через приемный клапан 23 в ЦВД, где и сжимается в третий раз до конечного давления в 60—70 ати. Из ЦВД через нагнетательный клапан 24 сжатый воздух, как показано стрелками, поступает в воздухоохладитель 25 ступени высокого давления. После прохождения последнего холодильника сжатый воздух отводится по трубе в форсуночный баллон 29, где и поддерживается постоянное требуемое давление. Из форсуночного баллона сжатый воздух может быть перепущен в пусковой баллон 28, служащий для запаса сжатого воздуха, необходимого при пуске двигателя в ход.

Форсуночный воздух по трубе 26 поступает в форсунку 8. Нефть подается в форсунку насосом 32 по трубе 31 в количестве, необходимом для одного рабочего процесса (за два оборота вала в форсунку подается одна порция нефти). В свою очередь к топливному насосу 32 нефть поступает из расходного бака 30. Воздухоохладители делаются трубчатого типа, при этом воздух проходит внутри трубок, а наружная их поверхность омывается охлаждающей водой, для чего у каждого корпуса холодильника имеются трубы поступающей и отходящей воды. Воздухоохладитель (25) ЦВД компрессора имеет змеевик, омываемый снаружи охлаждающей водой.

В рабочий цилиндр воздух засасывается из атмосферы через приемный патрубок 33, канал в

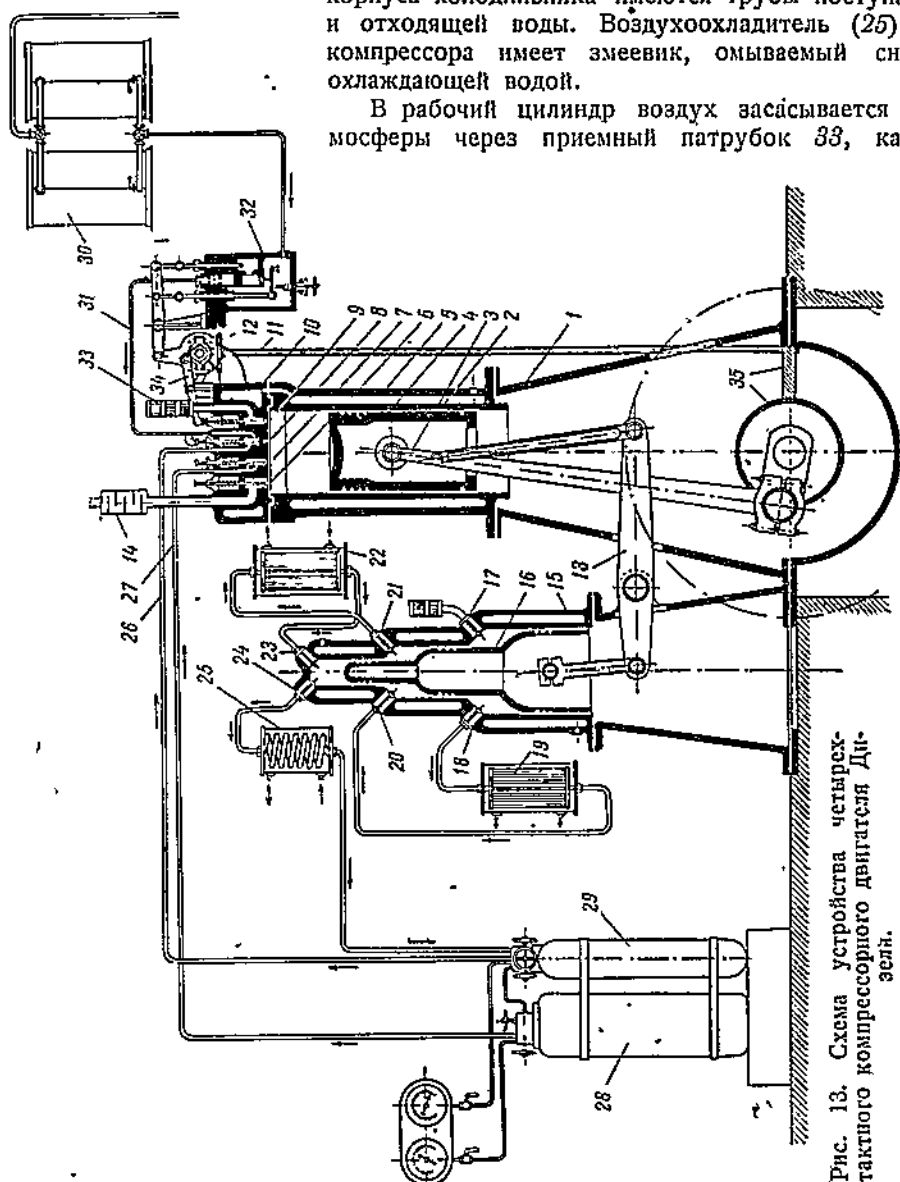


Рис. 13. Схема устройства четырехтактного компрессорного двигателя Дизель.

крышке и всасывающий клапан 9. Пусковой клапан 7 служит для впуска в цилиндр сжатого воздуха в момент разворачивания двигателя при пуске его в ход. К пусковому клапану сжатый воздух поступает по трубе 27 из пускового баллона 28. При пуске двигателя в ход включается в действие пусковой клапан, который открывается в момент прохождения поршнем верхней мертвой точки. Сжатый воздух, поступая в рабочий цилиндр, давит на поршень и заставляет его двигаться вниз, вращая коленчатый вал. Воздух совершает работу за один ход поршня (рабочий ход), после чего он выпускается из цилиндра через выпускной клапан. Таким образом, периодическая подача сжатого воздуха в каждый из рабочих цилиндров двигателя вызывает движение поршней и вращение вала, в результате чего первые

обороты двигателя получаются за счет работы сжатого воздуха, расширяющегося в цилиндре. После того как двигатель сделал несколько оборотов на воздухе,пуск-овой клапан выключается, а вводится в действие форсунка, которая начинает подавать в цилиндр нефть, и двигатель переходит на нормальную работу. Моменты открытия и закрытия клапанов точно согласованы с положениями поршня. Клапаны открываются при помощи двухплечих рычагов 34, приводимых в действие от кулач-ных шайб, насаженных на распределительном валу 12. Распределительный вал 12 укрепляется на кронштейнах на высоте крышек цилиндров и приводится во враще-ние от коленчатого вала при помощи вертикального передаточного вала 11 и шесте-ренок 35.

§ 7. Бескомпрессорные двигатели Дизеля

Бескомпрессорный четырехтактный двигатель по своей конструкции мало чем отличается от двигателя Дизеля с воздушным распыливанием топлива. Очень часто оба типа двигателей называют дизелями, разделяя их на компрессорные и бес-компрессорные дизели. Существенным отличием двигателей последнего типа является отсутствие воздушного компрессора и специальная конструкция форсунки и топлив-ного насоса. Кроме перечисленных различий в конструкции, имеется также суще-ственное отличие и в способе выполнения процесса горения, который в бескомпрес-сорных дизелях протекает по смешанному циклу.

Рабочий процесс четырехтактного бескомпрессорного дизеля совершается в обыч-ном порядке, но с той лишь разницей, что горение топлива в начале происходит при постоянном объеме и в конце при постоянном давлении (теоретически), что видно по индикаторной диаграмме рис. 14. Линии cz' — горение при постоян-ном объеме, $z'z$ — при постоянном давлении.

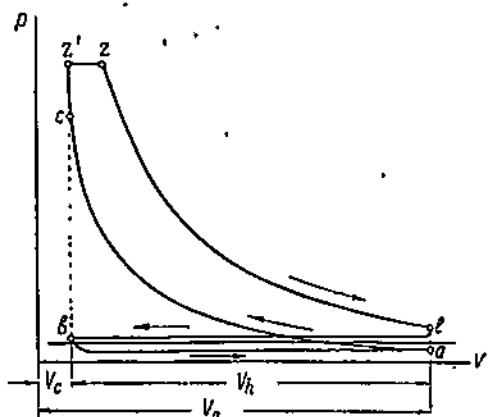


Рис. 14. Индикаторная диаграмма четырех-тактного бескомпрессорного двигателя Дизеля.

Воздух засасывается в цилиндр через всасывающий клапан (линия ba соответ-ствует первому такту). При следующем ходе поршня воздух сжимается до давле-ния 28—30 ати (линия ac — второй такт), при этом температура его повышается примерно до 500°C . При подходе поршня к верхней мертвой точке топливо (нефть) вводится в цилиндр через форсунку; гор-ючее подается из форсунки вследствие высокого давления (350—400 ати), созда-ваемого топливным насосом. Вытекающее топливо обладает большой скоростью (150—300 м/сек.), в результате чего оно

распыливается и воспламеняется от высокой температуры сжатого в цилиндре воз-духа. Такой способ распыливания за счет высокого давления и большой скорости истечения называется механическим, в отличие от способа распыливания сжатым воздухом (компрессорные дизели). Подача горючего в цилиндр совершается таким образом, что в начале горение протекает почти при постоянном объеме цилиндра, при этом давление повышается до 40—50 ати (первый период горения). Далее горение продолжается почти при постоянном давлении в цилиндре (второй период горения), затем горение заканчивается и происходит расширение продуктов сгора-ния, при этом давление быстро падает (линия ze). В конце хода поршня открыв-ается выпускной клапан и происходит выпуск продуктов сгорания (линия $z'e$ рабо-чий ход — третий такт). При движении поршня вверх, он выталкивает продукты сгорания через выпускной клапан в выхлопную трубу (линия eb — четвертый такт). Со следующим ходом поршня рабочий процесс начинает повторяться в той же последовательности.

Отношение объема цилиндра V_a к объему камеры сжатия V_c у бескомпрессорных дизелей также будет называться степенью сжатия $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$. Степень сжатия у дизелей изменяется

в пределах от 12 до 15 и от 4 до 7,5 — для бензиновых двигателей. Повышенная степень сжатия у дизелей необходима для получения высокой температуры в конце сжатия, которая обеспечивала бы надежность самовоспламенения топлива при подаче его в цилиндр.

ГЛАВА IV

СПОСОБ ДЕЙСТВИЯ И СХЕМА УСТРОЙСТВА ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 8. Двигатели Дизеля

Рабочий процесс двухтактных двигателей имеет основные элементы четырехтактного процесса, с той лишь разницей, что двухтактный цикл повторяется через каждый оборот вала. Следовательно, зарядка цилиндра воздухом, сжатие его, сгорание топлива, расширение продуктов сгорания и выпуск их совершаются за два хода поршня. По конструкции двухтактные двигатели значительно отличаются от четырехтактных двигателей, что объясняется особенностью двухтактного процесса. Выпуск продуктов сгорания и зарядка цилиндров воздухом в двухтактных двигателях совершается за очень короткий промежуток времени, соответствующий прохождению поршнем лишь некоторой части своего хода. Для возможности очистки цилиндра от продуктов сгорания, за малый промежуток времени, в стенках цилиндра устраиваются окна или щели, расположенные в нижней части цилиндра на некоторой части его окружности. Выпускные окна сообщаются с выхлопной трубой. Всасывание воздуха заменяется подачей в цилиндр воздуха под небольшим давлением. Впуск воздуха производится через окна в нижней же части цилиндра. В последнее время входят в употребление двухтактные двигатели, имеющие выхлопные клапаны в крышке цилиндра.

Продувочный воздух подается специальным воздушным насосом низкого давления (продувочный насос), приводящимся в движение тем же двигателем. При установке двухтактных судовых двигателей большой мощности иногда делается отдельная установка продувочного насоса, ротативного или центробежного типа с отдельным вспомогательным двигателем.

На рис. 15 показан разрез цилиндра двухтактного двигателя Дизеля. При движении поршня вниз, в конце рабочего хода, поршень своей кромкой открывает выпускные окна, вследствие чего продукты сгорания вытекают в выпускную трубу с большой скоростью и давление в цилиндре быстро падает. При дальнейшем движении поршня, когда давление в цилиндре сравняется с давлением продувочного воздуха, поршень начинает открывать впускные или продувочные окна. Продувочный воздух, поступая в цилиндр, вытесняет продукты сгорания в выпускную трубу. Продувочные окна расположены здесь по боковой поверхности цилиндра в нижней его части против выпускных, или выхлопных окон; при этом высота их делается меньше, чем высота выпускных окон.

Для лучшей продувки цилиндра и направления струй воздуха в верхнюю часть цилиндра продувочные каналы делаются наклонными. При движении поршня вверх, после прохождения нижней мертвой точки, сначала закрываются продувочные окна и часть воздуха вытесняется поршнем в выхлопную трубу, пока не закроются выпускные окна, после чего начинается процесс сжатия. Воздух, оставшийся в цилиндре

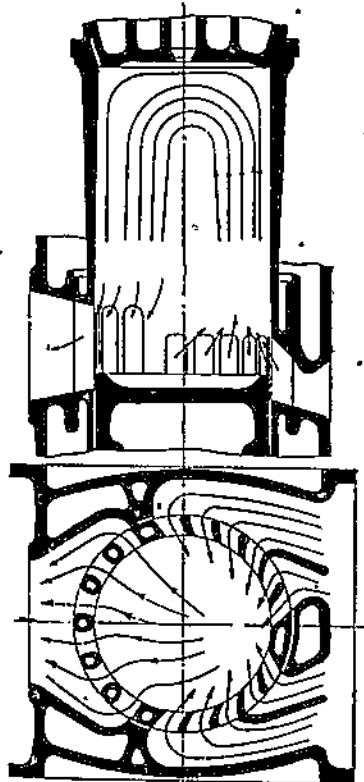


Рис. 15. Разрез цилиндра двухтактного двигателя Дизеля.

после продувки, сжимается до давления 32—38 ати, при этом температура его повышается до 550°С. При подходе поршня к верхней мертвой точке, в цилиндр вводится нефть при помощи форсунки и сжатого воздуха аналогично четырехтактным двигателям Дизеля (компрессорный тип). Горючее, распыленное вытекающим из форсунки сжатым воздухом, воспламеняется вследствие высокой температуры воздуха, сжатого в цилиндре, при этом горение происходит почти при постоянном давлении (на рис. 15 форсунка не показана, а дано только отверстие для нее).

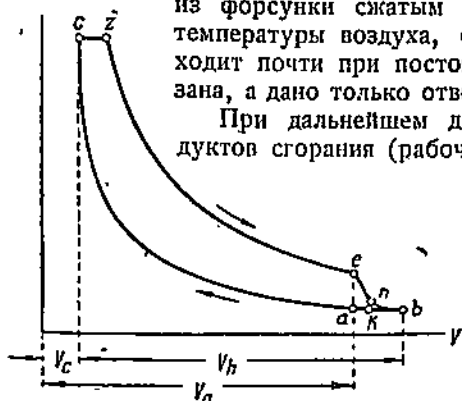


Рис. 16. Индикаторная диаграмма двухтактного компрессорного двигателя Дизеля.

По индикаторной диаграмме (рис. 16) можно проследить работу двухтактного двигателя Дизеля с горением топлива при постоянном давлении.

Первый такт. Поршень находится на нижней мертвой точке; продувочные и выпускные окна открыты полностью (это положение поршня показано на рис. 15), происходит продувка цилиндра. Воздух поступает в цилиндр под давлением 0,1—0,3 ати. Поршень начинает подниматься вверх (линия bk), продувка продолжается, пока кромка поршня не закроет продувочные окна (точка k). Затем поршень выталкивает воздух из цилиндра, пока своей кромкой он не закроет выпускные окна (точка a — начало сжатия), после чего начинается процесс сжатия (линия ac).

Второй такт. Когда поршень, поднимаясь, подходит к верхней мертвой точке, в цилиндр подается нефть, которая и сгорает почти при постоянном давлении (линия cz). Затем происходит расширение продуктов сгорания (линия ze) и выпуск их (точка e — конец расширения и начало выпуска) в момент открытия поршнем выпускных окон. В точке n открываются продувочные окна, происходит продувка цилиндра (линия nb), после чего рабочий процесс начинает повторяться в той же последовательности.

На рис. 17 показана индикаторная диаграмма двухтактного двигателя Дизеля, снятая при испытании на полную мощность.

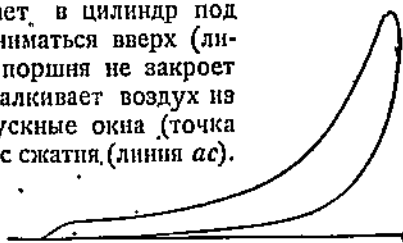


Рис. 17.

§ 9. Калоризаторные двигатели

Двигатели с калоризатором строятся почти исключительно двухтактного типа с картерной продувкой. Двигатели устаревшей конструкции работают с пониженным сжатием по циклу быстрого сгорания. Более современные двигатели имеют повышенное сжатие и горение топлива совершается в них по смешанному циклу. Топливом для двигателей этого типа служит нефть или моторное топливо. В отличие от двигателя Дизеля, двигатели с калоризатором имеют более низкое сжатие, не обеспечивающее создание высокой температуры в цилиндре, необходимой для самовоспламенения топлива. Следовательно, для обеспечения воспламенения горючего необходимо искусственное приспособление. Таким устройством служит чугунный, или стальной, калоризатор (калильная головка), обычно имеющий форму шара (рис. 18), отлитый заодно с крышкой цилиндра, или укрепленный на ней на шпильках. Внутренняя полость калоризатора соединяется с цилиндром каналами. Для

возможности пуска двигателя в ход калоризатор нагревается снаружи паяльной керосиновой лампой до вишнево-красного каления. Нефть, вытекающая из форсунки 1, ударяется о раскаленные стенки калоризатора и под влиянием его высокой температуры испаряется, а затем воспламеняется и быстро сгорает почти при постоянном объеме цилиндра. После того как двигатель развил нормальное число оборотов, паяльная лампа выключается, так как температура калоризатора поддерживается достаточно высокой за счет горения топлива в цилиндре. Для предохранения калоризатора от охлаждения, снаружи он прикрывается железным кожухом 13.

На рис. 18 показан в разрезе двухтактный двигатель с калоризатором и картерной продувкой. Картером называется нижняя часть двигателя, образованная станиной 9, отлитой в данном случае заодно с цилиндром, и фундаментной рамой 10. В этом пространстве происходит вращение мотыля.

В двухтактных двигателях с калоризатором или с запальным шаром воздух, необходимый для продувки и зарядки цилиндра, обычно подается из картера, служащего продувочным насосом двигателя. Картер каждого цилиндра двигателя герметически закрыт. При движении поршня 5 вверх, в картере создается разрежение, в результате, чего автоматически открываются впускные пластинчатые клапаны 12 и в картер засасывается воздух из атмосферы. При движении поршня вниз клапаны 12 закрываются и воздух, заполняющий объем картера, начинает сжиматься. После того как поршень своей кромкой откроет продувочные окна 6, воздух начинает поступать по каналу 2 из картера в цилиндр, вытесняя через выпускные окна 3 продукты сгорания в глушитель 4 и выхлопную трубу 8. Глушитель создает уменьшение скорости вытекания газа в атмосферу, что сильно уменьшает шум выхлопа.

В верхней части цилиндра (над поршнем) рабочий процесс протекает в той же последовательности, что и в двухтактных двигателях Дизеля.

Первый такт. При движении поршня 5 вверх происходит продувка цилиндра. После того как закрываются продувочные окна, продувка прекращается и поршень начинает вытеснять в выхлопную трубу воздух, поступивший в цилиндр за период продувки. Когда поршень перекроет своей кромкой выпускные окна, начинается процесс сжатия. Давление в цилиндре повышается до 10—15 атм, при этом температура сжатого воздуха в цилиндре достигает 320—350°С.

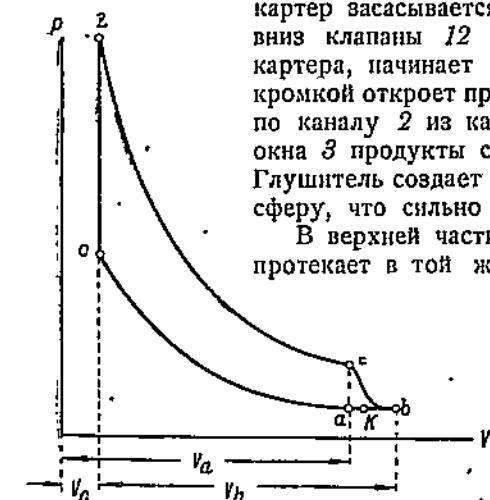


Рис. 19. Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя быстрого сгорания.

Второй такт. При подходе поршня к верхней мертвой точке в цилиндр подается нефть. Нефть, вытекающая из форсунки с большой скоростью, мелко распыливается (механическое распыливание), при этом форсунка устанавливается таким образом, чтобы нефть попадала в калоризатор. Подача нефти совершается вслед-

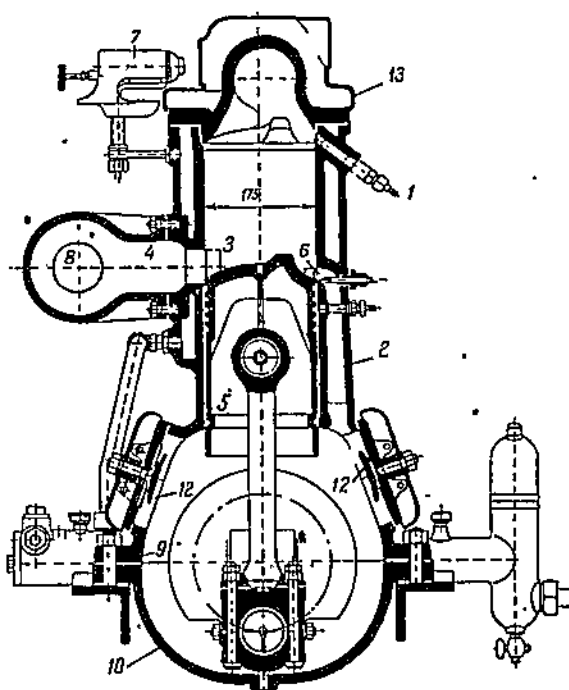


Рис. 18. Двухтактный калоризаторный двигатель с картерной продувкой.

ствие давления, создаваемого в форсунке нефтяным насосом. Мелко распыленное горючее смешивается с воздухом и под влиянием высокой температуры калоризатора воспламеняется. Горение происходит чрезвычайно быстро, почти при постоянном объеме, вследствие чего давление в цилиндре быстро возрастает до 20—30 ати. Получающиеся при горении продукты сгорания расширяются (рабочий ход). В конце рабочего хода поршень открывает выпускные окна, через которые продукты сгорания удаляются в выпускную трубу. Вследствие значительного сечения выпускных окон и большой скорости вытекания продуктов сгорания, давление в цилиндре быстро падает. При открытии поршнем продувочных окон начинается продувка цилиндра воздухом, после чего рабочий процесс повторяется в той же последовательности. Таким образом, рабочий процесс двухтактного двигателя будет совершаться за два хода поршня, или за каждый оборот вала.

На рис. 19 показана индикаторная диаграмма двухтактного двигателя пониженного сжатия. Линии *bh* — продувка, *ka* — вытеснение поршнем воздуха из цилиндра, *ac* — сжатие (первый такт), *cz* — горение при постоянном объеме, *ze* — расширение продуктов сгорания, *eb* — выпуск и продувка (второй такт).

Степенью сжатия двухтактных двигателей будет называться, так же как и для четырехтактных, отношение объема цилиндра V_a , в момент начала сжатия, к объему V_c цилиндра в конце сжатия (объем камеры сжатия) $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$.

§ 10. Двигатели двойного действия

Двигатели, рассмотренные в предыдущих параграфах, принадлежат к машинам простого действия, у которых горение топлива и расширение продуктов сгорания совершается в полости цилиндра над рабочим поршнем. Нижняя часть цилиндра открыта и рабочий ход поршня происходит лишь при нисходящем его движении. В двигателях двойного действия рабочие процессы совершаются как в верхней, так и в нижней полостях цилиндра, по обе стороны поршня. В этом случае цилиндр снизу закрывается съемной пустотелой крышкой, через которую проходит шток поршня. Для уплотнения штока нижняя крышка имеет сальник с металлической набивкой.

Двигатели двойного действия работают как по двухтактному, так и по четырехтактному принципу. Для выполнения четырехтактного цикла в нижней цилиндровой крышке помещаются, так же как и в верхней крышке, всасывающий, выпускной и топливный клапаны (обычно два топливных клапана) с соответствующими приводами.

Таким образом, в цилиндре четырехтактного двигателя двойного действия за два оборота вала совершаются полностью два рабочих цикла, из которых один протекает в верхней полости цилиндра над поршнем и другой — в нижней полости — под поршнем.

На рис. 20 схематично показан цилиндр двухтактного двигателя двойного действия с продувкой системы завода М. А. Н. Средние два ряда окон служат для впуска в цилиндр продувочного воздуха (продувочные окна), один ряд для продувки верхней полости цилиндра и другой — для нижней полости цилиндра. Крайние два ряда окон (верхний и нижний) производят выпуск продуктов сгорания из соответствующих полостей цилиндра. В верхней полости цилиндра имеется одна форсунка и в нижней — две форсунки. На левом рисунке показано положение поршня, при котором происходит процесс продувки в верхней полости цилиндра и процесс горения топлива (рабочий ход) в нижней полости.

На правом рисунке показано положение поршня при повороте мотыля на 180° (продувка в нижней полости и начало рабочего хода в верхней полости цилиндра).

Для уяснения процесса работы двигателя с продувкой М. А. Н. проследим по схеме рис. 20 последовательность выполнения двухтактного цикла. При крайнем нижнем положении поршня (левый рисунок) продувочные окна верхней полости цилиндра открыты полностью. Продувочный воздух, поступая в цилиндр через ряд окон, направляется доньшком поршня и стенкой рабочей втулки в верхнюю часть цилиндра и, описывая петлю, вытесняет продукты сгорания через ряд выпускных

окон — в выхлопную трубу. Продувка цилиндра будет происходить до тех пор, пока поршень своей верхней кромкой, при восходящем движении, не перекроет продувочные окна. В этот момент продувка прекращается и воздух, поступивший в цилиндр, частично вытесняется поршнем из цилиндра в выхлопной трубопровод, пока верхняя кромка поршня не перекроет выпускные окна, после чего начинается процесс сжатия. В это время в нижней полости цилиндра происходит процесс горения и расширения продуктов сгорания (рабочий ход). В конце хода сжатия в верхнюю полость цилиндра подается топливо, которое распыливается при помощи форсунки и сжатого воздуха (компрессорные дизели) или же при помощи высокого давления топлива при механическом распыливании (бескомпрессорные дизели). Распыленное топливо, попадая в цилиндр, самовоспламеняется вследствие высокой температуры воздуха, сжатого в цилиндре. Продукты сгорания, получающиеся в цилиндре, расширяются и, в конце хода расширения, поршень своей верхней кромкой открывает выпускные окна, в результате чего происходит выпуск продуктов сгорания. Давление при выпуске быстро падает и при дальнейшем движении поршня вниз

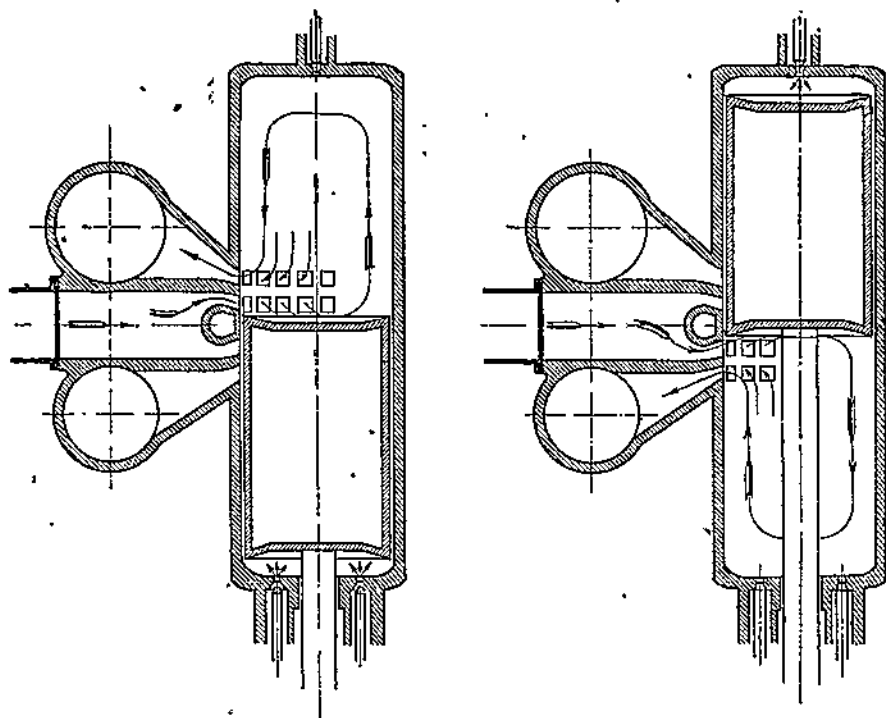


Рис. 20. Схема работы двухтактного двигателя двойного действия.

он своей кромкой открывает продувочные окна, начинается продувка цилиндра воздухом, после чего цикл начинает повторяться. В нижней полости цилиндра в это время происходит процесс сжатия. Таким образом, за каждый оборот вала в цилиндре двухтактного двигателя Дизеля двойного действия совершается два полных рабочих цикла.

На рис. 21 показан поперечный разрез двухтактного двигателя М. А. Н. двойного действия.

Согласно общесоюзному стандарту (ОСТ 7106) каждому типу бескомпрессорных дизелей присваивается марка, определяющая конструктивные признаки данного типа. Марки составляются из следующих условных обозначений: Ч — двигатель четырехтактный, Д — двухтактный, ДД — двухтактный двойного действия, Р — реверсивный, К — крейцкопфный, Н — с наддувом, D — диаметр цилиндра и S — ход поршня в сантиметрах. Первая цифра указывает число цилиндров двигателя. Отсутствие в марке буквы Р означает неревверсивный двигатель. Например: $6\text{-}ЧР\frac{40}{50}$ означает: шестицилиндровый, четырехтактный, реверсивный, тронковый двигатель с диаметром цилиндра $D=40$ см, ходом поршня $S=50$ см.

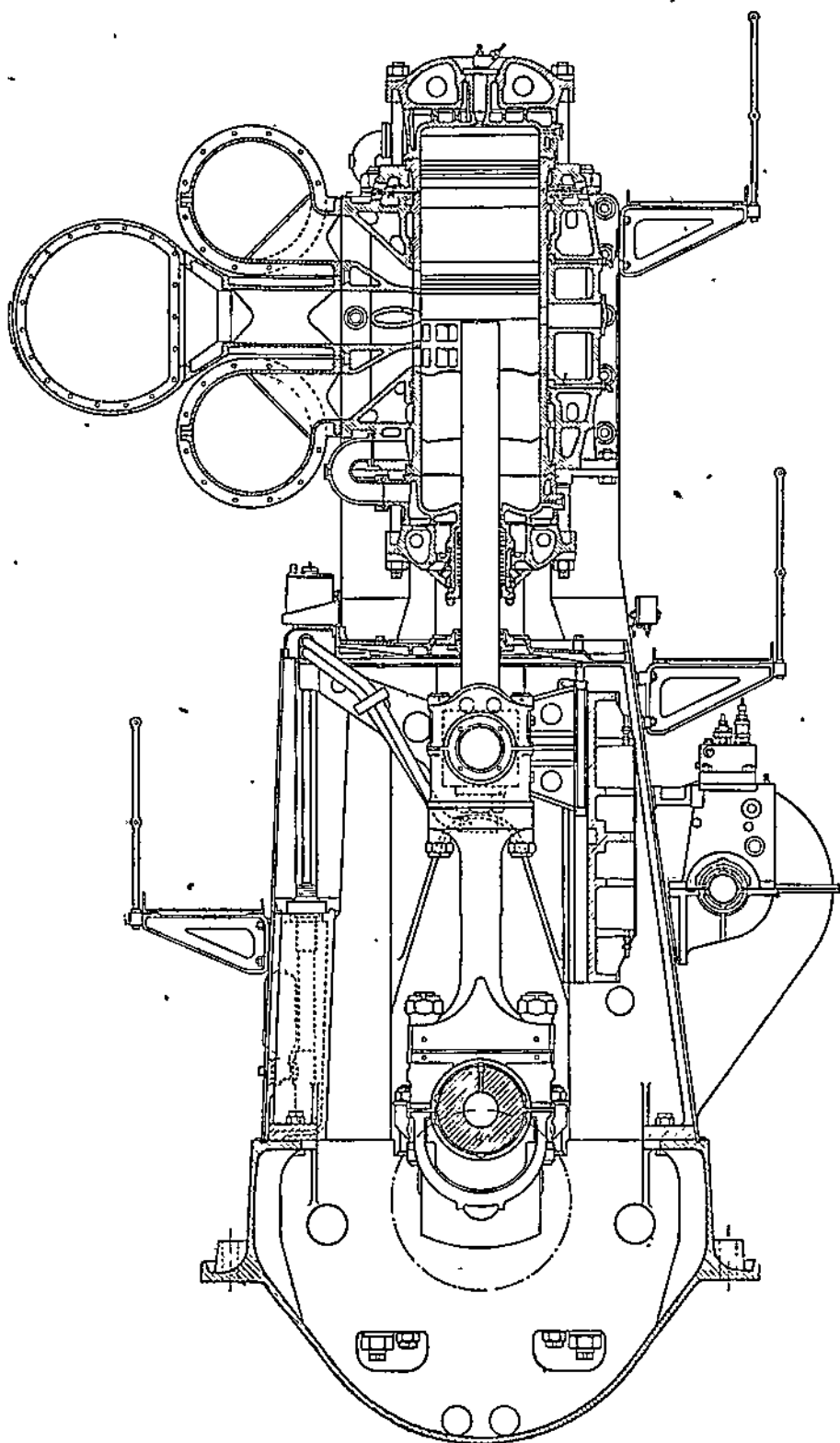


Рис. 21. Двухтактный двигатель М.А.Н. двойного действия.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 11. Основные условия при рассмотрении циклов

При рассмотрении теоретических циклов предполагается, что процесс преобразования тепловой энергии в механическую совершается в идеальной машине. Это предположение создает совершенно одинаковые идеальные условия протекания процессов и устраняет влияние на них конструкции двигателя. Только при этих условиях могут быть получены сравнимые результаты, тем более, что при рассмотрении различных циклов важны не абсолютные, а лишь относительные значения величин. Идеальные условия протекания циклов позволяют упростить исследования, а также в значительной мере способствуют лучшему уяснению влияния различных факторов на использование тепла в различных циклах. Теоретические циклы двигателей суть те идеальные процессы, к которым в большей или меньшей степени приближаются рабочие процессы реальных машин, работающих в практических условиях. Выводы, полученные при рассмотрении теоретических циклов, подтверждаются экспериментальными данными.

При рассмотрении циклов принимаются следующие допущения: при совершении теоретического цикла в цилиндре находится идеальный газ; теплоемкость газа принимается не зависящей от температуры; процессы совершаются в цилиндре с нетеплопроводными стенками, т. е. без учета теплообмена; горение топлива и выпуск продуктов сгорания заменяется сообщением тепла извне и с соответствующей его отдачей холодному источнику; отдача тепла холодному источнику происходит при постоянном объеме газа; линии выталкивания и всасывания в четырехтактных процессах, при теоретическом цикле, совпадают с атмосферной линией и в расчет не вводятся.

Прежде чем приступить к рассмотрению теоретических циклов, введем некоторые обозначения и определения: T_a, P_a, V_a — абс. температура, давление и объем газа в цилиндре в начале сжатия; T_c, P_c, V_c — те же параметры в конце сжатия; T_z, P_z, V_z — то же в конце горения; T_e, P_e, V_e — то же в конце расширения. Значки у T, P и V указывают, что данные величины относятся к точкам a, c, z и т. д., показанным на диаграммах. V_h — объем, описываемый поршнем за один ход, в м^3 , p — давление в кг/см^2 , 1 атм. — 735,5 мм ртутного столба, 1 атм. — 10 000 кг/м^2 . P — давление в кг/м^2 . Степень сжатия $\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$, равная отношению объема цилиндра в начале сжатия к объему цилиндра в конце сжатия. V_e — объем камеры сжатия. Степень предварительного расширения при горении $\delta = \frac{V_z}{V_c}$, равная отношению объема цилиндра в конце горения к объему цилиндра в конце сжатия. Эта величина показывает, во сколько раз увеличивается объем газа при горении. Степень увеличения давления при горении $\sigma = \frac{P_z}{P_c} = \frac{P_z}{P_c}$, равная отношению давления газа в конце горения к давлению в конце сжатия. Эта величина показывает, во сколько раз увеличивается давление газа при горении. Температура в градусах Цельсия t° . Абсолютная температура в градусах Кельвина $T = t + 273$.

§12. Термические к. п. д. различных циклов и их сравнение

Рассмотрим теоретический цикл смешанного сгорания. В начале сжатия (точка a , рис. 22) в цилиндре имеется G весовых единиц газа, заполняющих объем V_a (объем цилиндра) при давлении P_a и температуре T_a . Линия сжатия ac представляет собой адиабату, уравнение которой: $PV^k = \text{const}$, где k есть показатель адиабаты, равный отношению теплоемкости при постоянном давлении к теплоемкости газа при постоянном объеме, т. е. $k = \frac{c_p}{c_v}$. По линии cz' , представляющей собой изохору, без изменения объема газа сообщается извне некоторое количество тепла Q_1 , вследствие чего изменяются температура и давление газа. По линии изобарического процесса $z'z$ газу сообщается дополнительно Q_2 кал. тепла при постоянном давлении $P_{z'} = P_z$, в результате чего объем его увеличивается от $V_{z'} = V_c$ до объема V_z . По адиабате ze

происходит расширение газа от объема V_z до объема $V_e = V_a$. Для того чтобы состояние газа соответствовало начальному его состоянию, характеризуемому параметрами P_a, V_a, T_a , необходимо отнять от газа некоторое количество тепла Q_3 кал. Площадь диаграммы $acz'ze$ представляет собой работу G весовых единиц газа за один цикл.

Если положить $Q_1 + Q_2 = \text{const}$ и изменять значение одной из величин при постоянной их сумме, то смешанный цикл будет приближаться к циклу быстрого сгорания при увеличении значения Q_1 и к циклу постепенного сгорания при увеличении величины Q_2 . Предположим, что количество тепла Q_1 , сообщаемое при постоянном объеме, будет увеличиваться за счет уменьшения Q_2 . В этом случае давление $P_{z'}$ и температура $T_{z'}$ (точка z') будут повышаться, между тем как участки диаграммы $z'z$, соответствующий приращению объема газа от сообщаемого Q_2 кал. тепла, делается короче. Таким образом, величина степени увеличения давления, равная $\sigma = \frac{P_{z'}}{P_c}$, будет увеличиваться за счет уменьшения степени предварительного расширения $\delta = \frac{V_z}{V_{z'}} = \frac{V_z}{V_c}$. В пределе, когда Q_2 делается равным нулю, все тепло будет сообщаться газу при постоянном объеме $V_z = V_c$, δ делается равной единице,

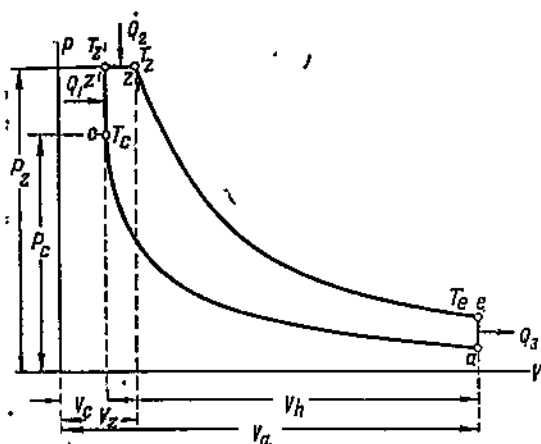


Рис. 22. Теоретическая диаграмма цикла смешанного сгорания.

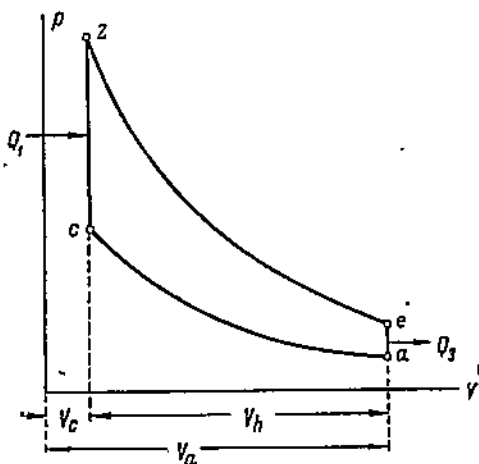


Рис. 23. Теоретическая диаграмма цикла быстрого сгорания.

а σ получит максимальное значение, равное $\frac{P_z}{P_c}$. Смешанный цикл при значении $Q_2 = 0$ и $\delta = 1$ превращается в цикл быстрого сгорания (рис. 23).

Если увеличивать количество тепла Q_2 , сообщаемого при постоянном давлении, за счет уменьшения величины Q_1 , то, очевидно, в этом случае значение σ будет уменьшаться. В пределе, когда Q_1 делается равным нулю, все тепло будет сообщаться газу при постоянном давлении, σ делается равной единице, а величина δ получит наибольшее значение $\frac{V_z}{V_c}$. В том случае смешанный цикл превращается в цикл постепенного сгорания (рис. 24).

Термическим коэффициентом полезного действия (к. п. д.) цикла называется отношение количества тепла, превращенного в работу, к затраченному теплу — в идеальной машине, т. е. работающей без потерь.

Для смешанного цикла это может быть выражено:

$$\eta_t = \frac{Q_1 + Q_2 - Q_3}{Q_1 + Q_2} = 1 - \frac{Q_3}{Q_1 + Q_2} \dots \dots \dots (1)$$

Для первого периода сообщения тепла работа газа равна нулю, так как процесс происходит при постоянном объеме $V_c = V_z$ и все сообщенное тепло идет на увеличение его внутренней энергии, т. е. повышение температуры газа

$$Q_1 = G c_v (T_{z'} - T_c) \dots \dots \dots (2)$$

где $T_{z'}$ — абсолютная температура газа после сообщения Q_1 кал. тепла;
 T_c — температура газа в конце сжатия;
 c_p — теплоемкость газа при постоянном объеме.

Второй период сообщения тепла происходит при постоянном давлении P_z

$$Q_2 = Gc_p(T_z - T_{z'}) \dots \dots \dots (3)$$

где T_z — температура газа в конце второго периода сообщения тепла Q_2 ;
 c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении.

Для отведенного количества Q_3 кал. тепла будем иметь при $V_e = V_a$

$$Q_3 = Gc_v(T_e - T_a) \dots \dots \dots (4)$$

где T_e — абсолютная температура в конце расширения;
 T_a — абсолютная температура газа в начале сжатия.

Подставляя значения Q_1 , Q_2 , Q_3 в выражение (1), получим по сокращении на G и дальнейшем делении числителя и знаменателя на c_p

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_e - T_a)}{c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'})} = 1 - \frac{T_e - T_a}{T_{z'} - T_c + k(T_z - T_{z'})} \dots \dots (5)$$

Выразим все температуры, входящие в полученное выражение, через температуру T_a . Для адиабаты сжатия ac , по уравнению состояния газа для начала и конца процесса, найдем соотношение

$$\frac{P_a V_a}{P_c V_c} = \frac{GRT_a}{GRT_c}; \quad \frac{P_c}{P_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^k = \frac{T_c}{T_a}$$

Из уравнения адиабаты сжатия получим

$$P_a V_a^k = P_c V_c^k; \quad \frac{P_c}{P_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^k = \frac{T_c}{T_a}$$

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{k-1} \dots \dots (6)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{k-1} \dots \dots (7)$$

где ε — степень сжатия, равная отношению объема цилиндра в начале сжатия к объему цилиндра в конце сжатия;

V_c — объем камеры сжатия.

Для идеального газа и процесса при постоянном объеме будем иметь

$$\frac{P_{z'}}{P_c} = \frac{T_{z'}}{T_c} = \sigma; \quad T_{z'} = T_c \sigma = \sigma \varepsilon^{k-1} T_a$$

Для процесса при постоянном давлении (линия $z'z$) $P_{z'} = P_z$

$$\frac{T_z}{T_{z'}} = \frac{V_z}{V_{z'}} = \frac{V_z}{V_c} = \delta; \quad T_z = T_{z'} \delta = \sigma \varepsilon^{k-1} \delta T_a$$

Для адиабаты расширения ze аналогично выражению (6) при $V_e = V_a$

$$\frac{T_e}{T_z} = \left(\frac{V_z}{V_e}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_z}{V_c}\right)^{k-1} = \left(\frac{\delta}{\varepsilon}\right)^{k-1}$$

$$T_e = T_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon}\right)^{k-1} = \sigma \varepsilon^{k-1} \delta \left(\frac{\delta}{\varepsilon}\right)^{k-1} T_a = \delta^k \sigma T_a$$

Подставляя полученные значения температур в выражение (5) и сокращая на T_a , будем иметь

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\delta^k \sigma - 1}{\sigma - 1 + k\sigma(\delta - 1)} \dots \dots \dots (8)$$

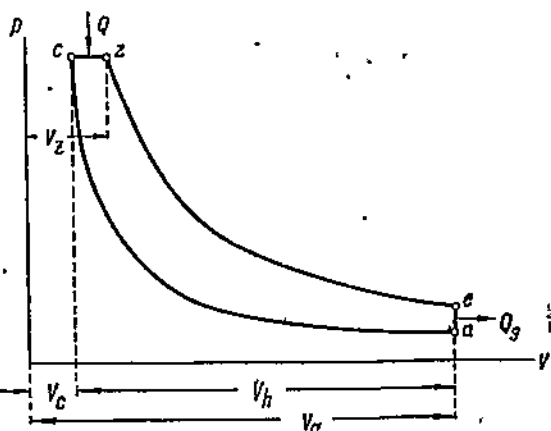


Рис. 24. Теоретическая диаграмма цикла постепенного сгорания.

Термический к. п. д. идеального цикла смешанного сгорания зависит от степени сжатия ϵ , степени предварительного расширения δ , показателя адиабаты k и от степени увеличения давления σ . При значении $\sigma=1$ из выражения (8) получим значение η_t' для цикла постепенного сгорания:

$$\eta_t' = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\delta^k - 1}{k(\delta - 1)} \dots \dots \dots (9)$$

Подставляя значение $\delta=1$ в формулу (8), получим термический к. п. д. цикла быстрого сгорания:

$$\eta_t'' = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \dots \dots \dots (10)$$

При одинаковых ϵ и k , наимыгоднейшим циклом является цикл быстрого сгорания, следующим за ним смешанный цикл и на последнем месте стоит цикл постепенного сгорания, что видно из следующих неравенств:

$$1 < \frac{\delta^k \sigma - 1}{\sigma - 1 + k\sigma(\delta - 1)} < \frac{\delta^k - 1}{k(\delta - 1)}$$

$$\eta_t'' > \eta_t > \eta_t'$$

Для сравнения всех трех циклов найдем зависимости между величинами, характеризующими термические к. п. д. рассматриваемых циклов. При одном и том же количестве подведенного тепла и постоянной теплоемкости рабочего вещества будем иметь: для цикла смешанного сгорания

$$Q = Q_1 + Q_2 = c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'}) = \text{const}$$

$$\frac{Q}{c_v T_c} = \left(\frac{T_{z'}}{T_c} - 1\right) + k \left(\frac{T_z}{T_{z'}} - 1\right) \frac{T_{z'}}{T_c} = (\sigma_c - 1) + k(\delta_c - 1)\sigma_c$$

Для цикла постепенного сгорания

$$Q = c_p(T_z - T_c); \quad \frac{Q}{c_v T_c} = k \left(\frac{T_z}{T_c} - 1\right) = k(\delta_D - 1)$$

Для цикла быстрого сгорания

$$Q = c_v(T_z - T_c); \quad \frac{Q}{c_v T_c} = \left(\frac{T_z}{T_c} - 1\right) = \sigma_0 - 1$$

Примем для цикла постепенного сгорания среднее значение $\delta_D = 2,2$ и определим величину

$$\frac{Q}{c_v T_c} = k(\delta_D - 1) = 1,4(2,2 - 1) = 1,68$$

При одинаковой степени сжатия ϵ и абсолютной температуре T_a в начале сжатия, во всех трех циклах, абсолютные температуры T_c в конце сжатия для каждого из циклов будут равны. На основании указанного можно написать

$$\frac{Q}{c_v T_c} = 1,68 = \sigma_0 - 1; \quad \sigma_0 = 1,68 + 1 = 2,68$$

При одном и том же количестве подведенного тепла, для рассматриваемого примера, в цикле быстрого сгорания давление при горении увеличивается в $\sigma_0 = 2,68$ раза, между тем как в цикле постепенного сгорания происходит увеличение начального объема V_c в $\delta = 2,2$ раза. Для установления зависимости между величинами δ_c и σ_c цикла смешанного сгорания воспользуемся выражением:

$$\frac{Q}{c_v T_c} = 1,68 = \sigma_c - 1 + k(\delta_c - 1)\sigma_c$$

Изменяя значение σ_c в пределах от 1,3 до 1,6, можно найти соответствующие значения δ_c . Примем $\sigma_c = 1,5$ и определим степень предварительного расширения для условий, принятых при исследовании циклов

$$1,68 = 1,5 - 1 + 1,4(\delta_c - 1)1,5; \quad \delta_c = 1,56$$

Пользуясь полученными данными, определим значения термических к. п. д. циклов, при степени сжатия $\epsilon = 13$.

Цикл быстрого сгорания:

$$\eta_t'' = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{13^{1,4-1}} = 1 - 0,359 = 0,641$$

Цикл смешанного сгорания:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\delta_c^k \sigma_c - 1}{\sigma_c - 1 + k\sigma_c(\delta_c - 1)} = 1 - \frac{1}{13^{1,4-1}} \cdot \frac{1,56^{1,4} \cdot 1,5 - 1}{1,5 - 1 + 1,4 \cdot 1,5(1,56 - 1)}$$

$$\eta_t = 1 - 0,359 \cdot 1,07 = 0,616$$

Цикл постепенного сгорания:

$$\eta_i' = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\delta^k - 1}{k(\delta - 1)} = 1 - \frac{1}{13^{1,4-1}} \cdot \frac{2,2^{1,4} - 1}{1,4(2,2 - 1)} = 1 - 0,359 \cdot 1,20 = 0,570$$

Из рассмотрения значений термических к. п. д. циклов следует, что повышение степени сжатия и увеличение показателя адиабаты способствует лучшему использованию тепла. При увеличении степени предварительного расширения δ значение η_i циклов постепенного сгорания и смешанного сгорания уменьшается. С увеличением степени повышения давления σ смешанный цикл приближается к циклу быстрого сгорания, отчего термический к. п. д. цикла увеличивается.

На рис. 25 показана зависимость между η_i'' и ϵ, k для цикла быстрого сгорания. По характеру кривых видно, что термический к. п. д. значительно увеличивается при повышении ϵ в пределах до $\epsilon = 10$. Дальнейшее увеличение ϵ почти не оказывает влияния на величину η_i'' . На рис. 26 показана зависимость термического к. п. д. цикла постепенного сгорания от величины δ . При увеличении подачи горючего в цилиндр компрессорного двигателя Дизеля значение δ увеличивается, отчего термический к. п. д. делается меньше, что видно по характеру кривой изменения η_i' .

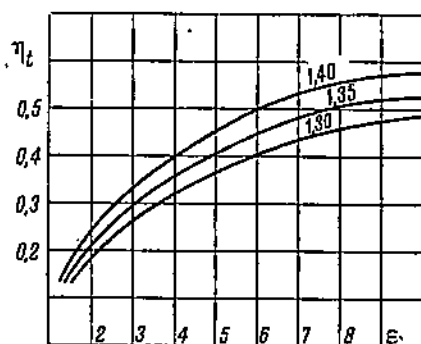


Рис. 25. Изменения термического к.п.д. цикла быстрого сгорания в зависимости от степени сжатия и показателя адиабаты.

Предположим, что при нормальной работе двигателя Дизеля, компрессорного типа, степень предварительного расширения $\delta = 2,2$ и конечное давление сжатия $p_c = 32$ ата. Определим наибольшее давление в цилиндре двигателя, если нормальное количество топлива, вводимое в цилиндр за один рабочий

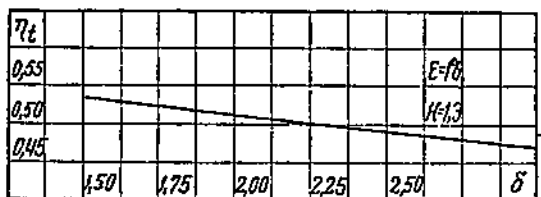


Рис. 26. Изменения термического к.п.д. цикла постепенного сгорания в зависимости от степени предварительного расширения.

цикл, будет сгорать не при постоянном давлении, а при постоянном объеме. Из предыдущего найдем соотношение между степенью предварительного расширения цикла постепенного сгорания и степенью увеличения давления для цикла быстрого сгорания.

$$\frac{Q}{c_p T_c} = 1,68 = \sigma_0 - 1 = k(\delta_D - 1) = 1,4(2,2 - 1); \quad \sigma_0 = 2,68$$

$$\sigma_0 = \frac{p_x}{p_c}; \quad p_x = \sigma_0 p_c = 2,68 \cdot 32 = 85,8 \text{ ата}$$

При неисправном действии форсунки (пропуск горючего при неплотности и заедании иглы) топливо может проникнуть в цилиндр в период всасывания или сжатия. При высокой температуре воздуха в цилиндре горючее воспламенится слишком рано и горение может произойти при постоянном объеме, в результате чего давление в цилиндре увеличится в σ раз, достигнув для рассматриваемого случая 85,8 ата. Возможность взрыва в цилиндре следует учитывать при расчете деталей двигателя на прочность.

Выводы, полученные выше при рассмотрении теоретических циклов, базировались на основном положении, что степени сжатия во всех трех циклах одинаковы. Увеличение степени сжатия для двигателей быстрого сгорания ограничено температурой самовоспламенения рабочей смеси, так как с увеличением ϵ повышается и конечная температура сжатия T_c , что видно из выражения (7). Для устранения возможности преждевременного воспламенения рабочей смеси в бензино-керосиновых двигателях приходится уменьшать степень сжатия, делая ее в среднем равной 3,5—5,5. В результате меньшей степени сжатия в двигателях быстрого сгорания, работа их практически менее экономична по сравнению с дизелями. Таким образом практически наиболее экономичными двигателями, с наивысшим термическим к. п. д. являются бескомпрессорные дизели, работающие по смешанному циклу, на втором

месте стоят компрессорные дизели и на последнем месте бензино-керосиновые двигатели.

В § 3 было указано, что Р. Дизель в разработанной им теории наивыгоднейшего рабочего цикла выставил требования изотермического сгорания топлива в рабочем цилиндре. Р. Дизель имел в виду, что в классической термодинамике наивыгоднейшим циклом считается цикл Карно, выполняемый между двумя заданными предельными температурами. В осуществленном двигателе Дизеля, однако, процесс подвода тепла оказался далеко отступающим от изотермического, ближе подходящим к циклу смешанного сгорания (при небольшом значении ϵ). На указанное обратил внимание известный теплотехник проф. Е. Мейер, который дал необычайно простую и остроумную теорию наивыгоднейшего цикла двигателей внутреннего сгорания. Проф. Е. Мейер исходил из положения, что в построенном двигателе не температура горения лимитирует процесс, а наивысшее давление цикла, на которое рассчитана прочность деталей двигателя. Разбивая бесконечным множеством бесконечно близко расположенных адиабат произвольный цикл на элементарные циклы Карно (по методу Клаузиуса), он легко доказывает, что в случае если цикл лимитируется давлениями — каждый элемент тепла должен быть подведен к работающему телу при наивысшем давлении процесса и отведен при низшем давлении процесса.

Таким образом из всех рабочих циклов, имеющих одинаковое наибольшее давление (но не одинаковую степень сжатия), наивыгоднейшим циклом термодинамически оказывается цикл постепенного сгорания, т. е. цикл с подводом всего тепла по изобаре. Практически в современных бескомпрессорных дизелях давление вспышки достигает 50 атм при степенях сжатия 12—15, при этом давление в конце сжатия в цилиндре бывает порядка 30—35 атм. Следовательно, в цилиндре выполняется цикл смешанного сгорания с повышением давления вспышки до 50 атм. Теоретически было бы выгоднее подводить все тепло при 50 атм, однако практически необходимо учитывать тот факт, что при очень малом размере камеры горения, объем ее становится недостаточным для хорошего распыливания и топлива легко попадает на охлаждаемые стенки, где и горит с некоторым запаздыванием — последнее понижает экономику рабочего процесса. Таким образом в данном случае некоторое снижение степени сжатия понижает к. п. д. термодинамического процесса, но в то же время улучшает процесс горения топлива.

Для получения соотношений между термическими к. п. д. рассматриваемых циклов, при наибольшем равном давлении $p_z = 50$ ата, найдем необходимые данные, пользуясь выше приведенным методом. По предыдущему принимаем, что количество сообщенного тепла Q во всех трех циклах одинаково. Для цикла смешанного сгорания:

$$\frac{Q}{c_v} = [\epsilon_c - 1 + k\epsilon_c(\delta_c - 1)] T_c = \text{const}$$

Принимая средние значения $\epsilon_c = 1,5$ и $\delta_c = 1,56$, определим давление p_c в конце сжатия и степень сжатия ϵ_c

$$p_c = \frac{p_z}{\epsilon_c} = \frac{50}{1,5} = 33,3 \text{ ата}; \quad \epsilon_c = \left(\frac{p_c}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{33,3}{1}\right)^{\frac{1}{1,4}} = 12,2$$

Принимая абсолютную температуру в начале сжатия $T_a = 300^\circ$, определим значение T_c

$$T_c = T_a \epsilon_c^{k-1} = 300 \cdot 12,2^{1,4-1} = 816^\circ$$

Пользуясь найденными и принятыми величинами, определим значение постоянной для всех циклов

$$\frac{Q}{c_v} = [1,5 - 1 + 1,4 \cdot 1,5(1,56 - 1)] 816 = 1365$$

Для цикла постепенного сгорания:

$$\frac{Q}{c_v} = k(\delta_D - 1) T_c = 1365$$

Из уравнения адиабаты сжатия определим степень сжатия ϵ_D и абсолютную температуру T_c в конце сжатия, при $p_a = 1$ ата, $T_a = 300^\circ$ и $p_c = p_z = 50$ ата

$$p_c = p_a \epsilon_D^k; \quad \epsilon_D = \left(\frac{p_c}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{50}{1}\right)^{\frac{1}{1,4}} = 16,3$$

$$T_c = T_a \epsilon_D^{k-1} = 300 \cdot 16,3^{1,4-1} = 916^\circ$$

На основании вычисленных значений определим степень предварительного расширения

$$\delta_D = \frac{1365}{k T_c} + 1 = 1 + \frac{1365}{1,4 \cdot 916} = 2,06$$

Для цикла быстрого сгорания:

$$\frac{Q}{c_p} = (\sigma_0 - 1) T_c = \left(\frac{p_z}{p_c} - 1 \right) T_c = 1365$$

$$T_c = T_{a^0}^{\frac{k}{k-1}}; \quad p_c = p_{a^0}^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\left(\frac{p_z}{p_{a^0}^{\frac{k}{k-1}}} - 1 \right) T_{a^0}^{\frac{k}{k-1}} = \frac{T_a}{p_a} \left(\frac{p_z - p_{a^0}^{\frac{k}{k-1}}}{\sigma_0} \right) = 1365$$

Полученному уравнению удовлетворяет $\sigma_0 = 7,3$. Определим давление и температуру в конце сжатия

$$p_c = 1 \cdot 7,3^{1,4} = 16,2 \text{ ата}; \quad \sigma_0 = \frac{p_z}{p_c} = \frac{50}{16,2} \approx 3,1$$

$$T_c = 300 \cdot 7,3^{1,4-1} = 666^\circ$$

Полученные значения величин позволяют определить термические к. п. д. циклов при одинаковом наибольшем давлении $p_z = 50$ ата и раннем количестве подведенного тепла. Значения η_i для всех трех рассматриваемых циклов приведены в табл. 3.

Таблица 3

	ϵ	σ	δ	η_i
Цикл быстрого сгорания	7,3	3,1	1,00	0,549
Смешанный цикл	12,2	1,5	1,56	0,607
Цикл постепенного сгорания .	16,3	1,0	2,06	0,613

ГЛАВА VI

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 13. Сравнение условий работы реальной машины с термодинамическим циклом

Действительные рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания в значительной степени отличаются от теоретических циклов, так как последние могут совершаться лишь в идеальной машине, работающей без потерь. Теоретические циклы являются лишь методом сравнения действительных процессов для выяснения степени их совершенства. Действительный рабочий процесс, совершающийся в цилиндре двигателя, сопровождается неизбежными потерями тепла, уносимого охлаждающей водой и отходящими газами. В период сжатия и расширения газа в цилиндре происходит непрерывный обмен тепла между стенками и газом. В результате теплообмена эти процессы отклоняются от адиабатического процесса, протекая по политропе с переменным показателем, в зависимости от интенсивности и направления теплового потока. Процесс горения, совершающийся в цилиндре, точно не соответствует характеру процесса сообщения тепла в теоретическом цикле, изменяясь в связи с конструкцией двигателя и степенью совершенства его регулировки. За период горения происходит изменение химического состава газа в цилиндре, при этом процесс горения протекает с различной степенью полноты, иногда продолжаясь на значительной части линии расширения, что является причиной дополнительной потери тепла.

При выполнении действительного процесса теплоемкость газа не остается постоянной в том интервале температур, который имеет место в цилиндре двигателя. Изменение теплоемкости в зависимости от температуры усложняет метод исследования действительного процесса и служит причиной неточности выводов. Для того чтобы вытолкнуть из цилиндра продукты сгорания и засосать в него рабочую смесь или воздух, необходимо затратить некоторую работу на преодоление сопротивлений при проходе газа через клапаны. Эта работа является потерей, а на выполнение ее также расходуется некоторое количество затраченного тепла, что не имеет места в теоретическом цикле. Все перечисленные практические условия выполнения рабочего процесса снижают термический к. п. д. действительного процесса по сравнению с теоретическим циклом.

Исследование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания производится на основании законов термодинамики, что позволяет установить зависимость между отдельными элементами процесса, а также дает возможность изучить закономерность их изменений. Ввиду сложности процессов, происходящих в цилиндре двигателя, изучить теоретически весь рабочий цикл в целом не представляется возможным, так как ряд факторов, связанных с конструкцией двигателя и условиями его реальной работы, не поддается теоретическому учету. Для того чтобы ближе подойти к действительному рабочему процессу, необходимо воспользоваться материалами, полученными при экспериментальных исследованиях типовых двигателей. Накопление знаний и опыта моторостроения, разработка теоретических вопросов, подкрепленных соответствующими лабораторными исследованиями, позволяют с достаточной точностью подойти к решению вопросов о мощности двигателя и определении главных размеров рабочего цилиндра, при условии, что элементы рабочего процесса и конструкция самого двигателя — нормального типа. Конструирование, расчет и постройка двигателя нового типа значительной мощности, применение высоких давлений и больших скоростей неизбежно связано с изготовлением опытной модели и всесторонним ее изучением.

§ 14. Рабочие диаграммы двигателей

При выполнении рабочего процесса в цилиндре двигателя внутреннего сгорания работа производится в двухтактных двигателях за два хода поршня и за четыре хода у двигателей четырехтактного типа. Контур рабочей или индикаторной диа-

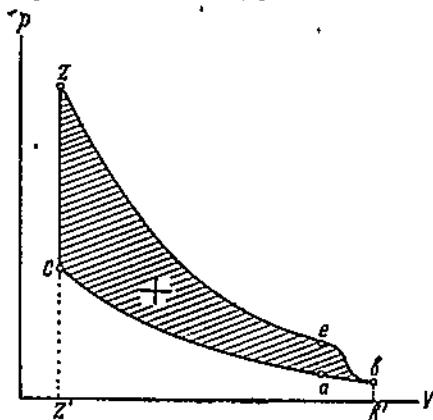


Рис. 27.

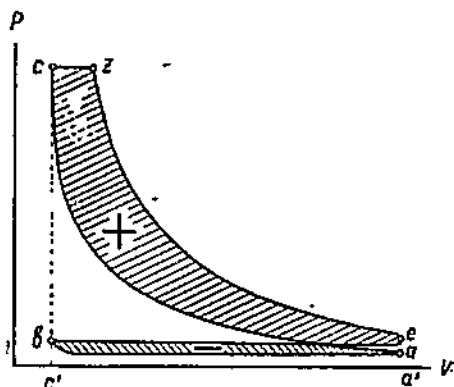


Рис. 28.

граммы для полного периода работы двигателя будет замкнут. В двухтактных двигателях (рис. 27) по кривой zeb происходит расширение газа и совершается полезная (положительная) работа, выражающаяся площадью $z'zebb'$. При обратном ходе поршня, по линии bac происходит сжатие газа, с затратой на это некоторой работы. В этом случае площадь $b'bacz'$ представляет собой отрицательную работу сжатия. Так как процесс горения (линия cz) происходит при постоянном объеме, то работа газа на участке cz равна нулю. Полная работа, переданная поршню за один рабочий цикл, будет равна $W = \text{пл. } z'zebb' - \text{пл. } b'bacz' = \text{площади индикаторной диаграммы}$. Таким образом, пользуясь индикатором и снимая при работе двигателя диаграммы, легко определить планиметром ее площадь. Зная масштаб площади (1 см^2 соответствует $a \text{ кгм работы}$), определим индикаторную работу двигателя за один рабочий цикл. Для четырехтактных двигателей (рис. 28), аналогично предыдущему, будем иметь полезную работу:

$W = \text{пл. } c'z ea' \text{ (расширение)} - \text{пл. } c'aa' \text{ (сжатие)} - \text{пл. } c'bea' \text{ (выталкивание)} + \text{пл. } c'baa' \text{ (всасывание)} = \text{пл. } cze - \text{пл. } ba.$

Планиметрируя указанные площади и находя разность между ними, получим полезную работу за один рабочий цикл.

При нормальной работе двигателя, ввиду малой разности давлений выталкивания и всасывания, отрицательная часть диаграммы будет незначительна и практически,

при определении индикаторной мощности двигателя, таковой можно пренебречь. Двигатели двойного действия по своей работе подобны двум двигателям простого действия. Полная работа газа, по обе стороны поршня за один цикл, равна сумме работ с обеих сторон поршня.

Величина отрицательной работы, затраченной на выталкивание продуктов сгорания из цилиндра и всасывание рабочей смеси или воздуха, будет зависеть от величины разности давлений при выталкивании и всасывании. Чем меньше сопротивлений при проходе газов через всасывающий или выхлопной трубопроводы, тем меньше будет отрицательная работа и соответственно увеличивается полезная работа, совершаемая газами в цилиндре. Длинный выхлопной трубопровод или его малый диаметр, а также недостаточные размеры глушителя могут вызвать значительное уменьшение мощности двигателя, что объясняется повышением сопротивления при выхлопе.

В быстроходных двигателях четырехтактного типа нижняя часть диаграммы, соответствующая отрицательной работе, составляет заметную часть от общей площади диаграммы и в этом случае эту площадь следует учитывать при определении полезной работы. Увеличение отрицательной работы зарядки цилиндра воздухом в быстроходных двигателях получается в результате больших скоростей протекания газов через всасывающий и выхлопной трубопроводы.

§ 15. Процесс выпуска продуктов сгорания

Для того, чтобы приступить к исследованию рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания, необходимо предварительно ознакомиться с подготовительной частью процесса, рассмотрев способ заряжения рабочего цилиндра воздухом или рабочей смесью.

Процесс заряжения цилиндра воздухом (дизель) или рабочей смесью (бензинокеросиновые двигатели) разделяется на два периода: 1) выпуск продуктов сгорания и выталкивание их; 2) засасывание свежего воздуха или рабочей смеси.

Рассмотрим процесс выпуска продуктов сгорания из цилиндра четырехтактного двигателя.

Выпуск продуктов сгорания производится через выпускной клапан, открывающийся распределительным механизмом в конце рабочего хода поршня (ход расширения).

Давление газа в цилиндре двигателя при открытом выпускном клапане падает от 2,5 ÷ 4,5 ата до давления при выталкивании, которое в свою очередь зависит от сопротивления при проходе газов через выпускной клапан, выхлопной трубопровод и глушитель.

Давление газа в цилиндре за период выталкивания не остается постоянным, а изменяется в некоторых пределах, что объясняется колебаниями газовых волн в выхлопной трубе. Колебания давления газа при выталкивании не поддаются теоретическому учету и при расчетах обычно принимают среднее значение давления выпуска, за весь выталкивающий ход, равным: $p_r = 1,05 \div 1,2$ ата.

Меньшие значения p_r относятся к тихоходным двигателям тяжелого топлива, а большие значения — для быстроходных (многооборотных) бензиновых двигателей. Процесс выталкивания требует затраты работы на преодоление вышеуказанных сопротивлений. При увеличении скорости выталкивания, т. е. при большем числе оборотов двигателя, необходима и большая работа. Площадь ba (рис. 28) эквивалентна той работе, которая затрачивается двигателем на всасывание и выталкивание.

Средняя абсолютная температура продуктов сгорания T_r при выпуске зависит от абсолютной температуры T_a в конце расширения, а также от теплообмена между газом и стенками цилиндра. В среднем можно считать: для дизелей $T_r = 700 \div 800^\circ$ и для бензиновых двигателей $T_r \simeq 1000^\circ$.

§ 16. Процесс всасывания

Давление в рабочем цилиндре p_a ата, в период всасывающего хода поршня, всегда меньше давления p_0 окружающей среды. Под влиянием разности давле-

при определении индикаторной мощности двигателя, таковой можно пренебречь. Двигатели двойного действия по своей работе подобны двум двигателям простого действия. Полная работа газа, по обе стороны поршня за один цикл, равна сумме работ с обеих сторон поршня.

Величина отрицательной работы, затраченной на выталкивание продуктов сгорания из цилиндра и всасывание рабочей смеси или воздуха, будет зависеть от величины разности давлений при выталкивании и всасывании. Чем меньше сопротивлений при проходе газов через всасывающий или выхлопной трубопроводы, тем меньше будет отрицательная работа и соответственно увеличивается полезная работа, совершаемая газами в цилиндре. Длинный выхлопной трубопровод или его малый диаметр, а также недостаточные размеры глушителя могут вызвать значительное уменьшение мощности двигателя, что объясняется повышением сопротивления при выхлопе.

В быстроходных двигателях четырехтактного типа нижняя часть диаграммы, соответствующая отрицательной работе, составляет заметную часть от общей площади диаграммы и в этом случае эту площадь следует учитывать при определении полезной работы. Увеличение отрицательной работы зарядки цилиндра воздухом в быстроходных двигателях получается в результате больших скоростей протекания газов через всасывающий и выхлопной трубопроводы.

§ 15. Процесс выпуска продуктов сгорания

Для того, чтобы приступить к исследованию рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания, необходимо предварительно ознакомиться с подготовительной частью процесса, рассмотрев способ зарядки рабочего цилиндра воздухом или рабочей смесью.

Процесс зарядки цилиндра воздухом (дизель) или рабочей смесью (бензинокеросиновые двигатели) разделяется на два периода: 1) выпуск продуктов сгорания и выталкивание их; 2) засасывание свежего воздуха или рабочей смеси.

Рассмотрим процесс выпуска продуктов сгорания из цилиндра четырехтактного двигателя.

Выпуск продуктов сгорания производится через выпускной клапан, открывающийся распределительным механизмом в конце рабочего хода поршня (ход расширения).

Давление газа в цилиндре двигателя при открытом выпускном клапане падает от $2,5 \div 4,5$ ата до давления при выталкивании, которое в свою очередь зависит от сопротивления при проходе газов через выпускной клапан, выхлопной трубопровод и глушитель.

Давление газа в цилиндре за период выталкивания не остается постоянным, а изменяется в некоторых пределах, что объясняется колебаниями газовых волн в выхлопной трубе. Колебания давления газа при выталкивании не поддаются теоретическому учету и при расчетах обычно принимают среднее значение давления выпуска, за весь выталкивающий ход, равным: $p_r = 1,05 \div 1,2$ ата.

Меньшие значения p_r относятся к тихоходным двигателям тяжелого топлива, а большие значения — для быстроходных (многооборотных) бензиновых двигателей. Процесс выталкивания требует затраты работы на преодоление вышеуказанных сопротивлений. При увеличении скорости выталкивания, т. е. при большем числе оборотов двигателя, необходима и большая работа. Площадь ba (рис. 28) эквивалентна той работе, которая затрачивается двигателем на всасывание и выталкивание.

Средняя абсолютная температура продуктов сгорания T_r при выпуске зависит от абсолютной температуры T_e в конце расширения, а также от теплообмена между газом и стенками цилиндра. В среднем можно считать: для дизелей $T_r = 700 \div 800^\circ$ и для бензиновых двигателей $T_r \simeq 1000^\circ$.

§ 16. Процесс всасывания

Давление в рабочем цилиндре p_a ата, в период всасывающего хода поршня, всегда меньше давления p_0 окружающей среды. Под влиянием разности давле-

ний $\Delta p = p_0 - p_a$, воздух, преодолевая сопротивления при проходе через всасывающую трубу и всасывающий клапан, поступает в цилиндр. За период всасывания давление p_a кг/см² или P_a кг/м² остается почти постоянным, следовательно давление в начале сжатия будет также равно p_a .

Начальное давление сжатия P_a ата зависит от сопротивлений во всасывающем трубопроводе и, главным образом, от скорости прохода воздуха через щель всасывающего клапана. Чем выше скорость протекания воздуха, тем больше потери давления и тем ниже давление всасывания. Для уменьшения скорости протекания воздуха через клапан сечение его по возможности увеличивают. В построенных двигателях нормального типа отношение свободного сечения клапана к площади поршня рабочего цилиндра изменяется в небольших пределах, вследствие чего скорость протекания воздуха через клапан, а следовательно и начальное давление сжатия, будут зависеть главным образом от скорости поршня. Средняя скорость поршня C_m в зависимости от хода поршня S м и числа оборотов вала в минуту n выражается, как известно, следующим образом:

$$C_m = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек.}$$

наибольшая скорость поршня получается примерно в середине его хода

$$C_{\max} \simeq 1,57 C_m$$

Для установившегося движения воздуха через щель клапана можно воспользоваться условием сплошности или непрерывности течения воздуха. В этом случае объем воздуха, протекающего через всасывающий клапан в секунду, будет равен

$$V = FC_m = fC_1$$

где F — площадь поршня в м²;

f — свободное сечение клапана в м²;

C_1 — средняя скорость протекания воздуха через проходное сечение клапана в м/сек.

Средняя скорость протекания воздуха через клапан будет, очевидно, соответствовать средней скорости поршня

$$C_1 = C_m \frac{F}{f}$$

За период всасывающего хода поршня скорость воздуха в щели клапана изменяется в зависимости от мгновенных значений меняющейся скорости поршня и величины открытия клапана. Наибольшее открытие клапана будет примерно в момент максимальной скорости поршня. Наибольшей скорости поршня $C_{\max}$ будет соответствовать и наибольшая скорость протекания воздуха через всасывающий клапан

$$C_2 = C_{\max} \frac{F}{f}$$

Свободное сечение клапана (кольцевое отверстие между гнездом и тарелкой клапана), служащее для прохода воздуха, зависит от диаметра клапана и высоты его подъема. Ввиду ограничения места для размещения клапанов, диаметр всасывающего клапана редко делают в дизелях больше 0,33 диаметра цилиндра, а в бензиновых двигателях — 0,5 D . Увеличение высоты подъема клапана неблагоприятно отражается на работе распределительного механизма и создает затруднения при его конструировании. Для быстроходных двигателей, во избежание получения больших ускорений и сил инерции клапана, подъем его h обычно не превышает 0,25 d , где d — диаметр клапана в свету.

Таким образом, для быстроходных двигателей приходится принимать большее значение $\frac{F}{f}$, что является невыгодным, так как от этого увеличивается скорость протекания воздуха через клапан. Значения $\frac{F}{f}$ для различных двигателей приводятся ниже.

Двигатели Дизеля:

при одном всасывающем клапане $\frac{F}{f} = 10 \div 14$

при двух всасывающих клапанах $\frac{F}{f} = 5,7 \div 8,0$

Бензино-керосиновые и газовые двигатели $\frac{F}{f} = 6 \div 9$

Для определения давления в начале сжатия воспользуемся формулой для скорости истечения газа при разности давлений P_2 и P_1 и разности абсолютных температур T_2 и T_1 , при значениях удельных объемов v_2 и v_1 . Для случая адиабатического истечения $k = \frac{C_p}{C_v}$.

$$C = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек.}$$

отношение давления P_2 (среды, куда втекает газ) к давлению P_1 (откуда вытекает газ) можно представить в виде:

$$\frac{P_2}{P_1} = 1 - \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right)$$

По формуле бинома Ньютона будем иметь:

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left[1 - \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right) \right]^{\frac{k-1}{k}} = 1 - \frac{k-1}{k} \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right) + \dots$$

откуда

$$C = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[1 - 1 + \frac{k-1}{k} \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right) \right]} = \\ = \sqrt{2g P_1 v_1 \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right)}$$

$$P_1 v_1 = R T_1; R = 29,3 \text{ (значение газовой постоянной)}$$

$$C = \sqrt{2g R T_1 \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right)} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 29,3 T_1 \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right)}$$

$$C = 24 \sqrt{T_1 \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right)} \text{ м/сек.}$$

Полученная формула применима для малых отношений давлений. Для учета вредных сопротивлений введем коэффициент истечения $\varphi = 0,6 \div 0,7$. Принимая: абсолютную температуру окружающего воздуха $T_0 = 290^\circ$, давление $p_0 = 1$ ата, $\varphi = 0,7$, найдем скорость истечения

$$C_2 = 24\varphi \sqrt{T_0 \left(1 - \frac{P_2}{P_0} \right)} \text{ м/сек.} \dots \dots \dots (12)$$

Давление в начале сжатия:

$$p_2 = 1 - \frac{C_2^2}{24^2 \varphi^2 T_0} = 1 - \frac{C_2^2}{24^2 \cdot 0,7^2 \cdot 290} = 1 - \frac{C_2^2}{81800} \text{ ата} \dots \dots \dots (13)$$

где C_2 — максимальная скорость воздуха при проходе через щель всасывающего клапана в м/сек.

Среднее значение давления в начале сжатия, в зависимости от быстроходности двигателя, изменяется в следующих пределах: быстроходные двигатели с двумя всасывающими клапанами на каждом цилиндре $p_2 = 0,90 \div 0,94$ ата, быстроходные двигатели с одним всасывающим клапаном $p_2 = 0,85 \div 0,90$ ата, тихоходные двигатели с одним всасывающим клапаном $p_2 = 0,88 \div 0,95$ ата.

В табл. 4 приведены размеры клапанов построенных бескомпрессорных судовых дизелей.

Для двигателей Дизеля абсолютная температура засасываемого воздуха может быть принята при расчетах равной $T_0 = 290 \div 300^\circ$ или $t_0 = 17 \div 27^\circ \text{C}$. Воздух, поступая в цилиндр двигателя, нагревается всасывающим клапаном и стенками

цилиндра; кроме того, вследствие перемешивания воздуха с оставшимися в цилиндре продуктами сгорания температура его повышается. В среднем можно считать, что абсолютная температура смеси воздуха и остаточных газов в начале сжатия составляет $T_a = 315 \div 330^\circ$. Чем быстрее двигатель, тем выше будет температура T_a .

В двигателях жидкого топлива быстрого сгорания типа Отто воздух, поступающий в цилиндр, предварительно подогревается в карбюраторе. При смешивании воздуха с распыленным топливом происходит испарение горючего, отчего температура смеси несколько понижается. Ввиду малой степени сжатия количество продуктов сгорания, оставшихся в камере сжатия, будет относительно больше по сравнению с дизелями, в результате чего абсолютная температура в начале сжатия для бензиновых двигателей обычно составляет $T_a = 330 \div 350^\circ$ и для керосиновых $T_a = 350 \div 380^\circ$.

Таблица 4

Диаметр цилиндра D в мм . . .	450	280	470 ¹	490	425	290
Ход поршня S в мм	420	380	430	480	600	430
Эф. мощность N_e в л. с.	1 100	685	2 000	2 560	600	300
Число цилиндров	6	8	8	10	6	6
Число оборотов в мин.	425	600	470	465	187	300
Средняя скорость поршня . . .	5,95	7,6	7,36	7,45	3,75	4,3
Число клапанов:						
всасывающих	1	2 ¹	2	2 ¹	1	1
выпускных	1	2 ¹	2	2	1	1
Диаметр клапана d в мм:						
всасывающего	145	95	112	130	130	98
$d:D$	0,32	0,34	0,238	0,265	0,306	0,338
выпускного	145	80	106	115	130	98
$d:D$	0,32	0,28	0,226	0,235	0,306	0,338
Угол скоса тарелки α°	60°	45°	60°	60°	60°	60°
Ход клапана h в мм:						
всасывающего	38	23	27	34	31	24
$h:d$	0,26	0,24	0,24	0,261	0,238	0,24
выпускного	38	22	32	30	31	24
$h:d$	0,26	0,27	0,30	0,261	0,238	0,24
Всасывающий клапан $\frac{F}{f}$	9,4	5,65	6,68	7,0	11,6	11,7
Выпускной клапан $\frac{F}{f}$	9,4	7,06	8,47	9,1	11,6	11,7
Скорость прохода воздуха через клапан:						
средняя C_1	56	43	—	52	43,5	50,8
максимальная C_2	88	68	—	81,6	68,3	79
Давление p_a по формуле (13) .	0,90	0,94	—	0,92	0,94	0,92
Степень сжатия	12,8	13,8	13,2	14,0	14,3	—

§ 17. Коэффициент подачи четырехтактных двигателей

После хода выталкивания (рис. 29), при положении поршня в верхней мертвой точке, камера сжатия, объемом V_c м³, будет заполнена продуктами сгорания весом G_r кг с абсолютной температурой T_r при давлении P_r кг/м², несколько большим 1 ата. Для определения веса оставшихся в цилиндре продуктов сгорания (остаточные газы) воспользуемся уравнением состояния:

$$P_r V_c = G_r R_r T_r; \quad G_r = \frac{V_c P_r}{R_r T_r} \dots \dots \dots (14)$$

где R_r — газовая постоянная продуктов сгорания.

В начале всасывающего хода поршня оставшиеся в цилиндре продукты сгорания расширяются до давления P_a кг/м², после чего в цилиндр начинает поступать воздух (дизель) или рабочая смесь (бензиновые, керосиновые и газовые двигатели).

¹ Клапаны не имеют корпуса.

² Двигатель с наддувом.

Воздух, поступающий в цилиндр, смешивается с остаточными газами и нагревается. В момент начала сжатия смесь, состоящая из поступившего воздуха и остаточных газов, будет заполнять весь объем цилиндра $V_a = V_h + V_c$ при абсолютной температуре T_a , где V_h — объем, описываемый поршнем за один ход. Вес смеси найдем по уравнению состояния:

$$G_a = \frac{V_a P_a}{R_a T_a} \dots \dots \dots (15)$$

где R_a — газовая постоянная смеси воздуха и остаточных газов.

Засасывание в цилиндр воздуха или рабочей смеси может происходить лишь при условии разрежения и уменьшения давления внутри цилиндра.

Вычитая из выражения (15) значение (14), определим вес воздуха в кг, поступившего в цилиндр двигателя за один всасывающий ход поршня

$$G_a - G_r = G_g \dots (16)$$

Обозначим через η_v отношение веса всосанного в цилиндр воздуха к весу воздуха G_0 , который мог бы поместиться в объеме V_h , описываемом поршнем за один ход, при температуре T_0 и давлении P_0 окружающего воздуха. Это отношение, называемое коэффициентом подачи, может быть выражено в следующем виде:

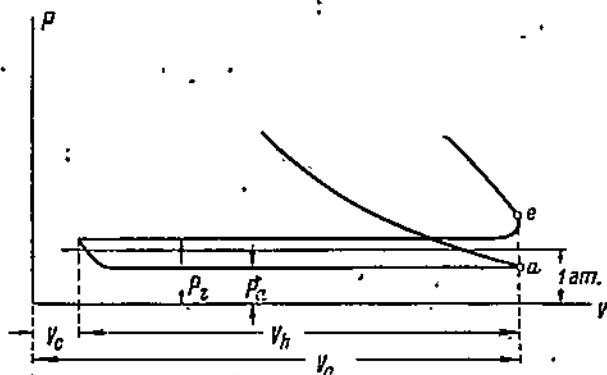


Рис. 29.

$$\eta_v = \frac{G_g}{G_0}; \quad G_0 = \frac{V_h P_0}{T_0 R_g}; \quad G_g = \eta_v G_0 = \frac{V_h P_0}{T_0 R_g} \eta_v \dots \dots \dots (17)$$

где R_g — газовая постоянная для воздуха.

Подставим полученные значения G_a , G_g и G_r в выражение (16). С достаточной точностью можно принять $R_g = R_a = R_r$.

$$\begin{aligned} V_h \frac{P_0}{T_0} \eta_v &= \frac{V_a P_a}{T_a} - \frac{V_c P_r}{T_r}; \quad \frac{V_a}{V_c} = \varepsilon; \quad V_a = V_h + V_c. \\ \eta_v &= \frac{T_0}{P_0} \left(\frac{V_a P_a}{T_a} - \frac{V_c P_r}{T_r} \right) \frac{1}{V_h} \\ V_h &= V_a - V_c = V_c \left(\frac{V_a}{V_c} - 1 \right) = V_c (\varepsilon - 1) \\ \eta_v &= \frac{T_0}{P_0} \left(\frac{V_a P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) \frac{V_c}{V_h} = \frac{T_0}{P_0} \left(\frac{\varepsilon P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1} \dots \dots \dots (18) \end{aligned}$$

Из полученного выражения видно, что с увеличением абсолютной температуры T_a в начале сжатия и с увеличением давления P_r остаточных газов, значение коэффициента подачи уменьшается. С увеличением давления P_a в начале сжатия, величина η_v увеличивается значительно. Коэффициент подачи сильно зависит от величины P_a и T_a , между тем как давление остаточных газов почти не оказывает на него влияния.

Коэффициент подачи характеризует степень наполнения цилиндра воздухом и не зависит от свойств окружающей среды. Для пояснения этого положения, а также для установления влияния степени сжатия на коэффициент подачи, в связи с изменением температуры в начале сжатия, рассмотрим процесс теплообмена между остаточными газами и поступившим в цилиндр воздухом. Рабочая смесь или воздух с абсолютной температурой T_0 и давлением P_0 , поступая в цилиндр через всасывающий клапан, подвергается торможению. По опытам Томсона и Джоуля падение температуры воздуха при торможении незначительно. В двигателях внутреннего сгорания получается некоторое повышение температуры воздуха, вследствие нагрева его при прохождении через нагретый всасывающий клапан и соприкосновения

со стенками цилиндра. В этом случае температура воздуха, поступившего в цилиндр, будет равна:

$$T_0' = T_0 + \Delta T$$

Продукты сгорания весом G_r кг, заполняющие камеру сжатия, смешиваются с поступившим в цилиндр воздухом, охлаждаются от температуры T_r до T_a . Количество тепла, переданное продуктами сгорания воздуху, будет составлять:

$$G_r(T_r - T_a) C_1 \text{ кал.}$$

где C_1 — теплоемкость продуктов сгорания. Воздух, поступивший в количестве G_g кг, будет нагреваться остаточными газами от температуры T_0' до T_a , получая количество тепла в калориях:

$G_g(T_a - T_0') C_2$, где C_2 — теплоемкость воздуха

$$G_r(T_r - T_a) C_1 = G_g(T_a - T_0') C_2 \dots \dots \dots (19)$$

Так как теплоемкости C_1 и C_2 мало отличаются друг от друга, будем считать их равными; при этом условии получается:

$$T_a(G_g + G_r) = G_g T_0' + G_r T_r \dots \dots \dots (20)$$

$$G_g = \frac{V_h P_0}{T_0 R_g} \eta_v; \quad G_r = \frac{V_c P_r}{T_r R_r}; \quad G_g + G_r = G_a = \frac{V_a P_a}{R_a T_a}$$

Подставляя значения G_g , G_r и G_a в выражение (20) и полагая $R_g = R_r = R_a$, получим

$$V_a P_a = \frac{P_0 V_h T_0'}{T_0} \eta_v + V_c P_r$$

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0 V_h T_0'} (V_a P_a - V_c P_r)$$

Разделим числитель и знаменатель последнего выражения на V_c и преобразуем

$$\frac{V_h}{V_c} = \frac{V_a - V_c}{V_c} = \varepsilon - 1$$

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0 (\varepsilon - 1) T_0'} (\varepsilon P_a - P_r) \dots \dots \dots (21)$$

Если предположить, что поступающий в цилиндр воздух будет нагреваться только от остаточных газов, а всасывающий клапан и стенки цилиндра не участвуют в теплопередаче, то в этом случае будем иметь $T_0 = T_0'$. При этом условии получается значение идеального коэффициента подачи четырехтактного двигателя

$$\eta_v = \frac{1}{(\varepsilon - 1) P_0} (\varepsilon P_a - P_r)$$

Из полученного выражения видно, что коэффициент подачи не зависит от температуры окружающего воздуха. Увеличение или уменьшение давления P_0 , при постоянном режиме работы двигателя, вызывает соответственное изменение P_a и P_r , в результате чего коэффициент подачи рабочего цилиндра остается неизменным. Увеличение подогрева воздуха повышает значение T_0' и уменьшает коэффициент подачи, что видно из выражения (21). Приравняв значения выражений (21) и (18), найдем зависимость между температурой T_a в начале сжатия и температурой T_0' воздуха, поступающего в цилиндр двигателя

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0} \left(\frac{\varepsilon P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{T_0}{P_0 T_0' (\varepsilon - 1)} (\varepsilon P_a - P_r)$$

$$T_a = T_0' \frac{\varepsilon P_a}{\varepsilon P_a - P_r \left(1 - \frac{T_0'}{T_r} \right)} \dots \dots \dots (22)$$

Температура в начале сжатия главным образом зависит от температуры T_0' поступившего воздуха и почти не зависит от степени сжатия, температуры T_r и давления P_r остаточных газов. С повышением температуры T_0' , температура T_a в начале сжатия увеличивается. При постоянной температуре T_0' и увеличении

степени сжатия температура T_a уменьшается, что в свою очередь способствует увеличению коэффициента подачи.

Температура в начале сжатия может быть определена по формуле (22), если принять $T_0' = T_0 + \Delta T$, где ΔT — повышение температуры поступающего в цилиндр воздуха, вследствие нагрева его всасывающим клапаном и стенками цилиндра; ΔT оценивается в $10-20^\circ$, среднее значение $T_a = 315 \div 330^\circ$.

В табл. 5 приведены результаты вычислений по формулам (18) и (22), уясняющие зависимость между ϵ , T_a , T_0' , η_v .

Таблица 5

$p_r = 1,1 \text{ ата}$ $p_a = 0,9 \text{ "}$ $T_r = 800^\circ$	$\left\{ \begin{array}{l} T_0' = \\ 290 \\ 300 \\ 310 \\ 290 \end{array} \right.$	$\epsilon =$	13	14	15
		$T_a =$	308	307	305
		$T_0' =$	319	317	316
		$T_a =$	329	328	327
		$\eta_v =$	0,832	0,834	0,836

Таблица 6

$p_r = 1,1 \text{ ата}$ $p_a = 0,9 \text{ "}$ $T_r = 800^\circ$ $p_r = 1,1 \text{ ата}$ $T_r = 800^\circ$ $T_a = 320^\circ$ $p_a = 0,9 \text{ ата}$ $T_r = 800^\circ$ $T_a = 320^\circ$	$\left\{ \begin{array}{l} 14 \\ 14 \\ 14 \end{array} \right.$	ϵ	$T_a =$	315	320	325	330
		$\eta_v =$	$p_a =$	0,810	0,801	0,785	0,772
				0,70	0,75	0,80	0,85
		$\eta_v =$	$p_r =$	0,617	0,664	0,710	0,756
				1,05	1,10	1,15	1,20
		$\eta_v =$	$p_r =$	0,802	0,801	0,800	0,799
		$\eta_v =$	$p_r =$				
		$\eta_v =$	$p_r =$				

Из рассмотрения вышеприведенных таблиц и формул (18) и (22) видно, что коэффициент подачи увеличивается с понижением температуры T_0' поступившего в цилиндр воздуха и температуры T_a начала сжатия. С повышением степени сжатия и давления P_a коэффициент подачи четырехтактных двигателей увеличивается. Повышение коэффициента подачи способствует увеличению веса свежего заряда воздуха или рабочей смеси в цилиндре, что вызывает повышение мощности двигателя. Вследствие меньшей скорости протекания воздуха через всасывающий клапан, давление P_a в начале сжатия в тихоходных двигателях обычно выше, чем в быстроходных, в результате чего коэффициент подачи у двигателей первого типа всегда больше.

В двигателях Дизеля с воздушным распыливанием топлива при полной нагрузке расходуется на 1 г горючего от 1 до 1,5 л воздуха, приведенного к 15°C и давлению 1 ата. Воздух, распыливающий топливо, участвует в горении, повышая коэффициент подачи в среднем на величину $\Delta\eta_v = 0,04 \div 0,06$.

Таким образом, для компрессорных двигателей Дизеля полный коэффициент подачи будет равен

$$\eta_v' = \eta_v + \Delta\eta_v \dots \dots \dots (23)$$

где $\Delta\eta_v$ — увеличение коэффициента подачи от форсуночного воздуха.

Коэффициент подачи, в зависимости от степени быстроходности двигателя, изменяется в следующих пределах:

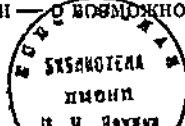
для тихоходных двигателей . . . $\eta_v = 0,75 \div 0,85$
 „ быстроходных „ . . . $\eta_v = 0,70 \div 0,75$

ГЛАВА VII

ЖИДКОЕ ТОПЛИВО И ЕГО ГОРЕНИЕ

§ 18. Общие свойства жидкого топлива

Топливо является главным источником энергии среди всех энергетических ресурсов страны; оно играет серьезную роль в развитии производительных сил и индустриализации всего народного хозяйства. Такое доминирующее положение топлива определяет его значение в жизни и прогрессе страны. Третий пятилетний план развития народного хозяйства СССР ставит перед топливной промышленностью задачу первостепенной важности — возможно максимальной добыче топлива.



Наряду с этим во всей широте выдвигается вопрос перед потребителями о наиболее целесообразном использовании топлива во всех его видах.

Пути экономии топлива и рационального его использования в настоящее время намечаются следующие: 1) повышение коэффициента полезного действия теплосиловых установок путем усовершенствования их конструкции; 2) замена паросиловых установок более экономичными двигателями внутреннего сгорания в тех бассейнах, где основной вид топлива — нефть (широкое развитие теплоходостроения); 3) газификация древесного топлива в газогенераторах и перевод бензиновых двигателей на газообразное топливо; 4) возможно более полная химическая переработка топлива с целью получения из него технически ценных продуктов и утилизация в качестве топлива лишь остатков от этой переработки.

Напряженность топливного баланса главным образом по жидким горючим с особой остротой ставит вопрос о максимальной экономии нефтепродуктов, являющихся основным видом топлива для двигателей внутреннего сгорания. Быстрый рост автотранспорта и тракторного парка требует обеспечения их громадным количеством жидких сортов топлива легких фракций. Для покрытия их потребности в топливе возникла еще большая необходимость в улучшенных методах переработки нефти, с целью глубокого отбора легких фракций и получения их способом крекинга. В результате значительной отгонки легких погонов встал вопрос об использовании в дизелях тяжелых низкосортных нефтяных остатков. На основании произведенных опытов, проблема применения мазутов в качестве моторного топлива на судах может считаться разрешенной. Проблемы целесообразного использования топлива требуют особого внимания и правильное разрешение их может быть достигнуто лишь при коллективной работе научных сил и технических работников теплосиловых установок. Внедрение в широкие массы проблем экономии и рационального использования топливных ресурсов является одной из важнейших задач на водном транспорте.

Топливом для судовых двигателей внутреннего сгорания служат главным образом нефть и ее дистиллаты: бензин, керосин, солярковое масло и нефтяные остатки, или мазут. За границей, в странах, где нет своей нефти, применяются также продукты перегонки каменного угля: бензол и каменноугольные смолы.

Наиболее важными составными частями топлива являются углерод С и водород Н, которые находятся в топливе наряду с азотом N, кислородом О, а иногда и с серой S. Основным горючим элементом топлива служит углерод, которого содержится в жидком топливе около 90%. Водород, входящий в состав топлива, может образовывать с углеродом сложные соединения, которые в условиях сжигания топлива выделяют тепло. Если водород топлива образует соединение с кислородом H_2O , то вся его химическая энергия оказывается израсходованной и при горении топлива он не выделяет тепла. Водород, находящийся в соединении с углеродом, условно называют „свободным“, в отличие от связанного водорода в виде H_2O . Связанный водород является вредной составной частью топлива, так как образующаяся из него вода требует на свое испарение некоторое количество тепла. Количество связанного водорода определяется по количеству кислорода, заключенного в топливе. Кислород, имеющийся в топливе, в лучшем случае может заменить собой кислород воздуха при сжигании топлива, в худшем случае он образует соединения с элементами в виде CO_2 или H_2O , парализуя их химическую активность. При оценке качества топлива кислород считается нежелательной примесью. Азот, входящий в состав топлива, является сравнительно безвредным балластом, так как он легко освобождается из соединений с активными элементами и выделяется в свободном виде. Сера может находиться в топливе в виде сернокислых соединений и сернисто-органических соединений, которые выделяют тепло при сжигании топлива. Сера является безусловно вредной примесью, так как образующийся при горении серы сернистый газ SO_2 сильно разъедает металлические части.

Минеральные вещества, входящие в состав топлива в виде грязи, песка и других негорючих веществ, загрязняют фильтры и форсунки. При горении топлива минеральные примеси образуют золу, которая покрывает стенки цилиндра налетом, иногда в виде твердой корки. Ценность всякого топлива зависит прежде всего от количества тепловой энергии, скрытой в единице его веса и выделяющейся при сгорании. Эта величина называется теплопроизводительностью или теплотворной способностью топлива.

За единицу количества жидкого топлива принимают 1 кг и теплотворная способность в этом случае будет выражаться в больших калориях. На основании состава топлива можно определить, с достаточной точностью, его теплопроизводительность. При вычислении теплопроизводительности топлива по элементарному его составу принято относить теплопроизводительность 1 кг топлива к двум пределам. Верхний предел, или теоретический H_0 , представляет собой наибольший тепловой эффект, получающийся при сгорании 1 кг топлива. В этом случае пары воды, получающиеся от сгорания водорода и от гигроскопической воды, конденсируясь, отдают теплоту, повышая располагаемое количество тепла до полной теплопроизводительности H_0 . H_0 определяется при помощи сжигания топлива в калориметре. В двигателях внутреннего сгорания продукты сгорания уходят в выхлопную трубу при температуре, значительно превышающей 100°C , следовательно, с парами воды уносится и теплота испарения. Таким образом, при расчетах процессов горения приходится считать с указанной потерей тепла и пользоваться нижним пределом теплотворной способности или рабочей теплопроизводительностью H_u . Значения H_0 и H_u могут быть вычислены как сумма теплопроизводительностей горючих элементарных составных частей. На основании последних данных, заимствованных из таблиц М. А. Павлова, составленных для определения теплотворных способностей топлива, мы имеем

$$H_0 = \frac{8137 C + 34180 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2181 S}{100}$$

$$H_u = \frac{8137 C + 28905 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2181 S - 600 W}{10}$$

Формула Д. И. Менделеева

$$H_u = 81 C + 300 H - 26 (O - S) - 6 (9 H + W)$$

где C , H , O , S и W (гигроскопическая вода) — содержание этих элементов в топливе, взятых в процентах по весу;

600 — приближенное количество теплоты в калориях, выделяемое при конденсации 1 кг паров воды;

8137 — количество теплоты в калориях, соответствующее теплопроизводительности углерода;

34180 — количество теплоты в калориях, соответствующее верхнему пределу теплопроизводительности водорода и 28905 — нижнему пределу;

2181 — количество теплоты в калориях, соответствующее теплопроизводительности серы. Приведенные цифры учитывают среднюю теплоту образования молекул жидкого топлива.

Кроме теплопроизводительности топлива существует еще целый ряд физических и химических свойств, которые имеют существенное значение при эксплуатации двигателя. Эти свойства топлива в значительной степени характеризуют его качество и пригодность к использованию. К главнейшим свойствам топлива могут быть отнесены следующие:

1. Удельный вес. Удельным весом нефтепродуктов называется отношение веса нефтепродукта при температуре $t = +20^\circ\text{C}$ к весу воды в том же объеме и при температуре $t = +4^\circ\text{C}$. Удельный вес обозначается знаком $d_{4^{20}}$. Удельный вес нефтепродуктов измеряется ареометром.

2. Вязкость. Вязкостью или внутренним трением называется свойство, проявляющееся в сопротивлении, оказываемом жидкостью перемещению ее частиц под влиянием действующих на них сил. Различают вязкость динамическую, кинематическую и условную. Динамической вязкостью (или коэффициентом внутреннего трения) называется сила сопротивления двух слоев жидкости, площадью 1 см^2 , находящихся на расстоянии 1 см друг от друга и перемещающихся друг относительно друга со скоростью 1 см/сек . При силе сопротивления в 1 дину получается единица динамической вязкости — пуаз. Сотая часть пуаза называется сантипуазом. Динамическая вязкость выражается в г/смсек. Кинематической вязкостью (или удельным коэффициентом внутреннего трения) называется сила сопротивления двух слоев жидкости площадью в 1 см^2 , находящихся на расстоянии 1 см друг

от друга и перемещающихся друг относительно друга со скоростью 1 см/сек и отнесенная к единице плотности. Следовательно, кинематическая вязкость представляет собой отношение динамической вязкости к плотности при той же температуре. Если взять жидкость с плотностью равной 1 г/см³, то при сопротивлении в одну дину, получается единица кинематической вязкости — стокс. Сотая часть стока называется сантистоксом. Кинематическая вязкость выражается в см²/сек. Условной вязкостью в градусах Энглера называется отношение времени истечения из вискозиметра Энглера 200 мл испытываемого продукта при данной температуре, ко времени истечения 200 мл дистиллированной воды при $t = +20^{\circ}\text{C}$. Кинематическая и динамическая вязкость применяется как расчетная величина, характеризующая свойства данного нефтепродукта (расчет трубопроводов, смазки и пр.), между тем как условная вязкость пригодна лишь для относительной оценки качества нефтепродукта и при контрольном испытании.

Вязкость оказывает существенное влияние на легкость распыливания топлива, фильтрацию его и подачу топлива по трубам. При понижении температуры вязкость топлива увеличивается. Испытание на вязкость производится лишь для тяжелых сортов топлива (нефть, мазут) и смазочных масел.

3. Температура фракционной разгонки является характерным признаком достаточности испаряемости легких сортов топлива (бензин и керосин). Легкость испаряемости определяется начальной точкой кипения и содержанием фракций, кипящих до 100°C .

4. Температура застывания, определяющая прекращение текучести топлива.

5. Температура вспышки. Температура топлива, при которой образуются пары, воспламеняющиеся при приближении пламени, называется температурой вспышки.

6. Температура воспламенения. Температурой воспламенения называется та температура топлива, при которой происходит воспламенение паров горючего при посредстве открытого пламени, при этом пары топлива будут продолжать гореть не менее 5 сек. Температура вспышки и воспламенения характеризует огнеопасность топлива.

7. Температура самовоспламенения. Температура топлива, при которой происходит самовоспламенение его без всякого воздействия пламени, или нагретого тела, называется температурой самовоспламенения. Температура самовоспламенения топлива влияет на выбор степени сжатия двигателя и в значительной степени определяет его пригодность в качестве горючего.

8. Зольность топлива. Зольные вещества вместе с образующимися коксообразными отложениями содействуют износу поршневых колец и рабочей поверхности цилиндра.

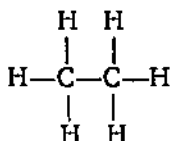
9. Смолистые примеси. Примеси в виде асфальта и смол, твердых при обыкновенной температуре, в значительной степени понижают качество топлива. Эти вещества плохо сгорают и при неполном горении образуют нагар в цилиндре, загрязняющий клапаны и поршневые кольца, способствуя износу рабочей поверхности цилиндра.

Методы испытания нефтепродуктов стандартизованы ОСТ ВКС 7872.

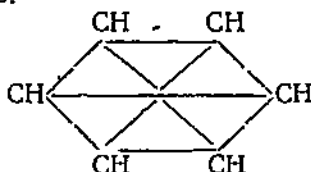
§ 19. Сорта жидкого топлива

Сырая нефть представляет собой густую маслянистую жидкость от светлого до черного цвета, часто с характерным зеленоватым отливом. По своему составу нефть является смесью различных по сложности углеводородов, с примесью кислородных, азотистых и сернистых органических соединений. Кроме того в нефти всегда содержится вода, различные соли минеральных кислот и механические примеси в виде земляных загрязнений. В зависимости от месторождения нефти состав ее, а также свойства сильно изменяются. Основная часть добываемых нефтей состоит из трех основных видов углеводородов: 1) предельных парафиновых, ряда C_nH_{2n+2} (парафины); 2) нафтеновых, ряда C_nH_{2n} и 3) ароматиков, ряда C_nH_{2n-6} . Парафины являются предельными алифатическими углеводородами, отличающиеся высокой химической стойкостью при нормальной температуре и низкой

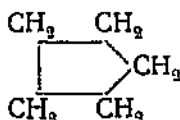
термической: они легко окисляются при температуре 250—200°. Углеводороды парафинового ряда в зависимости от их сложности могут быть в газообразном состоянии (метан CH_4 , этан C_2H_6 и др.), в жидком виде (пентан C_5H_{12} , гексан C_6H_{14} и др.) и в твердом состоянии (октодекан $\text{C}_{18}\text{H}_{38}$, эйкозан $\text{C}_{20}\text{H}_{42}$ и др.). Кроме химического состава углеводородов, имеет большое значение структура их молекул. Нормальные парафины имеют так называемое „цепное“ строение; так молекула этана изображается следующим образом:



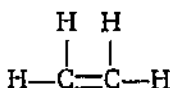
Ароматические углеводороды отличаются меньшей химической и большей термической стойкостью. Для самовоспламенения ароматиков требуется более высокая температура. Углеводороды ароматического ряда являются жидкими и характеризуются так называемым циклическим строением молекул. В основе схемы их строения лежит шестиугольный замкнутый каркас, состоящий из связанных между собой атомов углерода с присоединенными к ним атомами водорода. Бензол (C_6H_6) является одним из представителей этого ряда углеводородов и молекула его изображается в следующем виде:



Ароматики сравнительно мало встречаются в нефтях и в значительных количествах находятся в жидких продуктах, полученных при сухой перегонке каменного угля и нефти. Нафтеновые углеводороды, подобно парафиновым, являются постоянной составной частью нефти и принадлежат к предельным углеводородам, но отличаются „циклическим“ строением молекул. При высоких температурах нафтенны более устойчивы, чем парафины, но менее устойчивы, чем ароматики. Из ниже приведенной структурной формулы циклопентана видно, что каждый атом углерода имеет четыре связи с другими атомами



Кроме трех основных видов углеводородов во многих сырых нефтях в очень небольших количествах встречаются непредельные углеводороды, у которых атомы связаны между собой двойной или тройной связью. Эти углеводороды образуются также в процессе перегонки и крекирования нефти. К углеводородам последнего вида принадлежат олефины (C_nH_{2n}), терпены ($\text{C}_n\text{H}_{2n-4}$) и др. Углеводороды указанного вида обладают малой стойкостью и легко окисляются на воздухе при нормальной температуре, образуя смолы. Формула олефинов имеет тот же вид, как у нафтеннов, но строение их „цепное“, как у парафинов. Углеводороды этого ряда могут быть в газообразном состоянии (этилен C_2H_4 и др.), в жидком (амилен C_5H_{10} и др.) и в твердом состоянии (церотен $\text{C}_{27}\text{H}_{54}$). Молекула этилена изображается в следующем виде:



Превращение олефинов в смолы вызывает усложнение молекул и число атомов в них сильно возрастает. Такое укрупнение молекул называется полимеризацией. Вследствие процесса окисления и полимеризации различных углеводородов получаются нефтяные смолы, отличающиеся большим молекулярным весом, сложностью

строения молекул и разнообразием химического состава. Удельный вес смол около единицы. При дальнейшей полимеризации и окислении смол получаются асфальтены с удельным весом выше единицы. В нефти асфальтены находятся в коллоидальном состоянии. Смолы и асфальтены находятся в большом количестве в тяжелых нефтях, где содержание их может достигать до 15—17%; они плохо сгорают и дают нагар в цилиндрах.

Физические свойства сырой нефти, а также ее состав подвергается значительным изменениям за период хранения. Вследствие того, что легкие продукты нефти улетучиваются, температура вспышки повышается, что сопровождается увеличением удельного веса нефти. В силу непостоянства состава нефти использование ее, как топлива, создает ряд затруднений, кроме того нефть является источником получения весьма ценных продуктов и использование ее как топлива является не рациональным. Первоначальная переработка нефти состоит в перегонке ее при различных температурах, в результате чего нефть разделяется на составляющие ее фракции, или дестиллаты. В дальнейшем дестиллаты подвергаются очистке, для удаления смол, кислородных и сернистых соединений. При перегонке нефти получают дестиллаты: газолиновые, керосиновые, соляровые и остаток от перегонки — мазут. Наиболее легкий дестиллат — газолин — подвергается вторичной перегонке (ректификации), в результате чего получается бензин различных сортов, лигроин и др. При вторичной перегонке нефтяных остатков (мазут) из них получают смазочные масла. Удельный вес нефти колеблется в широких пределах — от 0,73 (наиболее легкая) до 1,0. Ниже приводятся основные данные по физико-химическим свойствам различных жидких топлив, применяемых для судовых двигателей.

Таблица 7

Сорт топлива	Удельный вес при 15°С	Элементарный состав в проц. по весу				Рабочая теплопроизводительность
		С%/о	Н%/о	О%/о	С%/о	
Нефть	0,897	86,5	12,0	1,5		10 430
Бензин	0,928	87,1	11,9	1,0		10 380
Керосин	0,720	85,2	14,8			11 000
Моторное топливо	0,830	85,1	14,2	0,7		10 900
	0,897	86,10	12,25	1,20	0,45	9 320
	0,892	86,20	12,80	1,00		10 030
	0,902	87,10	12,20	0,70		10 170
Мазут	0,914	84,58	11,98	2,87	1,57	10 070
	0,904	86,50	12,76	0,57	0,17	10 100

Таблица 8

Топливо для тракторных двигателей

Физико-химические свойства	Лигроин ОСТ 6812	Керосин ОСТ 6460	
		1-й сорт	2-й сорт
Удельный вес при 20°С не менее	0,775—0,790	0,826	0,826
Фракционный состав:			
выкипает в проц. до 150°С не менее	12	—	—
То же до 200°С	90	10	20
„ „ 270°С	—	80	80
„ „ 300°С	—	98	—
„ „ 315°С	—	—	98

Механические примеси и вода отсутствуют.

О степени очистки керосина судят по цвету; чем лучше очистка, тем он бесцветнее. Плохо очищенный керосин желтеет, вследствие образования смолистых веществ. Присутствие легких летучих углеводородов в керосине делают его огнеопасным (температура вспышки по Абель — Пенскому не ниже 28°С).

Физико-химические свойства	Газойль Э. бакский ОСТ 8842	Соляровое масло ОСТ 3177	Моторное топливо			
			М-2 ОСТ 8111	М-3	М-4 ОСТ 2025	М-5
Удельный вес при 20° С не выше	0,876	0,871—0,881	—	—	—	—
Температура вспышки по Мартенс — Пенскому не ниже	70° С	—	—	60° С	65° С	90° С.
То же по Брекену	—	130° С	65° С	—	—	—
Вязкость по Энглеру при 50° С не выше .	1,4	1,3—1,75	1,15—2,5	5	7,5	9
Температура застывания в ° С не выше .	—20	—20	—15	—5	—5	+36.
Механических примесей в проц. не более .	—	—	0,02	0,1	0,1	0,1
Золы в проц. не более	—0,008	—	0,04	0,08	0,08	0,08.
Воды	отсут.	отсут.	0,5	1,0	2,0	2,0
Серы	0,2	—	0,5	0,5	0,5	0,5
Коксу по Кондрадсону в проц. не более .	0,1	—	1,0	3,0	3,5	4,0.

Газойль, соляровое масло и моторное топливо М-2 используется для быстроходных двигателей Дизеля с механическим распыливанием топлива. Моторное топливо М-3 рекомендуется: 1) для бескомпрессорных двигателей со струйным распыливанием и числом оборотов от 200 до 500 в минуту, при мощности менее 100 л. с. на цилиндр; 2) для двигателей других типов с числом оборотов от 300 до 500 в минуту и мощностью менее 50 л. с. на цилиндр; 3) для двигателей тех установок, которые не подлежат переводу на утяжеленное топливо; 4) в качестве пускового топлива при применении моторного топлива М-5. Моторное топливо М-4 и М-5 рекомендуется для двигателей с числом оборотов менее 300 в минуту. Топливо М-5 предназначается для установок, снабженных устройством для разогрева топлива паром.

§ 20. Горение жидкого топлива

Представления о протекании процесса горения жидкого топлива, за период существования двигателей внутреннего сгорания, неоднократно изменялись по мере накопления знаний в этой области. В течение длительного времени существовала теория Риппеля (1907 г.), который на основании проведенных опытов пришел к выводу, что процессу горения топлива в цилиндре двигателя Дизеля предшествует полное испарение и газификация топлива, с выделением водорода. Свободный водород, по мнению Риппеля, самовоспламеняется в первую очередь, вызывая воспламенение остальной массы горючего. В 1912 г. Р. Дизель полностью разделял теорию Риппеля, которая считалась достоверной до 1921 г.

Эти воззрения на процессы горения были опровергнуты опытами Воллерса и Эмке, произведенными в 1921 г. в Германии. Опыты производились над легким маслом из первичных смол, над парафиновым и каменноугольным дегтярным маслами при различных давлениях в специальной бомбе, которая нагревалась электричеством. Согласно старым теориям, парафиновое масло, как более легко сжигаемое в дизелях, должно было выделить большее количество газообразных продуктов разложения и в том числе водорода. Произведенные опыты не только не подтвердили этих предположений, но показали, что наиболее трудно сжигаемое каменноугольное дегтярное масло дает значительно больший выход газа, чем парафиновое масло. То же самое получилось и по отношению к водороду.

Эти явления объясняются тем, что парафиновое масло принадлежит к ряду насыщенных углеводородов вида C_nH_{2n+2} , у которых связь $C—H$ значительно сильнее $C—C$, поэтому с повышением температуры сначала происходит расщепление углеводородов с выделением углерода, при очень малом выходе водорода. Между тем в дегтярном масле, относящемся к ряду ненасыщенных углеводородов, атомы углерода связаны между собой сильнее, чем с водородом, и в этом случае первым выделяется продукт распада — водород. Дальнейшие исследования привели к выводу, что температуры самовоспламенения разных горючих газов примерно одинаковы и значительно выше температуры самовоспламенения негазицированных топлив. Таким образом было установлено, что температура самовоспламенения горючих

газов не характеризует пригодности топлива для дизелей, в то же время полученные температуры самовоспламенения паров жидких горючих вполне согласуются со степенью легкости сжигания их в дизелях.

В табл. 10 приведены температуры самовоспламенения горючих газов и жидких топлив по Воллерсу и Эмке.

Таблица 10

Топливо	Температура самовоспламенения в кислороде при 1 атм. в °C	
	горючие газы	пары жидких топлив
Парафиновое масло	614—655	240
Легкое масло из первичной смолы .	615—651	326
Каменноугольное дегтярное масло .	645	445

На основании данных, приведенных в таблице, можно сделать заключение, что самовоспламенение топлива происходит до его газификации. Опыты Воллерса и Эмке и дальнейшем послужили основанием для создания новой теории горения топлива в жидкой фазе. За последние годы процесс горения получает новое освещение, при этом снова возникает вопрос о необходимости испарения топлива до его самовоспламенения. Это предположение получает подтверждение в опытах Ротрока (1932 г.). При опытах Ротрока распыленное топливо подавалось в очень небольшом количестве в цилиндр специального двигателя, где воздух многократно сжимался и расширялся. Подаваемое топливо не самовоспламенялось несмотря на высокую температуру сжатия. Самовоспламенение топлива происходило лишь только после 5—6 впрыскиваний. Отсутствие самовоспламенения топлива, несмотря на благоприятные условия, заставляет предполагать, что горение топлива в жидкой фазе не происходит. Малые порции мелко распыленного топлива повидимому полностью испарялись, образуя бедную смесь с воздухом. Только после нескольких впрыскиваний создавалась смесь достаточной концентрации, для самовоспламенения ее в цилиндре. Венцель (1935 г.) на основании опытов с бомбами приходит к заключению, что сгорание газойля в жидком виде — невозможно. Сгорание с резким повышением давления объясняется тем, что топливо к началу повышения давления почти полностью испаряется. Таким образом, целый ряд экспериментальных исследований, произведенных за последние годы, выдвигают новую проблему о горении жидкого топлива после перехода его в парообразную и частично в газообразную фазу.

Явление самовоспламенения топлива по теории Таусса объясняется тем, что отдельные соединения перед самовоспламенением насыщаются кислородом, образуя перекиси (пероксиды) или перенасыщенные неустойчивые кислородные соединения. Это насыщение кислородом происходит при температуре, лежащей близко к температуре самовоспламенения. Внезапное распадение неустойчивого пероксида сопровождается выделением тепла, достаточного для начала процесса самовоспламенения частиц топлива.

Целый ряд исследований установил факт наличия промежуточных видоизменений химического состава топлива перед его самовоспламенением. Эти реакции протекают при более низких температурах и сопровождаются изменением запаха горючего, а также появлением слабого свечения. Впервые это явление было замечено Перкином, который обнаружил, что капли этилового эфира, падая в чашку, нагретую до 200°С, распространяют резкий запах, при этом получается в темноте слабое свечение, имеющее форму языка пламени. Это свечение обладает низкой температурой, так как оно не воспламеняло горючее и не обжигало руки. Такое свечение было названо Перкином „холодным пламенем“. Исследования Календера и др. показали, что для нефтяных топлив также имеет место существование промежуточных реакций окисления, сопровождающихся холодным пламенем. Результаты аналогичных опытов, произведенных в НИДИ, приведены в табл. 11.

Таблица 11

Топливо	Изменение запаха	Появление холодного пламени	Самовоспламенение
Бензин авиационный . . .	280°	290°	415°
Нефть сырая	210°	250°	400°
Керосин	231°	245°	320°
Мазут А	—	260°	380°
Мазут Г	—	255°	380°

Результаты опытов позволяют сделать заключение, что при подогреве большинства жидких топлив до определенных температур в присутствии воздуха происходят реакции неполного окисления, сопровождающиеся холодным пламенем. По своим свойствам холодное пламя аналогично пламени при полном горении и отличается от него лишь меньшим тепловым эффектом. Таким образом, холодное пламя является первой стадией горения большинства жидких топлив и температура его появления лежит близко к температуре самовоспламенения в чистом кислороде.

При экспериментировании, с целью определения температуры самовоспламенения, было замечено запаздывание самовоспламенения топлива при впрыскивании его в нагретую бомбу. Запаздывание самовоспламенения объясняется необходимостью предварительного нагревания топлива до температуры самовоспламенения. Промежуток времени в секундах от момента начала подачи топлива до момента его самовоспламенения называется периодом индукции (запаздывания). На рис. 30 приведены кривые, полученные проф. Гельд при опытах сжигания жидких горючих в бомбах, показывающие зависимость периода индукции от температуры и сорта топлива. С повышением температуры бомбы период индукции сокращается. Опыты Тауссе и Шульте (1924 г.) показали, что при повышении давления в бомбе температура самовоспламенения топлива

значительно понижается. На основании исследований Неймана можно сделать заключение, что при завихрении воздуха период индукции уменьшается, вследствие хорошего перемешивания и улучшения условий передачи тепла частичкам распыленного топлива. Увеличение размера капли вызывает удлинение промежутка времени, необходимого для самовоспламенения, следовательно увеличивается и период индукции: Чем больше период индукции, тем большее количество топлива накапливается в камере сгорания двигателя к моменту его самовоспламенения, в результате чего в период горения происходит значительное и быстрое нарастание давления в цилиндре. При сжигании топлива в бескомпрессорных дизелях большой период индукции увеличивает жесткость работы двигателя, что особенно заметно в быстроходных машинах. Путем добавления в топливо специальных присадок период индукции может быть уменьшен. Запаздывание самовоспламенения топлива заставляет подавать его в цилиндр (дизели) с некоторым опережением, с таким расчетом, чтобы процесс горения начинался вблизи верхней мертвой точки. Установление правильного угла опережения подачи топлива (в углах поворота мотыля) способствует получению наибольшей площади индикаторной диаграммы и наибольшей мощности двигателя. Слишком большое опережение подачи топлива вызывает очень быстрое нарастание давления в цилиндре, что влечет за собой появление металлического стука (жесткий ход машины). Чем быстрее ходит двигатель, тем угол опережения подачи топлива должен быть больше.

Получение температуры самовоспламенения в цилиндре двигателя Дизеля, в конце периода сжатия, еще не обеспечивает надежность работы двигателя, так как необходимо не только получить самовоспламенение топлива, но и достигнуть минимального запаздывания самовоспламенения. Для этого применяется более высокое сжатие с целью получения температуры в $500-550^{\circ}\text{C}$. В этом случае запаздывание самовоспламенения составляет $\frac{1}{200} - \frac{1}{700}$ сек., так как температура в конце сжатия превышает температуру самовоспламенения на $250-300^{\circ}\text{C}$. Исходя из указан-

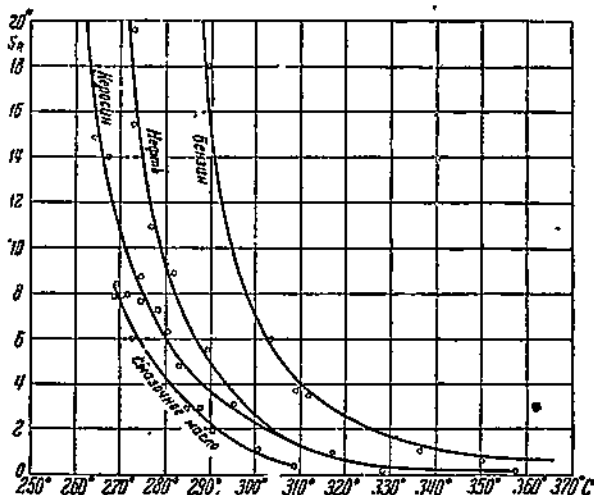


Рис. 30. Время запаздывания самовоспламенения жидкого топлива в зависимости от температуры.

ных соображений, давление в конце сжатия для надежности эксплуатации двигателя должно быть не ниже 26—28 ати.

Распыленное топливо, поступая в цилиндр, сгорает в течение некоторого промежутка времени, величина которого зависит от размера капли и интенсивности вихревых движений в цилиндре. Время, необходимое для протекания реакций горения, начиная с момента самовоспламенения и до момента получения продуктов сгорания, называется продолжительностью сгорания. В дизелях топливо не успевает полностью сгорать за теоретический период горения при постоянном давлении, и этот процесс фактически распространяется на период расширения, заканчиваясь на первой трети хода поршня в тихоходных дизелях и продолжаясь до половины хода поршня в быстроходных. В бензиновых двигателях по той же причине нарастания давления в период горения рабочей смеси не происходит мгновенно при постоянном объеме. Практически линия горения на диаграмме идет не вертикально, а наклонно, показывая, что объем газов при горении увеличивается в среднем на величину $(0,02 \div 0,04)V_h$. Отклонение процесса горения от теоретического при постоянном объеме уменьшает площадь индикаторной диаграммы.

Для бензино-керосиновых двигателей имеет существенное значение скорость распространения пламени, так как в двигателях этого типа воспламенение рабочей

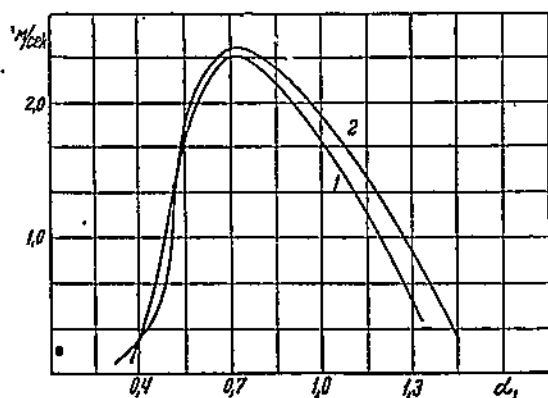


Рис. 31.

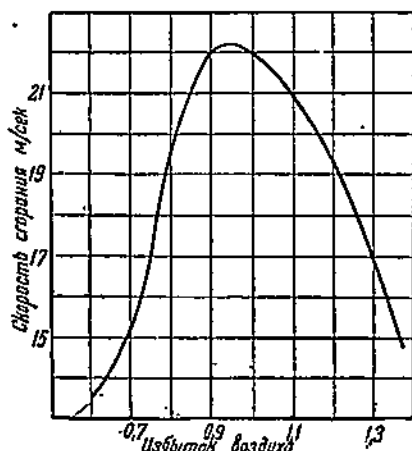


Рис. 32.

смеси начинается в момент зажигания ее электрической искрой, сопровождающееся распространением пламени по всему объему камеры сжатия. Если известна продолжительность сгорания смеси в секундах и расстояние от места зажигания до более отдаленной частицы горючего, то в этом случае может быть определена скорость распространения пламени. По опытам Неймана, скорость распространения пламени зависит в значительной степени от концентрации и начального давления смеси. При опытах сжигания рабочей смеси в бомбе были получены зависимости (рис. 31) для паров бензина при различных коэффициентах избытка воздуха. Кривая 2 для начального давления 2,5 ати и кривая 1 для давления в 1 ати.

По характеру кривых видно, что наибольшая скорость горения смеси бензина с воздухом получается при определенном коэффициенте избытка воздуха ($\alpha_1 \approx 0,7$) и в то же время скорость зависит от начального давления смеси, увеличиваясь с повышением давления. При опытах с двигателем скорость распространения пламени принимают равной отношению расстояния наиболее отдаленной точки камеры сжатия от источника воспламенения к продолжительности горения в секундах. Выводы, полученные из опытов с бомбами, подтверждаются опытами с двигателями, но абсолютные значения скоростей горения в последнем случае получаются примерно в 10 раз больше. Увеличение скорости сгорания, или соответственное увеличение скорости распространения пламени в цилиндре двигателя, следует отнести за счет значительного давления в начале горения, а также вследствие повышенной температуры и вихревых явлений в цилиндре. С увеличением числа оборотов двигателя

скорость вихревых потоков должна увеличиваться, в соответствии с чем должна повышаться и скорость распространения пламени. Это предположение подтверждается целым рядом опытов. Скорость распространения пламени для смеси бензина с воздухом при опытах с двигателем имеет тот же характер, что и при сгорании в бомбах (рис. 32).

В зависимости от физико-химических свойств топлива и температуры в конце сжатия может получиться значительное повышение скорости сгорания с переходом в детонирующие взрывы, сопровождающиеся очень сильным повышением температуры и давления в цилиндре. Детонирующее сгорание вызывается главным образом волнообразным колебанием рабочей смеси, так как при зажигании ее электрической искрой вначале воспламеняется лишь часть смеси в непосредственной близости от искры. Если температура смеси в момент зажигания велика, то продукты сгорания от воспламенившейся части топлива, быстро расширяясь, вызывают сильное сжатие и повышение температуры остальной части рабочей смеси. Это явление вызывает самовоспламенение оставшейся смеси и создает благоприятные условия для возникновения детонации. При детонации скорость взрывной волны достигает 2 000—3 000 м/сек.

Появлению детонации способствует малый коэффициент избытка воздуха при горении ($\alpha \approx 0,9$), более высокая температура в конце сжатия (повышенная степень сжатия) и более низкая температура самовоспламенения топлива. Таким образом, предельная величина степени сжатия в бензиновых двигателях будет зависеть от физико-химических свойств топлива. Детонация вызывает сильный металлический стук и перегрев цилиндра, а также значительное падение мощности.

При детонации индикаторная диаграмма обычно имеет на линии расширения резко выраженные волны, при этом давление в конце сгорания иногда превышает нормальное в 2—3 раза, между тем как площадь диаграммы уменьшается. В настоящее время существуют несколько теорий, объясняющих явление детонации и все же не дающих исчерпывающей картины протекания этого сложного процесса. Многие явления, как то: появление дыма, снижение мощности, природа стуков, возникающих при детонации, а также влияние химического состава топлива на протекание процесса еще недостаточно изучены. Наиболее благоприятные условия для возникновения детонации имеют место в бензиновых двигателях, где рабочая смесь образуется заблаговременно и в период сжатия заполняет цилиндр, нагреваясь до высокой температуры. В бескомпрессорных дизелях, работающих по смешанному циклу, топливо подается в цилиндр с большим опережением и в количестве 25—40% сгорает при постоянном объеме. В двигателях последнего типа детонация обычно проявляется слабее, но в отдельных случаях, особенно в двигателях быстрого хода, детонация все же имеет место. Топливо с повышенной температурой самовоспламенения и большим периодом индукции дает в дизелях детонационное горение, так как за удлиненный период запаздывания самовоспламенения происходит накопление топлива в цилиндре до 70—80% от всего заряда. На основании последних экспериментальных исследований, протекание физико-химических процессов горения смеси топлива с воздухом может быть представлено в виде следующей схемы. Нагревание горючей смеси до высокой температуры, близкой к температуре самовоспламенения, сопровождается образованием продуктов неполного окисления (пероксиды). Пероксиды являются нестойкими взрывчатыми соединениями. Вследствие неравномерности нагревания смеси, температура в отдельных точках ее достигает температуры самовоспламенения, в результате чего возникает реакция горения в небольших объемах смеси, с выделением большого количества тепловой энергии. Местное выделение тепловой энергии сопровождается повышением температуры и образованием скачка давления, вызывающим местное уплотнение газов. Если уплотнение газов не велико, то волна давления распространяется во все стороны со скоростью звука. В зависимости от свойств паро-воздушной смеси может возникать взрывная или детонационная волна, распространяющаяся с огромной скоростью. Чем выше теплотворная способность смеси и чем быстрее происходит выделение тепловой энергии, тем большей величины достигает скачок давления. Сильное сжатие смеси на фронте взрывной волны сопровождается резким повышением температуры, превышающей температуру самовоспламенения смеси. Таким образом распространение самовоспламенения смеси происходит со скоростью взрывной волны. Стук, получающийся в двигателе при детонационном горении, возникает вследствие ударов волн давлений и отраженных волн о стенки цилиндра. При медленном распространении пламени самовоспламенение топлива происходит вследствие теплопередачи от слоя к слою.

Повышение степени сжатия и более высокая температура в конце сжатия, а также более мелкое распыливание топлива и завихрение его уменьшает детонацию в дизелях. Лучшим топливом для дизелей является топливо с низкой температурой самовоспламенения и малым количеством отгонов при низкой температуре. Парафины (алифатический ряд) дают в дизелях более спокойное сгорание и мягкий ход машины, между тем как ароматики, более устойчивые при высоких температурах,

способствуют получению жесткой работы, вызывая детонацию. Вещества, добавляемые к топливу для уменьшения детонации, называются антидетонаторами. Ароматические углеводороды (бензол), спирты, соли свинца, никеля и железа, добавляемые к бензину, позволяют работать двигателю с повышенной степенью сжатия ($\epsilon = 6 \div 8$) без детонации. Особенно сильным антидетонатором является тетраэтиловый свинец $Pb(C_2H_5)_4$ (2—5 г на 1 л бензина). Все эти вещества повышают температуру самовоспламенения легкого топлива. Антидетонаторы для карбюраторных двигателей являются детонаторами для дизелей, так как небольшие присадки вышеуказанных веществ вызывают сильные детонационные стуки в цилиндрах. Если вещества, добавляемые в топливо, уменьшают период индукции, то эти вещества будут являться антидетонаторами для дизелей. Стойкость топлива против детонации обычно определяется сравнением испытуемого топлива со стандартным топливом. Стандартное топливо должно быть стабильно в отношении химического и фракционного состава. Для карбюраторных двигателей эталонным топливом является смесь гецтана (C_7H_{16}), обладающего детонационными свойствами, и изооктана (C_8H_{18}), являющегося антидетонатором. Качество легкого топлива оценивается октановым числом, представляющим собой процентное содержание изооктана в смеси с гецтаном, при котором эталонное топливо начинает детонировать при тех же условиях, что и испытуемое топливо. Нормальное октановое число для бензинов составляет 60—90. Оценка качества дизельного топлива производится по цетеновой шкале, и эталонным топливом является в этом случае смесь цетена ($C_{16}H_{32}$ — антидетонатор) и метицелена (C_9H_{18} — детонатор). Чем выше цетеновое число, тем лучше топливо, так как оно менее склонно к детонации.

§ 21. Количество воздуха, необходимое для сгорания

Для всех расчетов, связанных с процессом горения и определением состава продуктов сгорания, удобно пользоваться килограмм-молекулой вещества, принимая за единицу μ кг газа, где μ есть его молекулярный вес. По закону Авогадро — Жерара в равных объемах различных газов при одинаковом давлении и одинаковой температуре заключается одинаковое число молекул. Следовательно, удельные веса газов γ будут относиться, как их молекулярные веса μ .

Для двух газов будем иметь:

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{\mu_1}{\mu_2}; \quad \gamma_1 = \frac{1}{v_1}; \quad \gamma_2 = \frac{1}{v_2}$$

где v_1 и v_2 — объемы, занимаемые 1 кг газа (удельные объемы)

$$\mu_1 v_1 = \mu_2 v_2 \dots \dots \dots (24)$$

Значения $\mu_1 v_1$ и $\mu_2 v_2$ можно рассматривать, как соответствующие объемы μ_1 и μ_2 кг газов. Таким образом, полученные произведения (24) представляют собой объем, занимаемый газом, количество которого в кг численно равно его молекулярному весу. Килограмм-молекулой, или, сокращенно, моль, называется такое количество газа, вес которого в килограммах равен числу, выражающему его молекулярный вес. Если μ есть молекулярный вес газа, то вес газа в μ кг называется моль. Из выражения (24) следует, что объем моля для всех газообразных тел, при одинаковых давлениях и температурах, есть величина постоянная, так как $\mu_1 v_1$ и $\mu_2 v_2$ есть объем одного моля. Определим объем одного моля азота при нормальных условиях, т. е. при $0^\circ C$ и 760 мм рт. ст. Тогда мы будем иметь: $\mu v = 28,08 \cdot 0,799 = 22,4 \text{ м}^3$. Следовательно, объем одного моля любого газа при тех же нормальных условиях будет составлять $22,4 \text{ м}^3$. Приведем объем одного моля газа к давлению одной технической атмосферы (735,5 мм рт. ст.), сохраняя ту же температуру $0^\circ C$:

$$V_\mu = \frac{760}{735,5} 22,4 = 23,15 \text{ м}^3$$

Для определения газовой постоянной, отнесенной к одному молю, воспользуемся уравнением состояния для μ кг газа

$$P_0 V_\mu = \mu R T_0$$

Полагая: абсолютную температуру газа $T_0 = 273^\circ$, $P_0 = 10\,000$ кг/м³, $V_\mu = 23,15$ м³ равному объему одного моля газа, получим значение газовой постоянной, отнесенной к одному молю

$$R_\mu = \mu R = 848 = \text{const.}$$

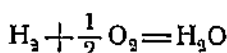
Из полученного выражения видно, что не только объем V_μ , но и газовая постоянная R_μ одного моля для всех совершенных газов является величиной постоянной, что вытекает из закона Авогадро — Жерара.

Значение газовой постоянной, отнесенной к 1 кг газа

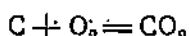
$$R = \frac{848}{\mu} \dots \dots \dots (25)$$

Процессом горения топлива называется химическое соединение составных частей горючего материала с кислородом воздуха, сопровождаемое выделением тепла. Соединение элементов горючего с кислородом может производиться только при определенных весовых отношениях, которые могут быть выражены химическими формулами. Определение количества кислорода, необходимого для сгорания 1 кг заданного сорта топлива, производится на основе элементарного состава топлива, выраженного в процентах по весу. Для удобства расчета весовые данные составных частей топлива переводятся в килограмм-молекулы (моли). Если имеется заданный состав топлива в весовых единицах: С кг углерода, Н кг водорода и О кг кислорода, то, принимая вес одного моля водорода в 2 кг, кислорода в 32 кг и атомный вес углерода в 12 кг, получим состав 1 кг топлива в молях: число молей водорода $\frac{H}{2}$, число молей кислорода $\frac{O}{32}$, число килограмм-атомов углерода $\frac{C}{12}$.

При сгорании одного моля свободного водорода теоретически требуется половина моля кислорода



Сгорание углерода в углекислоту происходит по формуле



т. е. для одного килограмм-атома углерода необходим один моль кислорода. Если 1 кг топлива содержит $\frac{O}{32}$ молей кислорода, то число молей связанного водорода будет в два раза больше, т. е. $\frac{O}{16}$ молей, так как для образования 1 моля H_2O необходимо: 1 моль Н и $\frac{1}{2}$ моля О. Таким образом, число молей свободного водорода в 1 кг топлива будет

$$\frac{H}{2} - \frac{O}{16}$$

и для его горения потребуется молей кислорода

$$\frac{1}{2} \left(\frac{H}{2} - \frac{O}{16} \right) = \frac{H}{4} - \frac{O}{32}$$

Теоретическое количество кислорода в молях, необходимое для сгорания 1 кг топлива заданного состава, будет

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}$$

Принимая во внимание, что воздух содержит по объему 21 часть кислорода и 79 частей азота, найдем полное число молей воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \dots \dots \dots (26)$$

При горении топлива в цилиндре двигателя, вследствие сложной формы камеры сжатия и малого промежутка времени до момента полного сгорания, топливо недостаточно хорошо перемешивается с воздухом. Для обеспечения лучшего горения топлива, а также на случай перегрузки двигателя, в цилиндр вводят некоторый избыток воздуха. В этом случае количество воздуха в молях, поступающее в цилиндр на 1 кг топлива, будет составлять

$$L = \alpha_1 L_0$$

где α_1 — коэффициент избытка воздуха, равный отношению количества воздуха, действительно поступившего в цилиндр двигателя на 1 кг топлива, к количеству воздуха, теоретически необходимому для сгорания.

Неоднородность распределения частиц топлива в смеси его с воздухом ухудшает процесс горения и вызывает неполное использование химической энергии топлива. В продуктах сгорания получается окись углерода и несгоревшее топливо, вследствие чего горение сопровождается дымом и образованием нагара в цилиндре.

При регулировании работы двигателя количеством топлива, подаваемого в цилиндр, коэффициент избытка воздуха будет зависеть от режима работы двигателя. С повышением нагрузки двигателя увеличивается расход топлива, вследствие чего коэффициент избытка воздуха уменьшается.

В табл. 12, согласно опытным данным, указаны значения α_1 при полной нагрузке двигателя, в зависимости от его конструкции. Наиболее низкие значения относятся к бензиновым двигателям, так как в этом случае имеются весьма благоприятные условия образования рабочей смеси. Воздух, поступающий через карбюратор с большой скоростью, хорошо перемешивается с парами бензина и смесь получается однородной. С уменьшением избытка воздуха средняя температура рабочего процесса повышается.

Таблица 12

Тип двигателя	Коэффициент избытка воздуха
Двигатели Дизеля:	
компрессорные	1,7—2,0
бескомпрессорные	1,8—2,2
Двигатели бензиновые судовые	0,9—1,1
" керосиновые	1,1—1,2
" калоризаторные	2,0—2,4
" газовые	1,1—1,2

Определив полное число молей воздуха, необходимое для сгорания 1 кг заданного сорта топлива, найдем его весовое количество

$$G = 28,95L \text{ кг/кг} \quad (27)$$

где 28,95 — вес одного моля воздуха.

По объему при 0°С и давлении 1 ата

$$V = 23,15L \text{ м}^3/\text{кг}$$

То же при T_0 и p_0

$$V_0 = 23,15 \frac{T_0}{273p_0} L \text{ м}^3/\text{кг} \quad (28)$$

Из полного количества L молей воздуха, поступающего в цилиндр, только L_0 молей участвует в горении, остальная часть воздуха $(\alpha - 1)L_0$ молей при горении только нагревается. Для компрессорного двигателя Дизеля часть воздуха используется для распыливания топлива и за всасывающие ходы поршня в цилиндр поступает только $(L - q)$ молей воздуха, где q — количество воздуха в молях, необходимое для распыливания 1 кг топлива. Если q' есть вес вытекающего из форсунки воздуха при распыливании 1 кг горючего, то значение q найдем, разделив величину q' на вес одного моля воздуха

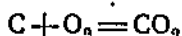
$$q = \frac{q'}{28,95} \quad (29)$$

Значение q' может быть принято в среднем

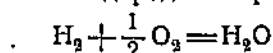
$$q' = 1,2 \div 1,8 \text{ кг/кг}$$

§ 22. Состав продуктов сгорания

Сгорание углерода топлива в углекислоту происходит по формуле



без изменения объема (если пренебречь объемом топлива), и объем получающейся при этом CO_2 будет равен объему O . Так как при сгорании 1 кг атома углерода требуется 1 моль кислорода, то для сгорания $\frac{C}{12}$ кг атомов углерода потребуется соответственно $\frac{C}{12}$ молей кислорода, в результате чего получим $\frac{C}{12}$ молей углекислоты. Сгорание газообразного водорода в пары воды



происходит с уменьшением объема до $\frac{2}{3}$, так как теоретически на 1 моль H необходимо $\frac{1}{2}$ моля O и после реакции получается 1 моль H_2O . Это уменьшение объема при горении смеси имеет место в двигателях, работающих на газообразном топливе. В двигателях, работающих на жидком топливе, H находится в связанном состоянии (не газообразном), а так как топливо занимает незначительный объем, то при сгорании H в действительности происходит увеличение первоначального объема смеси. При сгорании 1 моля H получается 1 моль H_2O и соответственно при сгорании $\frac{H}{2}$ молей водорода, находящегося в 1 кг топлива, будем иметь $\frac{H}{2}$ молей H_2O , т. е. увеличение числа молей при сгорании происходит на величину $\frac{H}{4}$ молей. Число молей кислорода в продуктах сгорания 1 кг топлива будет

$$O = 0,21(\alpha_1 - 1)L_0$$

и азота

$$N = 0,79\alpha_1 L_0 = 0,79L$$

Общее количество продуктов сгорания 1 кг топлива, в молях

$$M = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha_1 - 0,21)L_0$$

§ 23. Средняя молекулярная теплоемкость газов

Для удобства расчета процессов горения теплоемкость газов и их смесей будем относить к одному молю. Если взять объем газа весом μ кг (μ — молекулярный вес), то количество тепла, необходимого для нагревания одного моля газа на 1° , при постоянном его объеме, потребуется: $C_v = \mu c_v$ кал., где c_v — теплоемкость газа при постоянном объеме, отнесенная к 1 кг газа. Исследования Маллар, Лешателье, Лангена и др. показали, что теплоемкость газов возрастает с температурой. Для всех двухатомных газов влияние температур менее заметно по сравнению с трехатомными газами. При опытных исследованиях установлено, что молекулярная теплоемкость всех двухатомных газов одинакова, так как при равных температурах и давлениях для них требуется одно и то же количество тепла, чтобы повысить их температуру на одно и то же число градусов. По данным Зейлингера для двухатомных газов и любых их смесей, зависимость между средней молекулярной теплоемкостью при постоянном объеме и температурой выражается линейным уравнением (в интервале абс. 0° и T):¹

$$C_v(R) = \mu c_v = 4,67 + 0,00051 T \dots \dots \dots (30)$$

¹ Новейшие данные по газовым теплоемкостям даны в сочинении В. Шюле „Техническая термодинамика“ (последнее немецкое издание 1930 г.), причем для CO_2 и H_2O данные сообщаются в виде таблиц; изменяемость mC_p и mC_v несколько отстает от линейной зависимости.

Для углекислоты CO_2 :

$$C_v(\text{CO}_2) = 4,67 + 0,00265 T \dots (31)$$

Для водяных паров H_2O :

$$C_v(\text{H}_2\text{O}) = 4,67 + 0,00212 T \dots (32)$$

Теплоемкости (1 кг газа) при постоянном объеме и постоянном давлении связаны зависимостью

$$c_p - c_v = AR$$

Умножая обе части равенства на молекулярный вес μ и принимая значение термического эквивалента работы $A = \frac{1}{427}$ кал./кгм, при $R_\mu = 848$ получим

$$C_p - C_v = \mu c_p - \mu c_v = \frac{848}{427} = 1,99 \dots (33)$$

Из последнего выражения найдем значение средней молекулярной теплоемкости газа при постоянном давлении

$$C_p = C_v + 1,99 \dots (34)$$

Предположим, что газовая смесь состоит из m_1, m_2, m_3 молей различных газов, с молекулярными теплоемкостями C_1, C_2, C_3 . Для нагревания указанной смеси на 1° потребуется $m_1 C_1 + m_2 C_2 + m_3 C_3$ кал.

$$(m_1 + m_2 + m_3) C = m_1 C_1 + m_2 C_2 + m_3 C_3$$

Теплоемкость смеси:

$$C = \frac{m_1 C_1 + m_2 C_2 + m_3 C_3}{m_1 + m_2 + m_3} \dots (35)$$

Если рассматривать продукты сгорания, как смесь $\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}$ и остатка, состоящего из двухатомных газов (главным образом азота), то теплоемкость этой смеси может быть вычислена по формуле (36) суммарной теплоемкости

$$\left. \begin{aligned} C_v M &= m(R) C_v(R) + m(\text{CO}_2) C_v(\text{CO}_2) + m(\text{H}_2\text{O}) C_v(\text{H}_2\text{O}) \\ M &= m(R) + m(\text{CO}_2) + m(\text{H}_2\text{O}) \end{aligned} \right\} \dots (36)$$

где $m(R)$ — число молей двухатомных газов;

$m(\text{CO}_2)$ — „ „ углекислоты;

$m(\text{H}_2\text{O})$ — „ „ водяных паров.

Пользуясь полученными значениями для молекулярных теплоемкостей, выражение (36) можно привести к виду

$$C_v = A + B'T$$

Аналогично для суммарной теплоемкости при постоянном давлении

$$\left. \begin{aligned} C_p M &= m(R) C_p(R) + m(\text{CO}_2) C_p(\text{CO}_2) + m(\text{H}_2\text{O}) C_p(\text{H}_2\text{O}) \\ C_p &= A' + B'T \end{aligned} \right\} \dots (37)$$

§ 24. Коэффициент остаточных газов

Продукты сгорания, получающиеся в цилиндре четырехтактного двигателя при горении топлива, в конце рабочего хода заполняют весь объем цилиндра. При обратном ходе поршня газы выталкиваются через выпускной клапан, но часть их, заполот температуры; однако, в некоторых температурных интервалах, примерно от 600 до 1400°C , зависимость может быть без большой погрешности принята линейная.

Согласно этому можно принять:

1) для двухатомных газов mC_v среднее равно

$$mC_v = 5,82 + 0,000357 T$$

2) для углекислоты

$$mC_v = 7,615 + 0,00138 T$$

3) для перегретых водяных паров

$$mC_v = 4,56 + 0,0014 T$$

няющая камеру сжатия, остается в цилиндре. Во время хода всасывания оставшиеся продукты сгорания смешиваются с поступившим в цилиндр воздухом или рабочей смесью. Отношение веса G_r оставшихся в цилиндре продуктов сгорания к весу G_g поступившего воздуха называется коэффициентом остаточных газов.

Пользуясь найденным значением G_r (формула 14) и зная вес поступившего воздуха G_g (формула 17) за один цикл, определим значение коэффициента остаточных газов

$$X = \frac{G_r}{G_g} = \frac{V_c P_r}{R_r T_r} : \frac{V_h P_0}{T_0 R_g} \eta_v$$

где V_c — объем камеры сжатия в м³;

P_r — давление при выталкивании в кг/м²;

T_r — абсолютная температура остаточных газов;

V_h — объем, описываемый поршнем за один ход, в м³;

R_r и R_g — газовые постоянные для продуктов сгорания и воздуха (принимая равными)

$$X = \frac{V_c P_r T_0}{V_h T_r \eta_v P_0} = \frac{P_r T_0}{(\varepsilon - 1) T_r P_0 \eta_v} \dots \dots \dots (38)$$

Для компрессорных дизелей необходимо подставить в выражение (38) значение полного коэффициента подачи

$$\eta_v' = \eta_v + \Delta \eta_v$$

Значение коэффициента остаточных газов для четырехтактных дизелей составляет $X = 0,03 \div 0,045$. С увеличением степени сжатия и повышением коэффициента подачи, коэффициент остаточных газов уменьшается. Вследствие меньшего значения ε для бензино-керосиновых двигателей, коэффициент остаточных газов в двигателях этого типа достигает $X = 0,10 \div 0,15$. Остаточные газы способствуют ухудшению и замедлению процесса горения.

При получении значения X было сделано допущение, что газовые постоянные для остаточных газов и воздуха одинаковы. Если принять коэффициент остаточных газов как отношение количества продуктов сгорания (в молях), оставшихся в цилиндре, к количеству поступившего воздуха (в молях), то в этом случае выражение (38) будет иметь точное значение. Для проверки указанного следует сделать подстановку:

$$\frac{G_r}{\mu_r} = M_r; \quad \frac{G_g}{\mu_g} = L; \quad V_c P_r = M_r T_r R_\mu$$

$$X = \frac{M_r}{L}; \quad \eta_v V_h P_0 = L T_0 R_\mu$$

где μ_r и μ_g — молекулярные веса;

M_r и L — число молей остаточных газов и поступившего воздуха; $R_\mu = 848$.

Для сгорания 1 кг топлива, в цилиндр двигателя поступает L молей воздуха. Этот воздух смешивается с остаточными газами. Таким образом, за период сжатия в цилиндре будет M_1 молей смеси

$$M_1 = L + M_r = L + XL = (1 + X) L \text{ молей}$$

где M_r — количество остаточных газов в молях.

Для компрессорных дизелей часть воздуха (q молей) используется для распыливания топлива. Следовательно, за всасывающие ходы поршня в цилиндр поступает лишь $L - q$ молей воздуха. Если q' — вес воздуха в кг, необходимого для распыливания 1 кг топлива, то значение q будет равно по формуле (29)

$$q = \frac{q'}{28,95} \text{ мол./кг}$$

где 28,95 — вес одного моля воздуха.

Таким образом, в цилиндре компрессорного дизеля общее количество смеси (в молях) воздуха и остаточных газов до горения (в период сжатия) будет равно

$$M_1 = (1 + X) L - \frac{q'}{28,95} \text{ молей}$$

Для бескомпрессорных дизелей и двигателей быстрого сгорания

$$M_1 = (1 + X) L \text{ молей}$$

После процесса горения в цилиндре двигателя получают продукты сгорания 1 кг топлива в количестве M молей, в смеси с остаточными газами (M_r молей). Общее количество смеси после горения

$$M_2 = M + M_r \text{ молей}$$

Отношение количества смеси газов в молях после сгорания к количеству смеси газов в молях до горения (с учетом остаточных газов) называется коэффициентом молекулярного изменения смеси при горении

$$\beta = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M + M_r}{L + M_r} = \frac{\frac{M}{L} + \frac{M_r}{L}}{1 + \frac{M_r}{L}} = \frac{\beta_0 + X}{1 + X}$$

$$\beta_0 = \frac{M}{L}$$

где β_0 — отношение количества продуктов сгорания (в молях) к количеству воздуха (в молях) до горения (без учета остаточных газов) называется химическим коэффициентом молекулярного изменения смеси при горении.

$$\beta_0 = \frac{M}{L} = \frac{L + \Delta M}{L} = 1 + \frac{\Delta M}{L}$$

$$\Delta M = M - L = \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha_1 - 0,21) L_0 \right] - \frac{\alpha_1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \text{ молей}$$

где C , H и O — весовое содержание составляющих элементов жидкого топлива, L_0 — по формуле (26), ΔM — увеличение числа молей газа при горении.

Определим отношение $\frac{M_2}{M}$, пользуясь полученными выражениями

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{\beta_0 + X}{1 + X} = \frac{M_2}{L + M_r} = \frac{\frac{M_2}{M}}{\frac{L}{M} + \frac{M_r}{M}}$$

$$\frac{M_2}{M} = \frac{\beta_0 + X}{1 + X} \left(\frac{L}{M} + \frac{M_r}{M} \right)$$

Разделив и умножив на L правую часть равенства, получим.

$$\frac{M_2}{M} = \frac{\beta_0 + X}{1 + X} \left(\frac{1}{\beta_0} + \frac{X}{\beta_0} \right) = \frac{\beta_0 + X}{\beta_0} = 1 + \frac{X}{\beta_0}$$

$$\frac{X}{\beta_0} = \xi; \quad M_2 = (1 + \xi) M$$

Коэффициент молекулярного изменения смеси при горении изменяется в следующих пределах:

$$\begin{aligned} \text{для компрессорных дизелей} \quad \beta &= 1,08 \div 1,10 \\ \text{для бескомпрессорных дизелей} \quad \beta &= 1,028 \div 1,035 \end{aligned}$$

Для нефти при $\alpha_1 = 1$ значение β_0 получается равным 1,066, при $\alpha_1 = 2$, $\beta_0 = 1,033$. Принимая во внимание, что в дизелях коэффициент избытка воздуха при горении меньше $\alpha_1 = 1,8$ почти не бывает, с достаточной точностью можно положить

$$M_2 = (1 + X) M$$

Считая, что остаточные газы имеют тот же состав, что и продукты сгорания, и пользуясь полученным соотношением, определим состав продуктов сгорания 1 кг жидкого топлива с учетом остаточных газов.

$$\left. \begin{aligned} \text{Число молей углекислоты } m(\text{CO}_2) &= (1 + X) \frac{C}{12} \\ \text{„ „ водяных паров } m(\text{H}_2\text{O}) &= (1 + X) \frac{H}{2} \\ \text{„ „ кислорода } m(\text{O}) &= 0,21 (1 + X) (\alpha_1 - 1) L_0 \\ \text{„ „ азота } m(\text{N}) &= 0,79 (1 + X) \alpha_1 L_0 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (39)$$

Общее количество смеси продуктов сгорания и остаточных газов в молях

$$M_2 = m(\text{CO}_2) + m(\text{H}_2\text{O}) + m(\text{O}) + m(\text{N})$$

Так как при анализе продуктов сгорания водяные пары конденсируются, то состав продуктов сгорания в процентах по объему будет следующий:

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= \frac{100 m(\text{CO}_2)}{M_2 - m(\text{H}_2\text{O})}; \quad \text{O} = \frac{100 m(\text{O})}{M_2 - m(\text{H}_2\text{O})} \\ N &= 100\% - \text{CO}_2\% - \text{O}\% \end{aligned}$$

ГЛАВА VIII

РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 25. Процесс сжатия

Расчет или анализ рабочего процесса производится с целью выявления основных параметров термодинамического процесса, протекающего в цилиндре двигателя. В результате расчета представляется возможным построение теоретической индикаторной диаграммы и по ней, с учетом поправок, находится ожидаемое среднее индикаторное давление. Полученные параметры позволяют дать предварительную оценку как экономичности двигателя, так и степени его тепловой нагрузки. Расчет рабочего процесса дает исходные данные для определения главных размеров двигателя и конструктивного расчета его деталей. Окончательное установление основных показателей работы, вновь спроектированного и построенного двигателя, производится после его обкатки, регулировки и заводских стендовых испытаний, а также в период его дальнейшей эксплуатации. Теоретические обоснования полностью не исчерпывают всех факторов, влияющих на работу двигателя.

Прежде чем перейти к рассмотрению способов построения индикаторных диаграмм, необходимо предварительно рассмотреть процессы, происходящие в цилиндре двигателя, и установить влияние отдельных факторов на характер изменения этих процессов. Как первое приближение к действительному процессу строится теоретическая индикаторная диаграмма, которая все же с достаточной точностью изображает закон изменения давлений, в зависимости от мгновенных значений объема газа, заключенного в цилиндре.

Для упрощения расчетов и построений диаграмм принимаются некоторые допущения. Предполагается, что процессы горения протекают при постоянном давлении для компрессорных двигателей Дизеля и при постоянном объеме для двигателей быстрого сгорания. Падение давления при выпуске продуктов сгорания происходит при положении поршня в мертвой точке при постоянном объеме. Выталкивающие и всасывающие ходы поршня для четырехтактных двигателей не вводятся в расчет, но учитываются в виде поправок при определении работы газа за один цикл. Все вышеперечисленные допущения дают возможность лишь приблизительно охватить ход рабочего процесса.

При работе двигателей внутреннего сгорания изменения состояния газа при сжатии и расширении его в цилиндре никогда не протекают адиабатически, и с достаточной точностью можно принять, что эти процессы совершаются по политропе с постоянными показателями n_1 — для линии сжатия и n_2 — для линии расширения. В этом случае уравнение политропы сжатия будет, как известно, иметь вид: $p_a V_a^{n_1} = \text{const}$, где p_a и V_a — давление в ата и объем газа м^3 в начале сжатия. Характер изменения давления, при сжатии воздуха или рабочей смеси в координатах pV , зависит от теплообмена между стенками цилиндра и газом. При изотермическом сжатии (процесс при постоянной температуре) вся работа сжатия переходит в виде тепла в охлаждающую цилиндр воду. При адиабатическом сжатии (без теплообмена) тепло остается в газе и идет на увеличение его внутренней энергии (повышение температуры). Таким образом, в зависимости от характера процесса, линия сжатия будет проходить различно: по мере увеличения отдачи тепла значение n_1 будет уменьшаться и линия сжатия пойдет ниже адиабаты (линия AB_1 рис. 33). В случае нагревания газа стенками цилиндра, значение n_1 будет больше показателя адиабаты и кривая сжатия пойдет выше адиабаты (линия AB_2).

Как показали опытные исследования, условия теплообмена между газом и стенками цилиндра в период сжатия неодинаковы. В начале сжатия происходит нагревание

газа стенками цилиндра ($n_1 > k$) и в конце — наблюдается обратное явление, так как температура газа становится значительно выше температуры стенок цилиндра ($n_1 < k$). Кроме того, целый ряд других факторов, как то: изменение теплоемкости с повышением температуры, состав рабочей смеси, неплотности и материал поршня, способ его охлаждения, также влияют на величину n_1 , вследствие чего за период хода сжатия значение n_1 в действительности меняется в довольно широких пределах. Определение показателя политропы сжатия по индикаторной диаграмме четырехтактного быстроходного двигателя, произведенное автором, показало, что величина n_1 в середине хода поршня равна $n_1 = 1,53$, а в конце

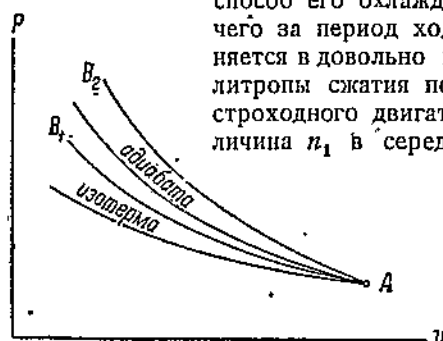


Рис. 33.

составляет $n_1 = 1,17$, при среднем значении за весь период сжатия $n_1 = 1,37$. При расчете значение n_1 принимают постоянным и равным среднему значению за период сжатия. Это допущение упрощает расчет и практически дает результаты, близко согласующиеся с данными испытания двигателей. При выборе среднего значения n_1 следует руководствоваться главным образом скоростью поршня, так как влияние условий охлаждения поршня менее значительно.

Выбранное среднее значение n_1 определяет характер политропы, которая должна совпадать с большей частью линии сжатия. Кроме того, показатель политропы должен правильно определять давление и температуру в конце сжатия. Ниже приводится среднее значение n_1 для двигателей различных типов.

Двигатели Дизеля, быстроходные или с неохлаждаемыми поршнями	$n_1 = 1,36 \div 1,38$
То же средней быстроходности, тихоходные и с охлаждаемыми поршнями	$n_1 = 1,34 \div 1,36$
По Неупаппу для двигателей Дизеля среднее значение	$n_1 = 1,37$
Нефтяные двигатели низкого сжатия с подачей воды в цилиндр	$n_1 = 1,20 \div 1,30$
То же без подачи воды	$n_1 = 1,32 \div 1,35$
Бензиновые и керосиновые двигатели	$n_1 = 1,30 \div 1,35$
Газовые двигатели	$n_1 = 1,33 \div 1,36$

О степени быстроходности двигателя следует судить по средней скорости поршня.

ОСТ 7106 устанавливает для бескомпрессорных дизелей следующие подразделения: 1) двигатели тихоходные со скоростью поршня до 6,5 м/сек. (для четырехтактных двигателей не ниже 5,0 м/сек. и для двухтактных — не ниже 3,75 м/сек.); 2) двигатели с повышенной скоростью поршня до 8,5 м/сек. (для четырехтактных двигателей не ниже 6,5 м/сек. и для двухтактных не ниже 5,5 м/сек.).

Для процесса сжатия, из уравнения политропы и характеристических уравнений газа для начала и конца процесса, найдем соотношения

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1}; \quad 10^4 p_a V_a = GRT_a \quad (40)$$

$$10^4 p_c V_c = GRT_c$$

$$\frac{p_a V_a}{T_a} = \frac{p_c V_c}{T_c}; \quad \frac{p_c}{p_a} = \frac{T_c V_a}{T_a V_c};$$

$$\frac{p_c}{p_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1}; \quad \frac{T_c}{T_a} = \frac{V_c}{V_a} \cdot \frac{p_c}{p_a} = \frac{V_c}{V_a} \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1-1};$$

$$\frac{V_a}{V_c} = \epsilon; \quad p_c = p_a \epsilon^{n_1} \quad (41)$$

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1-1} \quad (42)$$

Из полученных выражений видно, что с повышением степени сжатия и с увеличением показателя политропы сжатия абсолютная температура T_c и давление p_c в конце сжатия повышаются. Чем больше давление p_a и температура T_a в начале сжатия, тем выше будет давление и температура в конце сжатия. Пользуясь выражением (42) и задаваясь значениями T_c и n_1 , можно определить величину ϵ , после чего по фор-

Внутренняя энергия M_2 молей смеси продуктов сгорания и остаточных газов в конце горения при температуре T_z будет

$$U_2 = C_v'' M_2 T_z \dots \dots \dots (44)$$

где C_v'' — средняя молекулярная теплоемкость смеси продуктов сгорания 1 кг топлива и остаточных газов при постоянном объеме.

За первый период горения газ не совершает работы, так как процесс протекает при постоянном объеме и выделившееся тепло идет только на увеличение внутренней энергии газа, т. е. на повышение его температуры. За второй период горения происходит расширение газа, т. е. совершается полезная работа W кгм, на что расходуется AW кал. тепла, где A — термический эквивалент работы $A = \frac{1}{427}$. Воспользуемся первым законом термодинамики и напомним уравнение

$$C_v' M_1 T_c + \lambda H_u = C_v'' M_2 T_z + AW \dots \dots \dots (45)$$

Для определения работы расширения газа во второй период горения воспользуемся уравнениями состояния газа для начала и конца горения

$$P_c V_c = 848 M_1 T_c \dots \dots \dots (46)$$

$$P_z V_z = 848 M_2 T_z \dots \dots \dots (47)$$

Работа расширения газа при изменении его объема от $V_z' = V_c$ до V_z

$$W = (V_z - V_z') P_z = V_z P_z - \sigma P_c V_c = 848 M_2 T_z - 848 \sigma M_1 T_c$$

$$\sigma = \frac{P_z}{P_c} = \frac{P_z'}{P_c}; \quad P_z = \sigma P_c; \quad p_z = \sigma p_c$$

где σ — степень увеличения давления при горении.

Полученное значение W подставим в выражение (45), разделив обе части уравнения на M_1

$$C_v' T_c + \frac{\lambda H_u}{M_1} = \beta C_v'' T_z + \frac{848}{427} \beta T_z - \frac{848}{427} \sigma T_c$$

$$\beta = \frac{M_2}{M_1}; \quad A = \frac{1}{427}; \quad \frac{848}{427} = 1,99$$

где β — коэффициент молекулярного изменения при горении, равный отношению числа молей газа после горения к числу молей газа до горения. Значение β увеличивается при уменьшении коэффициента избытка воздуха при горении (α_1)

$$(C_v' + 1,99 \sigma) T_c + \frac{\lambda H_u}{M_1} = \beta T_z (C_v'' + 1,99)$$

$$C_p'' = C_v'' + 1,99$$

$$(C_v' + 1,99 \sigma) T_c + \frac{\lambda H_u}{M_1} = \beta T_z C_p'' \dots \dots \dots (48)$$

Значение σ принимается с таким расчетом, чтобы давление в конце первого периода горения $p_z' = 42 \div 50$ ата. Из полученного уравнения можно определить абсолютную температуру T_z в конце второго периода горения, так как все остальные величины известны. Для определения объема газа в конце сгорания воспользуемся уравнениями (46) и (47). Разделив второе уравнение на первое, найдем степень предварительного (изобарического) расширения δ

$$\frac{P_z V_z}{P_c V_c} = \frac{M_2 T_z}{M_1 T_c}; \quad \delta = \frac{V_z}{V_c} = \frac{M_2 T_z P_c}{M_1 T_c P_z} = \frac{\beta T_z}{\sigma T_c} \dots \dots \dots (49)$$

$$V_z = \delta V_c = \delta V_z'$$

Для того чтобы определить абсолютную температуру в конце первого периода горения, напомним уравнения состояния газа для точек c и z' диаграммы рис. 34

$$\frac{P_c V_c}{P_z' V_z'} = \frac{848 M_1 T_c}{848 M_2' T_z'}; \quad \frac{T_z' M_2'}{T_c M_1} = \frac{P_z'}{P_c} = \sigma$$

$$V_z' = V_c; \quad T_z' = \frac{\sigma}{\beta} T_c \dots \dots \dots (50)$$

$\beta' = \frac{M_2'}{M_1}$ — коэффициент молекулярного изменения за первый период горения, равный отношению числа молей газа в конце первого периода горения к числу молей газа до горения. Величина β' мало отличается от единицы ($\beta' = 1,01 \div 1,02$) и с достаточной точностью можно положить $\beta' = 1,01$.

Для получения уравнения горения в двигателях типа Отто, в выражении (45) следует положить $W=0$, так как горение происходит при постоянном объеме (рис. 35)

$$C_v' M_1 T_c + \lambda H_u = C_v'' M_2 T_z \dots \dots \dots (51)$$

Давление при горении p_z ата определяется из уравнений (46) и (47) при $V_z = V_c$

$$\sigma = \frac{p_z}{p_c} = \frac{M_2}{M_1} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \beta \frac{T_z}{T_c} \dots \dots \dots (52)$$

$$p_z = \sigma p_c$$

Для получения уравнения горения для компрессорных двигателей Дизеля необходимо в выражении (48) положить $\sigma=1$ и $C_p' = C_v' + 1,99$

$$C_p' T_c + \frac{\lambda H_u}{M_1} = \beta C_p'' T_z \dots \dots \dots (53)$$

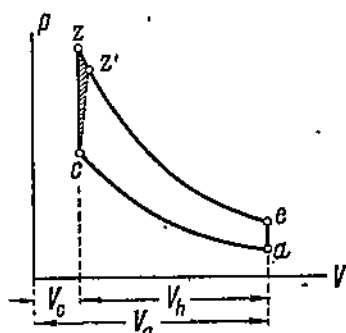


Рис. 35. Теоретическая индикаторная диаграмма двигателя типа Отто.

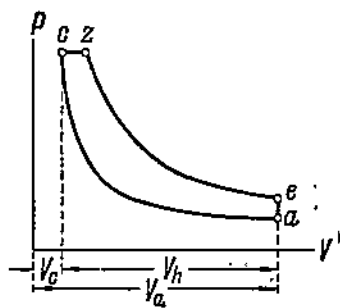


Рис. 36. Теоретическая индикаторная диаграмма двигателя Дизеля.

Объем газа V_z в конце горения найдем по формуле (49), положив $\sigma=1$

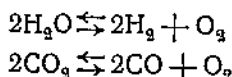
$$\delta = \beta \frac{T_z}{T_c} \dots \dots \dots (54)$$

$$V_z = \delta V_c$$

На рис. 36 показана теоретическая диаграмма компрессорного двигателя Дизеля.

Температура в конце горения топлива в цилиндре двигателя не должна быть слишком высокой, так как при $T_z > 2000^\circ$ начинается значительное разложение паров воды по реакции

и углекислоты



Указанное разложение газов называется диссоциацией.

Диссоциация H_2O и CO_2 вызывает дополнительные потери тепла и понижает температуру горения, так как для разложения одного моля H_2O расходуется $\sim 68\,400$ кал. и на разложение одного моля CO_2 — $68\,200$ кал. тепла.

В современных дизелях абсолютная температура в конце горения обычно не превышает 2000° , вследствие чего влияние диссоциации незначительно и при расчетах таковую не принимают во внимание. В бензиновых двигателях, ввиду весьма малого избытка воздуха при горении, абсолютная температура T_z может достигать до 2500° ; в этом случае приходится учитывать влияние диссоциации газов.

Давление в конце горения	p_z атм
Бескомпрессорные дизели	40—60
Бензиновые двигатели	18—35
Нефтяные с калоризатором	18—25
Газовые двигатели	18—35

§ 27. Процесс расширения

Линию расширения будем рассматривать как политропу с постоянным показателем n_2 . В действительности, за весь период расширения показатель политропы не остается постоянным, а изменяется в довольно широких пределах. В начале расширения, когда газ обладает высокой температурой и имеется процесс догорания, значение $n_2 < k$ меньше показателя адиабаты и меньше среднего значения n_2 за весь период расширения. По мере расширения газа температура его понижается, догорание заканчивается и n_2 становится равным k . При дальнейшем расширении газа будет иметь место $n_2 > k$. Согласно определениям значений n_2 по индикаторной диаграмме быстроходного двигателя Дизеля, автором получены следующие величины: в начале линии расширения $n_2 = 1,00 \div 1,09$, в середине $n_2 = 1,28$ и в конце $n_2 = 1,46$. За весь период расширения получено $n_2 = 1,24$.

При интенсивном теплообмене между газом и стенками цилиндра кривая расширения будет проходить ниже адиабаты и показатель политропы будет больше показателя адиабаты. Догорание газа в период расширения компенсирует потери тепла и приближает линию расширения к адиабате ($n_2 = k$) или изотерме ($n_2 = 1$). Одной из главнейших причин догорания горючей смеси в период расширения является недостаток времени для полного сгорания, так как последняя порция распыленного топлива сгорает с меньшим избытком воздуха, отчего скорость горения уменьшается. Интенсивность теплообмена между газом и стенками цилиндра, а следовательно, и значение n_2 будет зависеть от степени быстроходности двигателя, способа охлаждения поршня, а также от отношения хода поршня к диаметру цилиндра. При расчетах обычно принимают значение n_2 постоянным и равным среднему значению n_2 за весь период расширения, что дает значительное упрощение при расчетах и не вносит большой ошибки. Среднее значение n_2 зависит от типа двигателя, его быстроходности и в значительной степени от условий протекания процесса горения. Некоторая оценка качественной стороны процесса горения дана в предыдущем параграфе, при выборе значения коэффициента выделения тепла. Этот коэффициент учитывает как теплообмен в период горения, так и явление догорания в период расширения. Следовательно, выбранное значение λ в значительной степени предопределяет и величину n_2 . Чем быстроходнее двигатель и чем меньше коэффициент избытка воздуха, тем будет меньше величина λ и тем меньше делается n_2 , что объясняется сильным влиянием догорания. Среднее значение n_2 в зависимости от типа двигателя приводится ниже.

Для двигателей Дизеля	$n_2 = 1,25 \div 1,32$
„ бензиновых двигателей	$n_2 = 1,25 \div 1,30$
„ калоризаторных двигателей	$n_2 = 1,20 \div 1,25$
„ газовых двигателей	$n_2 = 1,25 \div 1,30$

По Neumann'у среднее значение для дизелей $n_2 = 1,27$.

Пользуясь уравнением политропы расширения, найдем абсолютную температуру газа в конце расширения:

для дизелей

$$T_e = T_z \left(\frac{V_z}{V_e} \right)^{n_2-1} = T_z \left(\frac{\frac{V_z}{V_c}}{\frac{V_a}{V_c}} \right)^{n_2-1} = T_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \quad (55)$$

$V_e = V_a$

для двигателей быстрого сгорания

$$\delta = \frac{V_z}{V_c} = 1; \quad T_e = T_z \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \quad (56)$$

Давление в конце расширения в ата:
для дизелей

$$p_c = p_z \left(\frac{b}{\epsilon} \right)^{n_2} \dots \dots \dots (57)$$

для двигателей быстрого сгорания

$$p_c = p_z \left(\frac{1}{\epsilon} \right)^{n_2} \dots \dots \dots (58)$$

Давление в конце расширения равняется 2,5—5 ата. Температура в конце расширения значительно превышает (на 200—300°) абсолютную температуру выхлопных газов, так как последняя измеряется после полного расширения и выравнивания давления газа. Из полученных выражений следует, что абсолютная температура и давление в конце расширения увеличивается с уменьшением численных значений степени сжатия и показателя политропы. Для бензиновых двигателей с малой степенью сжатия ($\epsilon < 5$) абсолютная температура в конце расширения бывает больше, чем у дизелей. Высокая температура газа в конце расширения повышает температуру выхлопа и способствует увеличению потери тепла с отходящими газами.

§ 28. Построение индикаторных диаграмм

При построении теоретических диаграмм будем откладывать по оси абсцисс объемы V в м^3 и по оси ординат давления p в ата. Так как для построения диаграммы имеют значения лишь относительные величины объемов, то можно принять для четырехтактных двигателей

$$V_a = V_c + V_h = A; \quad (A = 200 \text{ или } 300 \text{ мм})$$

Выберем масштаб давлений: 1 ата — b мм.

Основание диаграммы в масштабе чертежа при степени сжатия ϵ будет

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{A}{V_c}; \quad V_c = \frac{A}{\epsilon} \text{ мм}$$

$$V_h = \left(A - \frac{A}{\epsilon} \right) \text{ мм}$$

Для четырехтактных двигателей кривую сжатия можно построить по точкам, согласно уравнению политропы сжатия

$$pV^{n_1} = p_a V_a^{n_1}; \quad p = p_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_1} = p_a \epsilon^{n_1}; \quad \epsilon = \frac{V_a}{V}$$

p_a и n_1 — const, равны принятым значениям при расчете рабочего процесса.

Давая значения ϵ от 1 до ϵ , соответственно получим ряд значений p и V координат точек, принадлежащих политропе сжатия. Откладывая по соответствующим осям значения p и V в принятых масштабах и соединяя полученные точки плавной кривой, построим линию сжатия ac

$$\epsilon_1 = \frac{V_a}{V_1} = 1; \quad p_1 = p_a b = B \text{ мм}; \quad V_1 = V_a = A \text{ мм}$$

Получаем начальную точку линии сжатия

$$\epsilon_2 = \frac{V_a}{V_2} = 1,5; \quad p_2 = B 1,5^{n_1} \text{ мм}; \quad V_2 = \frac{V_a}{1,5} = \frac{A}{1,5} \text{ мм}$$

$$\epsilon_3 = \frac{V_a}{V_3} = 2; \quad p_3 = B 2^{n_1} \text{ мм}; \quad V_3 = \frac{V_a}{2} = \frac{A}{2} \text{ мм}$$

Последняя точка политропы будет при значении

$$\epsilon = \epsilon; \quad p_c = B \epsilon^{n_1} \text{ мм}; \quad V_c = \frac{V_a}{\epsilon} = \frac{A}{\epsilon} \text{ мм}$$

Откладывая в масштабе давлений p_z (давление вспышки для двигателей быстрого сгорания) при значении абсциссы $V_c = \frac{A}{\epsilon}$ мм, будем иметь линию горения cz , для чего точки c и z соединяем прямой линией.

со слабой пружиной. Относя полученную разность двух площадей к основанию диаграммы и пользуясь масштабом давлений, определим истинное среднее индикаторное давление с учетом затраченной работы на всасывание и выталкивание. Поправка к среднему индикаторному давлению может быть оценена с достаточной точностью по формуле

$$\Delta p = p_r - p_a$$

где p_r — давление при выталкивании в ата;

p_a — давление при всасывании.

В этом случае среднее индикаторное давление, с учетом поправки на отрицательную работу, будет: $p_i = p_i'' - \Delta p$, где p_i'' — среднее индикаторное давление, полученное планиметрированием верхней исправленной части диаграммы.

Построение политропы по способу Толе показано на рис. 37. Сущность этого способа состоит в том, что по двум известным точкам политропы находят третью промежуточную при помощи приема, показанного на рис. 37.

§ 29. Среднее индикаторное давление

Среднее индикаторное давление может быть определено аналитически, если не принимать во внимание уменьшение площади индикаторной диаграммы, вследствие исправлений острых углов и конца диаграммы. В этом случае получается среднее теоретическое индикаторное давление. Для определения среднего индикаторного давления найдем алгебраическую сумму работы газа за весь теоретический цикл (рис. 34).

Для бескомпрессорных двигателей работа сжатия будет равна

$$\begin{aligned} W_1 &= \int_{V_a}^{V_c} p dV; \quad p_c V_c^{n_1} = p V^{n_1}; \quad p = p_c V_c^{n_1} \frac{1}{V^{n_1}} \\ W_1 &= \int_{V_a}^{V_c} p_c V_c^{n_1} \frac{dV}{V^{n_1}} = - \frac{p_c V_c^{n_1}}{n_1 - 1} \left| \frac{1}{V^{n_1 - 1}} \right|_{V_a}^{V_c} = \\ &= - \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(\frac{V_c^{n_1 - 1}}{V_c^{n_1 - 1}} - \frac{V_a^{n_1 - 1}}{V_a^{n_1 - 1}} \right) = - \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right); \quad \frac{V_c}{V_a} = \frac{1}{\epsilon} \end{aligned}$$

Работа газа за первый период горения при $V = \text{const}$ равна нулю. За второй период горения при $p_z = p_c = \text{const}$ получим работу газа при изменении его объема от $V_z' = V_c$ до V_z в конце горения

$$W_2 = p_z (V_z - V_z') = p_c \frac{p_z}{p_c} V_c \left(\frac{V_z}{V_c} - \frac{V_z'}{V_c} \right) = \sigma p_c V_c (\delta - 1)$$

Работа расширения (рабочий ход)

$$\begin{aligned} W_3 &= \int_{V_z}^{V_e} p dV; \quad p_z V_z^{n_2} = p V^{n_2}; \quad p = p_z V_z^{n_2} \frac{1}{V^{n_2}} \\ W_3 &= \int_{V_z}^{V_e} p_z V_z^{n_2} \frac{dV}{V^{n_2}} = \frac{p_z V_z^{n_2}}{n_2 - 1} \left| \frac{1}{V^{n_2 - 1}} \right|_{V_z}^{V_e} = \left(\frac{V_z^{n_2 - 1}}{V_z^{n_2 - 1}} - \frac{V_e^{n_2 - 1}}{V_e^{n_2 - 1}} \right) \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} = \\ &= \frac{\frac{p_z}{p_c} \cdot \frac{V_z}{V_c} p_c V_c}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_e}{V_z} \right)^{n_2 - 1} \right] = \frac{\sigma \delta p_c V_c}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\delta}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] \\ \frac{p_z'}{p_c} &= \frac{p_z}{p_c} = \sigma, \quad \frac{V_z}{V_z'} = \frac{V_z}{V_c} = \delta \end{aligned}$$

Работа $W = W_1 + W_2 + W_3$ в кгм за весь теоретический цикл будет соответствовать площади теоретической диаграммы

$$W = P_i' V_h \dots (59); \quad P_i' = \frac{W}{V_h}; \quad p_i' = \frac{W}{10^4 V_h} = \frac{W}{10^4 V_c (\epsilon - 1)}$$

где P_i' — среднее теоретическое индикаторное давление в кг/м²;

V_h — объем, описываемый поршнем за один ход, в м³.

$$p_i' = \frac{W_1 + W_2 + W_3}{10^4 V_h} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left\{ \frac{\sigma \delta}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\delta}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] + \right. \\ \left. + \sigma (\delta - 1) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} \dots \dots \dots (60)$$

Для того чтобы получить теоретическое среднее индикаторное давление двигателей быстрого сгорания, в выражении (60) следует положить степень предварительного расширения $\delta = 1$, и, соответственно, для двигателей постепенного сгорания необходимо приравнять степень увеличения давления $\sigma = 1$.

Полагая $\delta = 1$, получим среднее теоретическое индикаторное давление двигателей быстрого сгорания

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\frac{\sigma}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \dots \dots \dots (61)$$

$$p_i' = \frac{p_a \epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\frac{p_z}{p_c} \cdot \frac{1}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \dots \dots \dots (62)$$

Полагая $\sigma = 1$, получим среднее теоретическое индикаторное давление двигателей постепенного сгорания.

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left\{ \frac{\delta}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\delta}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] + \delta - 1 - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} = \\ = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\frac{\delta}{n_2 - 1} - \frac{\delta}{n_2 - 1} \left(\frac{\delta}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} + \frac{\delta (n_2 - 1)}{n_2 - 1} - \frac{n_1 - 1}{n_1 - 1} - \frac{1}{n_1 - 1} + \right. \\ \left. + \frac{1}{n_1 - 1} \left(\frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\frac{\delta}{n_2 - 1} - \frac{\delta}{n_2 - 1} \left(\frac{\delta}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} + \frac{\delta n_2}{n_2 - 1} - \frac{\delta}{n_2 - 1} - \frac{n_1}{n_1 - 1} + \right. \\ \left. + \frac{1}{n_1 - 1} - \frac{1}{n_1 - 1} + \frac{1}{n_1 - 1} \left(\frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \\ p_i' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left\{ \frac{\delta}{n_2 - 1} \left[n_2 - \left(\frac{\delta}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left(n_1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} \dots \dots \dots (63)$$

При определении среднего теоретического индикаторного давления p_i' в атм. для различных процессов не было учтено уменьшение площади диаграммы вследствие предварения выпуска; кроме того, действительная индикаторная диаграмма не будет иметь острых углов при переходе линии сжатия в линию горения и расширения, что также несколько уменьшает ее площадь. В результате указанного уменьшения площади диаграммы, среднее индикаторное давление в действительности будет меньше, что можно учесть, вводя коэффициент $\varphi = 0,98 \div 0,95$ (коэффициент полноты диаграммы)

$$p_i'' = \varphi p_i'$$

Если дополнительно учесть нижнюю часть диаграммы, соответствующую отрицательной работе для зарядки цилиндра воздухом или рабочей смесью, то среднее индикаторное давление (с поправкой на выталкивающий и всасывающий ходы поршня) получится равным

$$p_i = \varphi p_i' - \Delta p; \quad \Delta p = p_r - p_a$$

где p_r — давление при выталкивании;

p_a — давление при всасывании в ата.

Из полученных выражений для среднего индикаторного давления видно, что с увеличением давления в конце или в начале сжатия (формулы 61 и 62) значе-

Работа четырехтактного теоретического процесса, как известно, выражается формуле (59)

$$W = P_i' V_h = P_i' (V_a - V_c) \text{ кгм}$$

P_i' — среднее теоретическое индикаторное давление четырехтактного двигателя в атм., V_h — объем, описываемый поршнем четырехтактного двигателя за один ход, в м³.

Обозначим для двухтактных двигателей согласно рис. 38:

V_h' — объем, описываемый поршнем за один ход, в м³;

V_a — объем газа в начале сжатия;

V_c — объем газа в конце сжатия (объем камеры сжатия):

V_s — объем цилиндра, занятый выпускными окнами, $V_s = \frac{\pi D^2}{4} h_1$,

где D — диаметр цилиндра в м;

h_1 — высота выпускных окон в м.

Относя значения W к объему V_h' , описываемому поршнем двухтактного тела, получим P_i или, соответственно, p_i — среднее теоретическое индикаторное давление двухтактного рабочего процесса

$$W = P_i V_h' = P_i' V_h = P_i' (V_a - V_c)$$

$$P_i = P_i' \frac{V_h' - V_s}{V_h'} = P_i' (1 - \mu);$$

$$V_a - V_c = V_h' - V_s$$

где μ — отношение высоты выпускных окон к ходу поршня

$$\mu = \frac{V_s}{V_h'} = \frac{h_1}{S}; \quad p_i = p_i' (1 - \mu)$$

Подставляя в полученное выражение значение p_i' — среднего теоретического индикаторного давления рабочих процессов четырехтактных двигателей (по лам 60, 61 и 63), получим соответственно значение p_i — среднего теоретического индикаторного давления аналогичных рабочих процессов двухтактных двигателей.

Для двухтактного рабочего процесса двигателя постепенного сгорания

$$p_i = p_i' (1 - \mu) = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{\delta}{n_2 - 1} \left[n_2 - \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left(n_1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} (1 - \mu) \dots \dots \dots$$

Для двухтактного рабочего процесса двигателей быстрого сгорания

$$p_i = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{p_z}{p_c} \frac{1}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] (1 - \mu) \dots \dots \dots$$

Истинное значение среднего индикаторного давления двухтактного двигателя будет больше на величину ϕp_i , где ϕp_i — добавочный член, учитывающий влияние потерь в конце диаграммы за период выпуска и продувки

$$p_i = p_i' (1 - \mu) \varphi + \phi p_i$$

где φ — коэффициент полноты диаграммы.

Поправка ϕp_i весьма незначительна. Для определения p_i двухтактного двигателя производятся те же вычисления, что и для четырехтактного процесса, рассмотренного в предыдущих параграфах, с той лишь разницей, что необходимо дополнительно выбрать μ — высоту выпускных окон в долях хода поршня и из значения некоторых величин.

T_a — абсолютная температура в точке a рис. 38 (начало сжатия); если некоторого нагрева воздуха в продувочном насосе следует принимать поря

$$T_a = 340 \div 370^\circ$$

p_a — давление в начале сжатия в ата, зависит от давления продувочного воздуха и системы продувки. Для прямоточной продувки и продувки системы Зульцера, с достаточной точностью значение p_a может быть принято равным ¹

$$p_a = \frac{p_s + p_r}{2}$$

где p_s — давление продувочного воздуха; p_r — давление в выхлопной трубе в ата

$$p_r = p_0 + \Delta p; \quad \Delta p = 0,02 \div 0,05; \quad p_0 = 1 \text{ ата}$$

Для остальных типов продувки давление p_a составляет

$$p_a = p_r + (0,03 \div 0,05)$$

Значения остальных величин, входящих в расчет рабочего процесса, принимаются в тех же пределах, что и для четырехтактных двигателей. Средние значения μ для предварительных подсчетов указаны в табл. 17.

Выбранные значения p_a и μ дают возможность определить p_i для двухтактного двигателя и найти индикаторную мощность двигателя и размеры его цилиндра. Определив главные размеры рабочего цилиндра и зная высоту выпускных окон, можно найти необходимые сечения выпускных окон, для чего следует предварительно ознакомиться с теорией продувки двухтактных двигателей. Теоретическая диаграмма двухтактных двигателей строится тем же способом, что и для четырехтактных двигателей, но с некоторыми изменениями, а именно: объем, описываемый поршнем в этом случае, будет (рис. 38)

$$V_h' = V_a - V_c + V_s$$

По предыдущему полагаем

$$V_h' + V_c = A; \quad (A = 200 \div 300 \text{ мм})$$

где $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ — степень сжатия, равная отношению объема цилиндра в момент начала сжатия к объему камеры сжатия

$$\begin{aligned} \varepsilon = \frac{V_a}{V_c} &= \frac{V_h' + V_c - V_s}{V_c} = \frac{V_h' - V_s}{V_c} + 1 = \frac{V_h' \left(1 - \frac{V_s}{V_h'}\right)}{V_c} + 1 = \\ &= \frac{V_h' (1 - \mu)}{V_c} + 1; \quad V_c = \frac{V_h' (1 - \mu)}{\varepsilon - 1} \\ V_h' + V_c &= V_h' + \frac{V_h' (1 - \mu)}{\varepsilon - 1} = A; \quad V_h' = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon - \mu} A \text{ мм} \\ V_s &= \mu V_h' \end{aligned}$$

После построения части диаграммы $acze$ конец ее eda , соответствующий периоду выпуска и продувки, воспроизводится от руки по образцу действительных диаграмм, снятых при испытании двухтактных двигателей. Планиметрируя всю площадь полученной диаграммы и относя ее по предыдущему к объему V_h' (в масштабе), получим среднее индикаторное давление в мм, которое и переведем в атм., пользуясь масштабом давлений.

§ 31. Коэффициент подачи

Прежде чем перейти к рассмотрению коэффициента подачи двухтактных двигателей, необходимо предварительно оценить влияние несовершенства продувки, вводя в расчет рабочего процесса коэффициент X — остаточных газов. Значение X для двухтактных двигателей учитывает в процентах или долях единицы весовое количество продуктов сгорания, оставшихся в рабочем цилиндре после прекращения продувки. Отношение весового количества остаточных газов к весу свежего заряда воздуха будет зависеть от степени совершенства продувки, а также от рациональной

¹ При прямоточной продувке с выхлопом через клапаны p_a можно принимать равным p_s . Прим. ред.

конструкции продувочных и выхлопных органов. Точное значение X для двухтактных двигателей не поддается теоретическому определению, а потому это отношение может быть оценено лишь приблизительно. Если принять во внимание, что при хорошей продувке процесс горения в двухтактных дизелях происходит нормально и выхлопные газы так же бесцветны, как и у четырехтактных двигателей, можно предположить для данного случая, что количество остаточных газов в цилиндре двухтактного двигателя не будет превышать средних норм для четырехтактных двигателей. Экспериментальные исследования работы двухтактного двигателя завода М. А. Н. показали, что коэффициент остаточных газов достигает 13%. Таким образом, при расчете рабочего процесса двухтактного дизеля со щелевой продувкой на осторожности рекомендуется принимать значение $X = 0,10 \div 0,15$. Для двигателей быстрого сгорания с картерной продувкой, вследствие малого избытка воздуха при продувке цилиндра, количество остаточных газов может быть значительно, что следует учитывать при расчете, принимая $X = 0,25 \div 0,30$.

Коэффициентом подачи двухтактных двигателей, по аналогии с четырехтактными, будем называть отношение весового количества воздуха G_g , оставшегося в цилиндре после продувки, к весу воздуха G_0 , который мог бы поместиться в рабочем объеме цилиндра V_h' при давлении P_0 и абсолютной температуре T_0 окружающего воздуха

$$\eta_v = \frac{G_g}{G_0}; \quad X = \frac{G_r}{G_g}$$

Принимая во внимание вес остаточных газов G_r , определим величину G_g . Вес смеси воздуха и остаточных газов, заполняющей цилиндр в момент начала сжатия

$$G_a = G_g + G_r = G_g + XG_g = G_g(1 + X); \quad G_g = \frac{G_a}{1 + X}$$

Из уравнений состояния определим весовое количество смеси G_a и воздуха G_0

$$G_0 = \frac{V_h' P_0}{T_0 R_g}; \quad G_a = \frac{V_a P_a}{T_a R_a}; \quad R_a \approx R_g$$

где R_a и R_g — газовые постоянные для смеси и воздуха;

V_h' — объем, описываемый поршнем за один ход;

V_s — объем цилиндра, занятый выпускными окнами.

$$\eta_v = \frac{G_g}{G_0} = \frac{V_a P_a T_0}{T_a V_h' P_0 (1 + X)}$$

Сделаем преобразование

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h' + V_c - V_s}{V_c} = \frac{V_h' - V_s}{V_c} + 1$$

$$V_h' - V_s = V_h' \left(1 - \frac{V_s}{V_h'}\right) = V_h' (1 - \mu); \quad \mu = \frac{V_s}{V_h'}$$

$$\varepsilon = \frac{V_h' (1 - \mu)}{V_c} + 1; \quad \frac{V_h'}{V_c} = \frac{\varepsilon - 1}{1 - \mu}$$

$$\eta_v = \frac{\frac{V_a}{V_c} P_a T_0}{\frac{V_h'}{V_c} T_a P_0 (1 + X)} = \frac{\varepsilon P_a T_0}{(\varepsilon - 1) T_a P_0 (1 + X)} (1 - \mu) \dots \dots (66)$$

Полный коэффициент подачи для двигателей с воздушным распыливанием топлива

$$\eta_v' = \eta_v + \Delta\eta_v$$

где $\Delta\eta_v$ — увеличение коэффициента подачи от форсуночного воздуха

$$\Delta\eta_v = 0,04 \div 0,06$$

В некоторых случаях в расчет двухтактных двигателей вводят фиктивную степень сжатия ε' , отнесенную к полному объему цилиндра. В этом случае получаем соотношение между фиктивной и действительной степенями сжатия

$$\varepsilon' = \frac{V_h' + V_c}{V_c} = \frac{V_a + V_s}{V_c} = \varepsilon + \frac{V_s}{V_c}$$

$$\frac{V_s}{V_c} = \frac{\frac{V_s}{V_h'}}{\frac{V_c}{V_h'}} = \frac{\mu}{\varepsilon - 1} = \frac{\mu(\varepsilon - 1)}{1 - \mu}$$

$$\varepsilon' = \varepsilon + \frac{\mu(\varepsilon - 1)}{1 - \mu} = \frac{\varepsilon - \mu}{1 - \mu}$$

Определим значение коэффициента подачи, отнесенного к полезному объему цилиндра

$$V_h = V_h' - V_s$$

Для этого случая будем иметь

$$G_0 = \frac{V_h P_0}{T_0 R_g}; \quad \frac{V_a}{V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

$$\eta_v = \frac{\varepsilon P_a T_0}{P_0 (\varepsilon - 1) T_a (1 + \lambda)} \dots \dots \dots (67)$$

Из полученного выражения видно, что с увеличением абсолютной температуры газа в начале сжатия и с повышением коэффициента остаточных газов, коэффициент подачи рабочего цилиндра уменьшается. С повышением давления продувочного воздуха давление P_a в начале сжатия увеличивается, а следовательно повышается и коэффициент подачи. Повышая давление продувочного воздуха, можно значительно увеличить коэффициент подачи и сделать его больше единицы, что составляет существенное отличие процесса зарядки воздухом цилиндра двухтактного двигателя. В четырехтактных двигателях коэффициент подачи рабочего цилиндра всегда меньше единицы (за исключением двигателей с наддувом). Уменьшение высоты выпускных окон увеличивает полезный объем цилиндра и повышает коэффициент подачи, что видно из выражения (66). Повышение коэффициента подачи увеличивает вес свежего заряда воздуха в цилиндре, что позволяет соответственно увеличить количество сжигаемого топлива, повысить среднее индикаторное давление и увеличить мощность двигателя, при сохранении прежних его размеров.

Пользуясь значением коэффициента остаточных газов, определим температуру T_a смеси воздуха и оставшихся в цилиндре продуктов сгорания в начале сжатия. Предполагается, что продувочный воздух с абсолютной температурой T_s , поступая в цилиндр, нагревается только от остаточных газов и что стенки цилиндра не участвуют в теплопередаче. Продукты сгорания весом G_r кг смешиваются с поступившим в цилиндр воздухом весом G_g кг, охлаждаются от температуры T_r' до T_a , отдавая Q кал. тепла

$$Q = G_r (T_r' - T_a) C_1 \text{ кал.}$$

где C_1 — теплоемкость продуктов сгорания.

Поступивший в цилиндр воздух будет нагреваться остаточными газами от температуры T_s до T_a , получая Q кал. тепла

$$Q = G_g (T_a - T_s) C_2$$

где C_2 — теплоемкость воздуха.

С достаточной точностью можно положить $C_1 \simeq C_2$, в этом случае будем иметь

$$G_r (T_r' - T_a) = G_g (T_a - T_s)$$

Из полученного уравнения определим значение T_a

$$T_a = \frac{G_g T_s + G_r T_r'}{G_g + G_r} = \frac{G_g T_s + X G_g T_r'}{G_a} = G_g \frac{(T_s + X T_r')}{G_a}$$

$$X = \frac{G_r}{G_g}; \quad G_g + G_r = G_g + X G_g = G_a; \quad \frac{G_g}{G_a} = \frac{1}{1+X}$$

$$T_a = \frac{T_s + X T_r'}{1+X} \dots \dots \dots (68)$$

$$T_r' = 700 \div 850^\circ$$

Абсолютную температуру продувочного воздуха T_s определим из условий сжатия его в цилиндре продувочного насоса. Считая с достаточной точностью, что процесс сжатия — адиабатический, найдем значение T_s в зависимости от давления продувочного воздуха

$$T_s = T_0 \left(\frac{p_s + \frac{\Delta p}{2}}{p_0 - \frac{\Delta p}{2}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (69)$$

где Δp — потеря давления в клапанах насоса; $\Delta p = 0,03 \div 0,11$ кг/см² (табл. 21); T_0 — абсолютная температура окружающего воздуха, $T_0 = 290^\circ$; $p_0 = 1$ ата.

Полученная формула (68) не учитывает нагрева смеси от стенок цилиндра, поэтому значение T_a следует увеличить на $5 \div 10^\circ$.¹

Для дальнейшего рассмотрения процесса продувки, введем необходимые обозначения:

μ — высота выпускных окон в частях хода поршня, s_1 — ширина выпускного окна, m_1 — число выпускных окон, s_2 — ширина продувочного окна, m_2 — число продувочных окон; $S_1 = \Sigma s_1 = m_1 s_1$ суммарная ширина выпускных окон; $S_2 = \Sigma s_2 = m_2 s_2$ суммарная ширина продувочных окон; p_s — давление продувочного воздуха в ата, p_a — давление в начале сжатия в ата, p_m — среднее давление в цилиндре двигателя за период продувки в ата.

В табл. 17 приведены средние данные, необходимые для предварительного расчета двухтактных двигателей.

Таблица 17

	Типы продувки				
	I	II	III	IV	V
$\frac{\Sigma s_2}{\pi D}$ Нижние продувочные окна . . .	0,25—0,35	0,30—0,50	0,30—0,35	0,25—0,35	0,50—0,60
$\frac{\Sigma s_2}{\pi D}$ Верхние продувочные окна . . .	—	—	—	0,25—0,35	—
$\frac{\Sigma s_1}{\pi D}$ Выпускные окна	0,25—0,30	0,30—0,50	0,25—0,20	0,25—0,30	—
μ { Тихоходные двигатели	0,20—0,22	0,17—0,22	0,18—0,22	0,18—0,22	—
{ Быстроходные двигатели	0,22—0,25	0,22—0,25	0,22—0,25	0,22—0,25	—
p_s { Быстроходные двигатели ата . . .			1,25—1,35		
{ Тихоходные двигатели ата . . .			1,10—1,20		

Для второго типа продувки значения $\mu = \frac{V_s}{V_h} = \frac{h}{S}$ в табл. 17 приведены для определения среднего индикаторного давления. В этом случае величина h складывается из высоты продувочных окон, высоты простенка между рядами окон и высоты

¹ Воздух втекает в цилиндр через продувочные каналы с большой скоростью; в то же время он, входя в цилиндр, несколько расширяется, одновременно охлаждаясь; поэтому правильное здесь T_a не увеличивать на $5-10^\circ$. Прим. ред.

выпускных окон. При расчете ориентировочно можно принять высоту выпускных окон равной $(0,30 \div 0,38)h$; простенок между рядами окон по зеркалу цилиндра делается высотой 30—60 мм. Число продувочных и выпускных окон — одинаково.

На рис. 39 приведено расположение окон в стенке цилиндра двигателя М. А. Н. Углы наклона каналов указаны в ниже помещенной таблице:

Таблица 18

	1	2	3	4
Продувочные окна α . . .	15°	14°35'	13°5'	9°10'
Выхлопные " β . . .	5°	5°	4°40'	3°55'

Продувочные окна занимают около 45% и выпускные около 42% от окружности цилиндра. Значение $\mu=0,193$ S. Высота простенка между окнами 0,040 S. При крайнем нижнем положении поршня расстояние от кромки поршня до нижней кромки продувочных окон составляет 16 мм или 1,78% от хода поршня S. Размеры двигателя: $D=540$ мм, $S=900$ мм, мощность, приходящаяся на один цилиндр, 211 э. л. с. при числе оборотов 110 в минуту.

При определении суммарной ширины продувочных и выхлопных окон следует вычертить разрез цилиндра по окнам, приняв число, размеры и их расположение. На основании указанного чертежа представляется возможным определить суммарную (нормальную) ширину окон. Ввиду того, что направление каналов в стенке цилиндра (М. А. Н.) не совпадает с радиусом окружности цилиндра, необходимо найти нормальную ширину каждого канала и для расчета взять их сумму. Угол наклона продувочных и выхлопных окон делается различным для каждого окна в отдельности. При расчете продувки следует принять средние значения угла наклона каналов как для продувочных, так и для выхлопных окон. Расстояние от нижней кромки продувочных окон до верхней кромки поршня, при крайнем нижнем его положении, зависит от конфигурации днища поршня и от угла наклона продувочных окон. При наличии указанного расстояния, на кривой открытия продувочных окон будет иметь место горизонтальный участок.

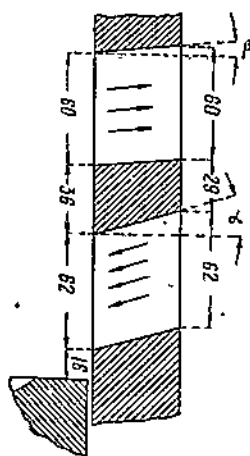


Рис. 39.

Для двигателя Зульцера (рис. 49) расчетная высота выхлопных окон составляет 18,2% от хода поршня, высота нижних продувочных окон 8,2% и верхних 14%. Высота простенка между окнами 7,28% от хода поршня. Суммарная ширина выхлопных окон составляет $S_1=0,38\pi D$ и продувочных $S_2=0,38\pi D$. Наклон верхних продувочных каналов 30° и нижних 45°. Выхлопных окон — восемь и такое же число продувочных. Давление продувочного воздуха $p_s=1,35$ ата. Главные размеры двигателя: $D=510$, $S=550$. Мощность в одном цилиндре 480 э. л. с.

Ниже помещаются некоторые данные по элементам продувки двигателей различных типов (табл. 19).

В период продувки в цилиндр двигателя необходимо ввести определенное количество воздуха для горения топлива. Кроме того, часть продувочного воздуха, смешиваясь с продуктами сгорания, уходит в выхлопную трубу, вследствие чего необходимо вводить в цилиндр некоторый избыток воздуха, величина которого будет зависеть от системы продувки.

Коэффициентом избытка воздуха при продувке называется отношение объемов, описываемых поршнями продувочных насосов, к объемам, описываемым поршнями рабочих цилиндров за один оборот двигателя.

Обозначая коэффициент избытка воздуха в этом случае через α_2 , найдем вес воздуха, при температуре T_0 и давлении p_0 машинного помещения, подаваемого продувочным насосом во все рабочие цилиндры за один оборот вала двигателя

$$g_s = 1,25 \frac{273}{T_0} p_0 \alpha_2 V_0 \eta_n \cdot \text{кг} \dots \dots \dots (70)$$

Полагая: $p_0=1$ ата, $T_0=290^\circ$, получим

$$g_s = 1,18 \alpha_2 V_0 \eta_n \dots \dots \dots (71)$$

$$V_0 = z V_h'$$

Таблица 19

Тип продувки	III	III	III	IV	IV	IV	IV	IV
Мощность в цилиндре э. л. с.	50	60	335	400	100	350	450	312
Диаметр цилиндра D в мм	285	240	650	600	290	600	680	422
Ход поршня S в мм	360	330	860	1040	500	1060	1200	500
Число оборотов-л в мин.	300	375	105	135	300	110	100	450
Коеф. избытка воздуха α ₂	1,45	1,67	1,35	1,56	1,45	1,71	1,74	1,55
Давление продувочного воздуха ата	—	1,25	—	1,15	1,25	—	1,15	1,32
Высота окон в процентах от S								
Продувочных верхних	—	—	—	6,4	8,6	13	12,3	18,6
" нижних	15,6	28	22	8,1	6,2	8	8,3	7,6
Выхлопных	28,6	20	22	16	10	22	22,5	14
Высота перемычки	—	—	—	13,5	6,2	11	10,4	2,8
Суммарная ширина окон в проц.								
Продувочных верхних	—	—	—	31,5	31,8	27	25,5	38,2
" нижних	31,3	33,4	32,6	31,5	22	27	25,5	40
Выхлопных	26,8	23,7	22,5	23,9	31,8	22	21	26
„Время — сечение“ см²·сек.								
Свободного выхлопа	0,57	0,44	9,1	3,85	1,11	12,2	} 170	0,8
Принужденного выхлопа	10,45	3,69	71,6	61,4	2,96	107,9		5
Продувки, нижние окна	3,33	4,10	80,5	23,4	0,48	23		1,7
" верхние	—	—	—	43,8	2,7	58,2	82	6,88
Условные средние скорости м/сек.								
Свободного выхлопа	322	310	270	642	268	190	—	745
Принужденного выхлопа	28,7	69,5	48	67	143	38	—	194
Продувки	75	62,5	43	61	131	59	61,5	113

где z — число рабочих цилиндров; 1,25 — удельный вес воздуха при 0°С и давлении 1 ата; V_0 — объем, описываемый поршнями рабочих цилиндров за один ход, в м³; $\eta_n = 0,85 \div 0,94$ коэффициент подачи продувочного насоса.

С увеличением скорости поршня продувочного насоса величина $\eta_{\text{п}}$ будет уменьшаться.

Таблица 20

Коэффициент избытка воздуха	Типы продувки				
	I	II	III	IV	V
$\alpha_2 =$	1,6—1,7	1,4—1,5	1,5—1,6	1,5—1,7	1,5—1,6

С уменьшением величины α_2 мощность, затраченная на работу продувочного насоса, уменьшается, и механический коэффициент полезного действия двигателя увеличивается.

Выше приведенное определение коэффициента избытка воздуха при продувке дает возможность путем подсчета легко определить значение α_2 , для построенных двухтактных двигателей, с поршневыми продувочными насосами. Действительное количество воздуха, поступающее в цилиндры двигателя при продувке, будет зависеть от величины α_2 и коэффициента подачи продувочного насоса, что видно из формулы (70). Некоторые авторы при расчете продувки вводят значение $\alpha_2' = \alpha_2 \eta$, называя его действительным коэффициентом избытка воздуха при продувке. В этом случае значение α_2' может быть определено как отношение объема свободного воздуха (при p_0 и T_0), фактически поданного в цилиндры (или цилиндр) проду-

вочным насосом за один оборот коленчатого вала двигателя, к суммарному объему V_0 рабочих цилиндров (или к объему одного цилиндра). Такое определение α_2' может быть принято как для поршневых, так и для центробежных и ротативных продувочных насосов. Значение α_2' изменяется в пределах от 1,2 до 1,55.

§ 32. Системы продувки

В двигателях двухтактного типа процесс зарядки цилиндра воздухом или рабочей смесью совершается за очень короткий промежуток времени, соответствующий прохождению поршнем лишь части своего хода.

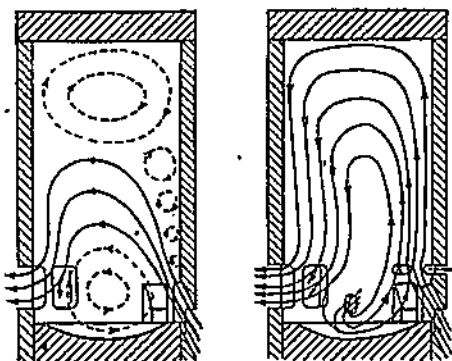


Рис. 40. Продувка системы Круппа.

Воздух, необходимый для горения топлива, подается в цилиндр под давлением $0,10 \div 0,35$ ати через продувочные окна. В зависимости от конструкции воздухоподводящего устройства, двухтактные двигатели могут быть разделены на шесть основных типов.

Первый тип продувки. На рис. 15 показан разрез цилиндра двухтактного двигателя Дизеля с продувкой первого типа. Описание такого двигателя дано в § 8.

Частичное вытеснение поршнем воздуха из цилиндра после закрытия продувочных окон служит причиной уменьшения веса свежего заряда, что вызывает, в свою очередь, уменьшение среднего индикаторного давления. Расход воздуха на продувку первого типа несколько увеличен по сравнению с последующими типами. Отсутствие клапанов в рабочем цилиндре и их приводов значительно упрощает конструкцию двигателя и облегчает его обслуживание. Рассмотренный способ про-

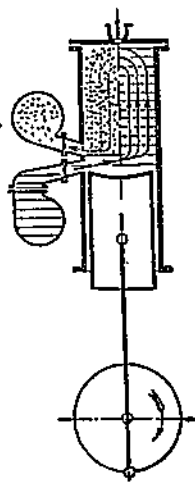


Рис. 41.
Продувка.

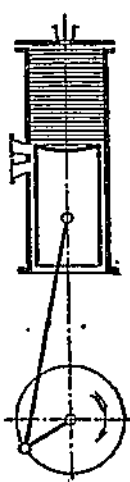


Рис. 42.
Сжатие.

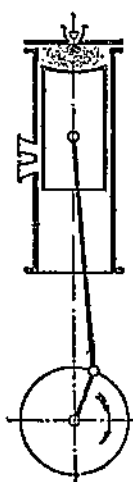


Рис. 43.
Рабочий ход.

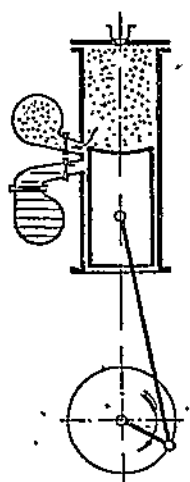


Рис. 44.
Выпуск.

дувки широко применяется в нефтяных двигателях быстрого сгорания с картерной продувкой. Двигатели Дизеля с первым типом продувки строятся заводами: Kupp (Германия), Werk Guste (Голландия), Atlas-Diesel (Швеция).

На схеме рис. 40 показан новый тип продувки системы Круппа. Характерной особенностью этой системы является применение дополнительных отсасывающих окон малых размеров, расположенных над продувочными окнами и соединенных с выхлопным трубопроводом. Кроме того, имеются еще малые продувочные окна, размещенные между выхлопными и продувочными окнами, производящие допол-

нительную очистку средней части цилиндра от продуктов сгорания. На левой фигуре показано направление струй продувочного воздуха при обычной продувке первого типа. В этом случае в цилиндре создаются значительные круговые вихри и мертвые пространства, не продуваемые воздухом. Благодаря отсасывающему действию дополнительных окон в новой системе продувки поток воздуха приобретает вертикальное направление и хорошо очищает цилиндр.

Бескомпрессорный двигатель Крупна, построенный с указанной системой продувки, показал при испытании расход топлива в 167 г на 1 э. л. с. в час при бездымном выхлопе.

Второй тип продувки. На рис. 41—44 приведены схемы действия двухтактного двигателя системы М. А. Н. с петлевой продувкой.

Выпускные и продувочные окна располагаются в нижней части цилиндра в два ряда. Верхние окна служат для выпуска продуктов сгорания, а нижние окна для продувки цилиндра воздухом. В конце рабочего хода сначала открываются кромкой поршня выпускные окна и в тот момент, когда давление в цилиндре сравняется с давлением продувочного воздуха, открываются поршнем продувочные окна и начинается продувка. Вследствие наклона продувочных каналов вниз, воздух, поступая в цилиндр, направляется дном

поршня и стенками в верхнюю часть цилиндра и, описывая петлю, вытесняет продукты сгорания через выпускные окна в выхлопную трубу. При движении поршня вверх сначала закрываются продувочные окна, а затем выпускные, аналогично с первой системой продувки. Второй способ продувки широко применяется в двигателях М. А. Н. как простого, так и двойного действия большой мощности.

На рис. 45 показан поперечный разрез шестицилиндрового судового двухтактного двигателя тронкового типа, с продувкой цилиндра по системе М. А. Н. Мощность двигателя $N_e = 2000$ л. с. при числе оборотов $n = 225$ в минуту. Диаметр цилиндра $D = 520$ мм и ход поршня $S = 700$ мм.

Третий тип продувки (рис. 46). Продувочные окна, как и у первого типа продувки, располагаются против выпускных. Высота выпускных и продувоч-

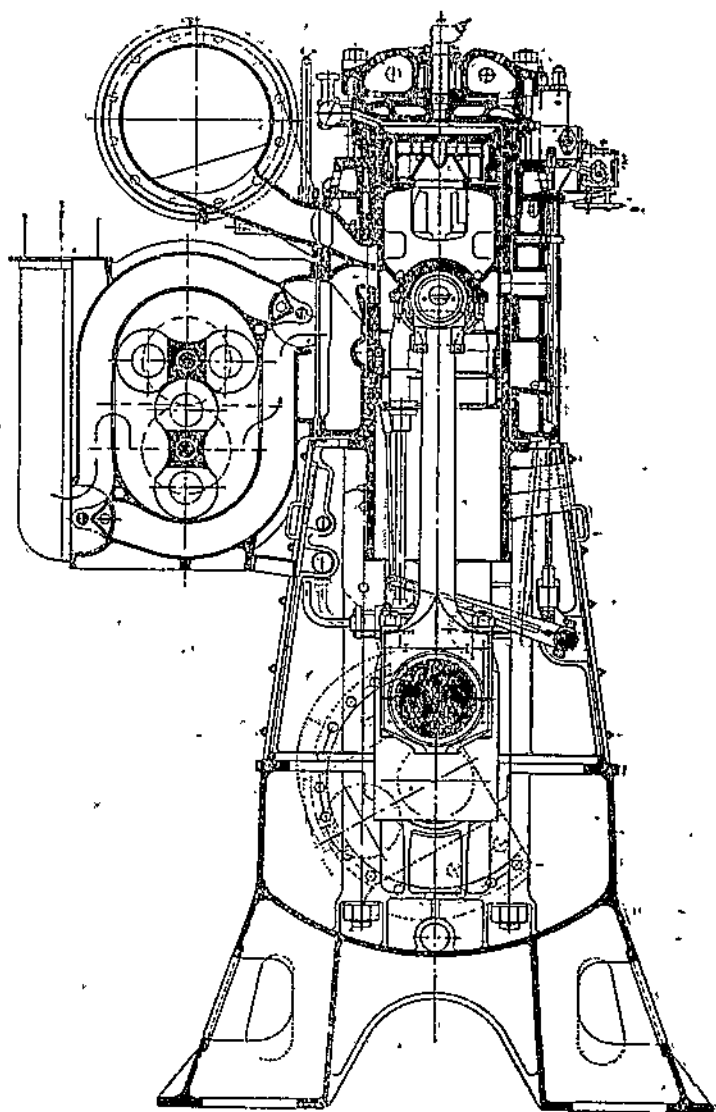


Рис. 45. Двухтактный тронковый двигатель системы М.А.Н.

ных окон одинакова. Для направления струй продувочного воздуха в верхнюю часть цилиндра впускные каналы располагаются наклонно. Впускные окна открываются кромкой поршня одновременно с продувочными, но ввиду того, что впуск воздуха в цилиндр регулируется вращающимся золотником, продувка начинается лишь с того момента, когда давление в цилиндре делается равным давлению продувочного воздуха и откроется золотник. После открытия золотника продувочный воздух поступает в цилиндр через продувочные окна, вытесняя продукты сгорания в выхлопную трубу. При движении поршня вверх происходит продувка цилиндра до того момента, когда кромка поршня перекроет одновременно продувочные и выпускные окна, после чего начинается процесс сжатия. При данной системе продувки давление в начале сжатия и среднее индикаторное давление будет больше, чем при продувке по первому способу, а также несколько уменьшается и расход воздуха на продувку. Указанная система продувки применяется заводами „Русский Дизель“ и Fiat.

В некоторых конструкциях двигателей с продувкой третьего типа высота продувочных окон делается больше выпускных. Такой конструкцией достигаются те же результаты наддува, что и в двигателях Зульцера с четвертым типом продувки, который будет описан дальше.

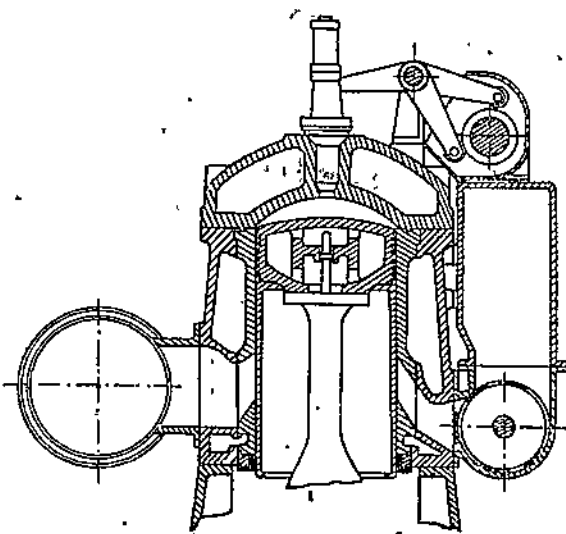


Рис. 46. Продувка завода „Русский Дизель“.

поршня верхние продувочные окна 1, а затем выпускные 2. Клапан 3 за этот период остается закрытым. Продукты сгорания вытекают в выхлопную трубу, и давление в цилиндре падает. Когда поршень своей кромкой откроет нижние продувочные окна 4, распределительный механизм в тот же момент откроет впускной клапан 3 и продувочный воздух начинает поступать в цилиндр одновременно через оба ряда продувочных окон, вытесняя продукты сгорания в выхлопную трубу. Для лучшей очистки верхней части цилиндра от продуктов сгорания, продувочные каналы располагаются наклонно. При движении поршня вверх сначала закрываются нижние продувочные окна, а затем выпускные. Верхние продувочные окна остаются открытыми и через них воздух продолжает поступать в цилиндр, пока они не закроются верхней кромкой поршня, после чего начинается процесс сжатия. Впуск добавочной порции продувочного воздуха, при закрытых выпускных окнах, несколько увеличивает вес заряда в цилиндре (явление наддува). При указанных условиях в том же объеме цилиндра можно сжечь большее количество топлива, в результате чего, удельная мощность двигателя повышается. Четвертый тип продувки с управляемым клапаном имел применение в двигателях завода Зульцера. На рис. 49 показан двухтактный двигатель Зульцера новейшего типа с автоматическими продувочными клапанами. Клапаны состоят из набора тонких дисков, открывающихся автоматически в тот момент, когда давление в цилиндре делается несколько меньше давлений продувочного воздуха. Вследствие разности давлений диски приподнимаются и воздух начинает поступать в цилиндр через верхние

На рис. 47 приведен поперечный разрез двигателя завода „Русский Дизель“ ($D=240$ мм; $S=380$ мм) с продувкой третьего типа, но с продувочными окнами выше выхлопных. Продувочные окна имеют перегородку для лучшего направления струй воздуха в верхнюю часть цилиндра. Продувка регулируется автоматически действующими клапанами.

Четвертый тип продувки (рис. 48). Продувочный воздух поступает в цилиндр через двойной ряд окон, расположенных в нижней части цилиндра против выпускных окон. При движении поршня вниз сначала открываются кромкой

продувочные окна. Открытие нижних продувочных окон производится верхней кромкой поршня.

Пятый тип продувки (рис. 50). Продувка цилиндра производится через окна, размещенные в нижней части цилиндра по всей его окружности. Расположение окон сделано таким образом, что продувочный воздух получает тангенциальное вращение, которое при бескомпрессорных дизелях способствует лучшему перемешиванию воздуха со струями распыленного топлива. Выпуск продуктов сгорания производится через один или несколько клапанов, находящихся в крышке цилиндра. При одном клапане, форсунка (одна или две) располагается сбоку. Обычно в цилиндровой крышке помещается два или четыре выпускных клапана и одна форсунка в центре крышки.

При движении поршня вниз сначала открывается выпускной клапан (или клапаны), через который продукты сгорания и вытекают в выхлопной трубопровод. После того, как давление в цилиндре делается равным давлению продувочного воздуха, поршень своей верхней кромкой открывает продувочные окна и начинается продувка цилиндра. При движении поршня вверх закрываются выхлопные клапаны и продувочные окна и начинается в цилиндре процесс сжатия. Соотношение между площадями прохода клапанов и продувочных окон, а также согласование фаз распределения позволяет при этой системе легко получать значительный наддув.

Воздух, поступая в цилиндр через окна, расположенные по всей окружности цилиндра, образует сплошной поток, вытесняя продукты сгорания по кратчайшему расстоянию. Хорошая очистка цилиндра получается при малом расходе продувоч-

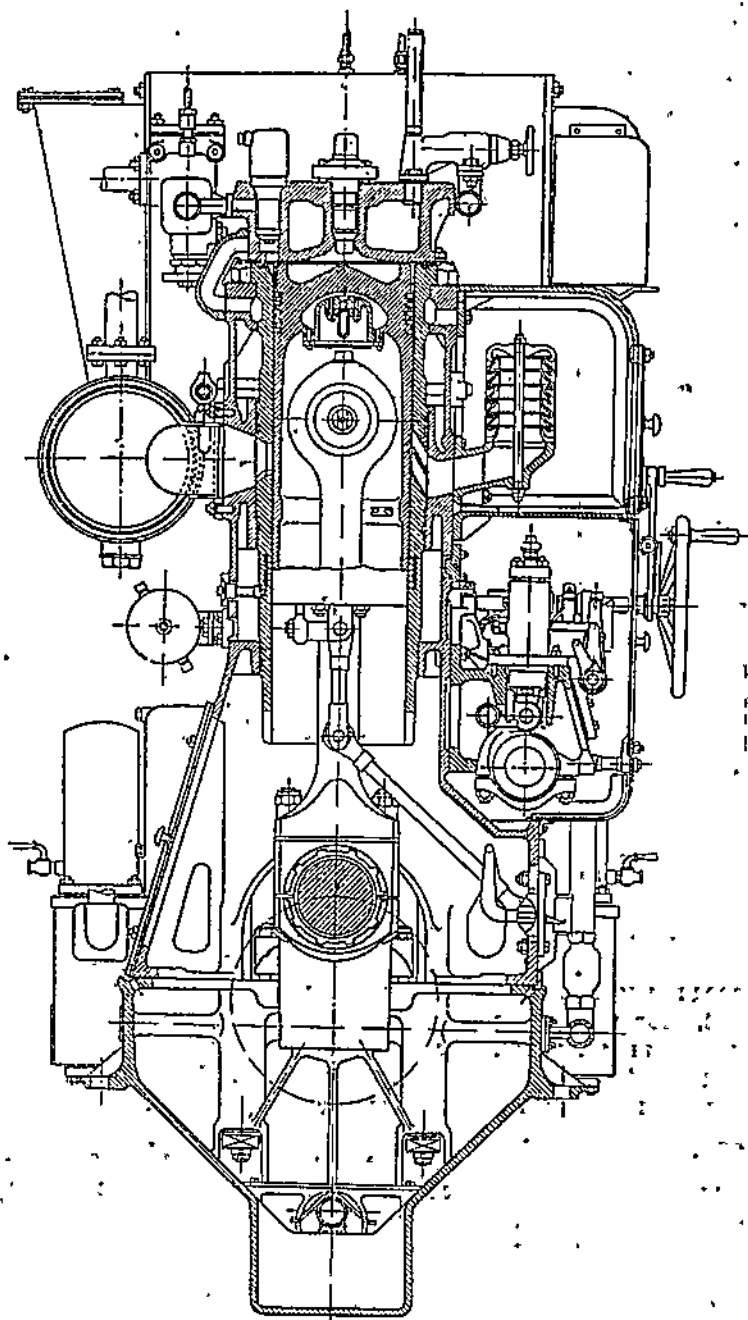


Рис. 47. Двухтактный двигатель завода „Русский Дизель“.

ного воздуха. Сечение окон может быть наибольшим при минимальной их высоте, что увеличивает полезный ход поршня. Простенки между окнами хорошо охлаждаются струями продувочного воздуха. Для лучшей очистки цилиндра от продуктов сгорания, в цилиндры двухтактных двигателей, как сказано выше, вводится некоторый избыток воздуха, который вытекает через выпускные органы во время продувки. При выпуске газа из цилиндра через клапаны, избыточный продувочный воздух, протекая с большой скоростью через узкую щель клапана, хорошо охлаждает и очищает его от нагара, что способствует длительной работе клапана без притирки. Недостатком прямоточной системы продувки является некоторая сложность конструкции как крышки цилиндра, так и всего распределительного устройства выпускных клапанов.

Описываемый тип продувки имеет применение в двигателях фирмы Бурмейстер и Вайн в Дании (Копенгаген). Двигатели аналогичной конструкции строятся фирмой Харланд и Вольф в Англии (Бельфаст), фирмой Винтон в США и многими другими; постройка двигателей того же типа осваивается также на некоторых заводах СССР: Красное Сормово, Коломенском, НАТИ и др. В двигателях большой мощности тихоходного типа вместо выпускных клапанов применяется цилиндрический золотник с поступательным движением, который располагается в цилиндрической крышке. В зеркале золотника имеются выпускные

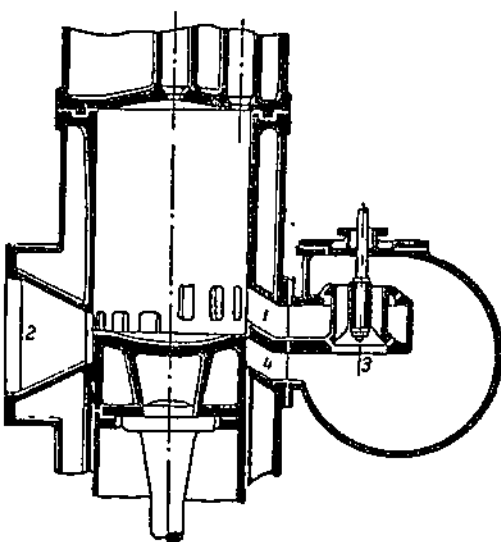


Рис. 48. Продувка системы Зульцера.

окна, сообщающиеся с выхлопным трубопроводом. Эта система продувки, именуемая прямоточной, обеспечивает получение значительного наддува в рабочем цилиндре, а также низкие значения коэффициента остаточных газов, что позволяет развивать высокое среднее индикаторное давление. Такие двигатели строятся тихоходными большой мощности, а также быстроходные для тепловозов при $n=700$ и даже для автомобилей при числе оборотов до 2000 в минуту (Америка). Двигатели этой системы успешно конкурируют с четырехтактными двигателями при всех мощностях.

Шестой тип продувки. На рис. 51 показана схема действия двухтактного двигателя Юнкера, с противоположно-движущимися поршнями. Цилиндр двигателя открыт с обеих сторон и в нем находятся два поршня, которые могут двигаться навстречу друг другу (сжатие) или расходиться в противоположные стороны (рабочий ход). Нижний поршень соединяется при помощи шатуна со средним мотылем коленчатого вала. Шток верхнего поршня соединяется с траверсой, которая имеет на своих концах обратные шатуны, соединяющиеся с двумя крайними мотылями. Расположение среднего мотыля по отношению двух крайних под 180° (для реверсивных двигателей). Продувочные и выпускные окна располагаются по всей окружности цилиндра и открытие их совершается кромками рабочих поршней. Нижний поршень открывает выпускные окна, а верхний — продувочные. Высота выпускных окон делается больше продувочных, чем достигается выпуск продуктов сгорания из цилиндра до начала продувки. Форсунка, помещающаяся в средней части цилиндра с боку, подает топливо в камеру горения, которая образуется в цилиндре в период сжатия в момент сближения поршней. При расхождении поршней (период расширения или рабочий ход) нижний поршень 1 своей верхней кромкой начинает открывать выпускные окна, через которые продукты сгорания вытекают в кольцевое пространство, соединяющееся с выхлопной трубой. После того как давление в цилиндре упадет, верхний поршень 2 начинает открывать своей нижней кромкой продувочные окна. Воздух при давлении 0,1—0,2 ати поступает в цилиндр, вытесняя продукты сгорания и заполняя весь объем цилиндра. Таким образом, продувка системы Юнкера относится также к прямоточной системе. В настоящее время двигатели аналогичной конструкции строятся на заводе Доксфорда в Англии, мощностью на цилиндр до 1500 л. с.

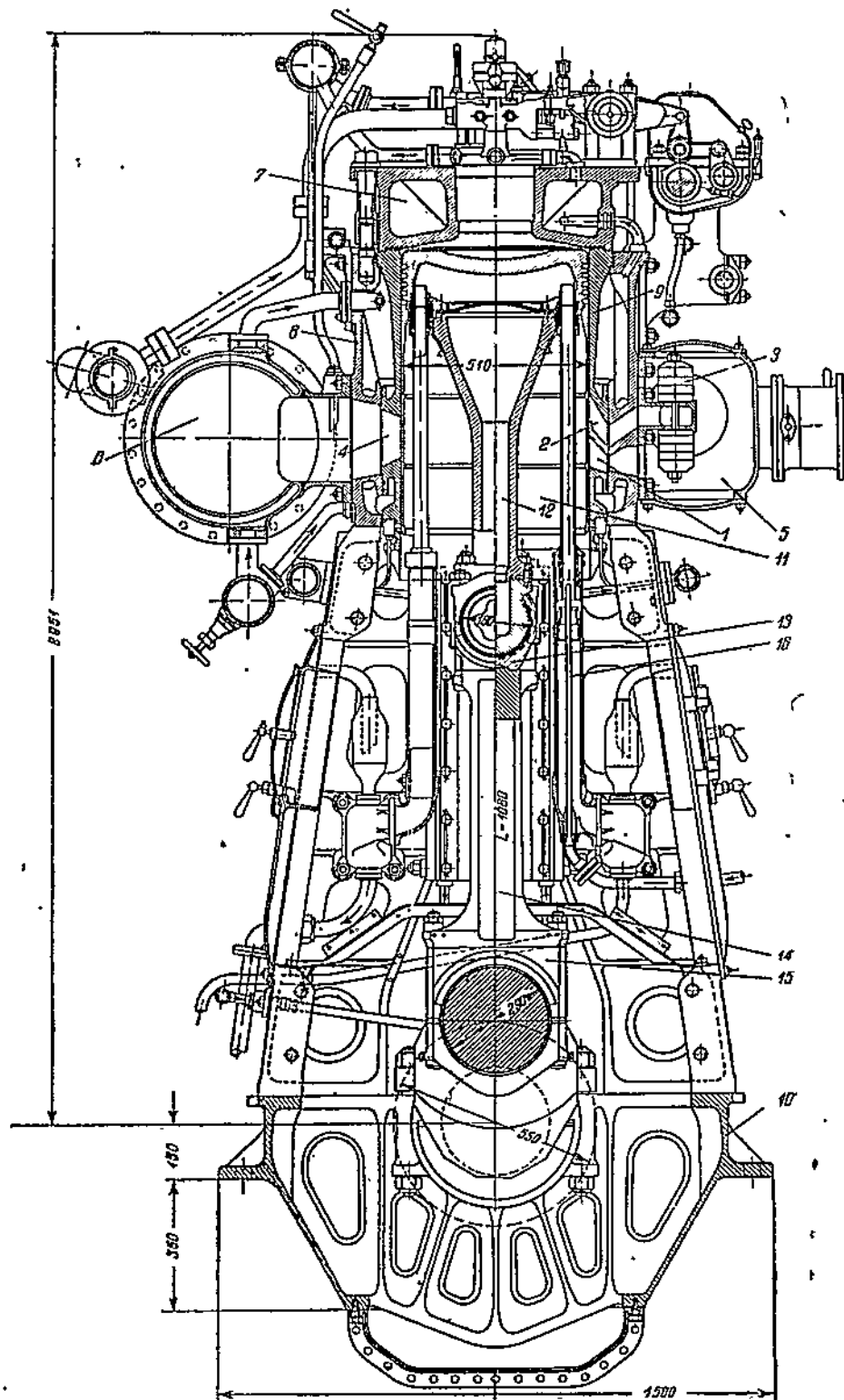


Рис. 49. Быстроходный двухтактный двигатель Зульцера (9 ДКВ 51/55).

1 — нижние продувочные окна,	6 — выхлопной коллектор,	11 — поршень,
2 — верхние продувочные окна,	7 — крышка рабочего цилиндра,	12 — шток поршня,
3 — пластины продувочных клапанов,	8 — рубашка рабочего цилиндра,	13 — верхняя головка шатуна,
4 — выхлопные окна,	9 — цилиндрическая втулка,	14 — шатун,
5 — ресивер продувочного воздуха,	10 — фундаментальная рама,	15 — нижняя головка шатуна.

Продувка цилиндра воздухом должна обеспечивать хорошую очистку цилиндра от продуктов сгорания при минимальном расходе продувочного воздуха и при возможно низком его давлении. При указанных условиях экономичность работы двигателя повышается. Хорошая очистка цилиндра зависит, главным образом, от конструктивного оформления продувочных органов и правильного направления потока воздуха, без значительных завихрений в цилиндре. Наилучшие результаты дает прямоточная система продувки. Для этого типа продувки количество оставшихся продуктов сгорания (остаточные газы) в цилиндре в среднем составляет 5—

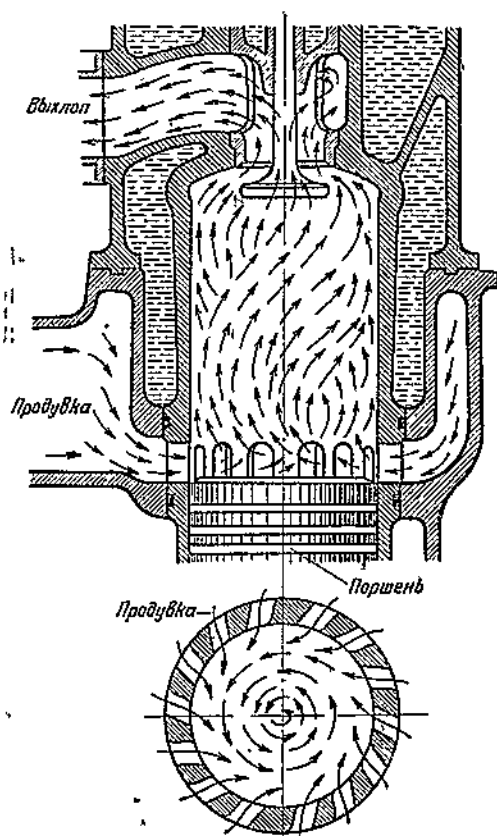


Рис. 50. Продувка прямоточного типа.

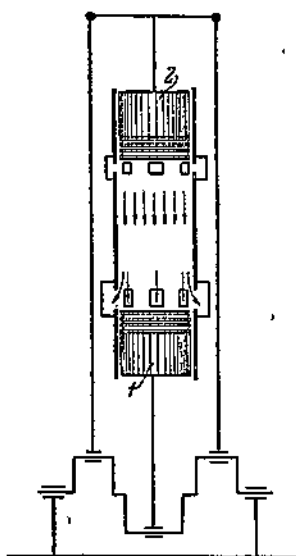


Рис. 51. Схема двухтактного двигателя Дизеля с противоположно-движущимися поршнями.

8%, между тем, как для остальных типов получается 10—15% и для картерной продувки до 30%. Остаточные газы ухудшают условия протекания процесса сгорания топлива в цилиндре, что понижает экономичность двигателя и уменьшает его мощность. Повышенное давление продувочного воздуха и увеличенный расход его на продувку способствует увеличению мощности, расходуемой на приведение в движение продувочного насоса, что также уменьшает экономичность установки.

§ 33. Построение диаграммы открытия окон

Способ построения диаграммы открытия окон приводится к определению переменной величины линейного открытия поршнем выпускных и продувочных окон, в зависимости от угла поворота мотыля. Указанное построение необходимо для графоаналитического метода расчета продувки, а также при анализе и сравнении основных параметров, характеризующих условия работы органов выхлопа и продувки построенных двигателей. Для решения поставленной задачи воспользуемся биенетровой диаграммой проф. Ф. А. Брикса, которая дает возможность с достаточной точностью и учетом косвенного влияния конечной длины шатуна, определить положение поршня в зависимости от угла поворота мотыля. Введем обозначения: r — длина мотыля или расстояние между осью коленчатого вала и осью шейки мотыля, L — длина шатуна т. е. расстояние между осями мотылевого и головного подшипников, S — ход поршня от верхнего до нижнего крайних положений $S = 2r$. Опишем

окружность радиусом мотыля в принятом масштабе (рис. 52). Учитывая косвенное влияние шатуна, введем поправку проф. Брикса, откладывая от центра окружности вниз по диаметру величину $OO' = \frac{r^2}{2L}$ см в масштабе чертежа.

Будем наносить положение верхней кромки поршня на вертикальном диаметре круга в зависимости от угла поворота мотыля, имея в виду, что диаметр равен ходу поршня. Для определения положения поршня в момент начала выхлопа, когда верхняя кромка поршня начинает открывать выпускные окна, отложим от н.м.т. вверх высоту выпускных окон h_1 , в принятом масштабе чертежа 1 см — m см в натуре. Проведем горизонталь A_1A_1' до пересечения с окружностью и соединим точки A_1 и A_1' с центром O' ; затем проведем радиус $r \parallel O'A_1$. Точка A_0 будет соответствовать положению мотыля в момент начала выхлопа (открытию выпускных окон) и точка A_0' моменту закрытия выпускных окон кромкой поршня. Центральный угол A_0OA_0' поворота мотыля или равный ему угол ϕ_1 соответствует полному периоду выхлопа. Производя аналогичное построение определим центральный угол ϕ_2 поворота мотыля, соответствующий полному периоду продувки. Величина h_2 равняется высоте продувочных окон. Разделим угол $A_1O'A_2$ на четыре равные части (чем больше делений, тем точнее получается построение). $\angle A_1O'A_2 = \angle A_2O'A_3$ и т. д., соответственно чему найдем положения поршня: точки 2, 3 и т. д. Величина $I-2$ будет соответствовать линейному открытию выпускных окон (в масштабе чертежа), при повороте мотыля на угол $A_1O'A_2$ от начала выхлопа. Линейному открытию окон $I-3$ соответствует угол поворота $A_1O'A_3$. Для построения диаграммы открытия выпускных окон в зависимости от углов поворота мотыля (рис. 53) выберем масштабы: для абсцисс 1 см — ϕ° угла поворота мотыля, для ординат 1 см — m см величины линейного открытия выпускных окон.

Снимая с чертежа (рис. 52) величины линейных открытий окон и откладывая их по оси ординат, в зависимости от углов поворота мотыля, которые откладываются по оси абсцисс, получим кривую $A_1A_2A_3A_1'$. Участки кривой A_1A_2 и A_3A_1' соответствуют переменным значениям линейных открытий выпускных окон при движении поршня вниз (открытие окон) и вверх (закрытие). Отложим от точки A_2 вверх величину h_2 и проведем горизонталь SS' . Полученная кривая SA_2S' (рис. 53) представляет собой диаграмму открытия продувочных окон. Если двигатель делает n оборотов в минуту,

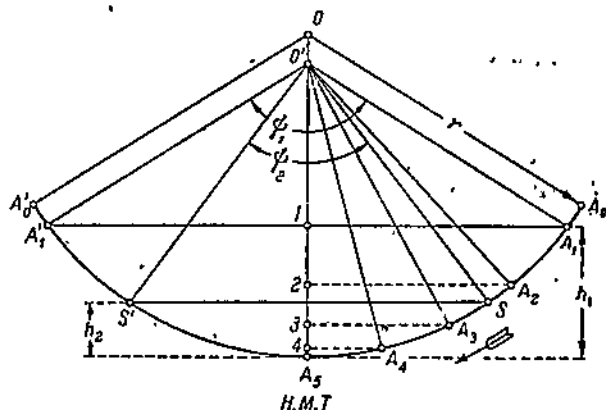


Рис. 52.

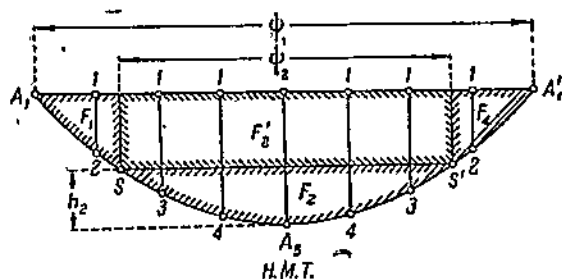


Рис. 53.

то угол поворота мотыля в секунду будет равен: $\frac{360n}{60} = 6n$ и время поворота мотыля на $1^\circ = \frac{1}{6n}$ сек. Линейное открытие окон на 1 см по чертежу (рис. 52) соответствует линейному открытию окон на m см в натуре. Если суммарная ширина выпускных окон составляет S_1 см, то линейное открытие их на 1 см по чертежу будет соответствовать свободному проходному сечению окон $1mS_1$ см². Для случая наклонных каналов (рис. 54) проходное сечение окон составляет $1mS_1 \sin \alpha$ см².

Пользуясь приведенными соотношениями, можно выразить ранее принятые масштабы диаграммы, в зависимости от времени поворота мотыля в сек. и сечения открытых выпускных окон в см².

Для абсцисс: 1 см — $\frac{\psi^0}{6\pi}$ время поворота мотыля в сек.

Для ординат: 1 см — mS_1 проходного сечения выпускных окон в см²

$$1 \text{ см}^2 \text{ площади диаграммы} = \frac{\psi^0 m S_1}{6\pi} \text{ см}^2 \text{сек.}$$

Для случая наклонных каналов выпускных окон:

$$1 \text{ см}^2 \text{ площади диаграммы} = \frac{\psi^0 m S_1}{6\pi} \sin \alpha \text{ см}^2 \text{сек.}$$

Если суммарная ширина продувочных окон равняется S_2 см, то масштабы диаграммы открытия продувочных окон будут равны:

для абсцисс 1 см — $\frac{\psi^0}{6\pi}$ время поворота мотыля в сек.

для ординат 1 см — mS_2 проходного сечения продувочных окон в см²

$$1 \text{ см}^2 \text{ площади диаграммы} = \frac{m\psi^0 S_2}{6\pi} \text{ см}^2 \text{сек.}$$

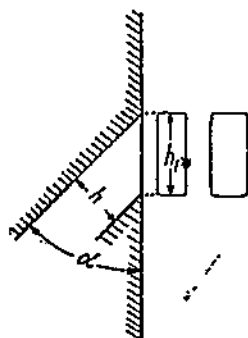


Рис. 54.

Для случая наклонных каналов продувочных окон

$$1 \text{ см}^2 \text{ площади диаграммы} = \frac{m\psi^0 S_2}{6\pi} \sin \alpha \text{ см}^2 \text{сек.}$$

Произведение времени открытия окон в сек. на суммарное проходное их сечение в см² называют „время — сечение“ с размерностью см²сек. Суммарное проходное сечение окон будет величиной переменной, зависящей от времени поворота мотыля. В начале выхлопа свободное или проходное сечение окон равно нулю, затем при движении поршня вниз оно увеличивается и достигает наибольшего значения при положении поршня в н. м. т. Вследствие дальнейшего движения поршня вверх, проходное сечение окон уменьшается до нуля. Вышеуказанное построение диаграммы открытия окон представляет собой графическое интегрирование, в результате которого определяется значение

$$F = \int f dt \text{ см}^2 \text{сек.}$$

произведение переменной величины сечения открытия окон f в зависимости от элемента времени t для различных периодов выхлопа и продувки. Интегральная площадь $A_1 A_2 A_1'$, в результате произведенного построения, разделяется на четыре площади F_1 , F_2 , F_3 и F_4 , при этом площадь диаграммы $F_2 = F_2 + F_2'$. Площадь F_1 дает располагаемое „время — сечение“ до начала продувки, или „время — сечение“ свободного выхлопа. Величина этой площади соответствует значению

$$F_1 = \int_0^{t_s} f dt \text{ см}^2 \text{сек.}$$

в пределах интегрирования от начального момента, когда $t=0$ (начало выхлопа), до момента начала продувки т. е. за период t_s сек.

Площадь F_2 дает располагаемое „время — сечение“ периода продувки и величина ее соответствует значению

$$F_2 = \int_{t_s}^{t_{s'}} f dt \text{ см}^2 \text{сек.}$$

в пределах интегрирования от момента начала продувки до ее окончания.

Сумма площадей $F_2 + F_2' = F_3$ дает значение

$$F_3 = \int_{t_s}^{t_{s'}} f dt \text{ см}^2 \text{сек.}$$

и соответственно „время — сечение“ выхлопа в период продувки, или „время — сечение“ принужденного выхлопа. Площадь P_4 соответствует „время — сечению“ выхлопа после прекращения продувки. Для получения значений $\int f dt$ см³сек. различных фаз процессов выхлопа и продувки следует определить отдельные площади диаграммы путем их планиметрирования, после чего, умножая на масштабы площадей, найдем соответствующие „время — сечения“. Полученные значения F_1 , F_2 и F_3 позволяют определить условные средние скорости истечения газов через окна за различные периоды.

Условная средняя скорость свободного выхлопа:

$$C_1 = \frac{V_h' \alpha_2' (1 - \rho)}{10^3 F_1} \text{ м/сек.}$$

принужденного выхлопа:

$$C_2 = \frac{V_h' \alpha_2'}{10^3 F_2} \text{ м/сек.}$$

продувки:

$$C_3 = \frac{V_h' \alpha_2'}{10^3 F_3} \text{ м/сек.}$$

где V_h' — полный объем, описываемый поршнем за один ход, в см³, $\alpha_2' = \eta_n \alpha_2$ действительный коэффициент избытка воздуха при продувке, η_n коэффициент подачи продувочного насоса. Значения условных средних скоростей газов в окнах некоторых двигателей приведены в табл. 19.

Построение диаграммы открытия окон на рис. 53 произведено для первого типа продувки. Для большей ясности чертежа площадь F_2 переносится вниз, как то показано на рис. 55, и площадь F_3 располагается над осью абсцисс. В этом случае верхняя кривая над осью абсцисс будет относиться к полному периоду выхлопа и открытию выпускных окон, а нижняя кривая — к периоду продувки и открытию продувочных окон. Отсчет времени начинается с момента открытия выпускных окон (точка A_1). От A_1 до S происходит выпуск продуктов сгорания, от точки S до S' — продувка и от S' до A_1' открыты лишь выпускные окна и воздух, находящийся в цилиндре, вытесняется поршнем через выпускные окна в выхлопную трубу.

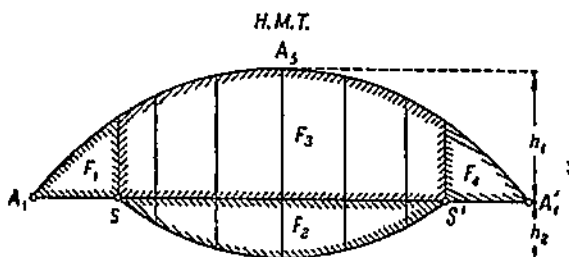


Рис. 55. Диаграмма открытия окон для первого типа продувки.

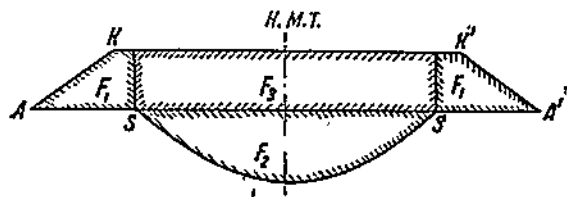
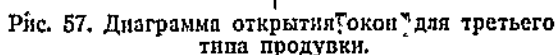


Рис. 56. Диаграмма открытия окон для второго типа продувки.

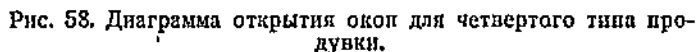
На рис. 56 показана диаграмма открытия окон, для продувки системы М. А. Н. В точке А поршень открывает своей кромкой выпускные окна и продукты сгорания начинают вытекать в выхлопную трубу. От А до К суммарное проходное сечение выпускных окон увеличивается и в точке К окна открываются полностью. При дальнейшем вращении мотыля линейное открытие окон остается постоянным. В точке S поршень открывает продувочные окна и начинается продувка. При движении поршня вверх в точке S' закрываются продувочные окна, продувка прекращается и поршень вытесняет воздух из цилиндра через открытые выпускные окна в выхлопную трубу. В точке K' поршень начинает закрывать выпускные окна, проходное сечение их уменьшается. В точке A' прекращается выпуск, окна закрываются и начинается процесс сжатия. Площадь диаграммы F_1 соответствует „время — сечению“ свободного выхлопа, площадь F_2 соответствует „время — сечению“ продувки и F_3 — принужденному выхлопу. Диаграмма $AKK'A'$ дает закон изменения линейного открытия поршнем выпускных окон или — в другом масштабе закон изменения проходного сечения окон в зависимости от углов поворота мотыля. Диаграмма SS' с площадью F_2 изображает закон изменения линейного открытия, или проходного сечения продувочных окон, в зависимости от углов, или времени поворота мотыля.

Диаграмма открытия окон для третьего типа продувки (завод „Русский Дизель“) показана на рис. 57. В точке А начинается выпуск продуктов сгорания. От А до S

площади диаграммы F_2 , отсекаемой кривой SK на диаграмме открытия продувочных окон.



При построении диаграммы открытия окон для продувки прямоточного типа (рис. 59) по оси абсцисс откладывается время поворота мотыля и по оси ординат вверх — проходное сечение выпускного клапана (или клапанов) и вниз — проходное сечение продувочных клапанов, начинается открытие продувочных окон. При движе-



В то же время мы видим, что на пути от C'' до A' площади открытия продувочных окон больше площади открытия выхлопных окон; заштрихованная крестообразно площадь $C''D'A'$ дает "время—сечение" превышения продувки над выхлопом (линия $C''D''$ соответствует линии DD').

Наддув получается главным образом благодаря площади $C'D'A'$, а площадь F , практически влияния не оказывает, так как давление в цилиндре в это время поднялось уже до пределов, близких p_c . *Прим. ред.*

$\psi = 48^\circ$ за н. м. т. закрываются продувочные окна (точка S'), а затем выпускной клапан (точка A'). Вследствие более быстрого уменьшения проходного сечения клапана по отношению к сечению продувочных окон, происходит дозарядка цилиндра продувочным воздухом (наддув). Наддув получается за счет значительного превышения „время — сечения“ для подачи в цилиндр продувочного воздуха, над „время — сечением“ принужденного выхлопа. Избыток „время — сечения“ для продувки за период поворота мотыля от н. м. т. до момента закрытия выпускного клапана соответствует площади F_6 диаграммы рис. 59.

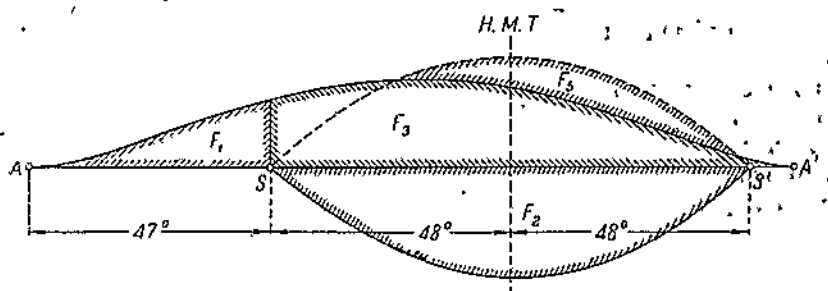


Рис. 59. Диаграмма открытия окон для пятого типа продувки.

Для ориентировки выбора основных элементов прямооточной продувки ниже приводятся данные шестичилиндрового быстроходного бескомпрессорного двигателя Дизеля, конструкции проф. Г. В. Тринклера. Эффективная мощность двигателя 2550 л. с. при 450 об./мин.

Диаметр цилиндра 475 мм и ход поршня 470 мм. Каждый цилиндр имеет по три выпускных клапана с диаметром в свету 158 мм и ходом 34 мм. Клапаны открываются за 95° до н. м. т. и закрываются за 55° после н. м. т. Продувочных окон 16, размером 65×60 мм. Отношение высоты продувочных окон к ходу поршня составляет $\mu_1 = 0,138$. Окна имеют наклон в 30° к радиусу цилиндра. Давление продувочного воздуха $p_s = 1,17$ ата.

§ 34. Процесс выпуска

Процессу продувки предшествует процесс выпуска из цилиндра продуктов сгорания от предшествующего рабочего хода. Выпуск продуктов сгорания начинается в точке e (рис. 60) с момента открытия кромкой поршня выпускных окон. Продукты сгорания вытекают с большой скоростью, вследствие чего давление в цилиндре быстро падает. Когда давление в цилиндре упадет до p_s , начинается продувка воздухом (точка S), который поступает в цилиндр через впускные окна, вытесняя продукты сгорания в выхлопную трубу. За весь период продувки давление в цилиндре p_m , давление в выхлопной трубе p_r и давление продувочного воздуха в ресивере p_s остаются почти постоянными:

$$p_s > p_m > p_r$$

Вследствие указанной разницы давлений, в цилиндр поступает воздух, или рабочая смесь (двигатель быстрого сгорания), а продукты сгорания вытекают в выхлопную трубу.

При предварительном расчете двухтактных двигателей обычно задаются высотой выпускных окон и давлением p_s , что дает возможность определить среднее индикаторное давление и размеры цилиндра. Исследование процессов выпуска и продувки служит проверкой достаточности сечений впускных и выпускных окон (сечения окон обычно выбираются согласно конструктивным особенностям двигателя), а также правильности выбора p_s , так как принятые данные должны удовлетворять нижеследующим условиям.

Давление в цилиндре в момент открытия впускных окон или клапана должно быть равно p_s . В этом случае воздух, поступая в цилиндр, вытесняет продукты сгорания в выхлопную трубу без вредных вихревых явлений, не смешиваясь.

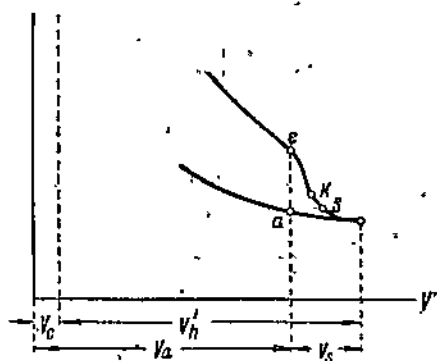


Рис. 60.

с отходящими газами. Если же продувка начнется слишком рано, то продукты сгорания могут проникнуть в ресивер и вызвать взрыв паров масла, имеющихся в продувочном воздухе. Следовательно, сумма сечений выпускных окон до момента начала продувки должна быть такова, чтобы продукты сгорания, за период выпуска, успели удалиться из цилиндра, а давление упасть до p_s . Площадь сечения открытых выпускных окон $f \text{ м}^2$ будет зависеть от положения поршня

$$f = h \Sigma s_1$$

где s_1 — выбранная ширина выпускного окна;

h — переменная высота открытия окон, зависящая от положения поршня или от угла поворота мотыля.

За полный период продувки в цилиндр двигателя необходимо ввести определенное количество воздуха, что при выбранных сечениях выпускных и впускных окон и определенной скорости их открытия (связано с числом оборотов двигателя и скоростью поршня) будет зависеть, главным образом, от разности давлений

$$p_s > p_m > p_r$$

Следовательно, давление p_s должно вполне обеспечивать надлежащую подачу воздуха. Процесс выпуска продуктов сгорания будем рассматривать как процесс истечения газа через отверстие. Количество вытекающего газа зависит от температуры, формы отверстия, разности давлений и будет пропорционально времени истечения и площади сечения отверстия или, говоря короче, — пропорционально „время—сечению“.

Пользуясь формулами истечения Сен-Венана, можно найти необходимое „время—сечение“, которое дает управляющий выхлопными окнами поршень, прежде чем откроются продувочные окна.

Для определения указанного „время—сечения“ рассмотрим процесс выпуска продуктов сгорания, разделив его на два периода. Первый период будет начинаться с момента открытия выпускных окон и до момента, когда давление в цилиндре упадет до критического давления p_k (точка k , рис. 60).

Если считать, что процесс истечения газов адиабатический, то показатель адиабаты будет зависеть от природы газов и от их температуры. Для продуктов сгорания жидкого топлива (нефть), при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_1 = 2$, показатель адиабаты может быть определен по ниже приведенной формуле в зависимости от средней температуры процесса:

$$\begin{aligned} k &= 1 + \frac{1,985}{mC_v} = 1 + \frac{1,985}{4,795 + 0,00128 T} = 1 + \frac{1,985}{4,795 + 0,00128 \cdot 800} = \\ &= 1 + \frac{1,985}{4,795 + 1,02} = 1 + \frac{1,985}{5,815} = 1 + 0,34 = 1,34 \end{aligned}$$

(Теплоемкость продуктов горения при $\alpha = 2$ принята по данным проф. Мазинга.)

Считая, что абсолютная температура газов за период свободного выхлопа меняется в пределах 700—1 000°, значение показателя адиабаты для средней температуры $T = 800^\circ$ будет равно $k = 1,34$. За период истечения происходит расширение газов в цилиндре. Этот процесс можно рассматривать с достаточной точностью как политропический с показателем $n = 1,35$. Для удобства последующего интегрирования полученных выражений принимаем $k = n = 1,35$. Определим критическое отношение давлений при истечении.

$$\begin{aligned} \frac{p_k}{p_r} &= \left(\frac{n+1}{2} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \left(\frac{1,35+1}{2} \right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} = 1,86 \\ p_k &= 1,86 p_r \end{aligned}$$

где p_r — давление в выхлопной трубе в ата

$$p_r = 1,02 \div 1,05 \text{ ата}$$

Если принять среднее значение $p_r = 1,03$, то $p_k = 1,86 \cdot 1,03 = 1,93 \text{ ата}$.

В начале периода выпуска давление в цилиндре $p_e = 4 \div 5$ ата и отношение давлений при истечении

$$\frac{p_e}{p_r} = 3,8 \div 4,5 > 1,86$$

будет больше критического отношения давлений. За весь первый период выпуска, т. е. до того момента, когда давление в цилиндре упадет до $p_k = 1,86 p_r$, секундный расход через площадь f м² выпускных окон выразится формулой

$$G_{сек} = \varphi_1 f \beta_1 \sqrt{\frac{p}{v}} \dots \dots \dots (72)$$

где φ_1 — коэффициент, зависящий от скорости истечения, сжатия струи и формы выпускных окон.

$$\beta_1 = \sqrt{\frac{2g \frac{n}{n+1} \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{2}{n-1}} 10^4}{2 \cdot 9,81 \frac{1,35}{1,35+1} \left(\frac{1}{1,35+1}\right)^{\frac{2}{1,35-1}} 10^4}} = 212$$

где p и v — давление в ата и удельный объем газа в цилиндре двигателя в некоторый момент за первый период выпуска

$$\varphi_1 = 0,75 \div 0,85$$

Второй период выпуска будет начинаться с момента, когда отношение давлений в цилиндре и в выпускной трубе будет меньше критического отношения давлений

$$\frac{p}{p_r} < 1,86$$

Процесс истечения будем рассматривать в общем случае при падении давления в цилиндре от p_e давления в начале выпуска до p_r . Формула Сен-Венана для второго периода выпуска будет

$$G_{сек} = \varphi_2 \beta_2 \sqrt{\frac{p}{v} \left[\left(\frac{p_e}{p_r}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_r}\right)^{\frac{2}{n}} \right]} \dots \dots \dots (73)$$

$$\beta_2 = \sqrt{\frac{2gn10^4}{n-1}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,35 \cdot 10^4}{1,35-1}} = 870$$

где p и v — давление в ата и удельный объем газа в цилиндре двигателя в некоторый момент за второй период выпуска.

Первый период выпуска. Обозначим: объем рабочего цилиндра в момент начала выпуска V_e м³. Давление, удельный объем и вес газов в момент открытия выпускных окон — $p_e v_e G_e$. Давление, удельный объем и вес газов в некоторый момент — $p v G$. Вес газа, вытекающего из цилиндра при падении давления от p_e до p , будет

$$g = G_e - G \dots \dots \dots (74)$$

где G — вес оставшихся в цилиндре продуктов сгорания после истечения g кг газа.

Пренебрегая изменением объема цилиндра за период выпуска g кг газа, найдем значение

$$G_e = \frac{V_e}{v_e}; \quad G = \frac{V_e}{v}; \quad g = V_e \left(\frac{1}{v_e} - \frac{1}{v} \right)$$

Дифференцируем

$$dg = d \left[V_e \left(\frac{1}{v_e} - \frac{1}{v} \right) \right] = - V_e d \left(\frac{1}{v} \right) \dots \dots \dots (75)$$

Будем считать, что изменения состояния газа внутри цилиндра и в выходном отверстии протекают по одной и той же политропе; в этом случае будем иметь

$$p v^n = p_e v_e^n; \quad \frac{1}{v} = \frac{1}{v_e} \left(\frac{p}{p_e} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$$dg = - V_e d \left[\frac{1}{v_e} \left(\frac{p}{p_e} \right)^{\frac{1}{n}} \right]$$

Произведя дифференцирование, найдем

$$dg = -\frac{V_e}{v_e} \cdot \frac{1}{n} \left(\frac{p}{p_e}\right)^{\frac{1}{n}-1} d\left(\frac{p}{p_e}\right) \dots \dots \dots (76)$$

По уравнению (72) за элемент времени dt из цилиндра вытечет dg кг газа

$$dg = \varphi_1 \beta_1 \sqrt{\frac{p}{v}} dt$$

Заменим значение $\frac{p}{v}$

$$\frac{v_e}{v} = \left(\frac{p}{p_e}\right)^{\frac{1}{n}}$$

умножим обе части равенства на p и разделим на v_e

$$\frac{p}{v} = \frac{p}{v_e} \left(\frac{p}{p_e}\right)^{\frac{1}{n}} = \frac{p_e}{v_e} \left(\frac{p}{p_e}\right)^{\frac{1}{n}+1} = \frac{p_e}{v_e} \left(\frac{p}{p_e}\right)^{\frac{n+1}{n}}$$

$$dg = \varphi_1 \beta_1 \sqrt{\frac{p_e}{v_e} \left(\frac{p}{p_e}\right)^{\frac{n+1}{n}}} dt \dots \dots \dots (77)$$

Приравнявая выражения (77) и (76), найдем значение

$$fdt = -\frac{1}{n} \cdot \frac{V_e}{v_e} \cdot \frac{\left(\frac{p}{p_e}\right)^{\frac{1}{n}+1} d\left(\frac{p}{p_e}\right)}{\varphi_1 \beta_1 \sqrt{\frac{p_e}{v_e} \left(\frac{p}{p_e}\right)^{\frac{n+1}{n}}}}$$

$$fdt = -\frac{V_e}{\varphi_1 \beta_1 n \sqrt{p_e v_e}} \left(\frac{p}{p_e}\right)^{\frac{1-3n}{2n}} d\left(\frac{p}{p_e}\right)$$

Интегрируем полученное выражение в пределах от p_e до p_k , т. е. для всего первого периода выпуска и соответственно от 0 до t_k для левой части, где t_k — время, необходимое для падения давления в цилиндре от p_e до p_k

$$\int_0^{t_k} fdt = -\frac{V_e}{\varphi_1 \beta_1 n \sqrt{p_e v_e}} \int_{p_e}^{p_k} \left(\frac{p}{p_e}\right)^{\frac{1-3n}{2n}} d\left(\frac{p}{p_e}\right) = -\frac{V_e}{\varphi_1 \beta_1 n \sqrt{p_e v_e}} \cdot \frac{2n}{1-n} \left[\left(\frac{p}{p_e}\right)^{\frac{1-n}{2n}}\right]_{p_e}^{p_k} =$$

$$= \frac{2V_e}{\varphi_1 \beta_1 (n-1) \sqrt{p_e v_e}} \left[\left(\frac{p_k}{p_e}\right)^{\frac{1-n}{2n}} - 1\right] \dots \dots \dots (78)$$

Получаем „время—сечение“, необходимое для того, чтобы понизить давление в цилиндре от p_e до p_k .

Второй период выпуска в общем случае будет продолжаться с момента, когда давление в цилиндре станет равным p_k , и до момента, когда давление сравняется с давлением в выпускной трубе. Для этого периода выпуска следует применять уравнение истечения (73) для области низких давлений. Аналогично предыдущим рассуждениям, вес газа, вытекающего из цилиндра при падении давления от p_k до p , будет

$$g = G_k - G \dots \dots \dots (79)$$

где G_k — вес газа в цилиндре при давлении p_k ;

G — вес газа, оставшегося в цилиндре после истечения g кг газа.

Для возможности интегрирования последующих выражений, будем предполагать, что объем цилиндра при выпуске газа не изменяется; при этом условии

$$G_k = \frac{V_e}{v_k}; \quad G = \frac{V_e}{v}$$

где v_k — удельный объем газа при давлении p_k ;

v — то же при переменном давлении p .

По уравнению политропы

$$pv^n = p_r v_r^n; \quad v = v_r \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{1}{n}}$$

Подставляя полученные значения в выражение (79), найдем

$$g = V_e \left[\frac{1}{v_h} - \frac{1}{v_r} \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{1}{n}} \right]$$

дифференцируем

$$dg = - \frac{V_e}{v_r} d \left[\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{1}{n}} \right] = - \frac{1}{n} \cdot \frac{V_e}{v_r} \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{1-n}{n}} d \left(\frac{p_r}{p} \right)$$

По уравнению (73) найдем весовое количество газа, вытекающего из цилиндра за бесконечно малый промежуток времени dt

$$dg = \varphi_2 f \beta_2 \sqrt{\frac{p}{v} \left[\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} dt \dots \dots \dots (80)$$

Приравнявая два последних выражения, найдем

$$f dt = \frac{V_e \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{1-n}{n}} d \left(\frac{p_r}{p} \right)}{n \varphi_2 \beta_2 v_r \sqrt{\frac{p}{v} \left[\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}}$$

Преобразуем выражение:

$$\begin{aligned} & \frac{\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{1-n}{n}} d \left(\frac{p_r}{p} \right)}{\sqrt{\frac{p}{v} \left[\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}} = \frac{\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{1-n}{n}} d \left(\frac{p_r}{p} \right)}{\sqrt{\frac{p}{v_r p_r^{\frac{1}{n}}} \left[\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}} = \\ & = \frac{V_e}{\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{1-n}{n}} \sqrt{\frac{p}{p_r^{\frac{1}{n}}} \left[\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}} = \\ & = \frac{V_e \sqrt{v_r}}{\sqrt{p_r} \sqrt{\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{3n-3}{n}} - \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{2n-2}{n}}}} = \frac{V_e \sqrt{v_r}}{\sqrt{p_r} \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} \sqrt{\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}} \end{aligned}$$

где:

$$v = \frac{v_r p_r^{\frac{1}{n}}}{p^{\frac{1}{n}}}$$

$$f dt = \frac{V_e d \left(\frac{p_r}{p} \right)}{n \varphi_2 \beta_2 \sqrt{p_r v_r} \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} \sqrt{\left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}}$$

$$v_r^n p_r = v_e^n p_e; \quad v_r p_r = \left(\frac{v_e}{v_r} \right)^{n-1} v_e p_e = \left(\frac{p_r}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} v_e p_e$$

$$f dt = - \frac{V_e \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{\frac{n-1}{2n}} d \left(\frac{p}{p_r} \right)}{n \varphi_{\text{из}}^2 \sqrt{v_e p_e} \left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{n-1}{n}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}}$$

Продувка цилиндра, как ранее уже указывалось, должна начинаться в тот момент, когда давление в цилиндре сравняется с давлением в ресивере. Следовательно, для определения „время—сечения“ для второго периода выпуска, необходимо полученное выражение интегрировать в пределах от p_h до p_s и соответственно от t_h до t_s , т. е. от момента, соответствующего начальному давлению в цилиндре p_h , до момента начала продувки

$$\int_{t_h}^{t_s} f dt = - \frac{V_e \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{\frac{n-1}{2n}}}{n \varphi_{\text{из}}^2 \sqrt{v_e p_e}} \int_{p_h}^{p_s} \frac{d \left(\frac{p}{p_r} \right)}{\left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{n-1}{n}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}}$$

Последний интеграл в общем виде не берется. Интегрирование будем производить для частного случая, полагая $n = 1,35$.

$$\frac{n-1}{n} = \frac{1,35-1}{1,35} \approx \frac{1}{4}$$

Обозначим

$$\frac{p}{p_r} = x \quad \int \frac{d \left(\frac{p}{p_r} \right)}{\left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{n-1}{n}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}} = \int \frac{dx}{x^{\frac{1}{4}} \sqrt{x^{\frac{1}{4}} - 1}}$$

Полагаем

$$y = x^{\frac{1}{4}}; \quad dx = 4y^3 dy; \quad y^4 = x \\ \int \frac{dx}{x^{\frac{1}{4}} \sqrt{x^{\frac{1}{4}} - 1}} = 4 \int \frac{y^3 dy}{\sqrt{y-1}}$$

Обозначим

$$\begin{aligned} \sqrt{y-1} &= z; \quad dy = 2z dz \\ z^2 &= y-1; \quad y = z^2 + 1; \quad y^3 = (z^2 + 1)^3 \\ 4 \int \frac{y^3 dy}{\sqrt{y-1}} &= 4 \int \frac{2z(z^2 + 1)^3}{z} dz = 8 \int (z^4 + 2z^2 + 1) dz = 8 \left(\frac{z^5}{5} + \frac{2z^3}{3} + z \right) \\ z &= \sqrt{y-1} = \sqrt{x^{\frac{1}{4}} - 1} = \sqrt{\left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1} \\ \int_{p_h}^{p_s} \frac{d \left(\frac{p}{p_r} \right)}{\left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1}} &= 8 \left[\left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{1}{5} \left[\left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right]^3 + \right. \\ &\quad \left. + \frac{2}{3} \left[\left(\frac{p}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right] + 1 \right\} \Big|_{p_h}^{p_s} = -D_h \end{aligned}$$

Подставляя пределы интегрирования, получим

$$-D_k = 8 \left[\left(\frac{p_s}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{1}{5} \left[\left(\frac{p_s}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right]^3 + \frac{2}{3} \left[\left(\frac{p_s}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right] + 1 \right\} - \\ - 8 \left[\left(\frac{p_k}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{1}{5} \left[\left(\frac{p_k}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right]^3 + \frac{2}{3} \left[\left(\frac{p_k}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right] + 1 \right\}$$

Подставим значение $\frac{p_k}{p_r} = 1,86$ и умножим обе части равенства на минус единицу

$$D_k = 3,6548 - 8 \left[\left(\frac{p_s}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{1}{5} \left[\left(\frac{p_s}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right]^3 + \frac{2}{3} \left[\left(\frac{p_s}{p_r} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right] + 1 \right\}. \quad (81)$$

$$\int_{t_k}^{t_s} f dt = \frac{V_e \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{\frac{n-1}{2n}}}{\varphi_2 \beta_2 \sqrt{p_e v_e}} D_k \dots \dots \dots (82)$$

Получим „время—сечение“ для второго периода выпуска.

Суммируя выражения (78) и (82), получим основное уравнение для всего периода свободного выпуска

$$\int_0^{t_k} f dt + \int_{t_k}^{t_s} f dt = \int_0^{t_s} f dt = \frac{2V_e}{\varphi_1 \beta_1 (n-1) \sqrt{p_e v_e}} \left[\left(\frac{p_k}{p_e} \right)^{\frac{1-n}{2n}} - 1 \right] + \\ + \frac{V_e}{\varphi_2 \beta_2 n \sqrt{p_e v_e}} \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{\frac{n-1}{2n}} D_k \dots \dots \dots (83)$$

Подставим значение

$$10^4 p_e v_e = R T_e$$

где T_e — температура газа в начале выпуска (конец расширения);

R — газовая постоянная продуктов сгорания. Значение R с достаточной точностью можно принять $R \approx 30$.

$$n = 1,35; \beta_1 = 212; \beta_2 = 870; \varphi_1 = \varphi_2 = 0,8; p_k = 1,86 p_r$$

$$\int_0^{t_s} f dt = \frac{10^4 V_e}{\sqrt{30 T_e}} \left\{ \frac{2}{212 \cdot 0,8 (1,35 - 1)} \left[\left(\frac{p_k}{p_e} \right)^{\frac{1-1,35}{2 \cdot 1,35}} - 1 \right] + \right. \\ \left. + \frac{1}{870 \cdot 0,8 \cdot 1,35} \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{\frac{1,35-1}{2 \cdot 1,35}} D_k \right\} = \\ = \frac{10^4 \cdot 0,1825 V_e}{\sqrt{T_e}} \left\{ 0,0311 \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{0,13} - 0,0337 + 0,0011 \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{0,13} D_k \right\} = \\ = \frac{0,1825 V_e}{\sqrt{T_e}} \left\{ \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{0,13} (311 + 11 D_k) - 337 \right\} \cdot 10^{-2} \\ F_1 = \int_0^{t_s} f dt = 10^{-2} \frac{0,1825 V_e}{10^4 \sqrt{T_e}} A \text{ см}^2 \text{сек} \dots \dots \dots (84)$$

где

$$A = \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{0,13} [311 + 11 D_k] - 337 \dots \dots \dots (85)$$

Значения D_k , вычисленные по формуле (81) в зависимости от $\frac{p_s}{p_r}$, можно найти по кривой рис. 61. Значение $C = \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{0,13}$ определим по кривой рис. 62.

¹ 10^{-2} введено для приведения всех мер к см.

Определив значение A , вычислим по формуле (84) „время—сечение“ для всего периода выпуска. Для уточнения значения $\int_0^{t_s} f dt$ можно воспользоваться выражением (83), исключив ошибку в оценке величины R .

Подставим значение

$$v_a = \frac{1}{\gamma_e}.$$

$$F_1 = \int_0^{t_s} f dt = \frac{V_e \sqrt{\gamma_e}}{10^6 \sqrt{p_e}} A \text{ см}^3 \text{сек} \dots \dots \dots (86)$$

где γ_e — удельный вес продуктов сгорания в начале выпуска.

В точке a начала сжатия (рис. 60) рабочий цилиндр заполнен воздухом, удельный вес которого будет

$$\gamma_a = 1,25 \frac{p_a}{1,00} \cdot \frac{273}{T_a} \dots \dots (87)$$

где 1,25 — удельный вес воздуха при 0°C , и давлении 1 ата. Удельный вес продуктов сгорания в точке e будет боль-

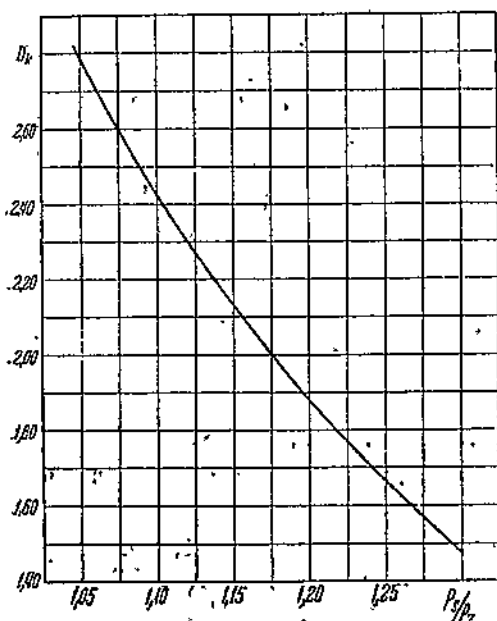


Рис. 61.

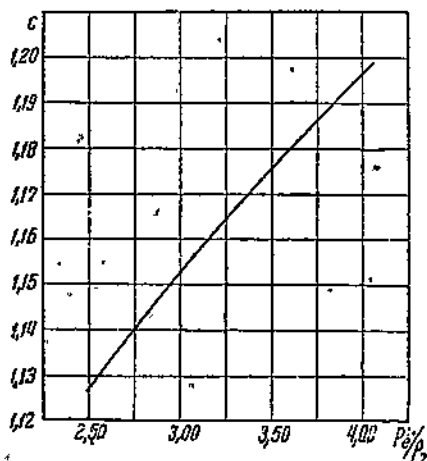


Рис. 62.

ше γ_a на величину, соответствующую весу сгоревшего топлива плюс приращение воздуха при распыливании топлива (компрессорный дизель). Если на распыливание 1 кг топлива требуется q' кг воздуха и G — вес воздуха в кг, поступающего в цилиндр на 1 кг топлива, то значение γ_e будет:

$$V_a = V_e; \quad V_e = \frac{G_e}{\gamma_e} = \frac{G+1}{\gamma_e}$$

$$V_a = \frac{G_a}{\gamma_a} = \frac{G-q'}{\gamma_a}$$

$$\gamma_e = \gamma_a \frac{G+1}{G-q'} = 1,25 \frac{p_a}{1,00} \cdot \frac{273}{T_a} \cdot \frac{G+1}{G-q'} \dots \dots \dots (88)$$

Для двигателей с механическим распыливанием топлива

$$\gamma_e = \gamma_a \frac{G+1}{G} = 1,25 \frac{p_a}{1,00} \cdot \frac{273}{T_a} \cdot \frac{G+1}{G} \dots \dots \dots (89)$$

Для керосино-бензиновых двигателей

$$\gamma_e = \gamma_a$$

Определив значение γ_e и зная из предыдущего метод определения A , найдем величину F_1 .¹

При очень хорошем выполнении выхлопных окон и минимальном завихрении газов при выпуске, коэффициенты истечения могут быть приняты $\varphi_1 = \varphi_2 = 0,85$. В этом случае значение F_1 , полученное по формулам (86) или (84), следует умножить на величину

$$\mu_1 = \frac{0,80}{0,85} = 0,94$$

§ 35. Процесс продувки

В момент открытия впускных окон, или впускного клапана, давление в цилиндре должно быть равно давлению в ресивере p_s . При дальнейшем движении поршня вниз, давление в цилиндре падает и, достигнув величины $p_m < p_s$, остается почти постоянным за весь период продувки. При достаточном размере ресивера давление p_s продувочного воздуха можно принять постоянным.

Вследствие разности давлений p_s и p_m продувочный воздух будет поступать в цилиндр, а продукты сгорания, в то же время, под влиянием разности давлений p_m и p_r будут вытекать в выхлопную трубу (p_r — давление в выхлопной трубе — const). Пользуясь формулой истечения Сен-Венана для отношения давлений ниже критического, найдем весовое количество продувочного воздуха, поступающего в цилиндр за время dt через впускные окна сечением f м²

$$dg_s = \varphi_3 \beta_3 f \sqrt{\frac{p_s}{v_s} \left[\left(\frac{p_m}{p_s} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_m}{p_s} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} dt \dots \dots \dots (90)$$

Интегрируя полученное выражение от момента открытия впускных окон (начало продувки) до момента их закрытия, определим „время—сечение“, необходимое для того, чтобы в цилиндр можно было ввести g_s кг продувочного воздуха при постоянной разности давлений p_s и p_m

$$F_2 = \int_{t_s}^{t_{s'}} f dt = \frac{g_s}{\varphi_3 \beta_3 \sqrt{\frac{p_s}{v_s} \left[\left(\frac{p_m}{p_s} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_m}{p_s} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}} \dots \dots \dots (91)$$

Объем продувочного воздуха, поступившего в цилиндр за период продувки, будет

$$V_s = g_s v_s$$

где v_s — удельный объем воздуха при абсолютной температуре T_s и давлении p_s в ресивере;

g_s — по формуле (71)

$$g_s = 1,18 V_h' a_2 \gamma_n$$

Значение v_s найдем из рассмотрения процесса сжатия воздуха в цилиндре продувочного насоса. Полагая, что процесс сжатия — адиабатический, будем иметь из уравнения адиабаты

$$v_s = v_0 \left(\frac{p_0}{p_s} \right)^{\frac{1}{k}}$$

где v_0 — удельный объем воздуха, поступающего в продувочный насос при температуре $T_0 = 290^\circ$ и давлении 1 ата. Подставляя значения: $v_0 = 0,85$ м³/кг, $p_0 = 1$ ата, $k = 1,41$, определим величину v_s удельного объема продувочного воздуха в зависимости от p_s

$$v_s = \frac{0,85}{p_s^{0,709}} \dots \dots \dots (92)$$

¹ Температура T_e может быть всегда найдена на основании произведенного расчета рабочего процесса и вычерченной индикаторной диаграммы; в этом случае определение γ_e можно и не производить, а прямо использовать формулу (84). *Прим. ред.*

При выбранной высоте выпускных окон и общей суммарной ширине их S_f значение F_1 (вычисление по формуле 84 или 86) дает возможность: найти положение точки S на диаграмме рис. 55, определить момент начала продувки и найти высоту выпускных окон. Задаваясь общей шириной выпускных окон S_2 , найдем масштаб для площади F_2 (рис. 55). Планиметрируя площадь F_2 , определим значение ее в см^2 , и пользуясь масштабом, найдем значение F_2 в $\text{см}^2/\text{сек.}$, т. е. определим

„время—сечение“ для впуска в цилиндр продувочного воздуха. Для дальнейшего расчета необходимо определить среднее давление в цилиндре p_m в период продувки, для чего воспользуемся выражением (91), которое представим в виде

$$K = \sqrt{\left(\frac{p_m}{p_s}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_m}{p_s}\right)^{\frac{n+1}{n}}} = \frac{g_s 10^4}{\varphi_3 \beta_3 F_2 \sqrt{\frac{p_s}{v_s}}} = B \frac{g_s}{F_2} \quad (93)$$

где

$$B = \frac{10^4}{\varphi_3 \beta_3 \sqrt{\frac{p_s}{v_s}}} = \frac{10^4 \sqrt{0,85}}{0,7 \cdot 870 \sqrt{p_s^{1,709}}} = \frac{15,14}{p_s^{0,854}}$$

Рис. 63.

$$v_s = \frac{0,85}{p_s^{0,709}}$$

Значение B в зависимости от давления продувочного воздуха p_s можно найти по кривой рис. 63.

Значение φ_3 — коэффициента истечения для периода продувки, принимая во внимание вихревые явления и сложный путь, проходимый воздухом, можно принять равным $\varphi_3 = 0,7$, так как по опытным данным сопротивления истечению при малых разностях давлений будут больше

$$\beta_3 = \beta_2 = 870; \\ \varphi_3 = 0,7; \quad n = 1,35$$

Подставляя известные величины в правую часть выражения (93), найдем значение корня

$$K = \sqrt{\left(\frac{p_m}{p_s}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_m}{p_s}\right)^{\frac{n+1}{n}}} \dots \dots \dots (94)$$

Для определения величины p_m можно воспользоваться кривой K (рис. 64), где по оси ординат отложены значения

$$\frac{p_1}{p_s} = \frac{p_m}{p_s}$$

и по оси абсцисс значения K , удовлетворяющие уравнению (94). Определив величину $\frac{p_m}{p_s}$ при выбранном p_s , найдем и p_m .

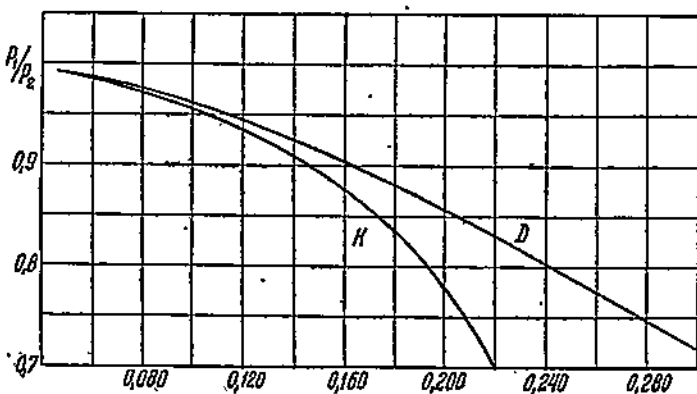


Рис. 64.

Для проверки правильности выбора сечений выпускных и впускных окон, а также принятого давления продувочного воздуха, рассмотрим процесс выпуска в период продувки.

За период продувки из цилиндра двигателя через выпускные окна будет вытекать смесь весом g_m кг, состоящая из продуктов сгорания и поступившего воздуха. По формуле Сен-Венана за время dt вытекает dg_m кг газа

$$dg_m = \varphi_4 \beta_4 f \sqrt{\frac{p_m}{v_m} \left[\left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} dt$$

где p_m и v_m — давление и удельный объем газа в цилиндре в период продувки;
 p_r — давление в выпускной трубе.

Считая, что p_m , v_m и p_r — const, найдем

$$g_m = \varphi_4 \beta_4 f \sqrt{\frac{p_m}{v_m} \left[\left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \int_{t_s}^{t_s'} f dt$$

„Время—сечение“ для выпуска газов в период продувки, при выбранных сечениях впускных и выпускных окон и принятом p_s , не должно быть меньше необходимого, т. е.

$$F_3 = \int_{t_s}^{t_s'} f dt \geq \frac{g_m}{\varphi_4 \beta_4 f \sqrt{\frac{p_m}{v_m} \left[\left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}} \cdot 10^4 \dots \dots \dots (95)$$

Подставим значение

$$v_m = \frac{RT_m}{10^4 p_m}$$

$$F_3 \geq \frac{10^{-2} g_m \sqrt{RT_m}}{\varphi_4 \beta_4 p_m \sqrt{\left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}}}} \cdot 10^4$$

Принимаем

$$\varphi_4 = \varphi_3 = 0,7; \quad n = 1,35; \quad R \simeq 30; \quad \beta_4 = 870$$

$$F_3 \geq \frac{0,9 \sqrt{T_m g_m}}{p_m \sqrt{\left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}}}} \text{ см}^2 \text{сек.} \dots \dots \dots (96)$$

Значение

$$K = \sqrt{\left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}}}$$

можно найти по кривой рис. 64, полагая

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_r}{p_m}$$

Определим весовое количество g_m кг смеси воздуха и продуктов сгорания, вытекающей из цилиндра за период продувки (период принужденного выхлопа) через выпускные окна

$$g_m = g_1 + g_s - g_a$$

где g_1 — количество продуктов сгорания в кг, оставшееся в цилиндре после истечения за период предварения выхлопа (свободного выхлопа);

g_s — количество продувочного воздуха в кг, поступающее в рабочий цилиндр за период продувки (формула 71);

g_a — вес смеси воздуха и остаточных газов в цилиндре в момент начала сжатия. Весовое количество продуктов сгорания, оставшееся в цилиндре после свободного выхлопа, найдем по объему, занимаемому газом

$$V_1 = V_h' + V_c - \frac{\pi D^2}{4} h_2$$

где h_2 — высота продувочных окон в м;

D — диаметр цилиндра в м.

Удельный объем v_1 продуктов сгорания при давлении в цилиндре p_s в момент начала продувки определим по формуле:

$$v_1 = v_e \left(\frac{p_e}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad n = 1,35; \quad v_e = \frac{1}{\gamma_e}; \quad g_1 = \frac{V_1}{v_1}$$

где γ_e — удельный вес продуктов сгорания в момент начала выпуска (формула 88).

Пренебрегая разностью удельных весов воздуха и смеси, состоящей из остаточных газов и поступившего воздуха, определим вес газа в цилиндре в момент начала сжатия

$$g_a = V_a \gamma_a$$

Значения γ_a найдем по формуле (87).

Абсолютную температуру продуктов сгорания в конце свободного выхлопа выразим через температуру конца расширения T_e и соотношение давлений

$$T_r' = T_e \left(\frac{p_s}{p_e} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

За период продувки из цилиндра будет вытекать g_1 кг газа при абсолютной температуре T_r' и избыток продувочного воздуха g_s' кг с абсолютной температурой $\sim T_a$. С достаточной точностью можно считать, что средняя абсолютная температура вытекающих газов за период принужденного выхлопа будет равна

$$T_m = \frac{g_1 T_r' + g_s' T_a}{g_1 + g_s'} \dots \dots \dots (97)$$

$$g_s' = g_m - g_1$$

Если „время—сечение“ для выпуска газа за период принужденного выхлопа будет достаточно, то принятые при расчете величины должны удовлетворять выражению (96), в противном случае расчет следует повторить, изменив сечения окон или же увеличив давление продувочного воздуха.

Для сокращения вычислительной работы и устранения необходимости изменения основных параметров, расчет удобно располагать в следующем порядке.

Определение площади F_1 и вычисление необходимого „время—сечения“ для предварения выпуска производится обычным способом. „Время—сечение“ для выпуска продуктов сгорания определится после планиметрирования площади F_3 диаграммы открытия окон. Для определения p_m — давления в цилиндре в период продувки можно воспользоваться выражением (96), которое представим в виде

$$\sqrt{\left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}}} = \frac{0,9 g_m \sqrt{T_m}}{p_m F_3}$$

Преобразуем

$$\frac{p_m}{p_r} \sqrt{\left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}}} = \frac{0,9 g_m \sqrt{T_m}}{p_r F_3} \dots \dots \dots (98)$$

Подставляя известные величины в правую часть полученного выражения, найдем значение

$$D = \frac{p_m}{p_r} \sqrt{\left(\frac{p_r}{p_m}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_m}\right)^{\frac{n+1}{n}}}$$

Пользуясь кривой D рис. 64, найдем отношение $\frac{p_1}{p_s} = \frac{p_r}{p_m}$, а следовательно и величину p_m . Для дальнейшего расчета воспользуемся выражением (93), из которого и определим необходимое „время—сечение“ для впуска в цилиндр продувочного воздуха

$$F_2 = B \frac{\frac{g_s}{2}}{\sqrt{\left(\frac{p_m}{p_s}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_m}{p_s}\right)^{\frac{n+1}{n}}}} = B \frac{g_s}{K} \text{ см}^2 \text{сек.} \dots \dots \dots (99)$$

Значение B найдем по кривой рис. 63, в зависимости от давления продувочного воздуха

$$B = \frac{15,14}{p_s^{0,854}}$$

Значения K определим по кривой рис. 64, полагая

$$\frac{p_1}{p_s} = \frac{p_m}{p_s}$$

Для системы продувки с клапанным или золотниковым распределением „время—сечение“ для продувки будет определяться кривой открытия распределительного органа. Вычисленное значение F_2 в масштабе чертежа должно быть равным площади F_2 на диаграмме открытия продувочных окон золотником (значение F_2 должно равняться площади, отсекаемой кривой открытия золотника или клапана на площади диаграммы открытия продувочных окон).

Таким образом, подбирая кривую открытия пролета золотника или клапана в соответствии с условиями, выраженными уравнением (99), найдем закон изменения открытия продувочного органа. Указанный способ расчета дает возможность сократить вычислительную работу, неизбежную вследствие пользования методом последовательных приближений.

В некоторых случаях пределом увеличения площади F_2 является площадь кривой открытия впускных окон, ввиду недостаточности их сечений. Если указанные сечения увеличить не представляется возможным по конструктивным соображениям (сохраняя прежнюю их высоту), приходится изменить давление продувочного воздуха и снова произвести расчет.

При расчете первого типа продувки величина F_2 см²сек. в принятом масштабе должна равняться площади F_2 диаграммы открытия окон. Если полученная площадь F_2 диаграммы будет меньше необходимой, то в этом случае следует увеличить суммарную ширину продувочных окон. Предположим, что площадь диаграммы открытия продувочных окон по чертежу составляет F_2 см². Умножая полученное значение F_2 см² на масштаб площади, найдем соответствующее ей „время—сечение“

$$F_2 \frac{m S_2 \psi^2}{6\pi} \text{ см}^2 \text{сек.}$$

Приравнявая найденное выражение значению F_2 см²сек., вычисленному по формуле (99), определим необходимую суммарную ширину продувочных окон S_2 , так как все остальные величины известны. Полученное значение будет удовлетворять выражению (99).

При очень хорошем выполнении продувочных и выхлопных окон и отсутствии значительных завихрений при вытекании газов через окна, коэффициенты истечения могут быть приняты $\varphi_3 = \varphi_4 = 0,82$. В этом случае в правую часть формулы (98) вместо коэффициента 0,9 следует подставить величину

$$\mu_2 = 0,9 \frac{0,79}{0,82} = 0,77$$

кроме того, при вычислении коэффициента B формулы (99), вместо 15,14 необходимо подставить величину:

$$\mu_1 = 15,14 \frac{0,70}{0,82} = 12,92$$

Из рассмотрения рабочего процесса двухтактных двигателей и выяснения необходимых условий продувки цилиндра вытекают те соображения, которыми следует руководствоваться при расчете двухтактных двигателей. Для получения наибольшей удельной мощности двигателя и наивыгоднейшей его работы, необходимо стремиться уменьшить высоту выпускных окон, по возможности увеличивая суммарную их ширину, что повышает коэффициент подачи и увеличивает полезный ход поршня. Давление продувочного воздуха должно быть минимально необходимым, так как с повышением p_s увеличивается мощность, расходуемая на продувочный насос, и ухудшается качество продувки вследствие увеличения скорости протекания воздуха через окна. Рациональная конструкция продувочных и выпускных органов должна обеспечивать хорошую очистку цилиндра от продуктов сгорания при минимальном коэффициенте избытка воздуха для продувки (α_2), что в значительной степени влияет на экономичность работы двигателя. Конструктивное оформление распределительных органов требует предварительных экспериментальных исследований, так как механизм продувки и все явления, происходящие в цилиндре за этот период, еще недостаточно изучены.

ГЛАВА X

КОЭФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И РАСХОД ТОПЛИВА

§ 36. Мощность двигателя

Тепло, выделенное топливом в цилиндре двигателя, идет на повышение внутренней энергии газа и на совершение внешней механической работы. Работа, произведенная газом в цилиндре двигателя, эквивалентна площади индикаторной диаграммы, при этом давление газа в цилиндре непрерывно изменяется в зависимости от положения поршня или, что то же, от изменения объема цилиндра. Такую же работу можно получить при действии на поршень некоторого среднего постоянного давления p_i . Таким образом, работа, совершаемая газом в цилиндре двигателя за один оборот вала, может быть выражена

$$W = V_h p_i = V_h p_i 10^4 = p_i F S 10^4 \text{ кгм}$$

где V_h — объем, описываемый поршнем за один ход, в м^3 ;

p_i — среднее индикаторное давление в атм.;

F — площадь поршня в м^2 ;

S — ход поршня в м.

Полученное выражение для работы W справедливо для двухтактных двигателей, у которых процесс совершается за один оборот вала или за два хода поршня. Для двигателей четырехтактного типа та же работа совершается за четыре хода поршня или за два оборота вала; следовательно, в этом случае будем иметь

$$W' = k V_h p_i 10^4$$

где $k = 1/2$ для четырехтактных двигателей простого действия и $k = 1$ — для двухтактных. Если двигатель имеет z цилиндров, то очевидно суммарная работа всех цилиндров за один оборот вала будет равна

$$W_1 = k z V_h p_i 10^4$$

Обозначим $kz = i$ число рабочих ходов поршня во всех цилиндрах двигателя за один оборот вала. Для двухтактных двигателей $i = z$, для четырехтактных $i = 1/2 z$. Работа многоцилиндрового двигателя в одну минуту будет равна

$$W_2 = n i V_h p_i 10^4$$

где n — число оборотов вала в минуту.

Секундная работа, выраженная в лошадиных силах, или индикаторная мощность

$$N_i = \frac{W_s}{60 \cdot 75} = \frac{n i V_h p_i 10^4}{60 \cdot 75} = \frac{\pi D^4 S p_i n 10^4}{4 \cdot 60 \cdot 75} \text{ л. с.} \dots \dots \dots (100)$$

где D — диаметр цилиндра в м;

S — ход поршня в м.

Индикаторной мощностью называется мощность, развиваемая газами в цилиндре двигателя. Выразим индикаторную мощность двигателя через среднюю скорость поршня:

$$C_m = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек.}$$

$$N_i = 52,3 D^3 C_m p_i i \dots \dots \dots (101)$$

Мощность двигателя в л. с., полученная на валу, называется эффективной мощностью. Эта мощность может быть определена при помощи тормоза, поэтому ее иногда называют тормозной, валовой или полезной, так как она используется на полезную работу. Эффективная мощность составляет лишь часть индикаторной мощности, так как последняя частично теряется в самом двигателе, расходуясь на преодоление вредных сопротивлений трения и на приведение в действие вспомогательных механизмов, навешенных на двигателе. Таким образом, если отнять от индикаторной мощности мощность N_k — механических потерь, то получим мощность эффективную — $N_e = N_i - N_k$. Потерянная мощность может быть отнесена к площади поршня, оценивая потери в виде поправки к среднему индикаторному давлению. В этом случае получается среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_k,$$

где p_k — среднее давление от сопротивлений в кг, отнесенное к 1 см² площади поршня.

Подставляя в выражение (101) вместо p_i величину p_e , получим эффективную мощность двигателя.¹

$$N_e = 52,3 D^3 C_m p_e i \dots \dots \dots (102)$$

При определении эффективной мощности двухтактных двигателей необходимо дополнительно учесть работу, затраченную на приведение в действие продувочного насоса. Относя указанную мощность к единице площади поршня рабочего цилиндра, можно принять сопротивление от продувки равным

$$p_k' = (p_s + \Delta p_s) \alpha_s \dots \dots \dots (103)$$

где p_s — давление продувочного воздуха по манометру;

Δp_s — сопротивление в распределительных органах продувочного насоса;

α_s — коэффициент избытка воздуха при продувке.

Значения Δp_s приведены в табл. 21 в зависимости от C — скорости воздуха в распределительных органах продувочного насоса. Среднее эффективное давление двухтактных двигателей

$$p_e = p_i - p_k - p_k'$$

Таблица 21

C м/сек. . .	40	30	20
Δp_s атм. . .	0,11	0,06	0,03

При сравнении двигателей различных типов часто пользуются выражением для удельной мощности двигателя. Это понятие характеризует степень использования рабочего объема цилиндра. В этом случае удельной, или литровой, мощностью

¹ Для двигателей двойного действия значения i будут равны: $i = 2z$ для двухтактных и $i = z$ для четырехтактных, с учетом, однако, площади штока, уменьшающего действующую площадь поршня нижней полости цилиндра.

называют отношение эффективной мощности, разрываемой одним цилиндром, к объему, описываемому поршнем за один ход, выраженному в литрах.

Для четырехтактных двигателей простого действия

$$n_e = \frac{N_e}{V_h} = \frac{\frac{\pi D^2}{4} S p_s \frac{10^4 n}{60 \cdot 75 \cdot 2}}{\frac{\pi D^2}{4} S 10^3} = \frac{p_s n}{900} \frac{\text{э. л. с.}}{\text{л}}$$

Для двухтактных двигателей

$$n_e = \frac{p_s n}{450} \frac{\text{э. л. с.}}{\text{л}}$$

§ 37. Механический к. п. д.

Механическим к. п. д. называется отношение мощности эффективной к индикаторной:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_k}{N_i} = 1 - \frac{N_k}{N_i} = \frac{P_i - P_k}{P_i} = 1 - \frac{P_k}{P_i} = \frac{P_e}{P_i} \dots (104)$$

Механический к. п. д. обычно выражают в процентах, которые показывают ту часть индикаторной мощности, которая передается валу двигателя и может быть использована на полезную работу. Кроме того, механический к. п. д. учитывает механические потери или потери индикаторной мощности, вызываемые сопротивлениями в самом двигателе. К этим сопротивлениям следует отнести: сопротивления трения частей двигателя; сопротивления при выталкивании продуктов сгорания и всасывании рабочей смеси или воздуха (для четырехтактных двигателей); приведение в действие компрессора; приведение в действие продувочного насоса, топливного насоса и прочих вспомогательных механизмов, навешенных на двигателе. Потери индикаторной мощности, вызываемые сопротивлением трения, характеризуют сборку, обработку частей двигателя, а также рациональность его конструкции. Работа трения главным образом зависит от величины средней скорости поршня и с повышением числа оборотов двигателя работа трения увеличивается. При сильно повышенном давлении в цилиндре, что имеет место при большой степени сжатия, неизбежно приходится допускать, при конструировании двигателя, более высокие удельные давления в трущихся частях, что вызывает в свою очередь большую работу трения и уменьшение механического к. п. д. Затрата мощности на зарядку цилиндра четырехтактного двигателя воздухом зависит от сопротивлений при всасывании и выхлопе. Учет потерянной мощности в этом случае может быть произведен путем уменьшения среднего индикаторного давления на величину $\Delta p = p_r - p_a$. Если отрицательная работа зарядки не принималась в расчет, то эту работу следует учесть при оценке механического к. п. д.

Работа, затраченная на приведение в действие компрессора, увеличивается с увеличением числа оборотов двигателя и почти не зависит от нагрузки. Для определения эффективной мощности двухтактных двигателей необходимо дополнительно учесть работу, затраченную на приведение в действие продувочного насоса. Мощность, затраченная на работу продувочного насоса, будет увеличиваться с повышением давления продувочного воздуха и увеличением коэффициента избытка воздуха при продувке. В некоторых случаях при исследовании работы двигателей рассматривают компрессор и продувочный насос как самостоятельные механизмы. В этом случае вводят механический к. п. д. „нетто“, учитывающий лишь работу трения и не зависящий от работы компрессора и продувочного насоса:¹

$$\eta_m' = \frac{N_e + N_k'}{N_i} \dots (105)$$

где N_k' — индикаторная работа компрессора и продувочного насоса.

¹ По этому вопросу в свое время велась оживленная полемика; в настоящее время величиной η_m' не пользуются, относя все потери двигателя к механическим потерям. *Прим. ред.*

Для получения работы 1 л. с. в течение часа в идеальном случае необходимо затратить 632 кал. тепла. Индикаторный к. п. д. показывает в долях единицы, или в процентах, ту часть подведенного тепла, которая превращается в индикаторную работу. При постоянной степени сжатия и постоянном числе оборотов двигателя индикаторный к. п. д. уменьшается с повышением нагрузки и с увеличением среднего индикаторного давления. С увеличением степени сжатия значение η_i повышается. Чем больше используется тепла в реальной машине, тем ближе действительный рабочий процесс приближается к идеальному циклу. Для оценки степени использования тепла в реальной машине, по сравнению с термодинамическим циклом, служит относительный к. п. д., представляющий собой отношение коэффициентов теплоиспользования при действительном рабочем процессе и при теоретическом идеальном цикле ¹.

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t} \dots \dots \dots (107)$$

В табл. 23 приведены средние значения η_i в зависимости от типа двигателя.

§ 39. Экономический к. п. д.

Для оценки количества тепла, превращенного в полезную работу на валу двигателя, вводят экономический или эффективный к. п. д., учитывающий как механические, так и тепловые потери.

Экономическим к. п. д. называют отношение количества тепла, превращенного в работу на валу двигателя, ко всему подведенному теплу. Для определения экономического к. п. д. найдем расход топлива, затраченного на работу одной эффективной л. с. в течение часа:

$$c_e = \frac{C_1}{N_e}$$

где C_1 кг — расход топлива в час. По удельному расходу топлива c_e определим расход тепла на 1 э. л. с. в час: $Q = c_e H_u$ кал., где H_u — нижний предел теплотворной способности топлива.

Экономический к. п. д. двигателя будет равен

$$\eta_e = \frac{632}{c_e H_u} \dots \dots \dots (108)$$

Отношение количества тепла, эквивалентного работе одной лошадиной силы в течение часа, к количеству тепла, затраченного для получения полезной работы 1 л. с.-час на валу двигателя, называется экономическим к. п. д. Значение η_e показывает ту часть подведенного тепла, которая превращается в полезную работу на валу двигателя. Экономический к. п. д. может быть представлен в виде произведения

$$\frac{632}{H_u} = \eta_e c_e = \eta_i c_i; \quad \frac{c_i}{c_e} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_p}{p_t} = \eta_m$$

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \dots \dots \dots (109)$$

Экономический к. п. д. быстро повышается с увеличением степени сжатия до $\varepsilon = 8$; дальнейшее повышение происходит медленно и при $\varepsilon = 10$ получается наибольшее значение η_e . Увеличение η_e совершается за счет повышения индикаторного к. п. д. При дальнейшем увеличении степени сжатия происходит уменьшение механического к. п. д., что в конечном итоге понижает экономичность двигателя. Таким образом, значительное увеличение ε практически нецелесообразно. Средние значения экономического к. п. д. для двигателей различных типов приведены в табл. 23.

¹ По вопросу о том, как исчислять в формуле (107) величину η_i , мнения разных авторов пока не совпадают; для практики этот спор о величине η_g мало интересен. *Прим. ред.*

Расход топлива на 1 л. с. в час составляет

$$\eta_i = \frac{632}{c_i H_u}; \quad c_i = \frac{632}{\eta_i H_u} = \frac{632 \eta_v 427}{V_0 p_i 10^4} = \frac{27 \eta_v}{V_0 p_i} \dots \dots \dots (111)$$

В компрессорных дизелях часть воздуха, вводимого в цилиндр, используется на распыливание топлива и за всасывающие ходы поршня в цилиндр поступает на 1 кг горючего только $(L - q)$ молей воздуха, где q есть количество воздуха в молях, необходимое для распыливания 1 кг горючего (формула 29)

$$q = \frac{q'}{28,95} \text{ мол./кг}; \quad q' = 1,2 \div 1,8 \text{ кг/кг}$$

Таким образом, для компрессорных дизелей формула (111) будет иметь вид

$$c_i = \frac{27 \eta_v}{V_0 p_i}; \quad V_0' = 23,1 \frac{T_0}{273 p_0} (L - q) \text{ м}^3 \dots \dots \dots (112)$$

Расход топлива на 1 э. л. с. в час

$$c_e = \frac{N_i}{N_e} c_i = \frac{c_i}{\eta_m} \dots \dots \dots (113)$$

Воспользуемся выражением (106) для индикаторного к. п. д. и подставим в него значение c_i

$$\eta_i = \frac{632}{c_i H_u} = \frac{632 p_i V_0}{27 \eta_v H_u} = \frac{23,4 p_i V_0}{\eta_v H_u} \dots \dots \dots (114)$$

$$p_i = \frac{\eta_i \eta_v H_u}{23,4 V_0}; \quad p_s = \eta_m p_i = \frac{\eta_i \eta_m \eta_v H_u}{23,4 V_0} = \frac{\eta_e \eta_v H_u}{23,4 V_0} \dots \dots \dots (115)$$

При $T_0 = 290^\circ$ определим значение V_0

$$V_0 = 24,53 L = 24,53 \alpha_1 L_0$$

где L_0 — количество воздуха в молях, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива;

α_1 — коэффициент избытка воздуха при горении.

$$\left. \begin{aligned} p_s &= \frac{\eta_e \eta_v H_u}{574 \alpha_1 L_0} \\ \eta_e &= \frac{574 \alpha_1 L_0 p_s}{\eta_v H_u} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (116)$$

Для компрессорных дизелей

$$\eta_e = \frac{574 p_s (\alpha_1 L_0 - q)}{\eta_v H_u}; \quad p_s = \frac{\eta_e \eta_v H_u}{574 (\alpha_1 L_0 - q)} \dots \dots \dots (116a)$$

На основании выражений (116) можно вывести следующие заключения: 1) при увеличении теплотворной способности топлива и уменьшении коэффициента избытка воздуха при горении (до известного предела) среднее эффективное давление увеличивается; 2) повышение коэффициента подачи способствует увеличению удельной мощности двигателя и повышению p_i и p_s , вследствие чего произведение $p_i V_0$ в выражении (111) растет быстрее η_v и расход топлива на 1 и. л. с.-час уменьшается; 3) двигатели, работающие с меньшим коэффициентом избытка воздуха, при одинаковых значениях η_v и p_s , будут иметь повышенный удельный расход топлива и низкий экономический к. п. д.

Из формулы (116) определим коэффициент подачи

$$\eta_v = \frac{574 \alpha_1 L_0 p_s}{\eta_e H_u}$$

С достаточной точностью можно положить: $H_u = 10\,000$ кал./кг и $L_0 = 0,47$ мол./кг

$$\eta_v = 0,027 \frac{\alpha_1 p_s}{\eta_e}$$

Полученная формула позволяет производить приближенный подсчет коэффициента подачи по результатам испытания четырехтактных двигателей. Средние значения c_i и c_e для различных двигателей приведены в табл. 24.

Таблица 24

Тип двигателей	c_1 г	c_2 г
Четырехтактные компрессорные дизели	145—150	180—200
Двухтактные	150—160	185—220
Четырехтактные бескомпрессорные дизели	130—150	160—190
Двухтактные	130—150	170—200
Бензиновые двигатели	180—190	230—250
Нефтянки	230—280	300—400

Ниже приводятся данные о нормальном расходе топлива и масла на 1 э. л. с. в час для бескомпрессорных и компрессорных дизелей четырехтактного и двухтактного типов, при теплотворной способности топлива в 10 000 кал. Данные взяты из технических условий на импортное оборудование (двигатели Дизеля).

Таблица 25

Нагрузка в л. с.	Четырехтактные бескомпрессорные двигатели. Расход топлива в г на 1 э. л. с. в час				Гарантия	Четырехтактные компрессорные двигатели. Расход топлива в г на 1 э. л. с. в час				Гарантия
	1/1	3/4	1/2	1/4		1/1	3/4	1/2	1/4	
3 шл.										
75	185	190	210	280		205	210	240	330	
150	175	180	200	260		195	205	235	320	
225	170	175	190	245		190	200	225	305	
300	168	172	186	230		185	195	220	300	
6 шл.					+ 5%					+ 5%
150	180	190	210	280		195	205	235	315	
300	172	177	195	255		190	200	225	305	
450	168	172	185	235		185	195	220	300	
600	166	169	182	226		185	195	220	300	
900	166	169	182	226		185	195	220	300	
1 200	166	169	182	226		185	195	220	300	

Расход топлива на 1 э. л. с. в час для двухтактных двигателей при нормальной нагрузке

Большой мощности, компрессорные	185 г
бескомпрессорные	175 "
Малой мощности, компрессорные	210 "
бескомпрессорные	200 "

Расход масла на 1 э. л. с. в час при нормальной нагрузке

Для крупных двигателей	2,5 г
" средних и малых двигателей	от 3 до 6 "

Допуски в расходе топлива + 5%.

§ 41. Работа двигателя при переменном режиме

Главное различие в условиях работы судового и стационарного двигателей заключается в том, что судовой двигатель должен развивать предписанную мощность при различных числах оборотов и при сохранении расхода топлива в пределах, близких к нормальному. Он должен обладать устойчивой работой при минимальном числе оборотов, легко пускаться в ход под нагрузкой и быстро изменять сторону своего вращения при маневрировании. Эти основные отличия судового двигателя внесли изменения как в конструкцию, так и в принципы его регулировки.

Г Стационарные двигатели обычно работают при постоянном числе оборотов, но при различной мощности, в зависимости от нагрузки и требуемой производительности агрегата. Постоянная скорость вращения поддерживается регулятором, установленным на определенное число оборотов. Центробежный регулятор, связан с топливоподающим аппаратом и при изменении числа оборотов машины автоматически действует на него, уменьшая или увеличивая подачу горючего в цилиндры и изменяя, тем самым, мощность двигателя, в зависимости от величины нагрузки. Стационарный двигатель должен изменять мощность в широких пределах при неизменном числе оборотов и возможно минимальном изменении расхода топлива. При работе двигателя непосредственно на гребной винт мощность его изменяется в зависимости от скорости судна и действующего водоизмещения и является функцией числа оборотов винта.

Таким образом, воздействие на подачу топлива производится мотористом, устанавливающим нужную подачу топлива в цилиндры в зависимости от числа оборотов винта или скорости судна. Центробежный регулятор в этом случае устанавливается на предельное число оборотов для предохранения машины от разгона, в случае потери винта или обжигания его при сильной качке.

Экономичность эксплуатации судовой установки зависит не только от совершенства рабочего процесса и конструкции двигателя, но и в значительной степени от коэффициента полезного действия гребного винта, который имеет большие значения при малом числе оборотов. С целью повышения полезного действия всей установки и уменьшения расхода топлива на милю плавания, число оборотов двигателя стали согласовывать с наимыгоднейшим числом оборотов винта. Увеличение хода поршня при малом числе оборотов позволило повысить мощность двигателя. В результате указанных условий выработался специальный тип судового двигателя большой мощности с малым числом оборотов, но с большим отношением хода поршня к диаметру цилиндра.

Двигатели стационарного типа устанавливаются на судне для работы на вспомогательные механизмы, как то: динамомашины, компрессоры и пр. Для уменьшения веса и габаритных размеров вспомогательных механизмов применяются быстроходные двигатели с числом оборотов 300—1000 в минуту. Для сохранения средней скорости поршня в нормальных пределах, при большом числе оборотов двигателя, приходится уменьшать величину хода поршня. Таким образом, характерными особенностями конструкции двигателя стационарного типа, предназначенного для установки на судне, являются следующие: повышенное число оборотов, малое отношение хода поршня к диаметру цилиндра и небольшой вес, приходящийся на 1 э. л. с. В соответствии с условиями работы двигателя меняются и методы оценки его эксплуатационных качеств.

Для судовых двигателей имеет существенное значение удельный расход топлива на 1 э. л. с.-час в зависимости от развиваемой мощности, при различных числах оборотов, между тем как для стационарных двигателей наибольшее значение имеет удельный расход топлива при различной мощности и нормальном числе оборотов двигателя. Если менять число оборотов двигателя, при различных внешних нагрузках, то для каждого скоростного режима можно найти мощность двигателя, при которой получается минимальный удельный расход топлива. Графическая зависимость между наимыгоднейшей мощностью двигателя и числом его оборотов называется внешней характеристикой двигателя, при минимальных расходах топлива. Если при различных скоростных режимах меняется крутящий момент до максимального значения, определяемого характером выхлопа и температурным режимом работы двигателя, то в этом случае получается внешняя характеристика, соответствующая максимальным предельным нагрузкам. Очевидно, что первая характеристика будет определять наимыгоднейшую работу двигателя при различных скоростных режимах, между тем как вторая характеристика дает пределы перегрузки двигателя при тех же скоростных режимах. Основными величинами, внешне характеризующими работу двигателя, являются: N_e действительная или эффективная мощность двигателя, как работа крутящего момента M в секунду, при числе оборотов n в минуту

$$N_e = \frac{M\omega}{75} = \frac{M}{75} \cdot \frac{2\pi n}{60} = \frac{Mn}{716,2} \text{ л. с.}$$

$$M = 716,2 \frac{N_e}{n} \text{ кгм}$$

На рис. 65 приведены результаты трех серий испытаний четырехтактного бескомпрессорного дизеля при числе оборотов 200, 250 и 300 в минуту при различных нагрузках. По характеру кривых расхода топлива на 1 э. л. с.-час можно установить, что, при каждом наимыгоднейший при определенной мощности и из всех трех самый невыгоднейший режим при $n = 250$ оборотах в минуту и мощности двигателя $N_e \approx 400$ л. с., при котором расход топлива составляет $c_e = 0,167$ кг на 1 э. л. с.-час. Указанный режим следует признать нормальным для данного двигателя. На основании выше приведенных данных, на рис. 66 построена внешняя характеристика двигателя. Следует отметить малое изменение расхода топлива c_e — кг на 1 э. л. с.-час, при различных скоростных режимах работы двигателя, что является одним из существенных преимуществ бескомпрессорных дизелей. Всякое отклонение от нормального режима, как в сторону уменьшения мощности, так и в сторону ее увеличения, путем изменения числа оборотов, или среднего индикаторного давления, вызывает понижение экономичности двигателя, так как расход топлива на 1 э. л. с.-час будет увеличиваться, что особенно заметно у компрессорных дизелей.

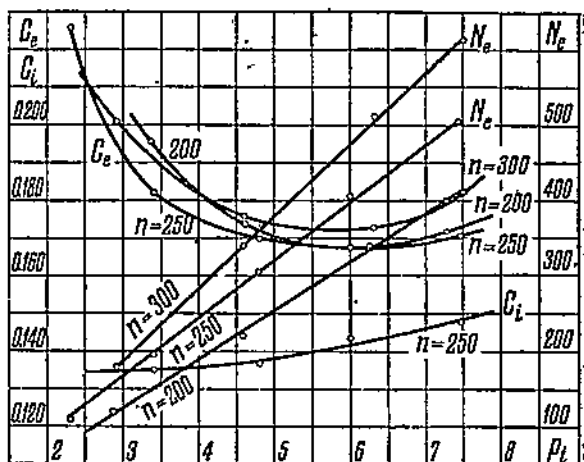


Рис. 65.

Увеличение расхода топлива при уменьшении мощности двигателя объясняется сильным снижением механического к. п. д., между тем как при увеличении мощности ухудшаются условия горения и термического использования, отчего расход топлива на 1 э. л. с. в час сильно повышается, что в конечном итоге уменьшает экономичность двигателя.

Повышение мощности двигателя, путем увеличенной подачи топлива в цилиндр, может сопровождаться увеличением среднего индикаторного давления при: $n = \text{const}$ (стационарные двигатели) или же повышением числа оборотов двигателя при $p_i = \text{const}$ (судовые установки). Оба указанных режима являются перегрузкой двигателя. Работа двигателя в том и другом случае сопровождается: повышением удельного расхода топлива, увеличением работы трения и повышением температуры трущихся частей, более высокой температурой выхлопных газов, перегревом клапанов и цилиндра, ухудшением условий смазки, неблагоприятными условиями горения топлива и значительным догоранием его в период расширения. Все перечисленные обстоятельства имеют место, в большей или меньшей степени, у всех двигателей внутреннего сгорания.

При работе двигателя в судовых условиях, непосредственно на гребной винт, с достаточной точностью можно считать, что мощность, поглощаемая винтом, пропорциональна кубу числа оборотов

$$N_e = cn^3 \text{ л. с.}$$

Если нормальная мощность двигателя составляет N_e л. с. при числе оборотов n в минуту, то при любом числе оборотов n' мощность, потребляемая гребным винтом, будет равна

$$N_e' = N_e \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \text{ л. с.}$$

Зависимость эффективной мощности двигателя и удельного расхода топлива на 1 э. л. с.-час от числа оборотов двигателя, нагруженного гребным винтом, называется винтовой характеристикой. На рис. 66 показана винтовая характеристика, как $N_e' = f(n)$. Из приведенных кривых видно, что, только при одной расчетной мощности $N_e = 400$ л. с. при $n = 250$ об./мин. двигатель будет работать в нормальных условиях, так как при этих параметрах внешняя и винтовая характеристики пересекаются. При числе оборотов меньше нормального винтовая характеристика идет ниже

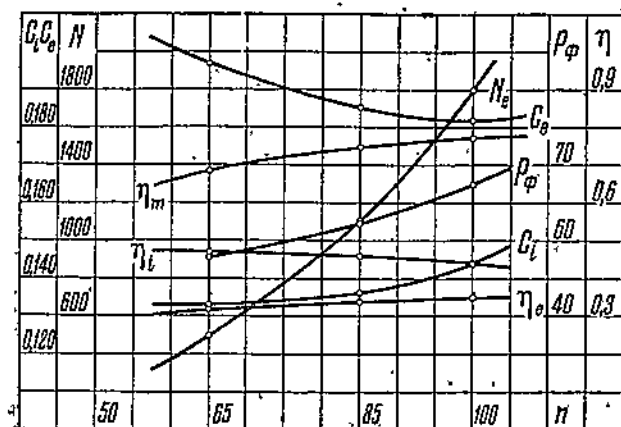


Рис. 67.

характеристика идет ниже внешней, т. е. полная мощность двигателя не используется, что вызывает увеличение удельного расхода топлива. При повышении числа оборотов двигателя выше нормального, винтовая характеристика идет выше внешней и потребляемая гребным винтом мощность превышает нормальную мощность двигателя. В этом случае двигатель будет работать с перегрузкой. Предел увеличения мощности двигателя при перегрузке определяется кривой внешней характеристики, снятой при предельных нагрузках.

Вид внешней характеристики зависит от целого ряда факторов: периодов распределения открытия и закрытия клапанов, скорости прохода газов через клапаны, условий охлаждения и смазки двигателя, профиля кулачного шайбы топливного насоса, его регулировки и условий распыливания топлива. Иногда двигатели одной и той же марки имеют разные характеристики. Для получения наибольшей удельной мощности, быстроходные двигатели обычно работают с наименьшим коэффициентом избытка воздуха при горении. Такие двигатели более чувствительны к перегрузке, они неустойчиво работают при малых оборотах и труднее чувствуются в ход. Форсированные быстроходные двигатели обычно имеют крутую внешнюю характеристику и работают при максимальном вращающем моменте. Двигатели тихоходные имеют более пологую характеристику, они более устойчиво и экономичнее работают при переменных режимах, а также более легко переносят перегрузку. На рис. 68 показаны внешние характеристики: 1—пологая и 2—крутая характеристика. Цифрой 3 обозначена винтовая характеристика. Если винтовая и внешняя характеристики пересекаются под меньшим углом, то работа двигателя в судовых условиях будет более экономична и устойчива.

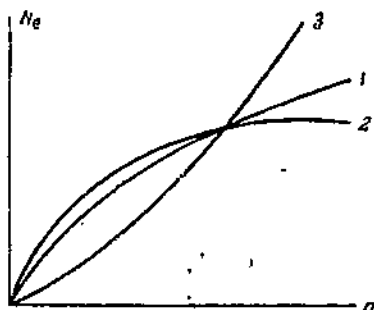


Рис. 68.

На рис. 67 приведены результаты испытания судового четырехцилиндрового двухтактного двигателя Дизеля системы Зульцера при различных режимах. Мощность двигателя 1800 л. с. Полученные кривые показывают зависимость: N_e —эффективной мощности, C_e —расхода топлива на 1 э. л. с. в час, C_i —расхода топлива на 1 и. л. с. в час, давления форсуночного воздуха p_f , экономического к. п. д. η_e , индикаторного к. п. д. η_i и механического к. п. д. η_m —от числа оборотов двигателя, при работе его на гребной винт и изменении мощности пропорционально кубу числа оборотов.

ГЛАВА XI

ТЕПЛОВАЯ НАГРУЗКА ЦИЛИНДРА

§ 42. Передача тепла охлаждающей воде

Все двигатели внутреннего сгорания, за исключением некоторого числа бензиновых двигателей, имеют наружное водяное охлаждение стенок цилиндра. Вода, поступая в зарубашечное пространство цилиндра, охлаждает его стенки и уносит

до 35% тепла, выделяемого в цилиндре. В двигателях большой мощности, и в особенности, двухтактных, кроме водяного охлаждения стенок цилиндра и крышки, применяется охлаждение рабочих поршней. Потери тепла вследствие водяного охлаждения являются неизбежными и необходимыми для поддержания определенной температуры внутренней поверхности цилиндра.

Эта температура не должна быть выше 260—280° С, так как в противном случае масло, поступающее в цилиндр, начинает разлагаться и смазка трущихся частей становится невозможной. Если известен c_i расход топлива на 1 и. л. с. в час при теплотворной способности топлива H_u , то количество тепла, выделенного сгоревшим топливом в цилиндре двигателя в течение часа, будет составлять

$$Q = N_i c_i H_u \text{ кал.} \dots \dots \dots (117)$$

Из общего количества Q кал. тепла некоторая часть его τ передается охлаждающей воде. Подставляя в полученное выражение (117) значение N_i — индикаторной мощности рабочего цилиндра, определим количество тепла, переданное охлаждающей воде в течение часа

$$N_i = 52,3 D^2 p_i C_m i; Q' = \tau Q = 52,3 D^2 p_i C_m i c_i H_u \tau$$

Относя полученное значение Q' к 1 м² поверхности, участвующей в теплопередаче, найдем тепловую нагрузку рабочего цилиндра

$$q = \frac{Q'}{F_1} \dots \dots \dots (118)$$

где F_1 — сумма поверхностей боковой внутренней части и крышки цилиндра, омываемых охлаждающей водой. Для двигателей с искусственным охлаждением рабочих поршней необходимо учесть площадь днища поршня F_2 м²

$$q = \frac{Q'}{F_1 + F_2} \text{ кал./м}^2 \text{ час} \dots \dots \dots (119)$$

Тепловая нагрузка цилиндра q показывает то количество тепла в кал., которое передается охлаждающей воде 1 м² поверхности, участвующей в теплопередаче, в течение часа. При движении поршня боковая поверхность рабочего цилиндра, соприкасающаяся в каждый момент с нагретыми газами, будет величиной переменной, зависящей от положения поршня. В начальный момент при положении поршня в в.м.т., боковая поверхность цилиндра равна нулю (объемом камеры горения пренебрегаем) и только после поворота мотыля на 180°, при положении поршня в н. м. т. вся боковая поверхность цилиндра будет участвовать в теплопередаче. Таким образом, при вычислении тепловой нагрузки следует брать среднее значение, вводя в расчет половину всей боковой поверхности цилиндра. Полная поверхность, участвующая в теплопередаче, с учетом охлаждения поршня, составляет

$$F = F_1 + F_2 = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{1}{2} \pi D S \dots \dots \dots (120)$$

Подставляя полученные значения Q' и F в выражение (119), найдем тепловую нагрузку цилиндра двигателя

$$q = \frac{Q'}{F} = 52,3 i c_i \tau H_u \frac{2}{\pi} \cdot \frac{p_i C_m}{1 + \frac{S}{D}} = 33,3 i c_i \tau H_u \frac{p_i C_m}{1 + \rho}$$

$$q = A \frac{p_i C_m}{1 + \rho} \dots \dots \dots (121)$$

где ρ — отношение хода поршня к диаметру цилиндра.

Для четырехтактных двигателей Дизеля

$$c_i \sim 0,140, H_u = 10\,000 \text{ кал./кг}, i = \frac{1}{2}, A = 23\,300 \tau$$

Для двухтактных двигателей при $i = 1, A = 46\,600 \tau$.

Значение A будет зависеть главным образом от τ и в меньшей степени от c_i и H_u . При увеличении диаметра цилиндра, как показали опыты, уменьшается количество тепла на эффективную силу, отдаваемое стенками цилиндра, между тем как отношение развиваемой мощности к поверхности охлаждения увеличивается пропорционально диаметру; следовательно, надо предполагать, что величина τ , а следовательно и A , должны уменьшаться с увеличением диаметра. В табл. 26 приведены средние значения τ и A для двигателей Дизеля.

Таблица 26

Двигатели с водяным охлаждением поршней	
Четырехтактные	$\tau = 24-28\%$ $A = 5\,500-6\,500$
Двухтактные	$\tau = 28-31\%$ $A = 13\,000-14\,500$

М. Gercke принимает значение для тепловой нагрузки:

для четырехтактных двигателей $q = (6000 + 26n) p_i$ кал./м²час, для двухтактных $q = K(6000 + 26n) p_i$, где n — число оборотов в минуту и $K = 1,7 \div 1,8$.

С повышением значения произведения $p_i C_m$ увеличивается удельная мощность двигателя и соответственно уменьшаются его размеры и вес. Увеличение удельной мощности при нормальной конструкции двигателя вызывает увеличение тепловой нагрузки, что видно из выражения (121). С повышением тепловой нагрузки увеличивается разность температур между внутренней и наружной поверхностями стенок цилиндра, что вызывает увеличение тепловых напряжений цилиндра и служит причиной появления трещин. Таким образом, пределом увеличения удельной мощности двигателя является тепловая нагрузка цилиндра.

В современных двигателях среднее значение тепловой нагрузки цилиндра составляет для четырехтактных двигателей $q = 60\,000 \div 150\,000$ кал./м²час, для двухтактных двигателей $q = 100\,000 \div 300\,000$ кал./м²час.

На основании результатов испытания двигателей, количество тепла, отводимое с охлаждающей жидкостью, составляет: цилиндр с крышкой $18-22\%$, рабочий поршень $6-9\%$, компрессор и выпускной коллектор $5-8\%$ от всего количества тепла, введенного в цилиндр.

Определим количество тепла, отводимое от поршня охлаждающей жидкостью:

$$Q'' = 52,3 D^2 p_i c_i C_m i \tau \text{ кал./час}$$

Тепловая нагрузка поршня:

$$q'' = \frac{Q''}{F_s} = \frac{52,3 D^2 c_i C_m i \tau p_i H_u}{\frac{\pi D^2}{4}} \text{ кал./м}^2 \text{час}$$

Принимаем для двигателей Дизеля $H_u = 10\,000$ кал./кг, $c_i = 0,140$ кг на 1 л. с.-час, $i = 0,5$ для четырехтактных двигателей и $i = 1$ для двухтактных, $\tau = 0,07$.

Тепловая нагрузка плоского доннышка поршня двухтактного двигателя:

$$q \approx 6\,600 p_i C_m \text{ кал./м}^2 \text{час} \dots \dots \dots (122)$$

тоже, для четырехтактных двигателей:

$$q \approx 3\,300 p_i C_m \text{ кал./м}^2 \text{час} \dots \dots \dots (123)$$

При увеличении произведения $p_i C_m$ или соответственно $p_s C_m$, тепловая нагрузка должна увеличиваться и при конструировании двигателя не следует значительно повышать эту величину.

§ 43. Температура внутренней поверхности цилиндра

Для определения температуры внутренней поверхности стенки цилиндра рассмотрим процесс передачи тепла от нагретых газов через стенку цилиндра охлаждающей воде. При длительной работе двигателя устанавливается тепловое равно-

весне и тепло, отдаваемое газами стенке цилиндра, передается охлаждающей воде и уносится ею. Таким образом, для каждого постоянного режима работы двигателя температура внутренней и наружной поверхностей стенок цилиндра поддерживается все время почти постоянной.

Примем нижеследующие обозначения:

Z_1 — коэффициент теплопередачи от газов к стенке в кал./м²час при разности температур газа и стенки в 1°C;

Z_2 — коэффициент теплопередачи от стенки к воде в кал./м²час при разности температур стенок и воды в 1°C;

μ — коэффициент теплопроводности металла стенки, равный числу калорий, передаваемых в течение 1 часа через 1 м² стенки толщиной в 1 м, при разности температур на наружной и внутренней поверхностях стенки в 1°C;

t_1 — температура газа в °C;

t_4 — " охлаждающей воды в °C;

t_2 — " внутренней поверхности стенки в °C;

t_3 — " наружной поверхности стенки цилиндра в °C;

δ — " толщина стенки в м.

При установившемся тепловом режиме работы двигателя тепловой поток направляется от газа через стенку к охлаждающей воде, при этом будет существовать некоторое подвижное равновесие. В этом случае количество тепла, передаваемое 1 м² поверхности цилиндра (участвующей в теплопередаче) охлаждающей воде в течение часа, будет составлять

$$q = Z_1(t_1 - t_2) = \frac{\mu}{\delta}(t_2 - t_3) = Z_2(t_3 - t_4) \dots \dots \dots (124)$$

Исключая из двух последних уравнений значение температуры t_3 наружной поверхности стенки цилиндра, определим величину тепловой нагрузки цилиндра в зависимости от температуры внутренней поверхности цилиндра t_2 и температуры охлаждающей воды t_4

$$q = \frac{\mu}{\delta}(t_2 - t_4) \dots \dots \dots (125)$$

$$q = Z_2(t_3 - t_4)$$

$$q = \frac{t_2 - t_4}{\frac{1}{Z_2} + \frac{\delta}{\mu}} \dots \dots \dots (126)$$

$$t_2 = t_4 + q \left(\frac{1}{Z_2} + \frac{\delta}{\mu} \right) \dots \dots \dots (127)$$

С увеличением t_4 , q и δ температура внутренней поверхности цилиндра повышается. С увеличением теплопроводности металла стенки и с улучшением условий теплопередачи от наружной поверхности стенки к охлаждающей воде температура t_2 понижается. Для устранения перегрева цилиндра (t_2 — повышена) необходимо периодически очищать зарубашечное пространство от осадков, выделяющихся из охлаждающей воды, в противном случае значение t_2 может превысить допускаемые нормы.

Из выражения (125) найдем разность температур

$$\Delta t = t_2 - t_3 = \frac{q\delta}{\mu} \dots \dots \dots (128)$$

При разности температур $\Delta t = t_2 - t_3$ между внутренней и наружной поверхностями стенки цилиндра, в ней возникают тепловые напряжения. Внутренние слои, соприкасающиеся с газами, как более нагретые, стремятся удлиняться, между тем как наружные слои, имея более низкую температуру, будут препятствовать этому удлинению. Таким образом слои внутренней поверхности цилиндра будут испытывать напряжения сжатия и наружные — растяжения. Для плоской стенки средний слой остается нейтральным. Относительное сжатие слоя внутренней поверхности стенки и такое же удлинение слоя наружной поверхности можно определить в зависимости от разности температур Δt и коэффициента линейного расширения металла стенки.

Относительное сжатие

$$\alpha = \beta \frac{\Delta t}{2}$$

Напряжения сжатия

$$R_d = \alpha E = \beta \frac{\Delta t}{2} E = \beta \frac{q \delta}{2\mu} E$$

где β — коэффициент линейного расширения и E — модуль упругости материала стенки.

Напряжение растяжения

$$R_z = R_d = \beta \frac{q \delta}{2\mu} E$$

Для чугуна: $\mu = 50$ кал./м²час 1°C;

$$\beta = 1,1 \cdot 10^{-5}; E = 900\,000 \text{ кг/см}^2$$

$$R_z = R_d = \frac{1,1 \cdot 10^{-5} q \delta}{2 \cdot 50 \cdot 10^2} 900\,000 \approx 0,001 q \delta \text{ кг/см}^2 \dots \dots \dots (129)$$

Для стали: $\mu = 50$ кал./м²час 1°C;

$$\beta = 1,1 \cdot 10^{-5}; E = 2\,150\,000 \text{ кг/см}^2$$

$$R_z = R_d = \frac{1,1 \cdot 10^{-5} q \delta}{2 \cdot 50 \cdot 10^2} 2\,150\,000 \approx 0,0024 q \delta \text{ кг/см}^2 \dots \dots \dots (130)$$

где δ — толщина стенки в см.

Тепловые напряжения растут с повышением тепловой нагрузки и с увеличением толщины стенки. Материал цилиндра с наибольшей теплопроводностью способствует уменьшению тепловых напряжений. При одной и той же толщине стенки тепловые напряжения растут с увеличением модуля упругости металла.

Если в уравнение (126) подставить наибольшую допускаемую температуру t_3 — внутренней поверхности стенки цилиндра, при которой смазка цилиндра еще возможна, то получим наибольшую предельную тепловую нагрузку

$$q_{\max} = \frac{t_3 - t_1}{\frac{1}{Z_2} + \frac{\delta}{\mu}} \dots \dots \dots (131)$$

По G. Eichelberg'y, значения коэффициента теплопередачи от стенки к воде лежат в пределах от 1000 до 2000 кал./м²час 1°C в зависимости от скорости воды и состояния поверхности. В целях определения точного значения этой величины в конкретных условиях эксперимента, были выполнены некоторые специальные измерения, результаты которых сведены в табл. 27.

Как видно из таблицы, коэффициент теплопередачи возрастает пропорционально скорости воды, т. е. расходу ее, отнесенному к 1 м². Приведенные данные получены при испытании двухтактного двигателя Зульцера (диаметр цилиндра — 600 мм, ход поршня — 1060 мм, число оборотов — 100 в мин., толщина стенки цилиндра — 35 мм).

Таблица 27

Нагрузка	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{4}{4}$
Количество теплоты, передаваемой охлаждающей воде q кал./м ² час	50 000	65 000	100 000	150 000
Расход охлаждающей воды g кг/м ² час	3 600	7 700	12 250	16 700
Коэффициент теплопередачи от стенки к воде Z_2 кал./м ² 1°C час	900	1 150	1 400	1 800
Температура стенки на поверхности, омываемой водой t_3 °C	85	90	100	120
Температура стенки на поверхности, омываемой газами (средняя) t_2 °C	120	140	175	230

Подставляя в формулу (131) значения: температуры охлаждающей воды $t_1 = 50^\circ\text{C}$, предельной температуры внутренней поверхности стенки цилиндра $t_2 = 260^\circ\text{C}$, $Z_2 = 1800$ и $\mu = 50$, найдем значение $q_{\max}$ — наибольшей допускаемой тепловой нагрузки цилиндра, в зависимости от его диаметра, считая, что толщина стенки цилиндра $\delta = (0,07 \div 0,09) D$ м

$$q_{\max} = \frac{260 - 50}{\frac{1}{1800} + \frac{0,07D}{50}} = \frac{378\,000}{1 + 2,5D} \text{ кал./м}^2\text{час} \dots \dots \dots (132)$$

При работе двигателя температура поверхности стенки цилиндра не остается постоянной, а подвергается некоторым колебаниям в соответствии с изменениями температуры газа.

Эти периодические колебания температуры поверхности стенки, омываемой газом, дают изменения t_2 в очень небольших пределах (по Eichelberg'у, для двухтактного дизеля при $n = 100$ об./мин. пределы изменения t_2 : $+14^\circ$ и -8° , на глубине 5 мм амплитуда колебаний достигает лишь величины $0,38^\circ$), что позволяет с достаточной степенью точности заменить мгновенное значение поверхностной температуры ее средним значением.

ГЛАВА XII

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНЫХ РАЗМЕРОВ ДВИГАТЕЛЯ

§ 44. Приближенный способ определения главных размеров двигателя

Определение основных размеров двигателя сводится к нахождению диаметра цилиндра D и хода поршня S . Эти размеры могут быть получены путем приближенных подсчетов, в основу которых положены опытные данные, полученные при испытании двигателей. Для уточнения результатов подсчетов следует руководствоваться данными выбранного прототипа двигателя. За прототип двигателя может быть принят двигатель заданного типа и системы с мощностью, приходящейся на один цилиндр, и числом оборотов, близким к данным, предусмотренным заданием.

Для определения диаметра цилиндра простого действия воспользуемся формулой (100) и по аналогии напишем выражение для эффективной мощности двигателя

$$N_e = \frac{\pi D^2}{4} S \frac{p_p}{60 \cdot 75} 10^4 = 1,744 D^3 \frac{S}{D} p_p \text{ ин}$$

$$\frac{S}{D} = p; D = \sqrt[3]{\frac{0,573 N_e}{p p_p \pi}} \dots \dots \dots (133)$$

Диаметр цилиндра определяется по заданным: эффективной (действительной) мощности N_e , числу оборотов — n , числу цилиндров — z , тактности двигателя — $i = kz$ ($k = 1/2$ для четырехтактных и $k = 1$ для двухтактных двигателей) и выбранным на основании табл. 28, 29 и 30 значениям: p — отношения хода поршня к диаметру цилиндра и p_p — среднего эффективного давления.

После определения величины D найдем ход поршня $S = pD$ и среднюю скорость поршня $C_m = \frac{Sn}{30}$ м/сек.

Для правильной оценки основных величин, определяющих главные размеры двигателя, следует руководствоваться соображениями, изложенными в последующих параграфах.

Тип двигателей	$\rho = \frac{S}{D}$	C_m	P_a
Тихоходные четырехтактные дизели	1,25—1,85	5—6,5	5,2—5,7
Быстроходные " "	1,00—1,50	6,5—8,5	4,5—5,5
Тихоходные двухтактные " "	1,25—1,85	3,75—5,5	4,0—5,1
Быстроходные " "	1,00—1,50	5,5—8,5	3,5—5,1
Калоризаторные " двигатели	1,2—1,3	3,0—4,5	2,0—3,0
Керосиновые двигатели	1,3—1,6	3,0—4,0	3,0—4,0
Бензиновые ¹ " "	1,2—1,4	4,5—6,0	4,5—5,5

§ 45. Сравнение двух- и четырехтактных двигателей

Теоретические циклы двух- и четырехтактных двигателей, при условии равенства степени сжатия и степени предварительного расширения, — равноценны. Принимая во внимание, что двухтактный процесс совершается за каждый оборот вала, мощность двухтактного двигателя теоретически должна быть в два раза больше по сравнению с мощностью четырехтактного двигателя, если число оборотов и размеры цилиндров одинаковы. При рассмотрении действительных рабочих процессов приходится учитывать конструктивные особенности каждого типа двигателей, в результате чего следует отметить для двухтактных двигателей: более высокое начальное давление и повышенную температуру в начале сжатия, более высокое давление при сгорании и несколько повышенную среднюю температуру газов за полный рабочий цикл.²

Повышение средней температуры рабочего процесса вызывает увеличение тепловой нагрузки цилиндра, каковая в двигателях двухтактного типа примерно на 30% больше по сравнению с четырехтактными двигателями. Повышение тепловой нагрузки сопровождается увеличением тепловых напряжений в деталях, ограничивающих камеру горения, что заставляет предъявлять повышенные требования к материалу и конструкции крышки цилиндра и днища поршня. Если четырехтактный и двухтактный двигатели должны работать при одинаковых давлениях, то мощность двухтактного двигателя в действительности будет превышать мощность четырехтактного, при одинаковых размерах цилиндров и числе оборотов, всего на 60—70%, так как часть цилиндра двухтактного двигателя занята выпускными окнами и свежим зарядом будет заполняться лишь 70—80% рабочего объема цилиндра.

Зарядка цилиндра двухтактного двигателя воздухом требует большей затраты мощности и менее совершенна по сравнению с четырехтактными двигателями. Большое число оборотов двигателя уменьшает продолжительность продувки, вызывает неполную очистку цилиндров от продуктов сгорания, ухудшает процесс горения и увеличивает расход топлива на 1 э. л. в час. Для улучшения продувки цилиндра, при большой средней скорости поршня, необходимо делать продувочные и выпускные окна более высокими, вследствие чего уменьшаются полезный ход поршня и индикаторная мощность двигателя. Если не увеличивать высоту окон, приходится неизбежно повышать давление продувочного воздуха. Высокое давление продувочного воздуха, а следовательно и большая скорость протекания газов через окна, требует увеличенной мощности продувочного насоса и ухудшает качество продувки; кроме того, с увеличением мощности, затраченной на приведение в действие продувочного насоса, механический к. п. д. двигателя в целом уменьшается.

Несовершенство процесса продувки и несколько повышенный расход топлива послужили причиной того, что двухтактные двигатели, быстроходные и средней

¹ Для двигателей авиационного типа средняя скорость поршня и среднее эффективное давление достигают следующих значений: $P_a = 9 \div 10$ атм. и $C_m = 9 \div 12$ м/сек.

² Средняя температура газа за четыре хода поршня для четырехтактных двигателей Дизеля около 850° абс. и для двухтактных двигателей за два хода поршня около 1050°, т. е. средняя температура двухтактного процесса при одинаковом среднем индикаторном давлении превышает на 20—25% среднюю температуру четырехтактного процесса.

мощности, пока не получили широкого распространения на судах. Превосходство двухтактных двигателей над четырехтактными получается, начиная с мощности в 1500 л. с. при небольшом числе оборотов. В этом случае влияние вышеперечисленных недостатков сильно уменьшается, так как продувка получается достаточно удовлетворительной при небольшом давлении продувочного воздуха ($p_3=0,10$ ати) и малой высоте выпускных окон, отчего экономичность двигателей значительно повышается. Существенные преимущества двухтактных двигателей заключаются в более равномерном вращающем моменте, меньшем весе на 1 э. л. с. установки (для тихоходных двигателей) и меньших габаритных размерах. Более простая конструкция двухтактных двигателей, при меньшем их весе, дает возможность снизить стоимость их изготовления и ремонта, по сравнению с четырехтактными двигателями той же мощности. Отсутствие выпускных клапанов (при выпуске газов через окна) является большим преимуществом этого типа двигателей, по сравнению с четырехтактными. Выпускные клапаны четырехтактных двигателей подвергаются действию высокой температуры отходящих газов, что вызывает выгорание, коробление и неплотности их. Отсутствие клапанов в цилиндровой крышке с их приводами значительно упрощает как конструкцию крышки, так и всего двигателя в целом, что особенно существенно для судовых реверсивных двигателей. Нагрузка на поршень двухтактного двигателя (простого действия) не меняет своего направления, вследствие чего исключается возможность ударов в верхней и нижней головках шатуна, неизбежных в четырехтактных двигателях. Отсутствие ударов в подшипниках увеличивает надежность и продолжительность их службы, причем таковые не требуют столь частого осмотра. Наиболее слабым местом двухтактных двигателей является днище поршня, каковое требует особенно интенсивного охлаждения и рациональной конструкции, так как значительные тепловые напряжения, возникающие в днище поршня, часто вызывают появление трещин.

Резюмируя изложенное, следует отметить характерные особенности двухтактных двигателей по сравнению с четырехтактными той же мощности: большая тепловая нагрузка, большая удельная мощность, меньшие габаритные размеры и большая равномерность вращающего момента.

Тихоходные двухтактные двигатели большой мощности успешно конкурируют с таковыми же двигателями четырехтактного типа как по конструкции, так даже и по расходу топлива.

§ 46. Двигатели быстроходные и тихоходные

Современные судовые двигатели Дизеля средней и большой мощности, устанавливающиеся главным образом на судах торгового флота, обычно работают при 100—150 об./мин. на морских судах и средней скорости поршня для двухтактного типа 4—5 м/сек. и четырехтактного 4,5—6 м/сек. На речных судах наиболее распространены четырехтактные двигатели с числом оборотов 230—350 в мин. Постройка судовых дизелей в СССР должна производиться в соответствии с ОСТом 7106, который предусматривает более повышенные скорости поршня. Быстроходные двигатели военных судов имеют число оборотов не ниже 400 в мин. и скорость поршня 5,5—8,0 м/сек.

Увеличение средней скорости поршня дает возможность повысить удельную мощность двигателя и тем уменьшить его размеры и вес, что является одним из основных требований военного судостроения.

При выборе средней скорости поршня следует иметь в виду, что с ее увеличением повышаются потери мощности, затраченной на преодоление внутренних сопротивлений трения в двигателе, кроме того, возрастают силы инерции движущихся масс. Тепловая нагрузка и напряжения в крышке и стенках цилиндра, с увеличением числа оборотов и средней скорости поршня, возрастают, и при достаточно большой мощности двигателя, особенно двухтактного типа, вопросы, связанные с конструированием головки поршня и крышки цилиндра, а также с выбором рационального способа их охлаждения, являются наиболее серьезными. Значительное повышение тепловой нагрузки делает невозможным применение масляного охлаждения рабочих поршней и заставляет переходить к водяному их

охлаждению, что при значительном числе оборотов двигателя требует особенно надежной конструкции и тщательного выполнения системы охлаждения.

При высоком числе оборотов двигателей Дизеля необходимо весьма хорошее распыливание горючего и повышенное давление распыливания. Ввиду уменьшения продолжительности горения, быстроходные двигатели требуют большего угла опережения при подаче топлива, что ведет к повышению давления при горении, без чего невозможно достигнуть бездымного сгорания топлива.

Скорость прохода воздуха и газов через клапаны четырехтактных двигателей увеличивается с числом оборотов. Для предупреждения сильного уменьшения веса свежего заряда воздуха, вследствие повышенного давления оставшихся в цилиндре продуктов сгорания и более высокого сопротивления всасывания и выталкивания, средняя скорость газов в клапанах не должна превышать 70 м/сек.

Для устранения сильного понижения давления в цилиндре в начале сжатия при большом числе оборотов и скорости поршня свыше 6 м/сек. необходима установка двух всасывающих и двух выхлопных клапанов на каждом цилиндре.

При конструировании быстроходных двигателей приходится допускать большие удельные давления и напряжения, что требует: повышенного качества материала, весьма тщательного изготовления деталей, хорошей пригонки и сборки, а также весьма внимательного обслуживания двигателя. Чем быстроходнее двигатель, тем меньше срок его службы, так как средняя скорость поршня является мерой износа частей двигателя.

Тихоходные двигатели более приспособлены к длительной работе и менее нуждаются в ремонте.

§ 47. Число цилиндров

При выборе числа цилиндров следует руководствоваться соображениями: об уравновешенности двигателя, возможности пуска его в ход при любом положении мотылей, равномерности вращения, об удобстве и простоте обслуживания, а также получении наименьшего веса двигателя.

Для быстроходных судовых двигателей имеет весьма существенное значение уравновешивание сил инерции прямолинейно-возвратно движущихся масс и их моментов первого и второго порядков. В двигателях тихоходного типа, вследствие небольшого числа оборотов,¹ часто ограничиваются лишь уравновешиванием вертикальных сил инерции, оставляя неуравновешенными их моменты. Неуравновешенные силы инерции и их моменты вызывают вибрацию фундамента двигателя и всего корпуса корабля. Силы инерции, вызываемые вспомогательными механизмами, связанными непосредственно с главным двигателем, во многих случаях остаются неуравновешенными ввиду незначительного веса их движущихся частей.

Для уравновешивания вертикальных сил инерции первого и второго порядков достаточно иметь три цилиндра с расположением мотылей под 120° . В этом случае остаются неуравновешенными моменты сил инерции первого и второго порядков. Для полного уравновешивания сил инерции и их моментов, как первого, так и второго порядков, надо иметь для четырехтактных двигателей шесть и восемь цилиндров, с углами между мотылями в 120° и 90° . В двухтактных двигателях с числом цилиндров 4—6—8 могут быть уравновешены лишь вертикальные силы инерции первого и второго порядков.

Для реверса судовых двигателей необходимо обеспечить надежный его пуск в ход при любом положении коленчатого вала. Для этой цели четырехтактный двигатель должен иметь не менее 6 цилиндров и двухтактный не менее трех цилиндров, с мотылями под 120° . Для реверса указанных двигателей продолжительность открытия пускового клапана должна соответствовать углу поворота коленчатого вала более, чем 120° . Принимая во внимание, что у двухтактных двигателей некоторая часть рабочего хода поршня соответствует открытию выпускных окон, для надежности реверса следует выбирать не менее четырех цилиндров с мотылями под 90° . В этом случае угол поворота вала, соответствующий продолжительности открытия пускового клапана, должен быть более 90° . Увеличение

¹) Силы инерции пропорциональны квадрату числа оборотов.

числа цилиндров до шести вполне обеспечивает легкость реверса как двухтактных, так и четырехтактных двигателей.

С целью получения более равномерного вращения вала двигателя и уменьшения веса маховика, угол между мотылями рабочих цилиндров выбирается таким образом, чтобы вспышки в цилиндрах происходили через определенные равные промежутки времени, или через равные углы поворота коленчатого вала.

Чем большее число цилиндров имеет двигатель, тем равномернее происходит вращение вала, а следовательно вес маховика может быть значительно уменьшен.

На основании указанных соображений следует признать шестицилиндровый двигатель наиболее подходящим для судовой установки.

Увеличение числа цилиндров до восьми и выше в одном агрегате имеет применение лишь для быстроходных двигателей подводных лодок, с целью уменьшения их веса и высоты. Постройка восьмицилиндровых двигателей, предназначенных для установки на коммерческих судах, производится лишь для больших мощностей, когда шести цилиндров, несмотря на их значительные размеры, оказывается все же недостаточно для получения заданной мощности. Увеличение числа цилиндров сверх восьми следует признать нецелесообразным из-за трудности изготовления, ремонта и обслуживания двигателя.

§ 48. Двигатели тронкового типа и с ползуном

Двигатели Дизеля судового типа простого действия с мощностью до 250 э. л. с. в одном цилиндре обычно строятся без ползуна, так как при этой мощности поршень с успехом выполняет роль ползуна, воспринимая боковое давление шатуна и передавая его стенке цилиндра. Для сохранения удельного давления между трущимися поверхностями цилиндра и поршня в допустимых пределах, приходится значительно увеличивать длину поршня, вследствие чего в двигателях большой мощности поршни получают значительных размеров и веса. При длительной работе двигателя тронкового типа (без ползуна), боковое давление поршня на цилиндр способствует разработке последнего, в результате чего правильность цилиндрической поверхности нарушается и сечение цилиндра становится эллиптическим. Для уменьшения трения между трущимися поверхностями поршня-тронка и цилиндра, необходима обильная смазка, что нередко является причиной дымности при работе двигателя.

Затруднения, возникающие при конструировании верхней головки шатуна, вследствие недостатка места внутри поршня-тронка, трудность сборки и разборки движущихся частей, неблагоприятные условия для смазки цапфы поршня, отсутствие контроля и наблюдения за работой головного подшипника заставляют часто при больших мощностях отказываться от поршня-тронка и переходить к конструкции двигателя со штоком и ползуном.

Конструкция ползуна может быть выполнена таким образом, что удельное давление между параллелью и ползуном не будет превосходить принятых норм. Водяное охлаждение параллелей, легко осуществимая и, по желанию, обильная смазка трущихся частей ползуна дают большие преимущества и обеспечивают надежную работу двигателя.

Верхняя головка шатуна, соединяющаяся с цапфой ползуна, работает в лучших температурных условиях и менее стеснена в своих размерах, что позволяет применить более удобную в смысле разборки конструкцию и несколько уменьшить удельное давление в цапфе ползуна. Применение ползуна увеличивает вес и общую высоту двигателя примерно на величину хода поршня, что является одним из наиболее существенных недостатков конструкции двигателя со штоком и ползуном.

§ 49. Среднее эффективное давление

При выборе среднего эффективного давления приходится главным образом руководствоваться результатами испытаний построенных двигателей аналогичных конструкций и типа. Если известны размеры цилиндра и эффективная мощность двигателя, по своим параметрам близкого к вновь проектируемой машине, то

в этом случае, среднее эффективное давление прототипа может быть определено по ниже приведенной формуле

$$p_e = \frac{0,573 N_e}{D^2 \sin}$$

где $i = kz$ (для двухтактных двигателей $k=1$ и для четырехтактных $k=0,5$);

n — число оборотов в минуту;

D — диаметр цилиндра в м;

S — ход поршня в м;

z — число цилиндров.

Среднее эффективное давление в бескомпрессорных четырехтактных судовых дизелях современной конструкции обычно изменяется в пределах 5,2—5,8 кг/см², при этом у двигателей тихоходного типа, с хорошими экономическими показателями по расходу топлива, p_e^* обычно ближе к нижнему пределу. В форсированных быстроходных двигателях, работающих с малым коэффициентом избытка воздуха ($\alpha_1 = 1,6 \div 1,8$), величина p_e приближается к верхнему пределу, при этом удельный расход топлива несколько повышается. В авиадизелях среднее эффективное давление достигает до 8 кг/см² и выше при снижении коэффициента избытка воздуха до $\alpha_1 = 1,20 \div 1,50$. Применение наддува в четырехтактных дизелях позволяет увеличивать среднее эффективное давление до 6,8—8,7 кг/см² и выше при надежной и экономичной работе, с хорошим сгоранием топлива. В судовых двухтактных дизелях среднее эффективное давление зависит от типа применяемой продувки. При п-образной и петлевой продувке среднее эффективное давление обычно составляет 4,3—4,7 кг/см² и редко возрастает до 5,1 кг/см², между тем как для прямоточной продувки с выхлопом через клапаны $p_e = 5,5 \div 6,0$ кг/см², что является одним из основных преимуществ продувки указанного типа.

При постоянной средней скорости поршня C_m , увеличение p_e , или соответственно p_a , повышает тепловую нагрузку цилиндра и увеличивает напряженность двигателя. О степени форсировки работы двигателя судят по величине произведения $p_e C_m$ кгм/см²сек., от которого зависит удельная мощность двигателя. Чем выше произведение $p_e C_m$, тем большей величины достигают тепловые и механические напряжения в отдельных деталях двигателя, увеличивается износ трущихся частей и уменьшается срок службы двигателя. Двигатели с большой форсировкой требуют весьма внимательного обслуживания, более частого ремонта и повышенного качества топлива и смазочных материалов.

§ 50. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра

При выборе отношения хода поршня к диаметру цилиндра следует руководствоваться табл. 28 и ОСТ 7106, имея в виду, что увеличение r способствует улучшению формы камеры горения, повышает среднюю скорость поршня, при заданном числе оборотов, и увеличивает общую высоту двигателя. С увеличением r уменьшается диаметр цилиндра, а следовательно уменьшается и величина силы P_2 кг, действующей на поршень, в результате чего прочные размеры движущихся частей и коленчатого вала двигателя могут быть уменьшены. Для быстроходных двигателей Дизеля с большим числом оборотов приходится иногда уменьшать величину r до 0,92, чтобы несколько снизить среднюю скорость поршня.

Уменьшение r увеличивает диаметр цилиндра и допускает более удобное расположение клапанов в цилиндровой крышке, а также позволяет увеличить суммарную ширину продувочных и выхлопных окон, что имеет существенное значение для быстроходных двигателей. При меньшем диаметре цилиндра двигатель делается короче, но шире, так как увеличивается длина мотыля. С уменьшением r тепловая нагрузка цилиндра возрастает, что видно из формулы (121).

§ 51. Определение главных размеров двигателя по данным расчета рабочего процесса

В результате произведенного расчета рабочего процесса получается величина предполагаемого среднего индикаторного давления. Для того чтобы получить среднее эффективное давление, необходимо оценить значение механического к. п. д.,

пользуясь опытными данными. Для определения диаметра цилиндра можно воспользоваться формулой (102), из которой найдем значение D в м

$$D = \sqrt{\frac{N_e}{52,3 C_m p_a i}} \dots \dots \dots (134)$$

Из полученного выражения видно, что с увеличением среднего эффективного давления p_e и средней скорости поршня C_m диаметр цилиндра уменьшается. Значение i определяет тактность двигателя; эта величина равна числу рабочих ходов поршня во всех цилиндрах двигателя за один оборот вала. Для четырехтактных двигателей $i = \frac{1}{2} z$ и для двухтактных $i = z$, где z — число цилиндров. Следовательно, при $p_e C_m = \text{const}$ двухтактный двигатель теоретически должен иметь диаметр цилиндра меньше в $\sqrt{2}$ раз по сравнению с четырехтактным двигателем той же мощности. В действительности эта разность диаметров будет меньше, вследствие более низких значений произведения $p_e C_m$ для двухтактных двигателей (кроме прямооточных). Величина хода поршня, при выбранной средней скорости поршня, определяется числом оборотов двигателя

$$S = \frac{30 C_m}{n}$$

В табл. 28 приведены средние значения p_e , C_m и p_a для двигателей различных типов, с учетом ОСТ 7106.

Бескомпрессорный дизель. Произведем расчет рабочего процесса четырехтактного двигателя по следующим данным: эффективная мощность $N_e = 475$ л. с., число цилиндров $z = 6$, число оборотов в минуту $n = 250$. Сорт топлива — нефть, среднего элементарного состава в процентах по весу: водорода $H = 11,6\%$, углерода $C = 85,3\%$, кислорода $O = 3,1\%$. Теплотворная способность топлива $H_u = 10\,000$ кал./кг.

По формуле (26) определим теоретическое количество воздуха в молях, необходимое для сгорания 1 кг нефти принятого состава

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,853}{12} + \frac{0,116}{4} - \frac{0,031}{32} \right) = 0,47$$

При коэффициенте избытка воздуха $\alpha_1 = 2,2$ найдем действительное количество воздуха в молях

$$L = \alpha_1 L_0 = 2,2 \cdot 0,47 = 1,034$$

Произведем предварительное определение основных параметров двигателя, для чего воспользуемся средними данными табл. 28 с учетом ОСТ 7106. Оценим следующие величины:

среднее эффективное давление $p_e = 5,2$ атм., $p = \frac{S}{D} = 1,75$. По формуле (133) определим диаметр цилиндра в м. Значение $i = \frac{1}{2} z = \frac{1}{2} \cdot 6 = 3$.

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,573 N_e}{p p_a i}} = \sqrt[3]{\frac{0,573 \cdot 475}{1,75 \cdot 5,2 \cdot 250 \cdot 3}} = 0,342 \text{ м}$$

Принимаем $D = 340$ мм. Ход поршня определим из соотношения $S = p D = 1,75 \cdot 0,340 = 0,595$ м. Принимаем $S = 600$ мм. Средняя скорость поршня

$$C_m = \frac{Sn}{30} = \frac{0,6 \cdot 250}{30} = 5 \text{ м/сек.}$$

Принимаем значение нижеследующих величин на основании средних опытных данных: абсолютная температура и давление окружающего воздуха $T_0 = 290^\circ$, $p_0 = 1$ ата; абсолютная температура газа в цилиндре при выходе $T_r = 750^\circ$ ($T_r = 700 \div 800^\circ$); отношение площади поршня к проходному сечению всасывающего клапана $\frac{F}{f} = 13$ (в среднем $\frac{F}{f} = 10 \div 13$ при одном всасывающем клапане и $\frac{F}{f} = 6 \div 8$ при двух клапанах в быстроходных двигателях); показатель политропы сжатия $n_1 = 1,35$ и расширения $n_2 = 1,28$. Принимая во внимание, что двигатель будет работать с утилизационным котлом, оцениваем давление в цилиндре при выходе $p_r = 1,1$ ата.

Средняя скорость воздуха во всасывающем клапане

$$C_1 = C_m \frac{F}{f} = 5 \cdot 13 = 65 \text{ м/сек.}$$

Наибольшей скорости протекания воздуха через клапан будет соответствовать наибольшая скорость поршня $C_{\max} = 1,57 C_m = 1,57 \cdot 5 = 7,85$ м/сек. Максимальная скорость протекания воздуха через клапан $C_z = C_{\max} \frac{F}{f} = 7,85 \cdot 13 = 102$ м/сек. Давление в цилиндре в начале сжатия определим по формуле (13)

$$p_a = 1 - \frac{C_z^2}{81 \cdot 800} = 1 - \frac{102^2}{81 \cdot 800} = 0,87 \text{ ата}$$

Принимая степень сжатия $\varepsilon = 13,6$, определим температуру в начале сжатия (формула 22) при $\Delta T = 0$

$$T_a = T_0 \frac{\varepsilon p_a}{\varepsilon p_a - p_r \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right)} = 290 \frac{13,6 \cdot 0,87}{13,6 \cdot 0,87 - 1,1 \left(1 - \frac{290}{750}\right)}$$

$$T_a = 308^\circ$$

Принимая во внимание, что приведенная формула не учитывает нагревания смеси стенками цилиндра, увеличим значение T_a на 12° [$T_a = 315 \div 330^\circ$]

$$T_a = T_0 + \Delta T; \quad T_a = 308 + 12 = 320^\circ$$

Из уравнения политропы сжатия определим абсолютную температуру T_c и давление p_c в цилиндре в конце сжатия (формулы 41 и 42).

$$p_c = p_a \varepsilon^{\kappa} = 0,87 \cdot 13,6^{1,35} = 29,5 \text{ ата}; \quad [p_c = 29 \div 34]$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{\kappa-1} = 320 \cdot 13,6^{1,35-1} = 800^\circ; \quad [T_c = 780^\circ \div 850]$$

Полученная температура T_c обеспечивает надежность самовоспламенения топлива при механическом распыливании. Коэффициент подачи рабочего цилиндра определим по формуле (18)

$$\eta_v = \frac{T_0}{(\varepsilon - 1) p_0} \left(\frac{\varepsilon p_a}{T_a} - \frac{p_r}{T_r} \right) = \frac{290}{(13,6 - 1)} \left(\frac{13,6 \cdot 0,87}{320} - \frac{1,1}{750} \right) = 0,82$$

Коэффициент остаточных газов (формула 38)

$$X = \frac{T_0 p_r}{p_0 (\varepsilon - 1) T_r \eta_v} = \frac{290 \cdot 1,1}{(13,6 - 1) \cdot 750 \cdot 0,82} = 0,04$$

Около 4% продуктов сгорания остается в цилиндре после периода выталкивания. Произведем предварительное определение экономического к. п. д. и расхода топлива на 1 э. л. с. в час (формулы 116 и 108).

$$\eta_e = \frac{574 \alpha_1 L_0 p_s}{\eta_v H_u} = \frac{574 \cdot 2,2 \cdot 0,47 \cdot 5,2}{0,82 \cdot 10000} = 0,376$$

Расход топлива на 1 э. л. с. в час

$$c_e = \frac{632}{\eta_e H_u} = \frac{632}{0,376 \cdot 10000} = 0,170 \text{ кг}$$

Полученный расход топлива лежит в пределах нормы для бескомпрессорных дизелей. Определим состав смеси продуктов сгорания 1 кг топлива и остаточных газов в молях (формула 39).

Число молей водяных паров

$$m(H_2O) = \frac{H}{2} (1 + X) = \frac{0,116}{2} (1 + 0,04) = 0,0603$$

Число молей углекислоты

$$m(CO_2) = \frac{C}{12} (1 + X) = \frac{0,853}{12} (1 + 0,04) = 0,0739$$

Число молей кислорода

$$m(O) = 0,21 (\alpha_1 - 1) L_0 (1 + X) = 0,21 (2,2 - 1) 0,47 (1 + 0,04) = 0,1232$$

Число молей азота

$$m(N) = 0,79 L (1 + X) = 0,79 \cdot 1,034 (1 + 0,04) = 0,8495$$

Общее число молей смеси: $M_2 = 1,1069$.

Количество смеси воздуха и остаточных газов в молях, заполняющее цилиндр до горения (за период сжатия)

$$M_1 = L (1 + X) = 1,034 (1 + 0,04) = 1,0754$$

Четырехтактные бескомпрессорные двигатели Дизеля	Эффективная мощность	Эффективная мощ- ность на 1 цилиндр	Цилиндры		Ход поршня	ρ	Число оборотов	Средняя скорость поршня	Давление сжатия	Среднее давление		Расход топлива		Коэффициент набитка воздуха	К. п. д.			Коэффициент подачи				
			число	диаметр						p_e	эффект.	нагн.	p_i		C_e	C_i	α_1		η_m	механич.	индик.	экономич.
N_e	$\frac{N_e}{Z}$	Z	D	S	ρ	n	C_m	p_z	p_3	p_i	C_e	C_i	α_1	η_m	η_i	η_e	η_d					
M.A.N. 50 ГРС-6	380	63,4	6	345	500	1,45	230	3,84	48	5,30	—	180	—	—	—	—	—	—				
M.A.N. 50 ГРС-6	339	56,5	6	345	500	1,45	203	3,38	—	5,36	6,27	167,5	143,3	—	85,5	44,2	37,7	—				
M.A.N. 50 ГРС-6	406	67,7	6	345	500	1,45	254	4,23	44,8	5,14	6,00	167,7	143,6	2,35	85,6	44,0	37,6	86,7				
M.A.N. 50 ГРС-6	514	85,7	6	345	500	1,45	303	5,05	45,0	5,43	6,32	173,0	148,7	—	86,0	42,5	36,5	—				
M.A.N. 60 ГРС-6	600	100	6	425	600	1,41	187	3,75	—	5,65	7,00	180	146	—	81,0	43,3	35,1	—				
M.A.N. 6 БК-43	240	40	6	290	430	1,48	245	3,50	—	5,20	—	180	—	—	—	—	—	—				
M.A.N. 6 БК-43	300	50	6	290	430	1,48	300	4,30	—	5,30	6,63	175	140	—	80,0	45,2	36,2	—				
M.A.N. 84 ГРС-6	1200	217	6	580	840	1,45	160	4,48	—	5,50	—	175	—	—	—	—	—	—				
M.A.N. 84 ГРС-6	1500	257	6	580	840	1,45	183	5,12	—	5,75	—	180	—	—	—	—	—	—				
M.A.N. 6 БС-70	900	150	6	480	700	1,46	187	4,35	—	5,73	—	175	—	—	—	—	—	—				
M.A.N. 42 БМ-6	1100	183,5	6	450	420	0,93	426	5,96	50	5,85	7,73	195	146	1,65	75,1	42,0	31,5	82,7				
M.A.N. 42 БМ-6	1084	183	6	450	420	0,93	419	5,87	—	5,81	8,03	198	144	1,70	72,6	42,6	31,0	86				
M.A.N. 42 БМ-6	851	142	6	450	420	0,93	329	4,60	—	5,80	7,79	181	135	1,80	74,5	45,5	34,0	82,8				
M.A.N. M 10 VU	2560	256	10	490	480	0,98	465	7,45	52	5,60	7,0	168,5	135	2,0	80,0	45,5	36,4	85,4				
M.A.N. 38 B-8	500	62,5	8	280	380	1,36	450	5,60	51	5,35	6,63	182,5	147	—	80,5	41,8	33,7	—				
M.A.N. 38 B-8	685	85,7	8	280	380	1,36	600	7,60	55	5,50	6,86	168	134	—	80,0	45,8	36,5	—				
Deutz	231	38,5	6	280	450	1,01	273	4,08	42,4	4,61	5,93	168,5	130,7	2,22	77,7	48,4	37,2	74,4				
Deutz	526	87,7	6	360	580	1,61	250	4,83	37,5	5,36	6,06	168	148,7	2,13	—	42,5	37,4	82,4				
Deutz	818	136,3	6	460	740	1,61	182	4,49	40,5	5,50	6,83	164,5	133	2,11	80,8	47,5	38,5	81,3				
Deutz	1000	166,7	6	460	740	1,61	215	5,30	39,0	5,69	6,86	169,4	140,2	—	82,9	45,1	37,3	—				
Krupp	520	130	4	460	630	1,37	215	4,52	—	5,19	6,25	169,2	140,3	—	83,0	45,2	37,4	—				
M.A.N. 38 K-8	800	100	8	300	380	1,26	600	7,6	53	5,60	7,00	175	137	—	80,0	—	—	—				

Коэффициент молекулярного изменения при горении

$$\beta = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,1069}{1,0754} = 1,029$$

Определим среднюю молекулярную теплоемкость смеси воздуха и остаточных газов в цилиндре, считая с достаточной точностью, что эта смесь состоит из двухатомных газов. Средняя молекулярная теплоемкость двухатомных газов при постоянном объеме выражается линейным уравнением в зависимости от температуры (формула 30)

$$C_v = 4,67 + 0,00051 T_c = 4,67 + 0,00051 \cdot 800 = 5,078$$

Среднюю молекулярную теплоемкость смеси продуктов сгорания 1 кг топлива при постоянном давлении определим по формуле суммарной теплоемкости в зависимости от состава газа

$$C_p = \frac{1}{M_2} [m(R) C_p(R) + m(\text{CO}_2) C_p(\text{CO}_2) + m(\text{H}_2\text{O}) C_p(\text{H}_2\text{O})]$$

Число молей двухатомных газов в продуктах сгорания 1 кг топлива:

$$\begin{array}{l} \text{кислорода } m(\text{O}) = 0,1232 \\ \text{азота } m(\text{N}) = 0,8495 \\ \hline m(\text{R}) = 0,9727 \end{array}$$

Средние молекулярные теплоемкости углекислоты $C_p(\text{CO}_2)$ и водяных паров $C_p(\text{H}_2\text{O})$ при постоянном давлении, в зависимости от абсолютной температуры T_z в конце второго периода горения, найдем по формулам (31 и 32), принимая во внимание, что $C_p = C_v + 1,99$.

$$C_p = \frac{1}{1,1069} [0,9727 (6,66 + 0,00051 T_z) + 0,0739 (6,66 + 0,00265 T_z) + 0,0603 (6,66 + 0,00212 T_z)] = 6,66 + 0,00075 T_z$$

Степень увеличения давления при горении принимаем равной $\sigma = \frac{p_z}{p_c} = 1,4$. Давление в конце горения $p_z = 1,4 p_c = 1,4 \cdot 29,5 = 41,3$ ата. Значение σ изменяется в пределах от 1,2 до 1,6. Эту величину следует принимать с таким расчетом, чтобы давление в конце горения было 40 ÷ 50 ата. В двигателях быстрого типа давление в конце горения достигает до 60 ата. Если двигатель должен работать с наддувом, то величину σ следует принимать ближе к нижнему пределу, чтобы давление p_z при наддуве не было очень высоким. Для определения абсолютной температуры T_z в конце горения воспользуемся уравнением горения для бескомпрессорных двигателей (формула 48)

$$(C_v + 1,99\sigma) T_c + \frac{\lambda H_u}{M_1} = \beta T_z C_p$$

где λ — коэффициент выделения тепла за период горения ($\lambda = 0,85 \div 0,92$), принимаем $\lambda = 0,88$

$$(5,078 + 1,99 \cdot 1,4) 800 + \frac{0,88 \cdot 10\,000}{1,0754} = 1,029 (6,66 + 0,00075 T_z) T_z$$

$$\begin{aligned} 6291 + 8183 &= 6,85 T_z + 0,00077 T_z^2 \\ T_z &= \frac{-6,85 + \sqrt{6,85^2 + 4 \cdot 0,00077 \cdot 14\,474}}{2 \cdot 0,00077} = 1760^\circ \\ T_z &= 1700 \div 1950 \end{aligned}$$

Степень предварительного расширения при горении определим по формуле (49)

$$\sigma = \frac{\beta}{\sigma} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,029 \cdot 1760}{1,4 \cdot 800} = 1,62$$

Абсолютную температуру T_c и давление p_c газа в цилиндре в конце расширения найдем из уравнений политропы расширения (формулы 55 и 57)

$$T_c = T_z \left(\frac{\sigma}{\sigma} \right)^{\frac{n_2}{n_2-1}} = 1760 \left(\frac{1,62}{13,6} \right)^{1,28-1} = 964^\circ$$

$$p_c = p_z \left(\frac{\sigma}{\sigma} \right)^{n_2} = 41,3 \left(\frac{1,62}{13,6} \right)^{1,28} = 2,71 \text{ ата}$$

Среднее теоретическое индикаторное давление по формуле (60)

$$\begin{aligned} p_i' &= \frac{p_c}{\sigma - 1} \left\{ \frac{\partial \sigma}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\sigma}{\sigma} \right)^{n_2-1} \right] + \sigma (\sigma - 1) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\sigma^{n_1-1}} \right) \right\} \\ p_i' &= \frac{29,5}{13,6 - 1} \left\{ \frac{1,62 \cdot 1,4}{1,28 - 1} \left[1 - \left(\frac{1,62}{13,6} \right)^{1,28-1} \right] + 1,4 (1,62 - 1) - \frac{1}{1,35 - 1} \left(1 - \frac{1}{13,6^{1,35-1}} \right) \right\} \\ p_i' &= 6,52 \text{ атм.} \end{aligned}$$

Учитывая уменьшение площади индикаторной диаграммы, вследствие опережения выпуска и закругления острых углов диаграммы, уменьшим значение p_i' на 4%. Уменьшение площади диаграммы учитывается коэффициентом полноты диаграммы, равным отношению площади предполагаемой индикаторной диаграммы к площади теоретической диаграммы. Этот коэффициент может быть принят $\varphi = 0,95 \div 0,98$. Предполагаемое среднее индикаторное давление:

$$p_i = \varphi p_i' = 0,96 \cdot 6,52 = 6,26 \text{ атм.}$$

Потеря индикаторной мощности на зарядку цилиндра воздухом учитывается механическим к. п. д., который принимаем равный $\eta_m = 0,83$. При этом условии получаем среднее эффективное давление: $p_e = \eta_m p_i = 0,83 \cdot 6,26 = 5,2$ атм. Количество воздуха, поступившее в цилиндр двигателя на 1 кг сгоревшего топлива при $T_0 = 290^\circ$ и $P_0 = 1$ ата:

$$V_0 = 23,1 \frac{T_0}{273} L = 23,1 \frac{290}{273} 1,034 = 25,4 \text{ м}^3$$

Расход топлива на 1 н. л. с. в час — формула (111):

$$c_i = \frac{27 \eta_p}{p_i V_0} = \frac{27 \cdot 0,82}{6,26 \cdot 25,4} = 0,140 \text{ кг}$$

Расход топлива на 1 э. л. с. в час:

$$c_e = \frac{c_i}{\eta_m} = \frac{0,140}{0,83} = 0,169 \text{ кг}$$

Индикаторный термический к. п. д.:

$$\eta_i = \frac{632}{c_i H_u} = \frac{632}{0,140 \cdot 10\,000} = 0,45$$

Экономический или эффективный к. п. д.:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i = 0,83 \cdot 0,45 = 0,37$$

Диаметр цилиндра по формуле (134):

$$D = \sqrt{\frac{N_e}{52,3 p_e C_m i}} = \sqrt{\frac{475}{52,3 \cdot 5,2 \cdot 5 \cdot 3}} = 0,340 \text{ м}$$

Ход поршня определим из соотношения:

$$S = \frac{30 C_m}{\pi} = \frac{30 \cdot 5}{250} = 0,600 \text{ м}$$

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра:

$$\rho = \frac{S}{D} = \frac{600}{340} = 1,76$$

В табл. 29 приведены основные параметры бескомпрессорных дизелей четырехтактного типа.

Двухтактный двигатель Дизеля. Произведем расчет рабочего процесса двухтактного компрессорного двигателя Дизеля системы Зульцера по следующим данным: эффективная мощность $N_e = 1800$ л. с., число цилиндров $z = 4$, число оборотов в минуту $n = 100$. Сорт топлива: моторное топливо среднего элементарного состава в процентах по весу: водорода $H = 12,25\%$; углерод $C = 86,10\%$; серы $S = 0,47\%$; кислорода $O = 1,18\%$. Физико-химические свойства топлива: механических примесей $0,08\%$; влажность $0,22\%$; удельный вес при 15°C — $0,8973$; вязкость по Энглеру при 60°C — $1,66$; температура вспышки 65°C ; нижний предел теплотворной способности $H_u = 10\,000$ кал./кг.

По формуле (26) определим теоретическое количество воздуха в молях, необходимое для сгорания 1 кг топлива принятого состава.

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,861}{12} + \frac{0,1225}{4} - \frac{0,0118}{32} \right) = 0,49$$

Принимая коэффициент избытка воздуха $\alpha_1 = 1,85$ ($\alpha_1 = 1,7 \div 2,0$), определим действительное количество воздуха в молях:

$$L = \alpha_1 L_0 = 1,85 \cdot 0,49 = 0,906$$

Произведем предварительный подсчет главных размеров двигателя, для чего воспользуемся данными табл. 30 и по выбранному прототипу оценим следующие величины: среднее эффективное давление $p_e = 4,7$ атм. и $\rho = \frac{S}{D} = 1,77$. По формуле (133) определим диаметр цилиндра в м при $i = z = 4$

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,573 N_e}{p_e n i}} = \sqrt[3]{\frac{0,573 \cdot 1800}{1,77 \cdot 4,7 \cdot 100 \cdot 4}} = 0,679 \text{ м}$$

Ход поршня: $S = \rho D = 1,77 \cdot 0,679 \approx 1,2$ м

Средняя скорость поршня:

$$C_m = \frac{Sn}{30} = \frac{1,2 \cdot 100}{30} = 4,0 \text{ м/сек.}$$

Принимаем: среднюю скорость поршня $C_m = 4,0$ м/сек.; давление продувочного воздуха $p_s = 1,15$ ата (табл. 17); коэффициент остаточных газов $X = 0,10$ ($X = 0,10 \div 0,15$); степень сжатия $\varepsilon = 14,0$; показатель политропы сжатия $n_1 = 1,35$ и расширения $n_2 = 1,29$. Давление в начале сжатия:¹

$$p_a = \frac{p_s + p_r}{2} = \frac{1,15 + 1,05}{2} = 1,10 \text{ ата}$$

где $p_r = 1,05$ ата, давление в выхлопной трубе ($p_r = 1,02 \div 1,05$ ата).

Принимая величину потери давления в клапанах продувочного насоса $\Delta p = 0,06$ (табл. 21), определим абсолютную температуру воздуха, сжатого в цилиндре продувочного насоса.

$$T_s = T_0 \left(\frac{p_s + \frac{\Delta p}{2}}{p_0 - \frac{\Delta p}{2}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 290 \left(\frac{1,15 + 0,03}{1 - 0,03} \right)^{1,41-1} = 307^\circ$$

Абсолютную температуру продуктов сгорания в рабочем цилиндре в конце свободного выхлопа принимаем $T_r = 700^\circ$ ($T_r = 700 \div 850^\circ$). По формуле (68) определим абсолютную температуру смеси воздуха и остаточных газов в цилиндре в начале сжатия ($T_a = 340 \div 380$):

$$T_a = \frac{T_s + XT_r}{1 + X} + \Delta T = \frac{307 + 0,1 \cdot 700}{1 + 0,1} + 7 = 350^\circ$$

Абсолютная температура и давление в конце сжатия определяется по формулам (41) и (42).

$$\begin{aligned} T_c &= T_a \varepsilon^{n_1-1} = 350 \cdot 14^{1,35-1} = 881^\circ & [T_c = 830 \div 900] \\ p_c &= p_a \varepsilon^{n_1} = 1,1 \cdot 14^{1,35} = 38,8 \text{ ата} & [p_c = 34 \div 40] \end{aligned}$$

Высоту выпускных окон принимаем равной 22,5% от полного хода поршня $h_1 = \mu S = 0,225 \cdot 1200 = 270$ мм (табл. 17). В двигателях Зульдера при крайнем нижнем положении поршня некоторая часть выхлопных и продувочных окон остается перекрытой кромкой поршня. Для двигателя рассматриваемого типа этот перекрыш составляет 50 мм. Таким образом, полная высота выхлопных окон по зеркалу цилиндра составляет 320 мм при расчетной их высоте в 270 мм.

Для определения коэффициента подачи принимаем наружные условия:

$$p_0 = 1 \text{ ата и } T_0 = 290^\circ$$

Коэффициент подачи, отнесенный к объему цилиндра ($V_h - V_s$) по формуле (67)

$$\eta_v'' = \frac{T_0 p_a \varepsilon}{(\varepsilon - 1) p_0 (1 + X) T_a} = \frac{290 \cdot 1,1 \cdot 14}{(14 - 1) 1 (1 + 0,1) 350} = 0,89$$

Коэффициент подачи, отнесенный к объему V_h' :

$$\eta_v = \eta_v'' (1 - \mu) = 0,89 (1 - 0,225) = 0,69$$

Полный коэффициент подачи:

$$\eta_v' = \eta_v + \Delta \eta_v = 0,69 + 0,05 = 0,74$$

где $\Delta \eta_v$ — увеличение коэффициента подачи от форсуночного воздуха, $\Delta \eta_v = 0,04 \div 0,06$. Для предварительного определения расхода топлива на 1 э. л. с. в час воспользуемся формулами (116а) и (108). Экономический или эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \frac{574 (\alpha_1 L_0 - q) p_s}{\eta_v H_u} = \frac{574 (1,85 \cdot 0,49 - 0,055) 4,7}{0,69 \cdot 10\,000} = 0,33$$

$$q = \frac{q'}{28,95} = \frac{1,6}{28,95} = 0,055 \text{ мол./кг}$$

Предполагаемый расход топлива на 1 э. л. с. в час в кг:

$$c_e = \frac{632}{\eta_e H_u} = \frac{632}{0,33 \cdot 10\,000} = 0,189 \text{ кг}$$

Состав смеси продуктов сгорания 1 кг топлива и остаточных газов (формула 39).

¹ Для системы продувки первого и второго типов $p_a = 1,05 \div 1,10$ ата.

Число молей углекислоты:

$$m(\text{CO}_2) = \frac{C}{12} (1 + X) = \frac{0,861}{12} (1 + 0,10) = 0,0789$$

Число молей водяных паров:

$$m(\text{H}_2\text{O}) = \frac{H}{2} (1 + X) = \frac{0,1225}{2} (1 + 0,10) = 0,0674$$

Число молей кислорода:

$$m(\text{O}) = 0,21 (\alpha_1 - 1) L_0 (1 + X) = 0,21 (1,85 - 1) 0,49 (1 + 0,10) = 0,0962$$

Число молей азота:

$$m(\text{N}) = 0,79 L (1 + X) = 0,79 \cdot 0,906 (1 + 0,10) = 0,7873$$

Общее число молей смеси продуктов сгорания 1 кг топлива $M_2 = 1,0298$. Количество смеси воздуха и остаточных газов в молях, заполняющей цилиндр до горения (за период сжатия), определится по формуле (25).

Вес форсуночного воздуха, необходимого для распыливания 1 кг горючего, принимаем равным

$$q' = 1,6 \text{ кг/кг} [q' = 1,2 \div 1,8]$$

$$M_1 = (1 + X) L - \frac{q'}{28,95} = (1 + 0,10) 0,906 - \frac{1,6}{28,95} = 0,9414$$

Коэффициент молекулярного изменения смеси при горении:

$$\beta = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,0298}{0,9414} = 1,093$$

Определим среднюю молекулярную теплоемкость смеси воздуха и остаточных газов, считая с достаточной точностью, что эта смесь состоит из двухатомных газов. Средняя молекулярная теплоемкость при постоянном давлении для двухатомных газов в зависимости от абсолютной температуры выражается линейным уравнением

$$C_p' = 6,66 + 0,00051 T_c = 6,66 + 0,00051 \cdot 881 = 7,109.$$

Средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива определится по формуле суммарной теплоемкости:

$$C_p'' = \frac{1}{M_2} [m(\text{R}) C_p(\text{R}) + m(\text{CO}_2) C_p(\text{CO}_2) + m(\text{H}_2\text{O}) C_p(\text{H}_2\text{O})]$$

где $m(\text{R})$ — число молей двухатомных газов.

$$m(\text{R}) = m(\text{O}) + m(\text{N}) = 0,0962 + 0,7873 = 0,8835$$

Подставляя в формулу суммарной теплоемкости значения молекулярных теплоемкостей $C_p(\text{R})$, $C_p(\text{CO}_2)$ и $C_p(\text{H}_2\text{O})$, получим:

$$C_p'' = \frac{1}{1,0298} [0,8835 (6,66 + 0,00051 T_z) + 0,0789 (6,66 + 0,00265 T_z) + 0,0674 (6,66 + 0,00212 T_z)] = 6,66 + 0,00078 T_z$$

Абсолютную температуру в конце горения определим по формуле (53), принимая коэффициент выделения тепла $\lambda = 0,88$ ($\lambda = 0,85 \div 0,92$)

$$C_p' T_c + \frac{\lambda H_u}{M_1} = \beta C_p'' T_z$$

$$7,109 T_c + \frac{0,88 \cdot 10\,000}{0,9414} = 1,093 (6,66 + 0,00078 T_z) T_z$$

$$7,109 \cdot 881 + \frac{0,88 \cdot 10\,000}{0,9414} = 15\,660$$

$$0,00085 T_z^2 + 7,28 T_z - 15\,660 = 0$$

$$T_z = 1780^\circ$$

Степень предварительного расширения при горении — формула (54):

$$\delta = \beta \frac{T_z}{T_c} = 1,093 \frac{1780}{881} = 2,21$$

Абсолютная температура и давление в конце расширения по формулам (55) и (57).

$$T_c = T_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} = 1780 \left(\frac{2,21}{14} \right)^{1,29 - 1} = 1040^\circ$$

$$p_c = p_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2} = 38,8 \left(\frac{2,21}{14} \right)^{1,29} = 3,90 \text{ ата}$$

Не учитывая конца диаграммы, соответствующего периоду продувки и выпуска, по формуле (64) определим среднее теоретическое индикаторное давление.

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{\delta}{n_2 - 1} \left[n_2 - \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left(n_1 - \frac{1}{\varepsilon n_1 - 1} \right) \right\} (1 - \varepsilon)$$

$$p_i' = \frac{38,8}{14 - 1} \left\{ \frac{2,21}{1,29 - 1} \left[1,29 - \left(\frac{2,21}{14} \right)^{1,29 - 1} \right] - \frac{1}{1,35 - 1} \left(1,35 - \frac{1}{14^{1,35 - 1}} \right) \right\} (1 - 0,225)$$

$$p_i' = 7,90 (1 - 0,225) = 6,12 \text{ атм.}$$

Полагаем, что конец диаграммы, соответствующий периоду продувки, будет компенсировать потери площади индикаторной диаграммы вследствие закругления острых углов ее в точках с и з. В этом случае среднее теоретическое индикаторное давление с достаточной точностью может быть принято равным предполагаемому среднему действительному индикаторному давлению. Для более точного определения p_i следует построить теоретическую диаграмму и воспроизвести конец ее по образцу диаграмм, снятых с построенных двигателей. После исправления диаграммы и планиметрирования ее площади определим значение p_i .

Оценивая механический к. п. д. $\eta_m = 0,77$, найдем среднее эффективное давление

$$p_e = \eta_m p_i = 0,77 \cdot 6,12 = 4,71 \text{ атм.}$$

Количество воздуха, поступающее в цилиндр двигателя на 1 кг топлива, приведенное к 1 ата и 290° абс., формула (112)

$$V_0' = 23,1 \frac{T_0}{273 p_0} (L - q) = 23,1 \frac{290}{273 \cdot 1} (0,906 - 0,055) = 20,9 \text{ м}^3$$

Расход топлива на 1 и. л. с. в час:

$$c_i = \frac{27 \eta_p}{p_i V_0'} = \frac{27 \cdot 0,69}{6,12 \cdot 20,9} = 0,147 \text{ кг}$$

Расход топлива на 1 э. л. с. в час:

$$c_e = \frac{c_i}{\eta_m} = \frac{0,147}{0,77} = 0,191 \text{ кг}$$

Индикаторной к. п. д. — формула (106):

$$\eta_i = \frac{632}{c_i H_u} = \frac{632}{0,147 \cdot 10\,000} = 0,430$$

Экономический или эффективный к. п. д.:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i = 0,430 \cdot 0,77 = 0,331$$

Диаметр цилиндра — формула (134):

$$D = \sqrt{\frac{N_e}{52,3 C_m p_s t}} = \sqrt{\frac{1800}{52,3 \cdot 4 \cdot 4,71 \cdot 4}} = 0,677 \text{ м}$$

Принимаем: $D = 680$ мм, $S = 1\,200$ мм.

Пользуясь полученными данными, произведем расчет продувки. Принимаем: высоту выпускных окон 22,5% от хода поршня $h_1 = \mu S = 0,225 \cdot 1\,200 = 270$ мм, суммарную ширину выпускных окон 21% от окружности цилиндра $S_1 = 0,21 \pi D = 0,21 \pi 680 = 448$ мм или 7 окон шириною каждое $s_1 = 64$ мм. Рабочий объем цилиндра:

$$V_h' = \frac{\pi D^3}{4} S = \frac{\pi 68^3}{4} 120 = 435\,700 \text{ см}^3$$

Объем цилиндра, занятый выпускными окнами:

$$V_s = \frac{\pi D^3}{4} h_1 = \frac{\pi 68^3}{4} 27 = 98\,000 \text{ см}^3$$

Объем цилиндра в момент начала сжатия (в момент закрытия выпускных окон):

$$V_a = V_h' + V_c - V_s; \varepsilon = \frac{V_h' + V_c - V_s}{V_c} = \frac{V_h' - V_s}{V_c} + 1$$

Объем камеры сжатия:

$$V_c = \frac{V_h' - V_s}{\varepsilon - 1} = \frac{435\,700 - 98\,000}{14 - 1} = 26\,000 \text{ см}^3$$

Двухтактные бескомпрессионные дизели	Эффект. мощность	Эффект. мощн. на 1 л.д.	Цил- линдры		Ход поршня	$\frac{S}{D}$	Средняя ско- рость поршня	Число оборотов	Среднее давление		Расход топлива		К. п. д.		
			Число	Диам.					эффект.	индик.	на 1 л. д. с. в час	на 1 л. д. с. в час	механ.	индик.	эконом.
N_e	$\frac{N_e}{Z}$	Z	D	S	ρ	C_m	n	p_d	p_i	C_e	C_i	η_m	η_i	η_e	
Sulzer SD-60	4 000	400	10	600	1 040	1,73	4,7	135	4,55	5,9	170	134	79	47,2	37,2
Sulzer 6SN48	1 500	250	6	480	900	1,88	4,5	150	4,60	5,9	171	135	79	46,8	37,0
Sulzer	7 500	625	12	580	840	1,45	7,25	258	4,0	5,58	170	150	88	42,2	37,2
Sulzer 6D29/50	600	100	6	290	500	1,72	5,0	300	4,5	6,0	171,9	—	—	—	—
Sulzer 6D29/50	750	125	6	290	500	1,72	6,25	375	4,5	6,0	178,8	134	75	47,2	35,4
Sulzer 8CD72	5 510	687	8	720	1250	1,74	5,25	126	4,82	5,64	151,4	129,3	85,5	49	41,2
Sulzer 8CD72	6 170	770	8	720	1250	1,74	5,46	131	5,20	5,98	150,6	131,0	86,8	48,3	41,4
Sulzer 6RK30	300	50	6	300	400	1,33	4,0	300	2,65	3,70	195	140	72	45,2	32,5
Krupp	2 250	375	6	600	1150	1,92	4,60	120	4,48	5,4	171	143	83	44,6	37,0
Krupp	2 475	413	6	600	1150	1,92	4,72	123	4,81	5,8	175	147	83	43,5	36,1
M. A. N.	2 080	347	6	600	1000	1,67	4,06	122	4,56	—	168,5	—	—	—	—
Компрессорные															
Sulzer 4S68	1 543	385	4	680	1200	1,77	3,45	86	4,65	5,92	183	144	78,6	44,9	35,3
Sulzer 4S68	1 802	450	4	680	1200	1,77	4,00	101	4,65	5,96	186	145	78,0	44,5	34,8
Sulzer	561	93	6	320	350	1,09	4,10	350	4,20	6,00	220	154	70,0	39,0	27,0
Sulzer 9DKB51/50	4 450	495	9	510	550	1,08	7,15	390	5,08	7,03	195	140	72,0	45	32,4
Sulzer 6S68	3 250	540	6	680	1200	1,78	4,8	120	4,75	6,30	185	139	75,0	45,5	34,1
Sulzer 6S47	1 200	200	6	470	820	1,74	3,69	130	4,20	6,35	195	143	74,0	44,2	32,4
M. A. N.	1 270	211	6	540	900	1,67	3,75	125	4,27	5,65	193	145	75,0	43,7	32,8

Объем цилиндра в момент начала выпуска:

$$V_c = V_a = V_h' + V_c - V_s = 435\,700 + 26\,000 - 98\,000 = 363\,700$$

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{363\,700}{26\,000} = 14$$

Принимаем отношение длины шатуна к длине мотыля $\frac{L}{r} = 4$. Определим окружность (рис. 69) радиусом r , равным длине мотыля в принятом масштабе (1 см чертежа = 8 см):

$$OK = r = \frac{S}{2 \cdot 8} = \frac{120}{2 \cdot 8} = 7,5 \text{ см в масштабе}$$

Для определения положения поршня в зависимости от угла поворота мотыля, при конечной длине шатуна, воспользуемся бицентральной диаграммой проф. Брикса, для чего вычислим поправку, учитывая косвенное действие шатуна.

$$\overline{OO'} = \frac{r^2}{2L} = \frac{r}{2 \cdot \frac{L}{r}} = \frac{7,5}{2 \cdot 4} = 0,94 \text{ см в масштабе}$$

Отложим на чертеже вычисленную поправку $\overline{OO'}$. Высота выпускных окон в принятом масштабе: $h_1 = \frac{27}{8} = 3,375$ см. Величину h_1 отложим от и.м.т. вверх и проведем линию $I-I \perp O-5$.

Соединяя точку O' с точками I и 5 , найдем угол поворота мотыля ψ , соответствующий полному периоду выпуска, $\psi = 124^\circ$. Для определения положения мотыля в момент начала выпуска проведем линию OK , параллельную линии $O'-I$. Точка K будет соответствовать искомому положению мотыля. Разделим угол $I-O'-5$ на четыре равных угла (при вычерчивании рис. 69 в большем масштабе указанный угол следует разделить на 6 или 8 равных углов) и получим точки 2, 3, 4, которые и проектируем на линию $O'-5$. Проекция указанных точек будут определять положения поршня при повороте мотыля на соответствующие равные углы с момента открытия выпускных окон. Для построения диаграммы открытия окон (рис. 70) будем откладывать по оси абсцисс углы поворота мотыля и соответственно по оси ординат вверх — величины линейных открытий выпускных окон кромкой поршня и вниз — величины линейных открытий продувочных окон.

Выберем масштабы.

Для абсцисс: 1 см чертежа — $\frac{\psi_1}{l} = \left(\frac{124}{10,3}\right)^\circ$ угла поворота мотыля, где: l — принятая длина $I-I$ основания диаграммы в см. Для удобства вычислений основание диаграммы I принимаем кратным значению l_1 (при построении принято $l = 10,3$ см).

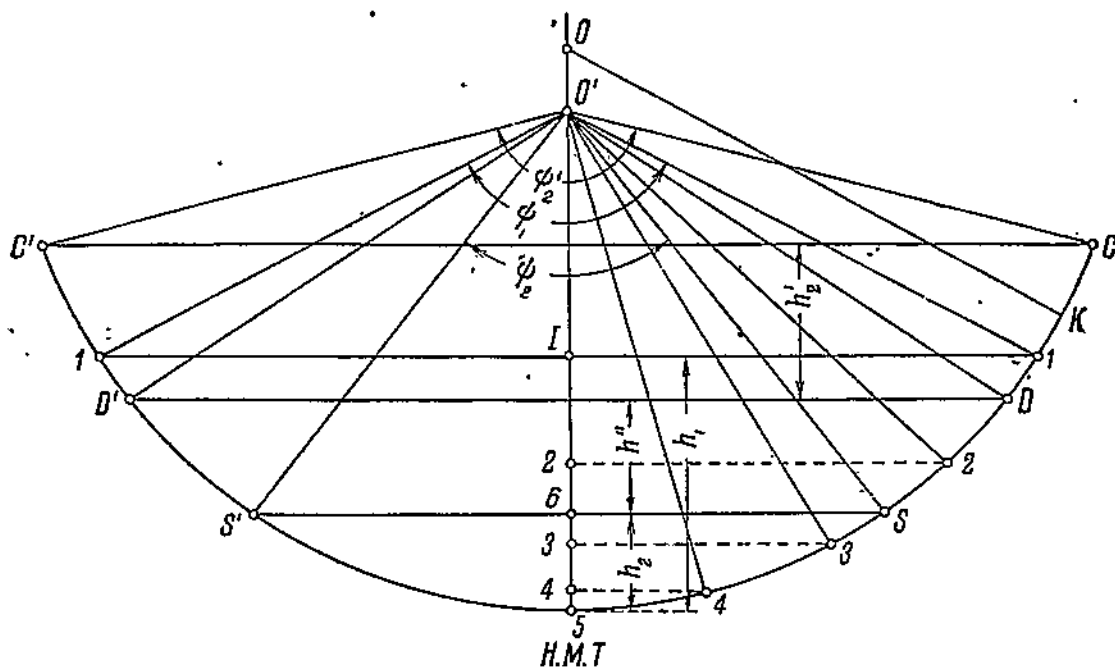


Рис. 69.

Для ординат: 1 см чертежа — 8 см линейного открытия выпускных окон (тот же масштаб, что и для рисунка 69).

За начало отсчета принимаем момент открытия выпускных окон (точка I). Построение диаграммы открытия выпускных окон производится на основании данных рис. 69. Линию

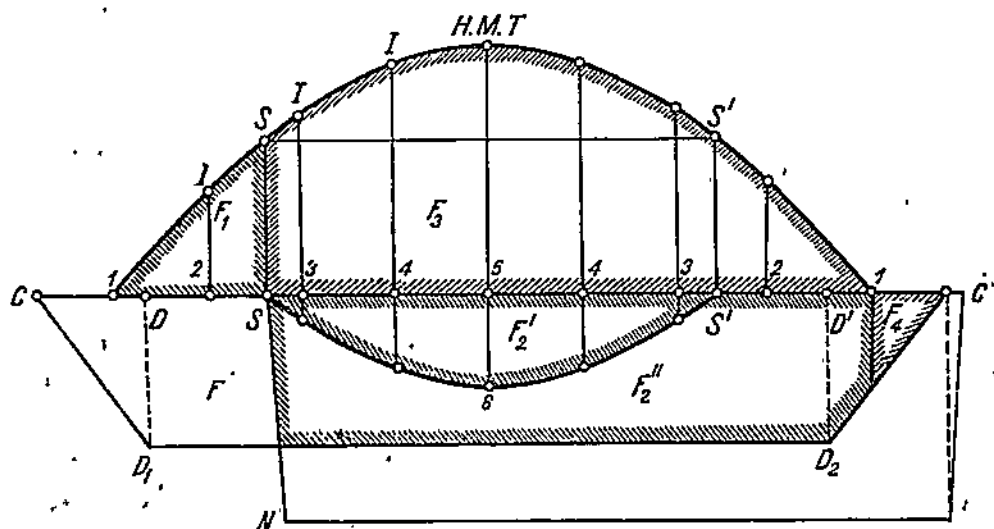


Рис. 70.

$I-5$ разделим на четыре равные части в соответствии с частями угла $I-O'-5$. Отрезки $I-2$, $I-3$, $I-4$ и $I-5$ (рис. 70) соответственно равны отрезкам $I-2$, $I-3$ и т. д. (рис. 69) и представляют собой в принятом масштабе величин линейных открытий выпускных окон кромки поршня, при повороте мотыля на углы $I-O'-2$, $I-O'-3$ и т. д. от

начального положения. Абсциссы 1—2, 1—3, 1—4 точек кривой 1, 1 и т. д. (рис. 70) равны углам поворота мотыля 1—O'—2, 1—O'—3 и т. д. в масштабе абсцисс.

Восходящая часть кривой будет соответствовать открытию окон, а нисходящая — закрытию их.

Определим угол поворота мотыля в секунду:

$$\Theta = \frac{360\pi}{60} = \frac{360 \cdot 100}{60} = 600^\circ$$

Время поворота мотыля на 1° :

$$t' = \frac{1}{600} = 0,00166 \text{ сек.}$$

Время поворота мотыля на угол ψ_1 будет соответствовать полному периоду выпуска:

$$t_1 = t' \psi_1 = 0,00166 \cdot 124 = 0,206 \text{ сек.}$$

Линейное открытие выпускных окон на 1 см дает свободную площадь для прохода газов: $1 \cdot S_1 = 1 \cdot 44,8 = 44,8 \text{ см}^2$ (угол наклона выпускных окон равен 90°). При принятом масштабе для линейного открытия выпускных окон, открытие их на 1 см по рис. 69 будет соответствовать 8 см в натуре. Принимая во внимание указанное соотношение, можно выразить ранее принятые масштабы в зависимости от времени поворота мотыля и площади открытия выпускных окон. В этом случае для диаграммы открытия выпускных окон получаем следующие масштабы:

для ординат: 1 см чертежа — $1 \cdot S_1 8 = 1 \cdot 44,8 \cdot 8 = 358,4 \text{ см}^2$ площади открытия окон;

для абсцисс: 1 см чертежа — $\left(\frac{\psi_1}{t}\right) t' = \frac{t_1}{t} = \frac{0,206}{10,3} = 0,020 \text{ сек.}$

Масштаб площади диаграммы открытия выпускных окон:

$$1 \text{ см}^2 = 0,02 \cdot 358,4 = 7,168 \text{ см}^2 \text{ сек.}$$

Для определения „время—сечения“ выпуска продуктов сгорания до момента начала продувки („время—сечение“ свободного выхлопа) воспользуемся выражением (86).

$$F_1 = \int_0^{t_s} f dt = \frac{V_e \sqrt{\gamma_e}}{10^6 \sqrt{p_e}} A \text{ см}^2 \text{ сек.}$$

Удельный вес продуктов сгорания в начале выпуска определим по формуле:

$$\gamma_e = 1,25 \frac{p_a 273}{1,00 T_a} \cdot \frac{G+1}{G-q'} = 1,25 \frac{1,10 \cdot 273 (26,7+1)}{1,00 \cdot 350 (26,7-1,6)}$$

$$\gamma_e = 1,18 \text{ кг/м}^3$$

$$\text{где: } G = 28,95L = 28,95 \cdot 0,906 = 26,7 \text{ кг}$$

вес воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива;

$q' = 1,6 \text{ кг/кг}$ — вес форсуночного воздуха, необходимого для распыливания 1 кг топлива (из теплового расчета)

$$A = \left(\frac{p_e}{p_r}\right)^{0,13} [311 + 11D_k] - 337$$

где $p_e = 3,60$ ата давление в начале выхлопа (в конце расширения); $p_r = 1,05$ ата давление в выхлопной трубе. По кривой рис. 61 определим значения D_k в зависимости от отношения:

$$\frac{p_e}{p_r} = \frac{1,15}{1,05} = 1,095; \quad D_k = 2,42; \quad \left(\frac{p_e}{p_r}\right)^{0,13} = C$$

Значение C найдем по кривой рис. 62 в зависимости от отношения:

$$\frac{p_e}{p_r} = \frac{3,60}{1,05} = 3,43; \quad C = 1,172$$

$$A = 1,172 (311 + 11 \cdot 2,42) - 337 = 58,69$$

$$F_1 = \frac{363 \cdot 700 \sqrt{1,18}}{10^6 \sqrt{3,60}} \cdot 58,69 = 12,23 \text{ см}^2 \text{ сек.}$$

Значение F_1 в принятом масштабе:

$$F_1 = \frac{12,23}{7,168} = 1,71 \text{ см}^2$$

Принимая во внимание, что продувка через верхние окна регулируется автоматическими клапанами, которые будут открываться лишь при некоторой разности давлений в цилиндре и ресивере, полученное значение F_1 увеличим на 10%.¹ При этом условии продувка начнется несколько позже, когда давление в цилиндре упадет до $p_3' < p_5$

$$F_1 = 1,10 \cdot 1,71 = 1,88 \text{ см}^2$$

Выделим на диаграмме открытия выпускных окон площадь $F_1 = 1,88 \text{ см}^2$. Положение точки s на линии $\bar{s}\bar{s}$ (рис. 70) определяется величиной площади F_1 , отсекаемой линией $\bar{s}\bar{s}$. Отрезок $\bar{s}\bar{s}$ в принятом масштабе определяет величину линейного открытия выпускных окон и момент начала продувки: $\bar{s}\bar{s} = 2,1 \text{ см}$ в масштабе чертежа или $\bar{s}\bar{s} = 2,1 \cdot 8 = 16,8 \text{ см}$ в натуре. В точке s начинают открываться нижние продувочные окна и продувочный воздух поступает в цилиндр. Высота нижних продувочных окон:

$$h_2 = h_1 - \bar{s}\bar{s} = 27 - 16,8 = 10,2 \text{ см}$$

Принимаем $h_2 = 100 \text{ мм}$.

Перенесем кривую $s - s'$ открытия нижних продувочных окон вниз под ось абсцисс. Площадь F_2' будет соответствовать „время—сечению“ для впуска в цилиндр продувочного воздуха через нижние окна. Угол поворота мотыля, соответствующий полному периоду продувки через нижние окна, найдем при помощи построения, показанного на рис. 69. Отложим от н.м.т. вверх величину $5-6$, снятую с рис. 70. Проведем линию $\bar{s}\bar{s}'$ и соединим точки s и s' с точкой O' . Лучи $O's$ и $O's'$ образуют искомый угол $\psi_2 = 76^\circ$, что соответствует продолжительности открытия нижних продувочных окон

$$t_2 = \psi_2' = 76^\circ \cdot 0,00166 = 0,126 \text{ сек.}$$

Для дальнейшего расчета принимаем отношение объема цилиндра V_n в момент закрытия верхних продувочных окон к объему V_a в начале сжатия (в момент закрытия выпускных окон) равным $\frac{V_n}{V_a} = 0,88$. Это отношение согласно подсчетам, произведенным автором для различных двигателей Зульцера, изменяется в пределах 0,885—0,875. Расстояние между верхней кромкой верхних продувочных окон и верхней кромкой выпускных окон получается равным:

$$h' = \frac{V_a - V_n}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{V_a(1 - 0,88)}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{363\,700(1 - 0,88)}{\frac{\pi 68^2}{4}} = 12 \text{ см}$$

Принимаем высоту верхних продувочных окон $h_2' = 16,5 \text{ см}$ или $16,5 : 8 = 2,06 \text{ см}$ в масштабе ординат диаграммы рис. 70. Высота перемычек между верхними и нижними окнами:

$$h'' = h' + h_1 - h_2' - h_2 = 12 + 27 - 16,5 - 10 = 12,5 \text{ см}$$

или в масштабе $h'' = 12,5 : 8 = 1,56 \text{ см}$

Угол поворота мотыля, соответствующий полному периоду открытия верхних продувочных окон, определим графически при помощи построения рис. 69 (аналогично построению для нижних продувочных окон): $\psi_2' = 151^\circ$, что соответствует времени открытия: $t_2' = \psi_2' = 151 \cdot 0,00166 = 0,250 \text{ сек.}$ или в масштабе абсцисс рис. 70 $t_2' = CC' = 0,250 : 0,02 = 12,5 \text{ см}$. Для построения диаграммы открытия верхних продувочных окон CD_1D_2C' (рис. 70) проведем линию $O'D$ (рис. 69). Угол $CO'D$ будет соответствовать углу поворота мотыля с момента начала открытия верхних продувочных окон и до момента полного их открытия (точка D). Угол $CO'D = 19^\circ$, что соответствует времени поворота мотыля $19 \cdot 0,00166 = 0,031 \text{ сек.}$ или в масштабе абсцисс рис. 70 $CD = 0,031 : 0,02 = 1,55 \text{ см}$. За время поворота мотыля на угол $DO'D'$ верхние продувочные окна открыты полностью на величину $h_2' = 16,5 \text{ см}$ или $h_2' = 16,5 : 8 = 2,06 \text{ см}$ в принятом масштабе. Площадь F диаграммы будет соответствовать „время—сечению“ открытия верхних продувочных окон. Площадь F_1 диаграммы соответствует „время—сечению“ для выпуска продуктов сгорания в период продувки.

Определим весовое количество продувочного воздуха, поступающего в рабочий цилиндр за период продувки:

$$g_s = 1,18 a_2 V_n' \eta_{\text{н}} = 1,18 \cdot 1,72 \cdot 435\,700 \cdot 0,90 \cdot 10^{-6} = 0,795 \text{ кг}$$

где 1,18 — удельный вес воздуха при давлении 1 ата; $T_0 = 290^\circ$; a_2 — коэффициент избытка воздуха при продувке $a_2 = 1,72$ (табл. 20), $\eta_{\text{н}} = 0,90$ — коэффициент подачи продувочного насоса ($\eta_{\text{н}} = 0,85 \div 0,94$).

Удельный вес воздуха при p_a и T_a :

$$\gamma_a = 1,25 \frac{p_a 273}{1,01 a} = 1,25 \frac{1,10 \cdot 273}{1,0 \cdot 350} = 1,071 \text{ кг/м}^3$$

¹ Значение F_1 следует увеличивать на 10—20%.

Пренебрегая разностью удельных весов воздуха и смеси, состоящей из остаточных газов и поступившего воздуха, определим вес газа в цилиндре в момент начала сжатия:

$$g_a = V_a \gamma_a = 363\,700 \cdot 10^{-6} \cdot 1,071 = 0,390 \text{ кг}$$

Определим весовое количество смеси воздуха и продуктов сгорания, вытекающее из цилиндра через выпускные окна за период принужденного выхлопа (за период продувки). Объем цилиндра в момент начала продувки:]

$$V_1 = V_h' + V_c - \frac{\pi D^3}{4} h_2 = 435\,700 + 26\,000 - \frac{\pi 68^3}{4} \cdot 10$$

$$V_1 = 426\,300 \text{ см}^3$$

Удельный объем v_1 продуктов сгорания при давлении p_s найдем из соотношения:

$$v_1 = v_c \left(\frac{p_c}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}} = 0,848 \left(\frac{3,60}{1,15} \right)^{\frac{1}{1,35}} = 2,00 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$v_c = \frac{1}{\gamma_c} = \frac{1}{1,18} = 0,848 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Количество продуктов сгорания, оставшееся в цилиндре после истечения за период свободного выхлопа:

$$g_1 = \frac{V_1}{v_1} = \frac{426\,300 \cdot 10^{-6}}{2,00} = 0,213 \text{ кг}$$

Весовое количество смеси продувочного воздуха и продуктов сгорания, вытекающее из цилиндра за период принужденного выхлопа:

$$g_m = g_1 + g_s - g_a = 0,213 + 0,795 - 0,390 = 0,618 \text{ кг}$$

Абсолютная температура продуктов сгорания в конце свободного выхлопа:

$$T_r' = T_c \left(\frac{p_c}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 1040 \left(\frac{1,15}{3,60} \right)^{\frac{1,35-1}{1,35}} = 772^\circ$$

За период продувки из цилиндра вытекает $g_1 = 0,213$ кг газа при $T_r' = 772^\circ$ и избыток продувочного воздуха g_s' кг с абсолютной температурой $T_a \approx 350^\circ$. С достаточной точностью можно считать, что средняя абсолютная температура вытекающих газов будет равна:

$$T_m = \frac{g_1 T_r' + g_s' T_a}{g_1 + g_s'} = \frac{0,213 \cdot 772 + 0,405 \cdot 350}{0,213 + 0,405}$$

$$T_m = 500^\circ$$

$$g_s' \approx g_m - g_1 = 0,618 - 0,213 = 0,405 \text{ кг}$$

Определим среднее давление p_m ата в цилиндре в период продувки, для чего воспользуемся выражением (98).

$$\frac{p_m}{p_r} \sqrt{\left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}}} = \frac{0,9 \sqrt{T_m g_m}}{p_r F_3}$$

Значение F_3 найдем, планиметрируя площадь F_3 диаграммы открытия окон, $F_3 = 20,5 \text{ см}^2$. Умножая полученное значение F_3 на масштаб площади диаграммы, определим „время — сечение“ для выпуска газов из цилиндра за период принужденного выхлопа, $F_3 = 20,5 \cdot 7,168 = 146,94 \text{ см}^2 \text{ сек}$.

Подставляя известные величины в правую часть формулы, найдем значение:

$$D = \frac{p_m}{p_r} \sqrt{\left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_r}{p_m} \right)^{\frac{n+1}{n}}} = \frac{0,9 \sqrt{500 \cdot 0,618}}{1,05 \cdot 146,94} = 0,08$$

Пользуясь кривой D (рис. 64), определим значение $\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_r}{p_m}$, а следовательно найдем и величину p_m

$$\frac{p_r}{p_m} = 0,975; \quad p_m = \frac{p_r}{0,975} = \frac{1,05}{0,975} = 1,08 \text{ ата}$$

Для определения „время—сечения“, необходимого для впуска в цилиндр продувочного воздуха через верхние и нижние продувочные окна, воспользуемся формулой (93).

$$F_2 = B \frac{g_s}{K}; \quad K = \sqrt{\left(\frac{p_m}{p_s}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_m}{p_s}\right)^{\frac{n+1}{n}}}$$

$$B = \frac{15,14}{p_s^{0,854}} = \frac{15,14}{1,15^{0,854}} = 13,4$$

Значение K найдем по кривой рис. 64 в зависимости от отношения давлений:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_m}{p_s} = \frac{1,08}{1,15} = 0,94; \quad K = 0,110$$

$$F_2 = \frac{13,4 \cdot 0,795}{0,110} = 96,90 \text{ см}^2 \text{сек.}]$$

Для определения масштаба площадей F_2' открытия нижних продувочных окон и F верхних окон необходимо выбрать размеры продувочных окон. Принимаем: число продувочных окон в каждом ряде $m_2 = 8$, ширина окна $s_2 = 68$ мм. Суммарная ширина окон $S_2 = m_2 s_2 = 8 \cdot 68 = 544$ мм, что составляет около 25,5% от окружности цилиндра. Таким образом, на долю окон приходится $21 + 25,5 = 46,5\%$ окружности цилиндра и на простенки между окнами 53,5% (при выборе суммарной ширины продувочных окон можно руководствоваться табл. 17). Угол наклона каналов у продувочных окон (рис. 71) принимаем: для верхних окон $\alpha = 30^\circ$ и нижних $\alpha = 45^\circ$. Линейное открытие верхних продувочных окон кромкой поршня на 1 см дает свободную площадь для прохода воздуха:

$$1 S_2 \sin \alpha = 1 \cdot 54,4 \sin 30^\circ = 27,2 \text{ см}^2$$

То же для нижних окон:

$$1 S_2 \sin \alpha = 1 \cdot 54,4 \sin 45^\circ = 38,79 \text{ см}^2$$

Масштабы для диаграммы открытия верхних продувочных окон:

Для ординат: 1 см чертежа — 8 см линейного открытия окон или 1 см чертежа — $8 \cdot 27,2 = 217,6 \text{ см}^2$ площади открытия окон.

Для абсцисс: 1 см чертежа — 0,02 сек.

Масштаб площади F диаграммы:

$$1 \text{ см}^2 \rightarrow 217,6 \cdot 0,02 = 4,352 \text{ см}^2 \text{сек.}]$$

Рис. 71.

Масштабы диаграммы открытия нижних продувочных окон:

Для ординат: 1 см чертежа — 8 см линейного открытия окон или 1 см чертежа — $8 \cdot 38,79 = 310,3 \text{ см}^2$ площади открытия окон.

Для абсцисс: 1 см чертежа — 0,02 сек.

Масштаб площади F_2' диаграммы:

$$1 \text{ см}^2 \rightarrow 310,3 \cdot 0,02 = 6,206 \text{ см}^2 \text{сек.}$$

Планиметрируя площадь F_2' (рис. 70), найдем „время—сечение“, соответствующее открытию нижних продувочных окон:

$$F_2' = 5,1 \text{ см}^2 \text{ и „время—сечение“ } F_2' = 5,1 \cdot 6,206 = 31,65 \text{ см}^2 \text{сек.}]$$

Необходимое „время—сечение“ для впуска в цилиндр продувочного воздуха через верхние окна:

$$F_2'' = F_2 - F_2' = 96,90 - 31,65 = 65,25 \text{ см}^2 \text{сек.}$$

Действительный коэффициент избытка воздуха при продувке:

$$\alpha_2' = \alpha_2 \eta_{\text{из}} = 1,72 \cdot 0,90 = 1,55$$

Условная средняя скорость свободного выхода:

$$C_1 = \frac{V_h' (1 - \mu)}{F_1} = \frac{435 \cdot 700 (1 - 0,225) \cdot 10^{-6}}{12,60 \cdot 10^{-4}} = 268 \text{ м/сек.}$$

Скорость принужденного выхода:

$$C_2 = \frac{V_h' \alpha_2'}{F_2} = \frac{435 \cdot 700 \cdot 1,55 \cdot 10^{-6}}{146,94 \cdot 10^{-4}} = 46 \text{ м/сек.}$$

Скорость продувки:

$$C_3 = \frac{V_h' \alpha_2'}{F_2} = \frac{435 \cdot 700 \cdot 1,55 \cdot 10^{-6}}{96,9 \cdot 10^{-4}} = 70 \text{ м/сек.}$$

Подача продувочного воздуха через верхние окна регулируется автоматическими пластинчатыми клапанами.

Определим размеры и число дисков автоматических клапанов.

Вес воздуха, поступающего в цилиндр за один рабочий цикл, составляет: $g_s = 0,795$ кг и удельный его вес при $T_s = 307^\circ$ и давлении $p_s = 1,15$ ата будет равен:

$$\gamma_s = 1,25 \frac{273 p_s}{T_s} = 1,25 \frac{273 \cdot 1,15}{307} = 1,28 \text{ кг/м}^3$$

Объем продувочного воздуха, поступающего в цилиндр:

$$V = \frac{g_s}{\gamma_s} = \frac{0,795}{1,28} = 0,660 \text{ м}^3$$

Из общего количества V м³ продувочного воздуха через верхние окна должно поступать в цилиндр:

$$V' = \frac{F_2''}{F_2} V = \frac{65,25}{96,90} 0,660 = 0,446 \text{ м}^3$$

Из бицентральной диаграммы Брикса (рис. 69) определим угол поворота мотыля, соответствующий полному периоду продувки через верхние продувочные окна. Начало продувки 38° до н.м.т. (начало продувки через нижние окна) и конец 62° за н.м.т. (момент закрытия выхлопных окон).

Полный угол $\psi_s = 38 + 62 = 100^\circ$.

Продолжительность продувки в секундах:

$$\Delta t = \frac{60}{n} \cdot \frac{\psi_s}{360} = \frac{60 \cdot 100}{100 \cdot 360} = 0,166 \text{ сек.}$$

Задаваясь скоростью воздуха в проходном сечении клапана $C = 40$ м/сек. ($C = 40 \div 50$) и пользуясь уравнением сплошности $V' = f C \Delta t$, определим суммарное проходное сечение клапанов для одного цилиндра.

$$f = \frac{V'}{C \Delta t} = \frac{0,446}{40 \cdot 0,166} = 0,0672 \text{ м}^2, \text{ или } 672 \text{ см}^2$$

Определим давление в цилиндре в конце свободного выхлопа в зависимости от принятого значения $F_1 = 1,88 \text{ см}^2$ (в масштабе чертежа). Этой величине соответствует „время — сечение“ $F_1 = 1,88 \cdot 7,168 = 13,48 \text{ см}^2 \text{ сек.}$

Пользуясь формулой (86), найдем значение D_k

$$F_1 = \frac{V_e \sqrt{\gamma_e}}{10^4 \sqrt{p_e}} A; A = \frac{10^4 F_1 \sqrt{p_e}}{V_e \sqrt{\gamma_e}} = \frac{10^4 \cdot 13,48 \sqrt{3,60}}{363700 \sqrt{1,18}} = 64,55$$

$$A = \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{0,13} [311 + 11 D_k] - 337$$

$$C = \left(\frac{p_e}{p_r} \right)^{0,13} = \left(\frac{3,60}{1,05} \right)^{0,13} = 1,172$$

$$D_k = \left(\frac{A + 337}{C} - 311 \right) \frac{1}{11} = \left(\frac{64,55 + 337}{1,172} - 311 \right) \frac{1}{11} = 2,87$$

По кривой рис. 61 определим значение $\frac{p_s'}{p_r}$ в зависимости от величины D_k :

$$\frac{p_s'}{p_r} = 1,038; p_s' = 1,038 p_r = 1,038 \cdot 1,05 = 1,09 \text{ ата}$$

Автоматические дисковые продувочные клапаны должны открываться при разности давления продувочного воздуха $p_s = 1,15$ ата и давления в цилиндре в конце свободного выхлопа $p_s' = 1,09$ ата.

Принимаем: наружный диаметр диска $d_1 = 0,25 D = 0,25 \cdot 68 = 17$ см; толщину диска $s = 0,2$ см; подъем диска $h = 0,20$ см. Диаметр отверстия в диске определим по формуле (190) согласно рис. 304.

$$d_1 - d_2 = \frac{4 S_1}{1 - \sigma} = \frac{4 \cdot 0,10}{1 - 0,948} = 7,7 \text{ см}$$

$$S_1 = 0,10 \text{ см}; \sigma = \frac{p_s'}{p_s} = \frac{1,09}{1,15} = 0,948$$

$$d_2 = d_1 - 7,7 = 17 - 7,7 = 9,3 \text{ см}$$

$$d_3 = d_1 - 2 S_1 = 17 - 2 \cdot 0,10 = 16,8 \text{ см}$$

$$d_4 = d_2 + 2 S_1 = 9,3 + 2 \cdot 0,10 = 9,5 \text{ см}$$

Общее количество дисков:

$$z = \frac{f}{\pi h (d_3 + d_4)} = \frac{672}{\pi \cdot 0,2 (16,8 + 9,5)} = 40,7$$

Располагаем диски в пяти колонках, по восьми дисков в каждой.

Для построения кривой открытия клапанов предполагаем, что клапаны при разности давления продувочного воздуха и давления газа в цилиндре будут открываться с постоянным ускорением. Согласно началу Даламбера, будем иметь закон движения диска клапана:

$$p = g + q, \text{ где: } p = 1(p_s - p_s') = 1(1,15 - 1,09) = 0,06 \text{ атм.}$$

где p — разность давлений, действующая на 1 см^2 поверхности диска при открывании клапана; g — вес и q — сила инерции диска, отнесенная к 1 см^2 поверхности (γ — удельный вес стали).

$$g = 1 s \gamma = 1 \cdot 0,2 \cdot 7,85 = 1,57 \approx 0,0016 \text{ кг/см}^2$$

$$q = ma = \frac{g}{9,81} a = \frac{0,0016}{9,81} a \text{ кг/см}^2$$

Подставляя известные величины, определим ускорение a диска:

$$0,06 = 0,0016 + \frac{0,0016}{9,81} a; a = 364 \text{ м/сек.}^2$$

При равноускоренном движении путь, пройденный диском (h — подъем диска):

$$h = \frac{at^2}{2}$$

$$h_1 = 0,5 \text{ мм; } t_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,0005}{364}} = 0,0017 \text{ сек.}$$

$$h_2 = 1,0 \text{ " } t_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,001}{364}} = 0,0023 \text{ "}$$

$$h_3 = 1,5 \text{ " } t_3 = 0,0029 \text{ сек.}$$

$$h_4 = 2,0 \text{ " } t_4 = 0,0033 \text{ "}$$

В соответствии со значениями h получаем следующие суммарные проходные сечения клапанов:

$$h_1 = 0,5 \text{ мм; } f_1 = \frac{h_1}{h} f = \frac{0,5}{2} \cdot 672 = 168 \text{ см}^2$$

$$h_2 = 1,0 \text{ " } f_2 = \frac{h_2}{h} f = \frac{1,0}{2} \cdot 672 = 336 \text{ "}$$

$$h_3 = 1,5 \text{ " } f_3 = \frac{h_3}{h} f = \frac{1,5}{2} \cdot 672 = 503 \text{ "}$$

$$h_4 = 2,0 \text{ " } f_4 = f = 672 \text{ см}^2$$

Для построения кривой открытия клапана на диаграмме рис. 70 воспользуемся масштабом времени и сечений открытия верхних продувочных окон. Значения f и t в масштабе площади F диаграммы:

$$f_1 = \frac{168}{217,6} = 0,77 \text{ см; } t_1 = \frac{0,0017}{0,02} = 0,09 \text{ см}$$

$$f_2 = \frac{336}{217,6} = 1,55 \text{ " } t_2 = \frac{0,0023}{0,02} = 0,12 \text{ "}$$

$$f_3 = \frac{503}{217,6} = 2,31 \text{ " } t_3 = \frac{0,0029}{0,02} = 0,15 \text{ "}$$

$$f_4 = \frac{672}{217,6} = 3,09 \text{ " } t_4 = \frac{0,0033}{0,02} = 0,17 \text{ "}$$

Автоматические клапаны будут открываться в тот момент, когда давление в цилиндре делается равным $p_s' = 1,09$ ата. Клапаны закроются тогда, когда кромка поршня перекроет верхние окна. Планиметрируя площадь F_2'' диаграммы, отсекаемую кривой SN открытия клапанов на площади F диаграммы открытия верхних продувочных окон, определим $F_2'' = 15,1 \text{ см}^2$. Умножая полученную величину на масштаб площади диаграммы, найдем значение F_2'' в $\text{см}^2\text{сек.}$

$$F_2'' = 15,1 \cdot 4,352 = 65,7 \text{ см}^2\text{сек.}$$

что и требовалось по расчету ($F_2'' = 65,25 \text{ см}^2\text{сек.}$).

„Время — сечение“ для впуска в цилиндр дополнительной порции продувочного воздуха после закрытия выпускных окон найдем, планиметрируя площадь F_4 диаграммы $F_4 = 0,84 \text{ см}^2$ и соответствующее „время — сечение“ $F_4 = 0,84 \cdot 4,352 = 3,65 \text{ см}^2\text{сек.}$, что составляет $\frac{3,65 \cdot 100}{96,90} = 3,8\%$ от полного „время — сечения“ для впуска в цилиндр продувочного воздуха.

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ

§ 52. Скорость и ускорение поршня

Превращение поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала совершается при помощи шатунного механизма, состоящего из штока, шатуна и мотыля. Для двигателей тронкового типа тот же механизм будет состоять лишь из шатуна и мотыля. При рассмотрении взаимного положения поршня и мотыля, удобно выбрать за независимую переменную угол поворота мотыля, выражая все элементы движения через эту независимую переменную. Предполагается, что вращение вала совершается с постоянной угловой скоростью ω . Углы поворота мотыля отсчитываются от в.м.т. в сторону вращения вала. При положении поршня в в.м.т. расстояние между осью коленчатого вала и цапфой поршня будет равно $L+r$, где L —длина шатуна, т. е. расстояние между центрами головного и мотылевого подшипников, r —длина мотыля, равная радиусу круга, описываемого осью шейки мотыля $2r=S$, где S —ход поршня. При повороте мотыля на угол φ (рис. 72) расстояние между осью вала и цапфой делается равным

$$AO = AD + DO = \sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \varphi} + r \cos \varphi$$

Путь, пройденный поршнем, при повороте мотыля на угол φ выразится

$$x = L + r - \sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \varphi} - r \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi) + L \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} \sin^2 \varphi} \right)$$

Величину, стоящую под корнем, разложим по формуле бинома Ньютона

$$\left(1 - \frac{r^2}{L^2} \sin^2 \varphi \right)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{r^2}{2L^2} \sin^2 \varphi - \frac{r^4}{8L^4} \sin^4 \varphi \dots$$

Значение $\frac{r}{L}$ изменяется в пределах от $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{5}$ и с достаточной точностью можно ограничиться первыми двумя членами разложения

$$x = r(1 - \cos \varphi) + \frac{r^2}{2L} \sin^2 \varphi$$

Для упрощения полученного выражения иногда полагают $L = \infty$, в этом случае получается путь, проходимый поршнем, при бесконечной длине шатуна

$$x = r - r \cos \varphi$$

Для определения скорости поршня следует взять первую производную от пути по времени

$$C = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{r}{L} \sin \varphi \cos \varphi \right) \text{ м/сек.}$$

$$C = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{r}{2L} \sin 2\varphi \right) \text{ м/сек.}$$

где ω —угловая скорость

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \text{ сек.}$$

Полученное выражение показывает, что скорость поршня изменяется в зависимости от угла поворота мотыля. Среднее значение скорости поршня за один оборот мотыля, при числе оборотов n

$$C_m = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} = \frac{rn}{15} \text{ м/сек.}$$

Окружная скорость оси шейки мотыля:

$$C_0 = \omega r = \frac{\pi nr}{30} \text{ м/сек.}$$

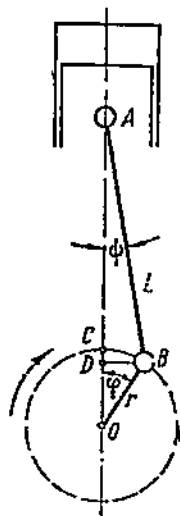


Рис. 72.

Отношение окружной скорости C_0 к средней скорости поршня:

$$\frac{C_0}{C_m} = \frac{\frac{\pi r}{30}}{\frac{r}{15}} = \frac{\pi}{2} = 1,57$$

т. е. окружная линейная скорость шейки мотыля превосходит среднюю скорость поршня в 1,57 раза. При бесконечной длине шатуна скорость поршня получается равной

$$C_{\infty} = r\omega \sin \varphi = C_0 \sin \varphi \text{ м/сек.}$$

При $\varphi = 90^\circ$ и $\varphi = 270^\circ$ скорость поршня C_{∞} по абсолютной величине достигнет наибольшего значения

$$C_{\max} = C_0 = 1,57 C_m$$

Ускорение поршня есть вторая производная от пути по времени, или первая производная от скорости

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dC}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r\omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi \right) \text{ м/сек}^2 \quad (135).$$

Ускорение в верхней мертвой точке при $\varphi = 0$.

$$a_0 = r\omega^2 \left(1 + \frac{r}{L} \right).$$

Ускорение в нижней мертвой точке при $\varphi = 180^\circ$

$$a_{180} = -r\omega^2 \left(1 - \frac{r}{L} \right)$$

Из сравнения полученных выражений видно, что по абсолютному значению ускорение в в.м.т. имеет наибольшую величину и растет с увеличением отношения $\frac{r}{L}$. При

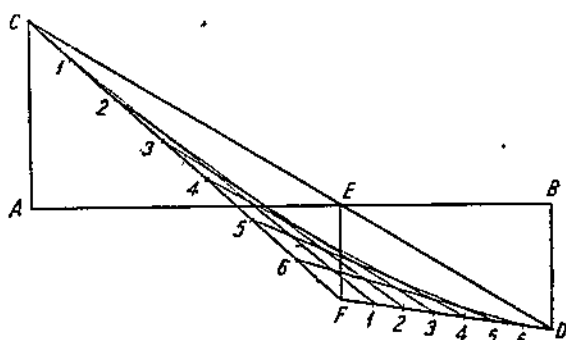


Рис. 73.

нисходящем движении поршня, на меньшей половине хода его, ускорение положительно, так как оно совпадает с направлением скорости (ускоренное движение поршня). В тот момент, когда шатун образует прямой угол с мотылем (доказательство здесь не приводится), ускорение обращается в нуль, после чего оно становится отрицательным, так как направлено вверх в сторону, обратную движению поршня (замедленное движение поршня).

При переходе мотыля через н.м.т. скорость поршня меняет свое направление и становится отрицательной. Ускорение за этот период сохраняет свое направление — вверх, в результате чего получается ускоренное движение поршня.

При восходящем ходе поршня ускоренное движение будет продолжаться более половины хода. Величина ускорения поршня для любого положения поршня может быть подсчитана по формуле (135).

Построение кривой ускорения поршня может быть произведено по способу Толле (рис. 73). Линия AB равна ходу поршня в принятом масштабе. Из точки A вверх по перпендикуляру и из точки B — вниз откладываем величины ускорений в мертвых точках в масштабе чертежа

$$AC = \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{L} \right); \quad BD = \omega^2 r \left(1 - \frac{r}{L} \right)$$

точки C и D соединяем прямой линией. От точки пересечения E откладываем вниз по вертикали величину $EF = 3 \frac{r}{L} \omega^2 r$ и полученную точку F соединяем прямыми с точками C и D. С достаточной точностью по Толле можно принять кривую ускорения поршня за параболу. В том случае задача сводится к построению параболы.

Для этого линии CF и DF делим на равное число частей и проводим прямые через точки одного и того же номера. К полученной системе прямых проводим огибающую—это и будет искомая парабола.

§ 53. Силы, действующие в шатунном механизме

При работе двигателя силы, действующие на шатун, передаются мотылю и создают момент относительно оси вала. Этот момент называется вращающим моментом.

Усилия, действующие на шатун, состоятся из следующих элементов: давления газа на поршень, веса и сил инерции движущихся частей и сил трения, возникающих в отдельных частях механизма. Давление газа на поршень изменяется в зависимости от положения поршня или угла поворота мотыля. Периоды изменений давлений для четырехтактных двигателей будут происходить за каждые четыре хода поршня или два оборота мотыля, и соответственно, для двигателей двухтактного типа—за два хода поршня, или один оборот мотыля. Силы трения не поддаются теоретическому учету, поэтому их обычно считают постоянными и включают в сопротивление гребного винта, или приводимого в движение механизма. Силы инерции движущихся частей зависят от угла поворота мотыля и величина их изменяется периодически через один оборот. Таким образом, величина вращающего момента будет зависеть от двух периодических функций и постоянной—силы веса движущихся частей двигателя, а также от конфигурации мотылевого механизма. Вращающий момент изменяется как по величине, так и по направлению и наибольшее его значение наряду с изгибающим моментом определяет прочные размеры вала. Равнодействующая всех сил, по направлению совпадающая с осью цилиндра, называется движущей силой. Если движущую силу P разложить на две составляющие: одну по направлению шатуна, а другую по направлению, перпендикулярному оси цилиндра, то нормальное давление на направляющие будет равно (рис. 74).

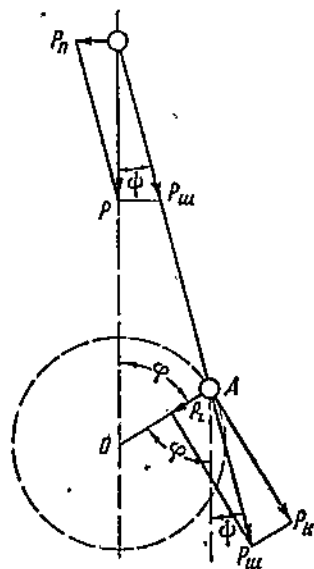


Рис. 74.

$$P_n = P \operatorname{tg} \psi$$

Сила, действующая по направлению шатуна

$$P_{\text{ш}} = \frac{P}{\cos \psi}$$

Раскладывая силу $P_{\text{ш}}$ по направлению мотыля и перпендикулярно к нему, получим составляющие: радиальную силу P_r и касательную (тангенциальную) P_k (угол $\angle OAP_{\text{ш}} = \varphi + \psi$)

$$P_k = P_{\text{ш}} \sin (\varphi + \psi) = P \frac{\sin (\varphi + \psi)}{\cos \psi}$$

$$P_r = P_{\text{ш}} \cos (\varphi + \psi) = P \frac{\cos (\varphi + \psi)}{\cos \psi}$$

В силу тех условий, что движущая сила P , а также силы P_k и P_r являются периодическими функциями, то и вращающий момент $P_k r$ (r —длина мотыля) будет также изменяться, как по величине, так и по направлению, в зависимости от угла поворота мотыля. Изменение величины вращающего момента вызывает неравномерность вращения двигателя. Таким образом, вращение вала будет периодически неравномерным. Мерой неравномерности при установившемся режиме работы двигателя принято считать отношение разности между наибольшим и наименьшим значениями угловой скорости вращения вала к средней ее величине

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_0}$$

Это отношение называется степенью или коэффициентом неравномерности.

Для удовлетворительной работы двигателя практика выработала нормы пределов неравномерности, вращения, каковы и приведены в табл. 31, в зависимости от назначения двигателя.

Таблица 31

Тип и назначение двигателя	Степень неравномерности
Судовые двигатели, работающие непосредственно на гребной винт	$\frac{1}{20} \div \frac{1}{50}$
Судовые двигатели, работающие через электропередачу	$\frac{1}{100}$
Вспомогательные двигатели, приводящие:	
а) насосы, компрессоры и т. д.	$\frac{1}{30} \div \frac{1}{40}$
б) динамо постоянного тока при непосредственном соединении	$\frac{1}{100} \div \frac{1}{120}$
в) динамо трехфазного тока при непосредственном соединении	$\frac{1}{175} \div \frac{1}{200}$
г) динамо трехфазного тока при параллельной работе	$\frac{1}{250} \div \frac{1}{300}$

При изучении вопроса о неравномерности вращения двигателя предполагается, что вся система вращающихся масс является неизменяющимся твердым телом и все элементы шатунного механизма абсолютно жесткими. В этом случае представляется возможным применить уравнение движения тела, вращающегося около неподвижной оси.

$$\mathfrak{M} = J \frac{d^2\varphi}{dt^2} = J \frac{d\omega}{dt} \dots \dots \dots (136)$$

где $\mathfrak{M}$ — вращающий момент всех действующих сил;

J — момент инерции массы всех движущихся частей шатунного механизма, приведенной к пальцу мотыля;

ω — угловая скорость вращения;

$\frac{d\omega}{dt}$ — угловое ускорение.

Таким образом, вращение двигателя будет определяться одним параметром

φ — углом поворота мотыля.

Приведенной массой будем называть массу, сосредоточенную в пальце мотыля и обладающую живой силой всей системы прямолинейно и вращательно движущихся частей двигателя. Напишем уравнение (136) в виде

$$\frac{\mathfrak{M}}{J} = \frac{d\omega}{dt}$$

При увеличении значения J , величина углового ускорения уменьшается и вращение двигателя делается более равномерным. Для достижения требуемой степени неравномерности, двигатель снабжается маховиком с большим моментом инерции. Назначение маховика — аккумулировать избыток работы во время хода расширения (рабочий ход) и отдавать таковую за остальной период трех нерабочих ходов поршня (для одноцилиндрового четырехтактного двигателя).

Обозначим: p_k кг/см² — касательная сила, отнесенная к 1 см² площади поршня рабочего цилиндра (величина переменная, зависящая от угла φ поворота мотыля); P_k — полное касательное усилие в кг; F — площадь поршня в см²; r — длина мотыля в см. Пользуясь принятыми обозначениями, представим вращающий момент в виде

$$\begin{aligned} \mathfrak{M} &= P_k r = p_k F r \\ \frac{d\omega}{dt} &= \frac{d\omega}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi} \omega \\ F r p_k d\varphi &= J \omega d\omega \end{aligned}$$

Полученное выражение будем интегрировать в пределах от $\omega_{\min}$ до $\omega_{\max}$, соответственно углам поворота мотыля φ_1 и φ_2

$$Fr \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_k d\varphi = J \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} \omega d\omega = J \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} \dots \dots \dots (137)$$

Среднее значение угловой скорости вращения вала при числе оборотов n в минуту

$$\omega_0 = \frac{\pi n}{30} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \cdot \frac{1}{\text{сек.}}$$

Преобразуем выражение

$$\frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = \frac{(\omega_{\max} + \omega_{\min})(\omega_{\max} - \omega_{\min})}{2} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_0} \omega_0^2 = \delta \omega_0^2$$

Обозначим

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_k d\varphi = K \dots \dots \dots (138)$$

$$FrK = A_c \text{ кгсм} \dots \dots \dots (139)$$

Подставляя полученные значения в выражение (137), определим

$$J = \frac{A_c}{\delta \omega_0^2} \text{ кгсмсек.}^2 \dots \dots \dots (140)$$

Получаем основное уравнение для определения необходимого момента инерции массы всех движущихся частей, приведенной к пальцу мотыля, при заданной величине степени неравномерности. Значения F , r и ω_0 известны, величина K определяется графически, при помощи построения диаграммы касательных усилий.

Подставим в выражение (140) значение момента инерции массы движущихся частей всех рабочих цилиндров, приведенной к расстоянию R от оси вала

$$J = MR^2 = \frac{G}{g} \cdot \frac{d^2}{4} = \frac{A_c}{\delta \omega_0^2} \text{ кгсмсек.}^2$$

$$Gd^2 = \frac{4gA_c}{\delta \omega_0^2} \text{ кгсм}^2; \quad d = 2R$$

Получаем значение „махового момента“, создаваемого движущимися частями двигателя весом G кг. Величина A_c представляет собой избыточную работу движущих сил, аккумулируемую движущимися частями, связанными с валом (включая маховик), и отдаваемую в моменты, когда имеется избыток работы сил сопротивления. Для того чтобы получить значение Gd^2 в кгм^2 , следует подставить ускорение силы тяжести g в м/сек.^2 и ввести переходной множитель 10^{-2}

$$Gd^2 = 10^{-2} \frac{4gA_c}{\delta \omega_0^2} = 10^{-2} \frac{4gA_c}{\delta \left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2} = \frac{3600A}{\delta n^2} \text{ кгм}^2 \dots \dots \dots (141)$$

$$\frac{g}{\pi^2} \simeq 1; \quad A = 10^{-2} A_c \text{ кгм}$$

Для подсчета махового момента необходимо построить диаграмму касательных усилий, для всех рабочих и вспомогательных цилиндров двигателя, из которой и определяется величина A_c . Если не принимать во внимание веса движущихся частей двигателя, то по формуле (141) может быть определен маховой момент маховика, необходимый для получения заданной степени неравномерности δ . В этом случае G будет вес обода маховика, а $R = \frac{d}{2}$ — расстояние от оси вала до центра тяжести сечения обода. Предварительная оценка махового момента может быть произведена по приближенным формулам.

Для бескомпрессорных дизелей Засс оценивает значение Gd^2 по формуле

$$Gd^2 = \frac{kN_i}{\delta n^2} \text{ кгм}^2$$

Таблица 32

Число цилиндров	Четырехтактные двигатели	Двухтактные двигатели	
		простого действия	двойного действия
1	51 · 10 ³	21 · 10 ³	6 · 10 ³
2	21 · 10 ³	9,6 · 10 ³	—
3	12,5 · 10 ³	4 · 10 ³	1,1 · 10 ³
4	2,7 · 10 ³	1,8 · 10 ³	1,0 · 10 ³
5	4,8 · 10 ³	0,7 · 10 ³	0,23 · 10 ³
6	1,6 · 10 ³	0,41 · 10 ³	0,28 · 10 ³
7	2,14 · 10 ³	—	—
8	1,45 · 10 ³	—	—

§ 54. Построение диаграммы касательных усилий

Для построения диаграммы касательных усилий необходимо определить величину равнодействующей всех сил, действующих на шатунный механизм, в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Равнодействующая всех действующих сил будет складываться из сил внешних (давления газа на поршень и вес частей) и сил инерции движущихся частей механизма. Давление газа на поршень, в зависимости от его положения, определяется по индикаторной диаграмме. Для удобства построения индикаторную диаграмму, изображенную на рис. 75, разворачивают, как это показано на рис. 76. За ось абсцисс принимается атмосферная линия. При построении диаграммы касательных усилий вес движущихся частей рабочего цилиндра относят к 1 см² площади поршня. Ввиду малого влияния веса, таковой учитывается лишь для поступательно движущихся частей рабочего цилиндра. Действие веса заключается в том, что при ходе поршня вниз силы веса помогают движению (для вертикальных двигателей) и при обратном

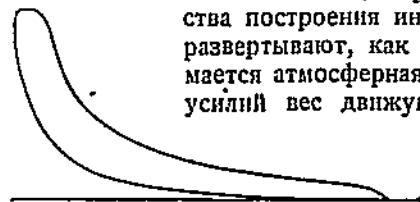


Рис. 75.

ходе противодействуют. Вес движущихся частей подсчитывается по чертежам двигателя. Для предварительных расчетов вес поступательно движущихся частей (вес поршня, штока, крестков и 0,4 веса шатуна) двигателей Дизеля, отнесенный к 1 л рабочего объема цилиндра (V_h), может быть принят в пределах: для двигателей тронкового типа 5—7 кг/л, для двигателей крестковидного типа 10—

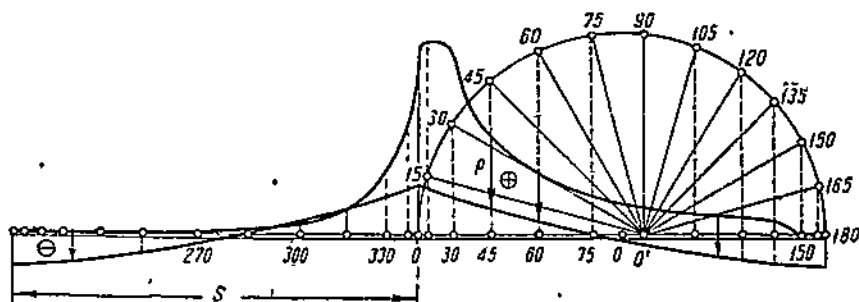


Рис. 76.

16 кг/л. Для компрессоров со ступенчатым поршнем вес поступательно движущихся частей на 1 л рабочего объема ЦНД может быть принят от 6 до 10 кг/л и для продувочных насосов 1—2 кг/л. Ниже приводится вес поступательно движущихся частей двигателей различных типов,¹ отнесенный к 1 см² площади поршня, и в табл. 34 помещены весовые данные построенных двигателей.

¹ Вес поступательно движущихся частей одного цилиндра.

Вес поступательно движущихся частей на 1 см² площади поршня

Тип двигателя	$\frac{G}{F}$ кг/см ²	
	четырехтактные	двухтактные
Двигатели Дизеля		
Трехлопастного типа быстроходные	0,22 ÷ 0,26	
Трехлопастного типа тихоходные с алюминиевым поршнем	0,09 ÷ 0,10	
Трехлопастного типа тихоходные	0,32 ÷ 0,45	0,24 ÷ 0,30
С кривокопфом быстроходные	—	0,25 ÷ 0,30
Тихоходные	—	0,80 ÷ 0,90
Двойного действия тихоходные	—	0,90 ÷ 1,10
Двигатели быстрого сгорания		
Бензиновые	0,02 ÷ 0,03	
Нефтяные		0,20 ÷ 0,30

Оценивая вес поступательно движущихся частей рабочего цилиндра на основании вышеприведенных данных и относя его к 1 см² площади поршня, определим ординату линии веса (рис. 76). Линия веса, проводится параллельно оси абсцисс и ниже ее на расстоянии $\frac{G}{F}$ в масштабе ординат диаграммы. Масштаб ординат диаграммы — 1 см чертежа соответствует a кг/см².

Таблица 34

Тип двигателя	$D \times S \times Z$	число оборотов	Эффективная мощность	Вес, отнесенный к 1 см ² площади поршня		
				поршень	шатун	поступательно движущиеся части
Четырехтактный бескомпрессорный	450 × 420 × 6	425	1100	0,189	0,182	0,263
Четырехтактный бескомпрессорный	580 × 840 × 6	170	1300	0,298	0,346	0,436
Четырехтактный бескомпрессорный	345 × 500 × 6	230	380	0,177	0,244	0,342
Четырехтактный бескомпрессорный	425 × 600 × 6	185	600	0,231	0,280	0,344
Четырехтактный бескомпрессорный	280 × 380 × 8	450	500	0,057	0,084	0,096 ¹
Четырехтактный бескомпрессорный	490 × 480 × 10	465	2700	0,170	0,128	0,220
Четырехтактный компрессорный	330 × 380 × 4	350	250	0,164	0,186	0,240
Двухтактный компрессорный	320 × 350 × 6	350	550	0,137	0,125	0,187
Двухтактный компрессорный	650 × 860 × 6	115	2200	0,317	0,519	0,880
Двухтактный двойного действия	600 × 900 × 6	110	2960	0,283	0,604	—
Двухтактный простого действия	290 × 500 × 6	300	600	0,230	0,158	0,290

Вес вращающихся частей двигателя обычно составляет от 0,75 до 1,0 от веса поступательно движущихся частей.

Сила инерции поступательно движущихся частей, согласно основному уравнению динамики, равняется произведению массы этих частей, умноженной на ускорение поршня, взятое с обратным знаком. Направление сил инерции противоположно направлению ускорения, вследствие чего силы инерции в начале каждого хода поршня противодействуют движению и в конце помогают. Движущиеся части шатунного механизма состоят из системы: поршня со штоком и ползуном, имеющих прямолинейное движение, мотыля, вращающегося около оси, и шатуна, совершающего сложное движение. При рассмотрении сил инерции движущихся частей механизма будем считать, что в поступательном движении участвует масса поршня, штока, ползуна и $\frac{L-l}{L} \approx 0,4$ массы шатуна, где L — длина шатуна; l — расстояние центра тяжести шатуна от верхней головки.

¹ Поршень алюминиевый.

Во вращательном движении вокруг неподвижной оси участвует масса мотыля и $\frac{l}{L} \approx 0,6$ массы шатуна.

Введем обозначения: G_1 — вес поступательно движущихся частей $+0,4$ веса шатуна; вес тех же частей, отнесенный к 1 см^2 площади поршня $q = \frac{G_1}{F} \text{ кг/см}^2$ (F — площадь поршня в см^2); масса поступательно движущихся частей, отнесенная к 1 см^2 площади поршня, выразится

$$m_1 = \frac{q}{g} = \frac{q}{981} \frac{\text{кгсек}^2}{\text{см}^2}$$

Ускорение поршня в зависимости от угла φ поворота мотыля

$$a = r\omega_0^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \text{ см/сек}^2$$

Сила инерции поступательно движущихся масс, отнесенная к 1 см^2 площади поршня

$$\pm m_1 r\omega_0^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \text{ кг/см}^2$$

где $\lambda = \frac{r}{L}$ — отношение длины мотыля к длине шатуна;

Таблица 35

Тип двигателя	Значения λ
Двигатели Дизеля	
Тронковые тихоходные	$\frac{1}{5} \div \frac{1}{4,8}$
Тронковые быстроходные	$\frac{1}{4,5} \div \frac{1}{4,8}$
Тронковые очень быстроходные	$\frac{1}{4} \div \frac{1}{4,3}$
Крейцкопфные тихоходные	$\frac{1}{4,0} \div \frac{1}{4,5}$
Двигатели быстрого сгорания	
Бензиновые	$\frac{1}{3,2} \div \frac{1}{4}$
Нефтяные	$\frac{1}{4,5} \div \frac{1}{5}$

ω_0 — средняя угловая скорость вращения вала. Значения λ для двигателей различных типов приведены в табл. 35.

Построение кривой силы инерции производится графически по способу Толле, аналогично рис. 73. Для удобства построения принимаются те же масштабы, что и для развернутой диаграммы (рис. 76). Расстояние между крайними ординатами кривой равняется $2r = S$ — ходу поршня в масштабе абсцисс рис. 76. Из точки A откладывается по оси ординат вверх величина

$$AC = -m_1\omega_0^2 r - m_1\omega_0^2 r\lambda \text{ кг/см}^2$$

в масштабе ординат рис. 76 и из точки B вниз

$$BD = m_1\omega_0^2 r - m_1\omega_0^2 r\lambda \text{ кг/см}^2$$

Точки C и D соединяются прямой линией.

Из точки пересечения линии CD с осью абсцисс откладывается по вертикали вниз отрезок EF

$$EF = 3m_1\omega_0^2 r\lambda \text{ кг/см}^2$$

Дальнейшее построение производится тем же способом, что и для кривой ускорения поршня.

При указанном построении силы инерции, противодействующие движению поршня (со знаком минус), откладываются вверх и помогающие движению поршня откладываются вниз. Это делается для удобства графического суммирования сил, действующих на поршень. Построение указанной кривой может быть произведено непосредственно на рис. 76, при условии, что величины AC и BD будут откладываться от линии веса, что позволяет непосредственно суммировать все действующие силы и графически определять равнодействующую. Если построение кривой сил инерции произведено на отдельном чертеже, то таковую следует перенести на рис. 76 (ординаты кривой в масштабе давлений откладываются от линии веса). При указанном построении равнодействующая всех действующих сил, отнесенная к 1 см^2 площади поршня, будет равна (для каждого положения поршня) величине отрезка прямой между кривой давления газа и кривой сил инерции. Если направление равнодействующей силы совпадает с направлением движения

поршня, то таковая считается положительной. Для того чтобы перейти к построению кривой касательных усилий (рис. 77), необходимо определить по развернутой диаграмме величину p равнодействующей всех сил, действующих на поршень в зависимости от угла поворота мотыля. Для этой цели воспользуемся бицентральной диаграммой проф. Брикса, которая дает возможность, с достаточной точностью и учетом косвенного влияния конечной длины шатуна, найти положения поршня при различных углах φ поворота мотыля. Опишем полуокружность радиусом $r = \frac{S}{2}$ в масштабе чертежа (рис. 76) и для учета косвенного влияния шатуна отложим от центра O по направлению движения поршня поправку

$$OO' = \frac{r^2}{2L}$$

в масштабе чертежа. Из точки O' проводятся лучи до пересечения с полуокружностью. Угол между двумя смежными лучами принимается в 15° . Проектируя точки пересечения лучей с полуокружностью на ось абсцисс, определим положения поршня при повороте мотыля на соответствующие равные углы (15°) от в.м.т. до н.м.т.

Указанное построение может быть произведено на одном из участков диаграммы (рис. 76), после чего полученные деления в градусах распространяются

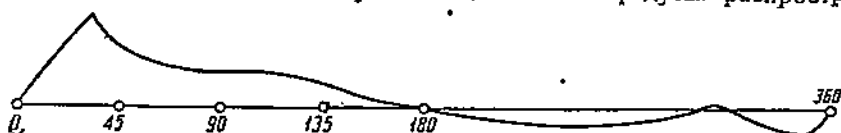


Рис. 77.

на все участки диаграммы, имея в виду, что на участках, соответствующих периодам сжатия и выталкивания, поправку OO' следует откладывать от центра O влево.

Если на 1 см^2 площади поршня действует равнодействующая сила p , то аналогично формулам § 53 будем иметь силу, действующую по шатуну

$$p_m = \frac{p}{\cos \psi} \text{ кг/см}^2 \quad (142)$$

касательную силу

$$p_k = p \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi} \text{ кг/см}^2 \quad (143)$$

радиальную силу

$$p_r = p \frac{\cos(\varphi + \psi)}{\cos \psi} \text{ кг/см}^2 \quad (144)$$

$$\sin \psi = \lambda \sin \varphi \quad (145)$$

Определяя по диаграмме рис. 76 величину p в зависимости от угла φ поворота мотыля и пользуясь формулой (143) и табл. 36 для выбранного значения λ , найдем величину p_k для того же положения мотыля.

При пользовании коэффициентами таблицы следует иметь в виду, что 0° соответствует положению мотыля в в.м.т. Полученные значения p_k в принятом масштабе откладываются по оси ординат рис. 77, соответственно значениям φ , каковые откладываются по оси абсцисс.

Масштаб для оси абсцисс: 1 см чертежа соответствуют углу поворота мотыля $\varphi = 15^\circ$. Знак полученной величины p_k определяется направлением силы p ; если таковая совпадает с направлением движения поршня, то сила p_k считается положительной (силы движущие), в противном случае сила p_k будет отрицательной (силы сопротивления). Положительные значения откладываются вверх по оси ординат и отрицательные вниз. Соединяя полученные точки плавной кривой, построим кривую изменений касательных сил для одного рабочего цилиндра за полный период рабочего цикла (для двухтактных двигателей период изменений касательных усилий — один оборот мотыля или 360° , для четырехтактных двигателей — два оборота мотыля или 720°). Полученная площадь диаграммы должна равняться площади индикаторной диаграммы. Силы инерции движущихся частей

	$\lambda \backslash \varphi^\circ$	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
		360°	345°	330°	315°	300°	285°	270°
$\frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi}$	$\frac{1}{4}$	0	0,322	0,609	0,834	0,977	1,030	1,000
	$\frac{1}{4,3}$	0	0,317	0,598	0,825	0,969	1,026	1,000
	$\frac{1}{4,5}$	0	0,315	0,596	0,819	0,964	1,023	1,000
	$\frac{1}{5}$	0	0,309	0,585	0,808	0,954	1,021	1,000
$\frac{\cos(\varphi + \psi)}{\cos \psi}$	$\frac{1}{4}$	1,0	0,949	0,803	0,580	0,308	0,018	—0,258
	$\frac{1}{4,3}$	1,0	0,950	0,808	0,589	0,322	0,036	—0,239
	$\frac{1}{4,5}$	1,0	0,951	0,810	0,595	0,332	0,048	—0,228
	$\frac{1}{5}$	1,0	0,952	0,816	0,606	0,348	0,069	—0,204
	$\lambda \backslash \varphi^\circ$	105°	120°	135°	150°	165°	180°	
		255°	240°	225°	210°	195°		
$\frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi}$	$\frac{1}{4}$	0,902	0,755	0,580	0,391	0,196	0	
	$\frac{1}{4,3}$	0,906	0,763	0,589	0,396	0,201	0	
	$\frac{1}{4,5}$	0,910	0,767	0,595	0,404	0,203	0	
	$\frac{1}{5}$	0,915	0,780	0,605	0,415	0,208	0	
$\frac{\cos(\varphi + \psi)}{\cos \psi}$	$\frac{1}{4}$	—0,499	—0,692	—0,834	—0,929	—0,983	—1,0	
	$\frac{1}{4,3}$	—0,482	—0,678	—0,825	—0,919	—0,982	—1,0	
	$\frac{1}{4,5}$	—0,470	—0,688	—0,819	—0,921	—0,981	—1,0	
	$\frac{1}{5}$	—0,449	—0,652	—0,808	—0,916	—0,979	—1,0	

изменяют лишь форму, но не площадь диаграммы, так как их работа за полный рабочий цикл равна нулю. Наибольшее значение p_k для бескомпрессорных дизелей получается при $\varphi = 20 \div 26^\circ$ и для компрессорных при $\varphi = 32 \div 36^\circ$.

Диаграмма касательных усилий для многоцилиндровых двигателей будет представлять собой суммарную кривую касательных усилий от всех рабочих цилиндров. Складывая алгебраически ординаты кривых касательных усилий для каждого цилиндра, сдвинутых по отношению друг к другу на угол φ_0 поворота мотыля между двумя последующими вспышками, найдем суммарную кривую касательных усилий от всех рабочих цилиндров. На рис. 78 показана суммарная диаграмма для шестицилиндрового двухтактного дизеля и на рис. 79 — для такого же четырехцилиндрового двигателя.

Для достижения более равномерного вращения вала двигателя угол поворота мотыля между двумя последующими вспышками принимают равным

$$\varphi_0 = \frac{360^\circ}{i}$$

где i — число рабочих ходов поршня во всех цилиндрах двигателя за один оборот мотыля. Для четырехтактных двигателей $i = \frac{1}{2}z$ и для двухтактных $i = z$, где z — число цилиндров.

Для удобства построения суммарной диаграммы следует разделить основание диаграммы, рис. 77 на участки, соответствующие углу поворота мотыля φ_0 . Каждый из полученных участков в свою очередь делится на равные отрезки, которые и нумеруются. Складывая алгебраически ординаты кривой для абсцисс с одним и тем же номером, получим ординаты суммарной кривой для угла φ_0 . Суммарная кривая касательных усилий от всех рабочих цилиндров представляет собой периодическую функцию, с периодом изменения, равным углу φ_0 . Для последующих значений φ кривая будет иметь тот же характер.

Для построения диаграммы касательных усилий всего двигателя необходимо учесть влияние цилиндров компрессора и продувочного насоса. Эти построения выполняются аналогичным способом. Складывая алгебраически величины касательных усилий рабочих и вспомогательных цилиндров, при различных значениях угла поворота мотыля, определим ординаты совокупной диаграммы касательных усилий для всего двигателя.

После построения совокупной диаграммы, на таковую наносится линия сопротивления (сопротивление гребного винта), предполагая, что оно остается постоянным за весь период рабочего процесса двигателя. В этом случае линия сопротивления будет параллельна оси абсцисс. Полную величину равнодейству-

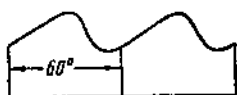


Рис. 78.

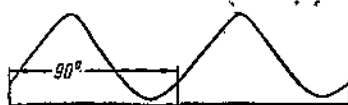


Рис. 79.

ющей сил сопротивлений относят к 1 см^2 площади поршня и считают ее приложенной к шейке мотыля рабочего цилиндра. Величина постоянной силы сопротивления при установившемся режиме работы двигателя определяется из условий равенства полезной работы и работы сил сопротивлений.

Индикаторная работа двигателя за один оборот мотыля выразится формулой

$$10^{-2} \frac{\pi D^3}{4} S p_i i = V_h p_i i 10^{-2} \text{ кгм}$$

где V_h — объем, описываемый поршнем рабочего цилиндра за один ход, в см^3 .

Работа сил сопротивлений за один оборот мотыля

$$\frac{\pi D^3}{4} t_c \pi S 10^{-2} = V_h \pi t_c 10^{-2} \text{ кгм}$$

где t_c — величина касательного усилия от сопротивления, отнесенного к 1 см^2 площади поршня и шейки мотыля рабочего цилиндра.

Для двигателей быстрого сгорания и бескомпрессорных дизелей, а также для дизелей компрессорных, если не принимать во внимание вспомогательных цилиндров, значение t_c может быть определено из соотношения

$$V_h p_i i 10^{-2} = V_h \pi t_c 10^{-2} \\ t_c = \frac{p_i i}{\pi} \text{ кг/см}^2 \dots \dots \dots (146)$$

Значение t_c в масштабе чертежа должно равняться средней ординате суммарной диаграммы касательных усилий для всех рабочих цилиндров. Для получения величины средней ординаты касательных усилий (значение t_c в масштабе чертежа) можно воспользоваться планиметром. Определим сумму положительных площадок, лежащих над осью абсцисс, и сумму отрицательных площадок, лежащих под осью абсцисс. Находя разность полученных сумм площадок в см^2 и разделив ее на основание диаграммы в см, определим значение t_c в масштабе чертежа.

На рис. 80 показана развернутая индикаторная диаграмма четырехтактного компрессорного дизеля и на рис. 81 приведена кривая касательных сил для одного цилиндра. На рис. 82 пунктиром показана суммарная кривая касательных сил рабочих цилиндров шестицилиндрового компрессорного четырехтактного дизеля и сплошной линией — совокупная диаграмма рабочих и вспомогательных цилиндров.

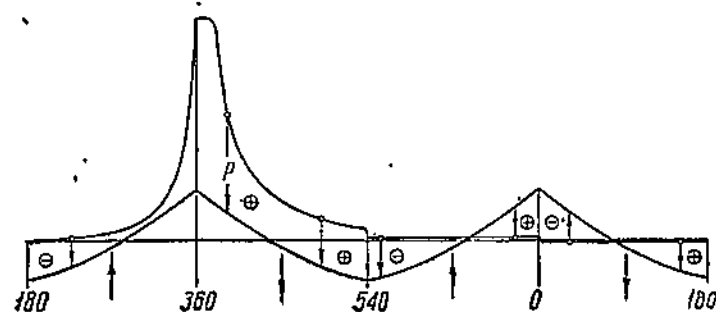


Рис. 80.

Линия сопротивления пересекает совокупную кривую касательных усилий (рис. 82) и образует площадки F_1, F_2, F_3 и т. д. Площадки, лежащие над линией сопротивления, представляют собой величины, пропорциональные избытку работы движущих сил, и считаются положительными. Пло-

щадки под линией сопротивления считаются отрицательными, так как они соответствуют недостатку работы. Избыток работы идет на увеличение живой силы движущихся частей и на увеличение скорости вращения, соответственно — недостаток работы вызывает замедление вращения.

Наибольшее и наименьшее колебание угловой скорости вращения вала получается при тех углах поворота мотыля, где алгебраическая сумма положительных и отрицательных площадок F_1, F_2, F_3 и т. д. достигает наибольшей и наименьшей величины.

При установившемся режиме работы двигателя избыток работы движущих сил за один рабочий цикл будет равен недостатку работы, т. е. сумма положительных площадок должна равняться сумме отрицательных площадок. Значение интеграла K (формула 138) при вышеуказанном построении будет представлять собой алгебраическую разность между наибольшим положительным и наибольшим отрицательным значениями алгебраических сумм из ряда площадок совокупной диаграммы касательных усилий: $F_1, F_1 + F_2, F_1 + F_2 + F_3$ и т. д. (площадки F следует умножать на масштаб площади диаграммы). Установим масштаб площади суммарной диаграммы касательных усилий:

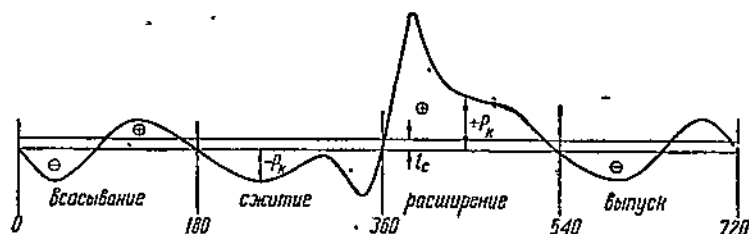


Рис. 81.

сумма положительных площадок должна равняться сумме отрицательных площадок. Значение интеграла K (формула 138) при вышеуказанном построении будет представлять собой алгебраическую разность между наибольшим положительным и наибольшим отрицательным значениями алгебраических сумм из ряда площадок совокупной диаграммы касательных усилий: $F_1, F_1 + F_2, F_1 + F_2 + F_3$ и т. д. (площадки F следует умножать на масштаб площади диаграммы). Установим масштаб площади суммарной диаграммы касательных усилий:

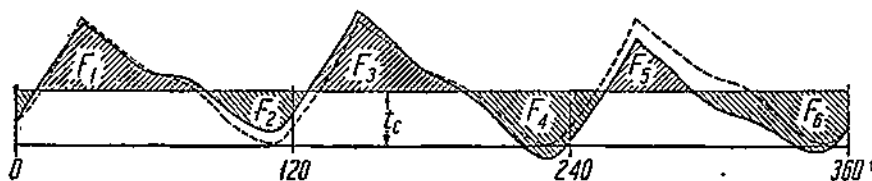


Рис. 82.

Масштаб для оси абсцисс: $1 \text{ см} — 15^\circ — \frac{15\pi}{180}$, для оси ординат: $1 \text{ см} — a \text{ кг/см}^2$, 1 см^2 площади соответствует

$$C = \frac{15a\pi}{1180} \text{ кг/см}^2$$

Предположим, что наибольшее положительное значение из всех алгебраических сумм равняется F' см² и наибольшее отрицательное значение сумм $F''=0$; при этом условии будем иметь

$$K=(F'-F'') C=F' C \text{ кг/см}^2.$$

Если не принимать во внимание влияние цилиндров компрессора и продувочного насоса, то суммирование площадок F_1, F_2, F_3 и т. д. по суммарной диаграмме касательных усилий для рабочих цилиндров производится лишь на участке диаграммы, соответствующем углу φ_0 поворота вала между двумя последующими вспышками. При указанном построении величин K будет пропорциональна избыточной работе движущих сил за полный период изменения суммарных касательных усилий. Если по оси ординат диаграммы откладывать полное касательное усилие $P_k = \frac{\pi D^2}{4} p_k$ в кг, а по оси абсцисс путь, проходимый шейкой мотыля, в м, то площадь диаграммы будет соответствовать работе в кгм. В этом случае величина $A_c = FrK$ будет равна избыточной работе движущих сил, которая поглощается маховиком и вращающимися частями двигателя. Подставляя полученное значение A_c кгсм в формулу (140), определим необходимый момент инерции массы всех движущихся частей, приведенной к шейке мотыля при заданной степени неравномерности

$$J = \frac{A_c}{\omega_0^2} \text{ кгсмсек}^2$$

Вычитая из полученного значения J величину J_1 момента инерции массы движущихся частей двигателя (без маховика), определим необходимый момент инерции махового колеса

$$J_2 = J - J_1$$

Задавшись диаметром маховика и выбрав форму сечения обода, определим вес обода маховика

$$J_2 = \frac{d^2}{4} M = \frac{1}{4g} G d^2 \text{ кгсмсек}^2$$

$$G = \frac{4gJ_2}{d^2} \text{ кг}$$

где M и G — масса и вес обода маховика;

$\frac{d}{2}$ — расстояние от оси вала до центра тяжести сечения обода;

g — ускорение силы тяжести в см/сек².

Маховой момент, создаваемый маховиком

$$Gd^2 = 4gJ_2 \text{ кгсм}^2$$

Учитывая влияние массы спиц или диска, вес обода маховика может быть принят

$$G_0 = (0,7 \div 0,9) G$$

Полный вес маховика в среднем составляет

$$G' = (1,4 \div 1,6) G_0$$

Диаметр маховика выбирают с таким расчетом, чтобы окружная скорость на внешней стороне обода не превышала 25—30 м/сек. для чугуна и 35—40 м/сек. для стальной отливки.

Маховики судовых двигателей обычно получают меньшую окружную скорость, так как низкое расположение вала двигателя не позволяет ставить маховик большого диаметра.

Момент инерции J_1 , приведенной к шейке мотыля массы всех прямолинейно и вращательно движущихся частей двигателя, состоит из моментов инерции: вала со щеками, противовесами и мотылевыми шейками, вращающихся частей шатунов и половины массы поступательно-движущихся частей, сосредоточенной в шейке мотыля.

РАЗМЕРЫ И ВЕС МАХОВИКОВ

Завод	Марка	Тип	N_e л. с.	$D \times S \times Z$	n	δ	Размеры		Вес кг
							диаметр в мм	ширина обода в мм	
Харьковский завод		Двухтактный . . .	470	470 × 630 × 4	250	1/120	2350	420	4180
М. А. Н.	6БК-43	Четырехтактный	240	290 × 430 × 6	245	1/45	1500	235	1470
М. А. Н.	6БС-70	Четырехтактный	820	480 × 700 × 6	170	1/45	1560	500	3800
М. А. Н.	84ГР-6	Четырехтактный	1300	580 × 840 × 6	167	1/45	2600	450	8500
М. А. Н.	60ГРС-6	Четырехтактный	600	425 × 600 × 6	185	1/45	2000	400	3580
М. А. Н.	6БК-43	Четырехтактный	300	290 × 430 × 6	300	1/300	2900	270	5650
М. А. Н.	3БК-43	Четырехтактный	165	290 × 430 × 3	310	1/100	2000	450	3800
Зульцер	4-S-68	Двухтактный . . .	1800	680 × 1200 × 4	100	1/30	2200	—	12600
„	4-S-47	Двухтактный . . .	800	470 × 820 × 4	135	1/25	1780	420	2450
„	6SN-48	Двухтактный . . .	1500	480 × 900 × 6	150	1/50	1800	400	2500
М. А. Н.	К-6-Ц	Двухтактный . . .	1400	540 × 900 × 6	110	1/25	2200	550	7680
„Русский Дизель“	РД-2400	Двухтактный . . .	2200	650 × 860 × 6	115	1/30	2300	500	8630
М. А. Н.		Двухтактный . . .	1400	600 × 1000 × 4	120	1/25	2100	—	6300
М. А. Н.		Двухтактный . . .	2100	600 × 1000 × 6	120	—	2100	350	2700

Моменты инерции массы движущихся частей могут быть определены по чертежам этих деталей. Для предварительного подсчета приведенной массы поступательно-движущихся и вращающихся частей двигателя можно руководствоваться ниже приведенными формулами проф. Гельда.

Для двигателей Дизеля тронкового типа

$$J_1 \approx 2M_n r^2$$

Для двигателей крейцкопфного типа

$$J_1 \approx (1,4 \div 1,0) M_n r^2$$

где M_n — масса поступательно-движущихся частей всех рабочих цилиндров кгсек²/см²;
 r см — длина мотыля рабочего цилиндра.

В табл. 37 приведены размеры и весовые данные маховиков построенных двигателей.

§ 55. Уравновешивание двигателя

При работе двигателя в движущихся его частях возникают силы инерции, каковые влияют на равномерность вращения вала, вызывают дополнительные напряжения в отдельных деталях двигателя и, передаваясь станине и раме, вызывают сотрясение фундамента. Наибольшее влияние на колебания фундамента оказывают силы инерции поступательно-движущихся частей, так как их вес и массы имеют доминирующее значение. Для выяснения влияния сил инерции рассмотрим силы, действующие в двигателе.

На поршень рабочего цилиндра действует сила P_z от давления газа. Такое же усилие P_z' будет восприниматься крышкой цилиндра и при помощи соединительных болтов сила P_z' передается цилиндру, станине и раме с подшипниками. Если предположить, что силы инерции в движущихся частях механизма отсутствуют, то силы P_z и P_z' в каждый момент времени были бы равны по величине, но противоположны по направлению. Следовательно, в этом случае действие сил вызывало бы лишь изгиб вала и рамы и не влияло на нагрузку фундамента. В действительности при работе двигателя возникают силы инерции, каковые слагаются из сил инерции поступательно-движущихся масс (масса поршня, штока, крейцкопфа и $\approx 0,4$ массы шатуна) и эксцентрично вращающихся масс (масса шейки мотыля, шек, противовесов и $\approx 0,6$ массы шатуна). Введем обозначения:

m кгсек²/см — масса поступательно-движущихся частей для одного цилиндра;

a см/сек² — ускорение поршня в зависимости от его положения или от угла поворота мотыля.

При указанных обозначениях, сила инерции поступательно-движущихся частей будет равна $P_u = -ma$ кг. Суммарное действие силы инерции и давления газа на поршень составляет $P_z \pm P_u$. Вследствие влияния силы инерции равновесие сил P_z и P_z' будет нарушено $P_z' \leq P_z \pm P_u$.

Неуравновешенная сила $\pm P_u$, действуя по оси цилиндра, изменяется периодически как по величине, так и направлению.

Действие сил инерции поступательно-движущихся частей заключается в том, что в течение некоторого промежутка времени, в зависимости от угла поворота мотыля, они будут стремиться приподнять двигатель и в последующий момент силы инерции будут прижимать раму двигателя к фундаменту. Периодическое изменение нагрузки на фундамент вызывает его колебания.

Выражение для сил инерции поступательно-движущихся частей шатунного механизма можно представить в виде быстро сходящегося ряда

$$P_u = -mr\omega^2 \left(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi - \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\varphi + \dots \right)$$

где $\lambda = \frac{r}{L}$ — отношение длины мотыля к длине шатуна;

φ — угол поворота мотыля.

С достаточной точностью можно отбросить все члены, содержащие λ^3 и высших степеней ввиду их малости

$$P_u = -mr\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Первый член полученного выражения определяет силу инерции поступательно-движущихся частей при бесконечной длине шатуна ($\lambda = \frac{r}{L} = \frac{r}{\infty} = 0$).

Значение $mr\omega^2 \cos \varphi$ за один оборот мотыля достигает наибольшей и наименьшей величины лишь один раз. Это слагаемое называется силой инерции первого порядка. Величины, определяемые членами $\cos 2\varphi$, $\cos 4\varphi$ и т. д., называются силами инерции второго, четвертого и т. д. порядков. Они достигают своего наибольшего значения за период одного оборота мотыля два, четыре и т. д. раза.

Силы инерции первого порядка при $\lambda = 1/4$ будут больше в четыре раза сил инерции второго порядка и в 256 раз больше сил инерции четвертого порядка.

Кроме указанных сил инерции, при вращении двигателя возникают центробежные силы от эксцентрично-вращающихся масс $P_c = m_c r \omega^2$, где m_c — масса эксцентрично-вращающихся частей шатунного механизма, приведенная к шейке мотыля рабочего цилиндра. При равномерном вращении вала ($\omega = \text{const}$), сила P_c имеет постоянную величину. Центробежная сила для каждого цилиндра направлена от оси вала по соответствующему мотылю. Центробежные силы вызывают дополнительную нагрузку в рамовых подшипниках и, передаваясь фундаменту, заставляют его вибрировать. Разлагая центробежную силу от эксцентрично-вращающихся масс каждого шатунного механизма, по направлению оси цилиндра P_v и перпендикулярно к ней P_r (в плоскости вращения мотыля), получим вертикальную $P_v = m_c r \omega^2 \cos \varphi$ и горизонтальную $P_r = m_c r \omega^2 \sin \varphi$. Составляющие центробежной силы P_v и P_r будут силами инерции первого порядка.

Центры тяжести эксцентрично-вращающихся частей мотылевого механизма, вообще говоря, не совпадают с шейкой мотыля. Для удобства вычисления веса или массы их приводят к расстоянию r — длины мотыля от оси вала. Если имеется груз G , вращающийся в расстоянии R от оси вала, то груз G_0 , приведенный к расстоянию r и обладающий такой же центробежной силой, будет равен

$$\frac{G}{g} R \omega^2 = \frac{G_0}{g} r \omega^2; \quad G_0 = G \frac{R}{r}$$

Силы инерции поступательно-движущихся частей многоцилиндрового двигателя действуют по направлению оси каждого цилиндра и создают моменты в вертикальной плоскости (вертикальные моменты). Составляющие центробежных сил каждого цилиндра действуют в параллельных плоскостях, перпендикулярных к оси вала. Вертикальные составляющие центробежных сил соответственно суммируются с силами

инерции поступательно-движущихся частей и горизонтальные составляющие создают моменты в горизонтальной плоскости (горизонтальные моменты).

Моменты сил инерции поступательно-движущихся и эксцентрично-вращающихся частей отдельных цилиндров изменяются по величине и направлению, в зависимости от угла поворота мотылей и стремятся повернуть двигатель в вертикальной и горизонтальной плоскостях, изгибают раму и, передаваясь через соединительные болты фундаменту, вызывают его колебания.

Если представить себе двигатель подвешенным свободно на нити, закрепленной в центре тяжести двигателя, то моменты сил инерции будут лишь вращать его около этого центра, между тем как силы инерции будут стремиться переместить центр тяжести двигателя в вертикальном и горизонтальном направлениях. Моменты сил инерции иногда называют опрокидывающими моментами, так как они стремятся опрокинуть двигатель. Если действие сил рассматривать относительно средней поперечной плоскости двигателя, обычно являющейся плоскостью симметрии, и для определения моментов выбрать центр моментов в точке пересечения указанной плоскости с осью вала, то для n цилиндров будем иметь n моментов первого порядка и столько же моментов второго порядка.

Момент от силы инерции первого порядка

$$m\omega^2 r l \cos \varphi = P_I l \cos \varphi$$

Момент от силы инерции второго порядка

$$m\omega^2 r l \cos 2\varphi = P_{II} l \cos 2\varphi$$

Момент составляющей центробежной силы, действующей в вертикальной плоскости

$$m_{\text{ц}} \omega^2 r l \cos \varphi = P_{\text{ц}} l \cos \varphi$$

в горизонтальной плоскости

$$m_{\text{ц}} \omega^2 r l \sin \varphi = P_{\text{ц}} l \sin \varphi$$

где l — расстояние от оси рассматриваемого цилиндра до плоскости симметрии, перпендикулярной к оси вала;

φ — угол между мотылем и осью того же цилиндра.

Для уравнивания сил инерции и их моментов в многоцилиндровом двигателе необходимо и достаточно выполнить следующие условия: равнодействующие всех сил инерции, действующих в вертикальной и горизонтальной плоскостях, проходящих через ось вала, а также алгебраическая сумма моментов сил инерции относительно выбранного центра, должны равняться нулю.

Для выполнения первого условия необходимо

$$R_I = \sum_{i=1}^{i=n} m_i r_i \omega^2 \cos \varphi_i = \sum_{i=1}^{i=n} P_i \cos \varphi_i = 0 \quad \dots \dots \dots (147)$$

$$R_{II} = \sum_{i=1}^{i=n} m_i r_i \omega^2 \cos 2\varphi_i = \sum_{i=1}^{i=n} P_{II} \cos 2\varphi_i = 0 \quad \dots \dots \dots (148)$$

$$(R_{\text{ц}})_{\text{в}} = \sum_{i=1}^{i=n} m_{\text{ц}i} r_i \omega^2 \cos \varphi_i = \sum_{i=1}^{i=n} P_{\text{ц}} \cos \varphi_i = 0 \quad \dots \dots \dots (149)$$

$$(R_{\text{ц}})_{\text{г}} = \sum_{i=1}^{i=n} m_{\text{ц}i} r_i \omega^2 \sin \varphi_i = \sum_{i=1}^{i=n} P_{\text{ц}} \sin \varphi_i = 0 \quad \dots \dots \dots (150)$$

Для выполнения второго условия необходимо:

$$M_I = \sum_{i=1}^{i=n} m_i r_i \omega^2 l_i \cos \varphi_i = \sum_{i=1}^{i=n} P_i l_i \cos \varphi_i = 0 \quad \dots \dots \dots (151)$$

$$M_{II} = \sum_{i=1}^{i=n} m_i r_i \omega^2 l_i \cos 2\varphi_i = \sum_{i=1}^{i=n} P_{II} l_i \cos 2\varphi_i = 0 \dots \dots (152)$$

$$(M_{II})_n = \sum_{i=1}^{i=n} m_{ni} r_i \omega^2 l_i \cos \varphi_i = \sum_{i=1}^{i=n} P_{ni} l_i \cos \varphi_i = 0 \dots \dots (153)$$

$$(M_{II})_r = \sum_{i=1}^{i=n} m_{ri} r_i \omega^2 l_i \sin \varphi_i = \sum_{i=1}^{i=n} P_{ri} l_i \sin \varphi_i = 0 \dots \dots (154)$$

Выражения (147) и (148) служат для уравнивания сил инерции поступательно движущихся масс и выражения (149) и (150) для масс, имеющих вращательное движение. Совокупность уравнений (147—154) дает все необходимые условия для уравнивания многоцилиндровых двигателей. Формулы, заключающие в себе простые углы φ , дают условия для уравнивания сил и моментов первого порядка и формулы с двойными углами φ — уравнивания сил и моментов второго порядка.

В отношении уравнивания сил инерции и их моментов, все двигатели могут быть разделены на два класса: 1) двигатели, имеющие только рабочие цилиндры (двигатели типа Отто и бескомпрессорные дизели), 2) двигатели, имеющие кроме рабочих цилиндров еще вспомогательные, в количестве от 1 до 3 (четырёх- и двухтактные компрессорные дизели). Степень уравниваемости первого типа двигателей будет зависеть, главным образом, от числа цилиндров и расположения их мотылей, так как веса всех движущихся частей отдельных рабочих цилиндров, а также и расстояния между ними делаются обычно одинаковыми. Угол между мотылями отдельных цилиндров выбирают таким образом, чтобы вращение вала двигателя было наиболее равномерным и вспышки в цилиндрах происходили через определенные равные промежутки времени, или через равные углы поворота коленчатого вала. Последнее условие выполняется, если углы между мотылями принимаются равными

$$\varphi_0 = \frac{360^\circ}{i} \dots \dots \dots (155)$$

где i — число рабочих ходов поршня во всех цилиндрах двигателя за один оборот вала. Ввиду того, что все элементы, определяющие выполнение необходимых условий уравнивания, выбираются из конструктивных соображений и условий равномерности вращения, то и степень уравниваемости двигателей первого типа будет зависеть лишь от числа цилиндров. Чем больше цилиндров, тем лучше может быть уравновешен двигатель.

При уравнивании двигателей, имеющих вспомогательные цилиндры, выбор расстояний l и углов между мотылями вспомогательных цилиндров производится таким образом, чтобы неуравновешенные моменты и силы инерции от движущихся частей рабочих цилиндров были противоположны таковым же от вспомогательных цилиндров; при этом условии уравнивание двигателя в целом улучшается. Если моменты и силы инерции рабочих цилиндров уравниваются, то присоединение к двигателю вспомогательных цилиндров нарушает его уравнивание, так как при малом числе вспомогательных цилиндров достигнуть самостоятельного их уравнивания невозможно. Таким образом, в последнем случае вспомогательные цилиндры ухудшают общее уравнивание двигателя. Для уменьшения вредного влияния вспомогательных цилиндров следует по возможности производить отдельное их уравнивание.

Центробежная сила эксцентрично-вращающихся масс может быть уравновешена противовесом у мотыля. Приведенная масса противовеса должна равняться приведенной массе вращающихся частей одного цилиндра. Если массу противовеса сделать равной массе эксцентрично-вращающихся и поступательно-движущихся частей, то уравнивается и сила инерции первого порядка, но в то же время возникает новая горизонтальная сила инерции, равная по величине силе инерции поступательно-движущихся масс.

Горизонтальная сила инерции возникает вследствие того, что часть массы противовеса, служащая для уравнивания вертикальной силы первого порядка, дает горизонтальную слагающую. Таким образом, с помощью противовеса, вертикальная сила инерции первого порядка изменяет свое направление на 90° . Противовесы создают центробежные силы, следовательно, они могут служить лишь для уравнивания сил инерции первого порядка. Если при работе двигателя выключается из действия один из цилиндров, то степень уравниваемости его не изменяется и лишь степень неравномерности вращения увеличивается.

Работа двигателя с разобраным движением у одного из цилиндров вызывает нарушение как равномерности вращения, так и уравниваемости двигателя. При уравнивании многоцилиндровых двигателей часто применяют графический метод, который позволяет найти все необходимые условия для более полного уравнивания двигателя.

Для пояснения графического метода исследования условий уравнивания двигателей, рассмотрим частный случай уравнивания бескомпрессорного шестицилиндрового двухтактного двигателя Дизеля со следующей последовательностью вспышек в рабочих цилиндрах: 1—5—3—4—2—6. Расположение мотылей и последовательность вспышек для отдельных цилиндров выбираются из следующих соображений: 1) получения наибольшей равномерности вращения вала и достижения наименьших колебаний величины вращающего момента, что выполняется при равномерном чередовании вспышек в отдельных цилиндрах; 2) наилучшего уравнивания двигателя; 3) создания наиболее благоприятных условий для работы

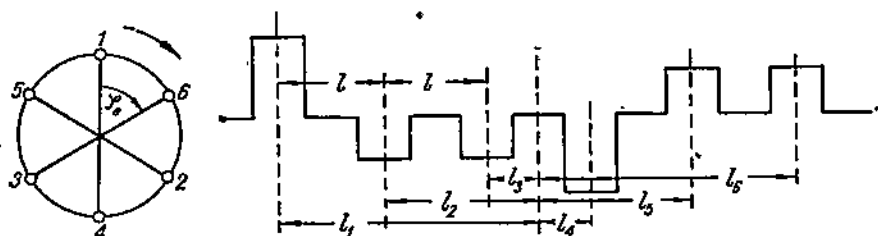


Рис. 83.

рамовых подшипников, что достигается устранением последовательности вспышек в соседних цилиндрах; 4) взаимозаменяемости отдельных частей вала; 5) получения наименьших напряжений в различных частях коленчатого вала.

Для получения наибольшей равномерности вращения вала, вспышки в отдельных цилиндрах должны чередоваться через угол φ_0 поворота вала

$$[\varphi_0 = \frac{360}{i} = \frac{360}{6} = 60^\circ]$$

Для шестицилиндрового двухтактного двигателя $i=6$. Принятое расположение мотылей приведено на рис. 83 (схема XI табл. 38). Двухтактный шестицилиндровый двигатель можно рассматривать как сдвоенные трехцилиндровые двигатели. Коленчатый вал может быть сделан из двух взаимно заменяемых частей. Для принятого расположения мотылей рамовый подшипник между третьим и четвертым цилиндрами нагружен больше других, так как рабочий ход в третьем цилиндре будет совпадать с ходом сжатия в четвертом, что следует иметь в виду при расчете подшипника.

Если возвратиться к рассмотрению выражения 147, то мгновенное значение силы инерции первого порядка от поступательно-движущихся частей для любого цилиндра можно рассматривать как вертикальную проекцию фиктивной центробежной силы массы m , помещенной на расстоянии r от оси вала и вращающейся с угловой скоростью ω по направлению вращения двигателя. Фиктивная центробежная сила $P_1 = m r \omega^2$ направлена по мотылю соответствующего цилиндра образующего угол φ с осью того же цилиндра. Выражение (148) для сил инерции второго порядка, от поступательно-движущихся масс отдельных цилиндров, можно также рассматривать как вертикальную проекцию фикти-

вной центробежной силы массы $\frac{m\lambda}{4}$, помещенной на том же расстоянии r , но вращающейся с угловой скоростью 2ω . Фиктивная центробежная сила $P_{II} = \frac{m\lambda}{4} r (2\omega)^2$ направлена от оси вала под удвоенным углом (2φ) соответствующего мотыля с осью того же цилиндра. Центробежные силы $P_{II} = m_{II} r \omega^2$ всегда направлены по мотылям от центра вала к периферии. Векторы всех действующих инерционных сил P_I , P_{II} и P_{II} для отдельных цилиндров можно перенести в плоскость симметрии (перпендикулярную оси вала), так как все упомянутые силы действуют в параллельных плоскостях, проходящих через оси цилиндров и перпендикулярных оси вала. Для шестицилиндрового двигателя плоскость симметрии будет проходить между третьим и четвертым цилиндрами.

Для того чтобы равнодействующая R_I сил инерции первого порядка от поступательно-движущихся масс всех цилиндров, а также равнодействующая R_{II} центробежных сил равнялись нулю, необходимо, чтобы алгебраические суммы проекций векторов P_I и P_{II} на вертикальную ось также равнялись нулю. Последнее условие выполняется, если силовой многоугольник отдельных сил P_I и P_{II} , направленных по мотылям соответствующих цилиндров, будет замкнут. В противном случае получаются результирующие (замыкающие) векторы R_I и R_{II} , показывающие, что силы инерции первого порядка и центробежные силы для всего двигателя не уравновешены.

Сила R_{II} является действующей при любом положении мотылей, между тем как R_I есть фиктивная сила и действующей силой в действительности будет только ее проекция на вертикальную ось. Очевидно, что наибольшие значения неуравновешенных сил получаются в тот момент, когда векторы R_I и R_{II} имеют вертикальное направление.

Для числового определения векторов P_I и P_{II} воспользуемся следующими данными (для рассматриваемого двигателя тронкового типа).

Прямолинейно-движущиеся части: вес поршня 110 кг; 0,4 веса шатуна — 40 кг; общий вес $G = 150$ кг; масса

$$m = \frac{G}{g} = \frac{150}{981} = 0,152 \text{ кгсек}^2/\text{см}$$

Вращающиеся части: 0,6 веса шатуна — 60 кг; вес пальца мотыля — 27 кг; 0,5 веса щека — 55 кг; общий вес — 142 кг; масса

$$m_{II} = \frac{142}{981} = 0,144 \text{ кгсек}^2/\text{см}$$

Длина мотыля $r = 17,5$ см; отношение длины мотыля к длине шатуна $\lambda = \frac{r}{L} = \frac{1}{4,9}$; число оборотов $n = 350$ в минуту.

Угловая скорость вращения вала

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi 350}{60} = 36,7 \text{ сек.}^{-1}$$

$$P_I = m r \omega^2 = 0,152 \cdot 17,5 \cdot 36,7^2 = 3580 \text{ кг}$$

$$P_{II} = m_{II} r \omega^2 = 0,144 \cdot 17,5 \cdot 36,7^2 = 3400 \text{ кг}$$

$$P_{II} = m r \omega^2 \lambda = 0,152 \cdot 17,5 \cdot 36,7^2 \cdot \frac{1}{4,9} = 730 \text{ кг}$$

На рис. 84 показаны силовые многоугольники для векторов P_I и P_{II} . Стороны многоугольника параллельны соответствующим мотылям и по величине равны фиктивной силе P_I и центробежной силе P_{II} в масштабе чертежа. Оба многоугольника замкнуты, следовательно силы инерции первого порядка и центробежные силы для всего двигателя взаимно уравновешены.

При определении результирующих инерционных сил второго порядка следует иметь в виду, что значения P_{II} для отдельных цилиндров имеют множителем

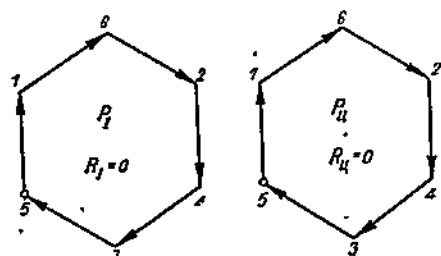


Рис. 84.

$\cos 2\varphi$. Влияние функции $\cos 2\varphi$ может быть учтено новой схемой расположения мотылей, в которой все углы отдельных мотылей с вертикальной осью удвоены (рис. 85 — фиктивное расположение мотылей для схемы второго порядка). Таким образом, для получения результирующей инерционной силы R_{II} второго порядка следует изобразить новую схему расположения мотылей, в которой все углы между первым мотылем и остальными удвоены. Для удобства построения первый мотыль устанавливается в верхней мертвой точке. При таком расположении мотылей фиктивные силы P_{II} будут направлены по соответствующим мотылям новой схемы. Строя силовой многоугольник сил P_{II} , найдем замыкающий вектор R_{II} . Проектируя вектор R_{II} на вертикальную ось (ось цилиндра), определим мгновенную величину равнодействующей сил инерции второго порядка при данном расположении мотылей. Наибольшее значение равнодействующей получается в тот момент, когда вектор R_{II} будет совпадать с вертикальной осью. Если силовой многоугольник замкнут, то равнодействующая сил инерции второго порядка от поступательно-движущихся масс отдельных цилиндров будет равна нулю и силы инерции второго порядка — взаимно уравновешены.

На рис. 86 показан силовой многоугольник для векторов P_{II} . Стороны многоугольника параллельны соответствующим мотылям измененной схемы рис. 85 и по величине равны фиктивным силам P_{II} в масштабе чертежа. Полученный многоугольник замкнут, следовательно, силы инерции второго порядка взаимно уравновешены.

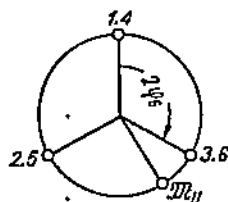


Рис. 85.

Фиктивные центробежные силы P_I и P_{II} создают фиктивные моменты $P_I l$ и $P_{II} l$, так как действующими моментами будут лишь вертикальные их проекции. Силы инерции первого и второго порядка от поступательно-движущихся частей действуют по осям отдельных цилиндров и создают моменты первого и второго порядка. Плоскость действия указанных моментов совпадает с вертикальной плоскостью, проходящей через ось вала.

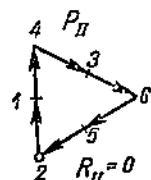


Рис. 86.

Центробежные силы от вращающихся частей отдельных цилиндров, при разном положении мотылей, будут давать составляющие, действующие по осям цилиндров (в вертикальной плоскости) и в направлении перпендикулярном, в плоскостях вращения мотылей (в горизонтальной плоскости). Эти слагающие дают вертикальные и горизонтальные моменты. При уравнивании двигателей обычно принимаются во внимание лишь вертикальные моменты, действия которых суммируются с моментами сил инерции первого порядка от поступательно-движущихся частей. Моменты первого порядка $P_I l$ от фиктивных сил и моменты $P_{II} l$ центробежных сил каждого цилиндра могут быть изображены векторами M_I и M_{II} , перпендикулярными направлению соответствующих мотылей, так как вектор момента согласно правилу механики изображается отрезком прямой, перпендикулярным плоскости действия момента. Для рассматриваемого случая фиктивные силы P_I и центробежные силы P_{II} действуют по направлению соответствующих мотылей, следовательно, они находятся в плоскости, проходящей через мотыль и ось вала. Для удобства графического суммирования, векторы M_I и M_{II} можно повернуть на 90° в сторону, обратную вращению вала. В этом случае векторы M_I и M_{II} будут направлены по соответствующим мотылям и суммирование их сводится к построению многоугольника, стороны которого параллельны мотылям и по величине равны произведениям $P_I l$ и $P_{II} l$ в масштабе чертежа, где l — расстояние от оси соответствующего цилиндра до плоскости симметрии. Векторы моментов для колен, расположенных слева от плоскости симметрии, должны быть направлены от центра по соответствующему мотылю, а векторы моментов для колен, расположенных справа от плоскости симметрии, направляются по мотылю к центру вала. Замыкающая построенного многоугольника векторов определяет величину результирующего момента M_{II} от вращающихся масс всего двигателя. Аналогичным построением находится величина результирующего момента M_I от сил инерции первого порядка.

Замыкающий вектор M_{II} , так же, как и векторы M_{II} отдельных цилиндров, вращаются с угловой скоростью ω вокруг оси вала и получают направление замыкающей многоугольника соответствует лишь мгновенному положению мотылей.

Для определения истинного положения замыкающего вектора по отношению принятого мгновенного расположения мотылей, когда первый мотыль находится в в.м.т., необходимо повернуть вектор M_{Σ} на 90° в сторону вращения вала. Проектируя вектор M_{Σ} на вертикальную ось, определим составляющий момент центробежных сил, действующий в вертикальной плоскости. Этот момент будет суммироваться с результирующим моментом сил инерции первого порядка, действующим в той же плоскости.

Замыкающий вектор M_I представляет собой максимальное значение результирующего момента первого порядка. Вектор M_I вращается вокруг оси вала с угловой скоростью ω и проекция его на вертикальную ось дает мгновенное значение действующего неуравновешенного момента от сил инерции первого порядка.

Для определения действительного направления результирующего вектора момента относительно принятого мгновенного расположения мотылей, следует повернуть вектор M_I на 90° в сторону вращения вала.

Если многоугольники моментов при построении замыкаются, то в этом случае моменты первого порядка и моменты центробежных сил уравниваются. Для определения числовых значений M_I и M_{Σ} воспользуемся данными, приведенными в табл. 39.

На рис. 87 приведено построение многоугольников для моментов M_I и M_{Σ} . Стороны многоугольников параллельны соответствующим мотылям, при этом векторы моментов для мотылей 4, 5 и 6 направлены по мотылям к центру вала и векторы для мотылей 1, 2 и 3 направлены от центра вала. Значения векторов приведены в табл. 39 в соответствии с рис. 83.

Таблица 39

Цилиндры	1	2	3	4	5	6
Расстояние l м	1,40	0,84	0,28	0,28	0,84	1,40
$M_I = P_I l$ кгм	5 000	3 000	1 000	1 000	3 000	5 000
$M_{\Sigma} = P_{\Sigma} l$	4 750	2 850	950	950	2 850	4 750
$M_{II} = P_{II} l$	1 020	612	204	204	612	1 020

Оба многоугольника замкнуты, следовательно, моменты первого порядка от сил инерции поступательно-движущихся частей, а также моменты от центробежных сил уравновешены.

Силы инерции второго порядка от поступательно-движущихся частей отдельных цилиндров создают моменты второго порядка, действующие в вертикальной плоскости, совпадающей с осью коленчатого вала. Эти моменты по величине будут меньше моментов первого порядка в $\frac{1}{\lambda}$ раз. Определение результирующего момента от сил инерции второго порядка производится способом, наложенным выше, с той лишь разницей, что для этого случая следует пользоваться измененной схемой расположения мотылей (рис. 85) и величина векторов будет равна фиктивным моментам $P_{II}l$. Векторы фиктивных моментов вращаются вокруг оси вала с угловой скоростью 2ω . Действующими моментами второго порядка по величине будут лишь проекции указанных векторов на ось цилиндра. При построении многоугольника моментов порядок суммирования векторов безразличен. Замыкающий вектор M_{II} многоуголь-

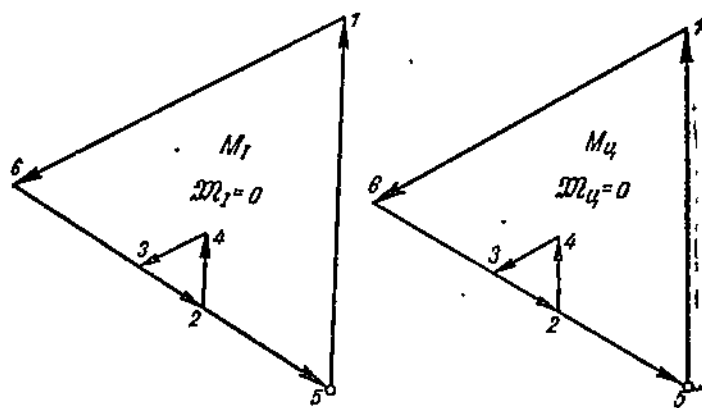


Рис. 87.

производится способом, наложенным выше, с той лишь разницей, что для этого случая следует пользоваться измененной схемой расположения мотылей (рис. 85) и величина векторов будет равна фиктивным моментам $P_{II}l$. Векторы фиктивных моментов вращаются вокруг оси вала с угловой скоростью 2ω . Действующими моментами второго порядка по величине будут лишь проекции указанных векторов на ось цилиндра. При построении многоугольника моментов порядок суммирования векторов безразличен. Замыкающий вектор M_{II} многоуголь-

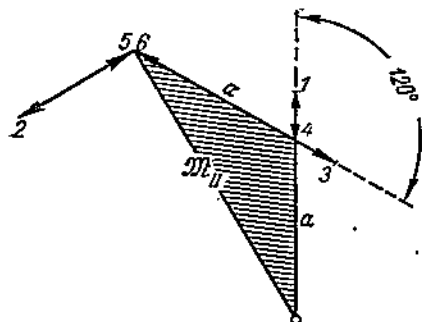


Рис. 88:

ника моментов представляет собой максимальное значение результирующего момента от сил инерции второго порядка. Действительная величина неуравновешенного момента получается путем проектирования замыкающей на вертикальную ось.

Действительное направление результирующего вектора определится путем поворота вектора M_{II} на 90° в сторону вращения двигателя. Изменения величин моментов первого и второго порядка за один оборот мотылей будут происходить по косинусоидам, при этом период изменения кривой моментов второго порядка будет в два раза меньше. Принимая во внимание сдвиг фаз кривых M_I и M_{II} (результирующие векторы

M_I и M_{II} образуют между собой некоторый угол при положении первого мотыля в в.м.т.), можно сложить ординаты двух кривых и получить кривую изменения ре-

I порядок	II порядок	φ	R_1	R_2	R_u	M_1	M_2	M_u	NN
1цикл. 4 ^я тактн.		0	P_1	P_2	P_u	0	0	0	I
2 ^я цикл. 4 ^я тактн.		0	$2P_1$	$2P_2$	$2P_u$	0	P_2L	0	II
2цикл. 2 ^я тактн.		180°	0	$2P_2$	0	P_1L	0	P_uL	III
3цикл. 4 ^я и 2 ^я тактн.		120°	0	0	0	$1,73P_1L$	$1,73P_2L$	$1,73P_uL$	IV
4цикл. 4 ^я тактн.		180°	0	$4P_2$	0	0	0	0	V
4цикл. 2 ^я тактн.		90°	0	0	0	$1,41P_1L$	$4P_2L$	$1,41P_uL$	VI
4цикл. 2 ^я тактн.		90°	0	0	0	$2,82P_1L$	$2P_2L$	$2,82P_uL$	VII
6цикл. 4 ^я тактн.		120°	0	0	0	0	0	0	VIII

зультурующего опрокидывающего момента за один оборот вала, действующего в вертикальной продольной плоскости двигателя.

На рис. 88 приведен многоугольник фиктивных моментов M_{II} второго порядка, абсолютные значения векторов приведены в последней строке табл. 39. Стороны многоугольника параллельны соответствующим мотылям измененной схемы (рис. 85), при этом векторы моментов для мотылей 4, 5 и 6 направлены по мотылям к центру вала и векторы для мотылей 1, 2 и 3 направлены от центра вала.

Замыкающая многоугольника моментов получается равной $M_{II} = 1414$ кгм.

Значение M_{II} может быть определено из косоугольного треугольника рис. 88, где $l = 0,56$ м — расстояние между осями соседних цилиндров.

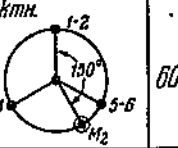
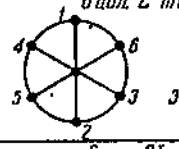
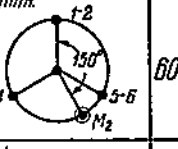
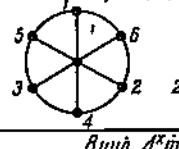
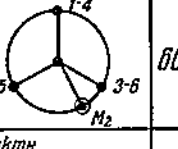
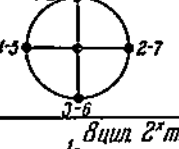
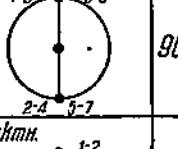
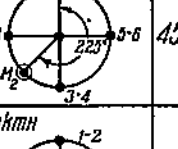
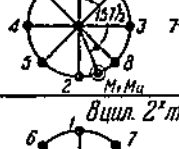
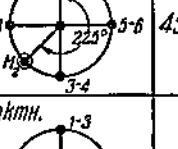
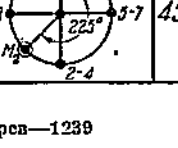
$$M_{II} = \frac{\sin 120^\circ}{\sin 30^\circ} a = \frac{0,5\sqrt{3}}{0,5} a = \sqrt{3} a$$

$$a = P_{II} l_1 - P_{II} l_4 = 2,5 l P_{II} - 0,5 l P_{II} = 2 l P_{II}$$

$$l_1 = 2,5 l; \quad l_4 = 0,5 l$$

$$M_{II} = 2\sqrt{3} l P_{II} = 3,46 l P_{II} = 3,46 \cdot 0,56 \cdot 730 = 1414 \text{ кгм}$$

Таблица 38

I порядок	II порядок	φ	R_1	R_2	R_{II}	M_1	M_2	M_{II}	NN
		60°	0	0	0	$2 P_L$	$6,93 P_L$	$2 P_L$	IX
		60°	0	0	0	0	$6,93 P_L$	0	X
		60°	0	0	0	0	$3,46 P_L$	0	XI
		90°	0	0	0	0	0	0	XII
		45°	0	0	0	$2,61 P_L$	$5,64 P_L$	$2,61 P_L$	XIII
		45°	0	0	0	$1,08 P_L$	$5,64 P_L$	$1,08 P_L$	XIV
		45°	0	0	0	$2,16 P_L$	$2,82 P_L$	$2,16 P_L$	XV

Применяя рассмотренный метод изучения условий уравнивания, можно найти наиболее выгодное расположение мотылей и определить неуравновешенные силы инерции и их моменты для двигателей с любым числом цилиндров. Результаты построений, произведенные указанным методом, сведены в табл. 38, в которой приняты следующие обозначения: равнодействующие неуравновешенных сил инерции поступательно-движущихся масс для всех рабочих цилиндров: R_1 — первого порядка и R_2 — второго порядка. Равнодействующие моменты сил инерции: M_1 — первого порядка и M_2 — второго порядка. Равнодействующая центробежная сила — $R_{ц}$. Равнодействующий момент центробежных сил — $M_{ц}$. Наибольшее значение сил инерции от поступательно-движущихся масс для каждого цилиндра: сила инерции первого порядка $P_1 = mr\omega^2$, сила инерции второго порядка $P_2 = mr^2\omega^2$. Величина центробежной силы от эксцентрично-вращающихся масс для каждого цилиндра $P_{ц} = m_{ц}r\omega^2$. Массы m и $m_{ц}$ поступательно-движущихся и эксцентрично-вращающихся частей каждого цилиндра. На левых фигурах табл. 38 показан порядок расположения мотылей, в зависимости от тактности двигателя и числа цилиндров. Положение мотылей определяет направления векторов сил инерции первого порядка и их моментов для различных цилиндров. Углы, приведенные на фигурах, показывают направление равнодействующего вектора момента первого порядка относительно мотыля первого цилиндра. На правых фигурах показаны измененные схемы расположения мотылей для суммирования сил и моментов второго порядка. При положении мотыля первого цилиндра в в.м.т. направление равнодействующего (замыкающего) вектора моментов сил инерции второго порядка определяется углом, показанным на фигурах.

При составлении табл. 38 предположено, что массы поступательно-движущихся и эксцентрично-вращающихся частей отдельных цилиндров равны между собой. Расстояния между цилиндрами l , длины мотылей r и $\lambda = \frac{r}{l}$ имеют одинаковые значения для всех цилиндров. Моменты центробежных сил и сил инерции берутся относительно плоскости симметрии двигателя. Углы между мотылями приняты по формуле (155), как наиболее выгодные для равномерности вращения.

Табл. 38 наглядно показывает степень уравновешенности двигателя (без вспомогательных цилиндров) и позволяет быстро подсчитать величины неуравновешенных сил инерции и их моментов в зависимости от тактности двигателя, числа цилиндров и принятого порядка последовательности работы отдельных цилиндров.

Те же результаты могут быть получены путем аналитического расчета (см. Е. Д. Львов, Динамика поршневых двигателей. ОНТИ, 1936 г.).

§ 56. Критическое число оборотов двигателя

При работе многоцилиндрового двигателя каждый из цилиндров создает на своем мотыле вращающий момент, изменяющийся по величине и направлению в зависимости от угла поворота вала или от времени, если пренебречь неравномерностью хода машины. Промежуток времени T сек., по прошествии которого вращающий момент принимает свое прежнее значение, называется периодом. Для четырехтактных двигателей период изменения вращающего момента для каждого мотыля будет соответствовать двум оборотам вала и для двухтактных — одному обороту. Таким образом, вращающие моменты, создаваемые касательными усилиями соответствующих мотылей, будут представлять собой периодические функции. Периодические изменения вращающих моментов вызывают крутильные колебания вала, так как угол закручивания его не остается постоянным, а изменяется по времени.

Пользуясь методом гармонического анализа, вращающие моменты отдельных цилиндров можно разложить, как всякую периодическую функцию, на элементарные гармонические моменты, изменяющиеся по закону синуса или косинуса. Период изменения каждого из гармонических моментов будет в целое число раз меньше периода суммарного момента. Разложение периодической функции на элементарные синусоиды и косинусоиды производится аналитическим методом (ряды Фурье), графическим способом (метод Фишера — Хинена) или механическим анализатором.

На рис. 89 показана диаграмма изменения касательного усилия (кривая $ABCDE$), в зависимости от угла поворота мотыля, для одного цилиндра двухтактного двига-

теля Дизеля. Очевидно, что та же диаграмма будет представлять собой (в другом масштабе) изменения вращающего момента, как функцию времени. Пользуясь графическим способом, разложим вращающий момент, заданный кривой $ABCDE$, на ряд простейших гармонических моментов с периодом изменения в целое число раз меньше основного периода $AE = T$. На приведенном рисунке показано разложение основного момента на шесть слагаемых гармонических моментов с периодами $\frac{T}{6}; \frac{T}{5}; \frac{T}{4}; \frac{T}{3}; \frac{T}{2}; \frac{T}{1}$ или на шесть

гармоник шестого, пятого, четвертого и до первого порядка включительно.

Для определения гармонического момента шестого порядка, основание диаграммы делится на шесть равных частей и каждый из полученных отрезков, в свою очередь, делится на произвольное число равных частей, которые и нумеруются (на верхнем чертеже рис. 89 отрезки делятся на четыре части). На каждой из вертикалей, проведенных через точки деления, откладывается средняя величина всех ординат кривой для точек деления того же номера. Соединяя найденные точки плавной кривой, получим новую кривую, близкую к синусоиде с периодом изменения, равным $\frac{T}{6}$, и

амплитудой M_6 . Эта кривая изображает изменение вращающего момента шестого порядка. Если вычесть ординаты кривой шестого порядка из соответствующих ординат кривой $ABCDE$ (ордината V'_6), то получим ординаты новой кривой $A_6B_6C_6D_6E_6$ остаточного момента с периодом изменения, равным T . Из полученного остаточного момента можно получить гармонический момент пятого порядка, пользуясь тем же методом. Производя аналогичные построения, определим гармоники четвертого, третьего и второго порядков с периодами $\frac{T}{4}, \frac{T}{3}, \frac{T}{2}$ и амплитудами M_4, M_3, M_2 .

После построения кривой изменения гармонического момента второго порядка, получается остаточный вращающий момент (нижний чертеж) с периодом, равным T и по форме изменений близкий к синусоиде. В результате произведенного гармонического анализа получаем шесть составляющих моментов, изменяющихся по синусоидальным кривым. По своей наибольшей величине гармонические моменты уменьшаются с увеличением их порядка.

Периодически изменяющиеся вращающие моменты вызывают вынужденные крутильные колебания вала. Число колебаний вала, совершаемых за один оборот машины, называется порядком колебаний. Крутильные колебания, возникающие в момент прекращения действия внешних сил или моментов, называются собственными или свободными. Характер свободных колебаний зависит от упругости вала, а также от величины и распределения масс.

Всякая судовая установка, включающая в себя коленчатый и промежуточные

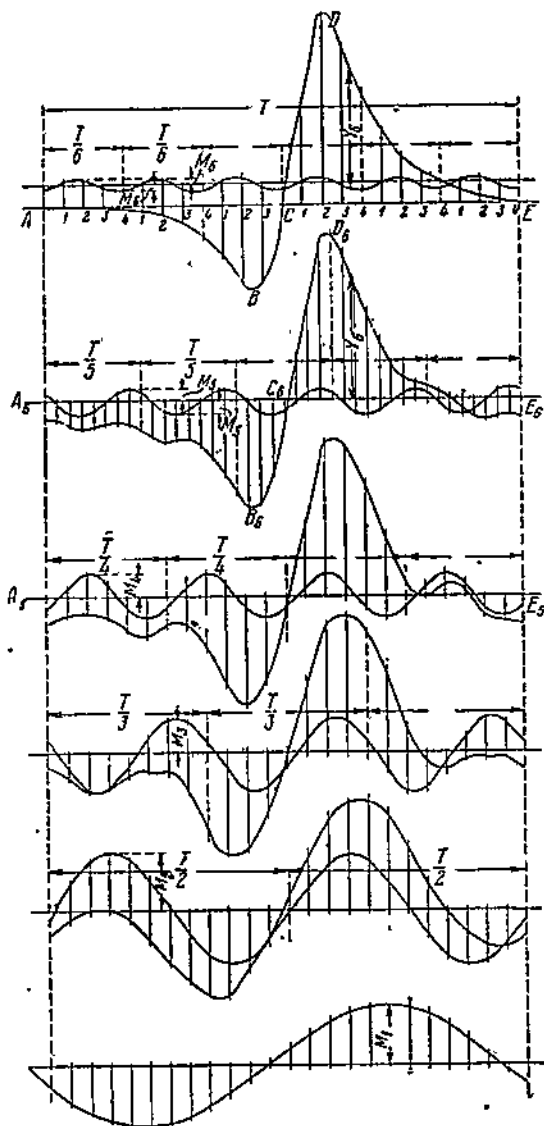


Рис. 89.

валы с соединенными с ними массами, является упругой системой, которая имеет несколько чисел свободных колебаний кручения. Если количество закрепленных масс на валу равно n , то чисел свободных колебаний вала будет на единицу меньше ($n-1$).

Для примера рассмотрим крутильные колебания простейшей системы, состоящей из вала с закрепленными по концам двумя массами. Если массы будут повернуты относительно друг друга на некоторый угол в противоположные стороны, а затем предоставлены себе, то вследствие упругости вала массы придут во вращение, обратное первоначальному отклонению. Достигнув первоначального положения, массы повернутся по инерции далее, пока не израсходуется живая сила масс, переходящая в потенциальную энергию закрученного вала. Таким образом, в результате действия сил инерции, движение масс будет повторяться, вызывая свободные крутильные колебания вала. Вал, принимая участие в колебаниях и следуя движению масс, скручивается по своей длине, при этом прямолинейная образующая цилиндрического вала превращается в винтовую линию. При крутильных колебаниях вала некоторое среднее его сечение остается неподвижным; такое сечение называется „узловым“. Это сечение имеет размах колебания равным нулю, следовательно, оно не участвует в колебании. Если бы на валу были закреплены три массы, то в этом случае могли бы получиться одно или же два „узловых“ сечения.

Предположим, что одна из крайних масс имеет колебательное движение в одну сторону и две других — в другую, в этом случае образуется один узел колебания или одно „узловое“ сечение. При колебании двух крайних масс в одну сторону и средней массы в другую получаются два узла колебаний. Наибольшее число узлов колебаний во всех случаях будет на единицу меньше числа масс. Крутильные колебания вала с одним „узловым“ сечением (с одним узлом) носят название одноузовых или крутильных колебаний первой степени. Колебания вала с двумя узлами называются двухузовыми или второй степени. При наличии сопротивлений (гистерезис, трение, удары) свободные крутильные колебания постепенно затухают. При работе двигателя остаются вынужденные крутильные колебания вала с периодами, равными периодам возмущающих моментов, и угловой амплитудой, зависящей от величины моментов действующих сил и сил инерции масс. Если при крутильных колебаниях произойдет приближение периода изменений одного из гармонических моментов к периоду свободных колебаний вала, то в этом случае вынужденные колебания могут достигнуть большой величины и, в случае совпадения периодов, возникает явление резонанса. Числа оборотов вала, при которых получаются совпадения периодов свободных крутильных колебаний и вращающих моментов, называются критическими. Если период свободных колебаний данного вала совпадает с периодом гармонического момента первого порядка, то соответствующее число оборотов двигателя называется критическим первого порядка. При совпадении периода свободного колебания с периодами гармонических вращающих моментов второго, третьего или n -го порядка, соответственно будем иметь критические числа оборотов вала второго, третьего и n -го порядка. Критическое число оборотов m -го порядка n -й степени имеет место при совпадении периода свободных колебаний n -й степени с периодом вращающего момента m -го порядка.

При резонансе угловые амплитуды колебаний теоретически должны возрастать до бесконечности, в действительности величина их ограничивается различными сопротивлениями (гистерезис, трение). Практически резонанс может вызвать сильную вибрацию машины и стук в соединениях подвижных частей (шестерни распределительного вала и пр.), а иногда и поломку вала. При измерении углов закручивания вала в условиях судовой работы, произведенном на одном из пароходов инженером F. H. H. H., было установлено, что вследствие крутильных колебаний имеют место сильные изменения как в углах закручивания вала, так и в напряжениях. При опытах напряжения вала колебались в пределах от $+600$ кг/см² до -166 кг/см², между тем как при расчете вала принимался во внимание лишь постоянный вращающий момент, при этом напряжения не превышали 220 кг/см².

Крутильные колебания иногда вызывают местный нагрев вала с появлением цветов побежалости. Нагревания происходили на части промежуточного вала между опорными подшипниками. Этот нагрев, при критическом числе оборотов двигателя,

объясняется внутренним трением частиц металла, возникающим вследствие упругих деформаций кручения. Появление стука и вибрации при крутильных колебаниях вызывается изменениями угловой скорости вращения отдельных колен вала, в результате чего нарушается условие уравнивания сил инерции в многоцилиндровых двигателях. При удалении от критического числа оборотов как в сторону увеличения числа оборотов, так и при уменьшении их, явления резонанса исчезают, так как угловая скорость вращения отдельных мотылей постепенно выравнивается. Таким образом, в случае возникновения резонанса при нормальном числе оборотов двигателя, самый простой способ его устранения — это изменение числа оборотов вала ($\pm 5 - 10\%$). Если изменить число оборотов не представляется возможным, то в этом случае необходимо изменить диаметр вала на одном из его участков или же изменить массы, связанные с валом, что может быть выполнено при помощи установки противовесов у мотылей или же путем установки специального демпфера в носовой части двигателя.

При швартовке судна и изменении числа оборотов двигателя в широких пределах неизбежно приходится переходить критические зоны и в этом случае вал будет испытывать дополнительные напряжения от крутильных колебаний.

Для устранения резонанса, при расчетах судовых установок, следует учитывать динамическую нагрузку на вал, определяя как периоды действующих сил или моментов, так и периоды собственных колебаний системы вала с массами. В случае совпадения периодов, необходимо изменить конструкцию установки таким образом, чтобы явление резонанса не имело места при рабочих числах оборотов машины. Для двухтактных двигателей число оборотов коленчатого вала не должно содержаться целое число раз в числах свободных крутильных колебаний данной упругой системы и для четырехтактных двигателей нормальное число оборотов не должно содержаться целое число раз в удвоенных числах свободных крутильных колебаний. Таким образом определение критических чисел оборотов приводится к нахождению периодов или чисел свободных колебаний упругой системы, состоящей из коленчатого и промежуточных валов с соединенными с ними массами.

С целью упрощения расчета, при рассмотрении крутильных колебаний вала, пользуются методом „приведенных длин“ и „приведенных масс“, заменяя вал сложной формы цилиндрическим валом произвольного постоянного диаметра. Приведенный вал выбирают таким образом, чтобы при действии того же вращающего момента угол закручивания получился бы таким же, что и у действительного вала. Массы, соединенные с валом и принимающие участие как во вращательном, так и поступательном движениях, заменяются приведенными массами, обладающими равновеликими энергиями при колебаниях, что и действительные массы. Для определения приведенной длины вала введем обозначения: G — модуль упругости материала вала при кручении; $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$ — полярный момент инерции; l — длина действительного вала цилиндрической формы; J_0 и l_0 — тоже соответственно для приведенного вала. Из условия равенства угла кручения ψ от одного и того же вращающего момента для приведенного и действительного валов определим приведенную длину l_0 цилиндрической части действительного вала.

$$GJ_p \frac{\psi}{l} = GJ_0 \frac{\psi}{l_0}; \quad l_0 = l \frac{J_0}{J_p} = l \frac{d_0^4}{d^4} \text{ см}$$

За диаметр приведенного вала обычно принимают диаметр рамовой шейки действительного вала. Для упрощения вычислений, как это будет видно из последующего, целесообразно выбрать момент инерции вала J_0 таким образом, чтобы выражение GJ_0 было степенью 10. Если взять $GJ_0 = 10^{10}$, то при $G = 83\,000 \text{ кг/см}^2$ получим $J_0 \sim 121\,540 \text{ см}^4$ и диаметр приведенного вала $d_0 = 33,4 \text{ см}$.

Для определения приведенной длины мотыля (две щеки, шейка мотыля и две половины шейки вала между мотылями) можно воспользоваться формулой Хольцера

$$l_0 = l \frac{J_0}{J_1} + l_2 \frac{J_0}{J_2} + 2r \frac{GJ_0}{EJ_{ш}}$$

где r — длина мотыля в см;

$J_{\text{щ}} = \frac{bh^3}{12}$ — момент инерции прямоугольного сечения щеки мотыля;

b — толщина щеки (по направлению оси вала);

$J_2 = \frac{\pi d_2^4}{32}$ — полярный момент инерции;

l_2 — длина шейки мотыля;

J_1 и l_1 — то же для шейки вала между мотылями;

$E = 2,2 \cdot 10^5$ кг/см² — модуль упругости материала вала;

$G = 0,83 \cdot 10^6$ кг/см².

Приведенная длина мотыля по формуле Зеельмана:

$$l_0 = l_1 \frac{J_0}{J_1} + 0,9b \frac{J_0}{J_1} + K \left(0,9b \frac{J_0}{J_2} + l_2 \frac{J_0}{J_2} + 2r \frac{GJ_0}{EJ_{\text{щ}}} \right)$$

На рис. 90 приведены значения K в зависимости от диаметра цилиндра и отношения хода поршня к диаметру цилиндра. Для определения амплитуд или размахов колебаний должны быть известны все массы, участвующие в колебаниях. При расчетах массы относят к произвольно выбранному расстоянию C от оси

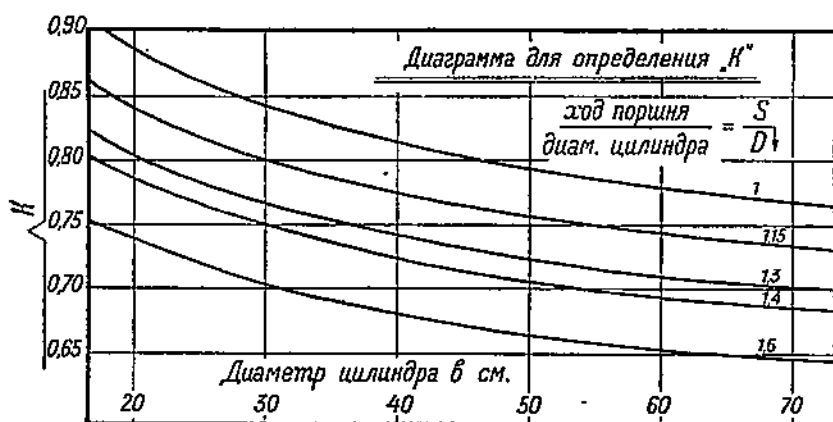


Рис. 90.

вращения вала. Масса, приведенная к расстоянию C , должна обладать той же кинетической энергией, что и действительная масса. Если dM есть элементарная частица массы и C_1 — расстояние от оси вращения, то приведенная масса dM_0 будет равна:

$$dM_0 = dM \frac{C_1^2}{C^2}; \quad M_0 = \frac{1}{C^2} \int C_1^2 dM = \frac{J}{C^2}$$

где J — момент инерции данной массы относительно оси вала в кгсмсек². Для упрощения расчета можно принять $C=1$, тогда $M_0=J$.

Момент инерции движущихся масс относительно оси вала складывается из следующих элементов: момента инерции вала со щеками, противовесами и мотылевыми шейками; момента инерции $\sim 0,6$ массы шатунов; момента инерции половинны массы всех поступательно-движущихся частей, момента инерции маховика и гребного винта. Моменты инерции движущихся частей могут быть определены по следующим формулам, пользуясь чертежами двигателя.

Момент инерции цилиндрической части вала длиной l см и диаметром d см, при удельном весе материала $\gamma = 7,85 \cdot 10^{-3}$ кг/см³ (сталь), будет:

$$J_1 = \frac{1}{2} M \left(\frac{d}{2} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \frac{\gamma}{981} l = 7,85 \cdot 10^{-7} d^4 l \text{ кгсмсек}^2$$

Для пустотелого вала

$$J_1 = 7,85 \cdot 10^{-7} (d^4 - d_1^4) l$$

Момент инерции массы цапфы мотыля при длине l_1 и диаметре d_1 см (r — длина мотыля в см):

$$J_2 = J_x + M_1 r^2 = 7,85 \cdot 10^{-7} d_1^4 l_1 + \frac{\pi d_1^2}{4} l_1 \frac{r^2 7,85}{981 \cdot 10^3}$$

$$J_2 = 7,85 d_1^2 l_1 (d_1^2 + 8 r^2) 10^{-7} \text{ кгсмсек}^2$$

Момент инерции вращающейся массы шатуна (G — вес вращающейся части шатуна $\sim 0,6$ веса шатуна):

$$J_3 = \frac{G}{981} r^2$$

Момент инерции массы щеки мотыля, принимая ее за параллелепипед (рис. 91)

$$J_4 = \frac{1}{12} \cdot \frac{\gamma}{981} b h l (b^2 + l^2) + \frac{\gamma}{981} b h l s^2$$

$$J_4 = \frac{\gamma}{981} b h l \left(\frac{b^2 + l^2}{12} + s^2 \right) \text{ кгсмсек}^2$$

Момент инерции маховика:

$$J_5 = \frac{G}{981} \cdot \frac{d^2}{4} \text{ кгсмсек}^2$$

где G — вес обода маховика;

$\frac{d}{2}$ — расстояние центра тяжести сечения обода от оси вала в см.

Момент инерции гребного винта может быть принят:

$$J_6 = 1,25 \frac{G}{981} \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{D}{2} \right)^2 = \frac{1,25 G D^2}{36 \cdot 981} \text{ кгсмсек}^2$$

где D — диаметр в см;

G — вес винта в кг.

Коэффициент 1,25 учитывает влияние воды, вращающейся вместе с винтом.

Момент инерции массы прямолинейно-движущихся частей будет зависеть от угла поворота мотыля, изменяясь от 0 до некоторого максимума, и в среднем можно положить:

$$J_7 = \frac{1}{2} \cdot \frac{G}{981} r^2 \text{ кгсмсек}^2$$

G — вес прямолинейно-движущихся частей, состоящий из веса поршня, штока, ползуна и 0,4 веса шатуна.

Для определения свободных колебаний системы, состоящей из следующих масс: вращающихся и поступательно-движущихся частей двигателя, вала и винта — можно воспользоваться методом приведения длин и масс этой системы к валу постоянного сечения с закрепленными по концам двумя фиктивными массами. Рассмотрим крутильные колебания этой простейшей системы. При колебании масс в различные стороны будем иметь некоторое среднее „узловое“ сечение вала, в котором крутильные колебания отсутствуют. При дальнейшем исследовании можно рассматривать только одну часть вала с одной массой, считая, что неподвижное „узловое“ сечение есть место заделки вала. Для сечения вала в месте заделки центральный угол закручивания равен нулю и в сечении вала у закрепленной массы этот угол становится равным ψ .

Вследствие начального скручивания вала, силы упругости будут создавать момент, стремящийся уменьшить абсолютные величины угла ψ ; этот момент по величине будет равен

$$M = \frac{G J_p}{l_1} \psi$$

где G — модуль упругости сдвига в кг/см^2 ;

J_p — полярный момент инерции сечения вала в см^4 ;

l_1 — длина вала в см от сечения заделки до массы.

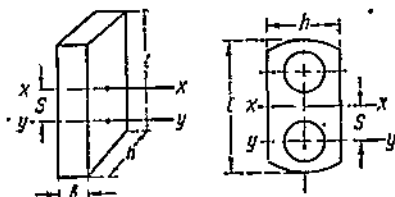


Рис. 91.

Вследствие колебательного движения, угол закручивания ψ меняется в каждый момент и следовательно величина его будет функцией времени. Момент упругих сил сообщает массе угловую скорость $\frac{d\psi}{dt}$ и ускорение $-\frac{d^2\psi}{dt^2}$. Отрицательный знак ускорения показывает, что оно направлено в сторону первоначального положения покоя, при котором $\psi = 0$. Масса, соединенная с валом, содействует угловому размаху конечного сечения вала. Момент $\mathfrak{M}$, создаваемый силой инерции массы, будет противоположен действию момента упругих сил. Обозначая через J_1 — момент инерции массы относительно оси вала в кгсмсек^2 , получим условие равновесия всех действующих моментов:

$$\mathfrak{M} = J_1 \frac{d^2\psi}{dt^2} = -\frac{GJ_p}{l_1} \psi; \quad \omega = \sqrt{\frac{GJ_p}{J_1 l_1}}$$

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} + \omega^2 \psi = 0$$

Получаем дифференциальное уравнение крутильного колебания (линейное второго порядка), общий интеграл этого уравнения имеет вид:

$$\psi = \alpha \sin \omega t + \beta \cos \omega t$$

где α и β — постоянные интегрирования. Если за начальный момент принять начало периода, когда $t = 0$, $\psi = 0$, то $\beta = 0$. В этом случае получается уравнение простого гармонического колебания:

$$\psi = \alpha \sin \omega t$$

Уравнение показывает, что с течением времени t — центральный угол закручивания ψ , отсчитываемый от первоначального положения равновесия, изменяется от $+\alpha$ до $-\alpha$.

Таким образом крутильные колебания будут происходить с наибольшим размахом или угловой амплитудой, равной α , и с периодом колебания (время, в течение которого совершается одно полное колебание), равным

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi \sqrt{\frac{J_1 l_1}{GJ_p}} \text{ сек.}$$

Число собственных колебаний массы в минуту:

$$N = \frac{60}{T_1} = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{GJ_p}{J_1 l_1}}$$

Число ω носит название угловой частоты упругих колебаний:

$$\omega = \frac{2\pi}{T_1} = \sqrt{\frac{GJ_p}{J_1 l_1}}$$

Наибольшее ускорение массы имеет место в крайних положениях, при повороте на наибольший угол отклонения, когда $\psi = \alpha$, в это время момент силы инерции массы достигает наибольшего значения:

$$|\mathfrak{M}| = J_1 \frac{d^2\psi}{dt^2} = -J_1 \omega^2 \alpha$$

Если рассматривать систему с двумя массами, то для другой половины (отброшенной) будем иметь аналогичные выражения.

Вследствие синхронности колебаний масс, периоды колебания их будут одинаковы.

$$T = T_1 = T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{J_2 l_2}{GJ_p}} = 2\pi \sqrt{\frac{J_1 l_1}{GJ_p}} \dots \dots \dots (156)$$

Отсюда получаем

$$J_1 l_1 = J_2 l_2; \quad \frac{l_2}{l_1} = \frac{J_1}{J_2}$$

Узловая точка расположена между массами на расстояниях l_1 и l_2 , обратно пропорциональных моментам инерции масс

$$l = l_1 + l_2; \quad l_1 = \frac{J_2}{J_1 + J_2} l; \quad l_2 = \frac{J_1}{J_1 + J_2} l.$$

Подставляя полученное значение l в выражение (156), определим период собственных колебаний системы, состоящей из двух масс.

$$T = T_1 = T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{IJ_1 J_2}{GJ_p(J_1 + J_2)}}$$

Число колебаний в одну минуту:

$$N = \frac{60}{T} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{GJ_p(J_1 + J_2)}{IJ_1 J_2}}$$

Для учета влияния массы вала на период колебаний системы, следует к моменту инерции каждой массы прибавить одну треть момента инерции массы вала между узловым сечением и данной массой. В дальнейшем можно пользоваться формулами, выведенными для невесомого вала. Таким образом, принимая во внимание массу вала, при расчетах следует вводить вместо J_1 и J_2 следующие величины (J_3 — момент инерции массы вала относительно его оси)

$$J_1' = J_1 + \frac{J_3}{3} \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2}; \quad J_2' = J_2 + \frac{J_3}{3} \cdot \frac{J_1}{J_1 + J_2}$$

Для получения более точных результатов можно было бы привести рассматриваемую установку к трем массам. В этом случае число собственных или свободных колебаний системы определится по формуле Рота

$$N = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{GJ_p}{2I_1 J_m}} \sqrt{\frac{J_s + J_m}{J_s} + \frac{J_m + J_r}{J_r} \cdot \frac{l_1}{l_2} \pm \sqrt{\left(\frac{J_s + J_m}{J_s} - \frac{J_m + J_r}{J_r}\right)^2 + 4 \frac{l_1}{l_2}}}$$

где l_1 — расстояние между плоскостью симметрии расположения рабочих цилиндров и маховиком;

l_2 — расстояние между маховиком J_m и винтом J_r .

Чтобы оценить величины низших чисел собственных колебаний системы, опасных в смысле получения резонанса при нормальном числе оборотов двигателя, можно движущиеся части двигателя, соединенные с валом, представить в виде одной массы, расположенной в середине машины. Если судовая установка состоит из гребного винта, двигателя и маховика, то в этом случае установка приводится к простейшей системе, состоящей из трех масс. Для уточнения полученных результатов необходимо рассмотреть крутильные колебания системы, состоящей из многих масс, считая движущиеся части рабочих цилиндров как отдельные массы.

Перейдем к рассмотрению крутильных колебаний более сложной системы, состоящей из вала и n масс (рис. 92).

Свободные концы вала 0, 1 и n , ($n+1$) во всех сечениях имеют амплитуды колебаний, равные амплитудам соответствующих конечных масс. Следовательно, эти участки вала не испытывают скручивания и для них моменты упругих сил равны нулю $M_{0,1} = 0$ и $M_{n,n+1} = 0$. На остальных участках вала действуют крутящие моменты от упругих сил общего вида: $M = C\psi$, $C = \frac{GJ_p}{l}$, где C есть постоянная величина, для данного участка вала, характеризующая жесткость рассматриваемой части, и ψ — угол скручивания того же участка вала. Момент упругих сил $M_{1,2}$ на участке вала 1—2 в общем случае будет складываться из момента $M_{0,1}$ предыдущего участка вала и момента $\mathfrak{M}_1$, сил инерции массы m_1 .

$$\mathfrak{M}_1 = J_1 \frac{d^2 \psi}{dt^2} = -J_1 \alpha_1 \omega^2; \quad M_{1,2} = M_{0,1} + \mathfrak{M}_1 = M_{0,1} - J_1 \alpha_1 \omega^2$$

где J_1 — момент инерции приведенной массы m_1 в кгсмсек²;

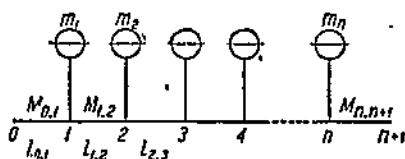


Рис. 92.

α_1 — в радианах, амплитуда колебания или наибольшее угловое отклонение массы m_1 от положения покоя;

ω — угловая частота крутильных колебаний.

Если масса m_2 будет иметь амплитуду колебания α_2 , то наибольший угол скручивания на участке вала 1—2 с постоянной $C_{1,2}$, по величине будет равен $\alpha_2 - \alpha_1$, и наибольший момент упругих сил $M_{1,2} = C_{1,2} (\alpha_2 - \alpha_1)$. Отсюда получаем:

$$\alpha_2 = \alpha_1 + \frac{M_{1,2}}{C_{1,2}} = \alpha_1 - \frac{J_1 \alpha_1 \omega^2}{C_{1,2}} = \alpha_1 - \frac{J_1 \alpha_1 \omega^2 l_{1,2}}{G J_0}$$

Момент упругих сил на участке вала 2—3 будет равен:

$$M_{2,3} = M_{1,2} - J_2 \alpha_2 \omega^2 = -\omega^2 (J_1 \alpha_1 + J_2 \alpha_2);$$

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \frac{M_{2,3}}{C_{2,3}} = \alpha_2 - \frac{\omega^2}{C_{2,3}} (J_1 \alpha_1 + J_2 \alpha_2)$$

Для последнего участка ($n-1$), n по аналогии будем иметь:

$$M_{(n-1),n} = -\omega^2 \sum_{i=1}^{i=n-1} J_i \alpha_i; \quad \alpha_n = \alpha_{n-1} - \frac{\omega^2}{C_{(n-1),n}} \sum_{i=1}^{i=n-1} J_i \alpha_i$$

Для свободного конца вала n , ($n+1$):

$$M_{n,(n+1)} = -\omega^2 \sum_{i=1}^{i=n} J_i \alpha_i = 0; \quad \alpha_{n+1} = \alpha_n - \frac{\omega^2}{C_{n,(n+1)}} \sum_{i=1}^{i=n} J_i \alpha_i \dots (157)$$

$$\omega \neq 0; \quad \sum_{i=1}^{i=n} J_i \alpha_i = 0$$

В последнем уравнении, для свободного конца вала [участок n , ($n+1$)], $M_{n,(n+1)} = 0$, следовательно $\alpha_{n+1} = \alpha_n$. Если последнее условие выполняется, то величина ω будет соответствовать угловой частоте свободных колебаний вала с n массами. Число свободных колебаний в минуту $N = \frac{30\omega}{\pi}$. Для того чтобы определить число свободных колебаний, необходимо подобрать значение ω таким образом, чтобы условие $M_{n,(n+1)} = 0$ было удовлетворено. Производя ряд последовательных вычислений при различных значениях ω и принимая $\alpha_1 = 1$ радиану, получим для каждого значения ω , величину момента $M_{n,(n+1)} \neq 0$, который называют остаточным моментом R . Полученные значения R позволяют построить график зависимости величины R от ω , для чего значения R будем откладывать по оси ординат и соответственно ω по оси абсцисс. Точки пересечения кривой с осью абсцисс дают значения ω , при которых $M_{n,(n+1)} = 0$. Все подсчеты производятся в определенном порядке и результаты заносятся в таблицу (табл. 40). В столбцы таблицы вносятся следующие данные: столбец 1 — номера участков вала; столбец 2 — моменты инерции приведенных масс в кгсмсек²; столбец 3 — произведения моментов инерции масс на квадрат угловой частоты; столбец 4 — амплитуды колебаний масс в радианах (для участка вала 0—1 принимаем $\alpha_{0,1} = 1,0000$ то же, что и для первой массы); столбец 5 — наибольшие моменты сил инерции масс (как произведение величин столбцов 3 и 4); столбец 6 — сумма предыдущих моментов сил инерции и столбец 8 — значения следующего выражения:

$$-\frac{\omega^2 \sum_{i=1}^{i=p} J_i \alpha_i}{C_{p,(p+1)}} = \frac{\omega^2 \sum_{i=1}^{i=p} J_i \alpha_i}{\frac{G J_0}{l_{p,(p+1)}}} = l_{p,(p+1)} \frac{\omega^2 \sum_{i=1}^{i=p} J_i \alpha_i}{G J_0}$$

Столбец 7 — приведенные длины участков вала. Определение амплитуды колебаний α_{p+1} — ($p+1$)-й массы [в 4-м столбце в ($p+1$)-й строке] производится со-

гласно уравнению (157), для чего из значения α_p в p -й строке 4-го столбца вычитаем значение d_p в p -й строке 8 столбца.

При построении кривой изменений остаточного момента R , в зависимости от принятых значений ω , по оси ординат лучше откладывать величину $\frac{R}{\omega^2}$ или $\frac{R}{\omega^3}$, с целью получения более полной картины колебаний и уменьшения численных значений ординат. При значении $\omega=0$ остаточный член равен сумме моментов инерции масс, взятых с отрицательным знаком.

Изменение знака величины остаточного момента R показывает, что кривая $\frac{R}{\omega^3}$ пересекает ось абсцисс. На рис. 93 приведена кривая изменений остаточного момента, построенная для приведенного вала с 7 массами. Шестикратное пересечение кривой оси абсцисс дает шесть значений ω_1, ω_2 и т. д. до ω_6 , которые показывают, что колебания могут быть шести степеней или одноузловое, двухузловое и до шестиузлового колебания включительно. Число степеней колебаний всегда будет на единицу меньше числа масс. После шестого пересечения кривая остаточных моментов уходит в бесконечность. Степень колебаний определяется по перемене знаков амплитуд колебаний. Если значения α во всем 4-м столбце таблицы изменяют свой знак

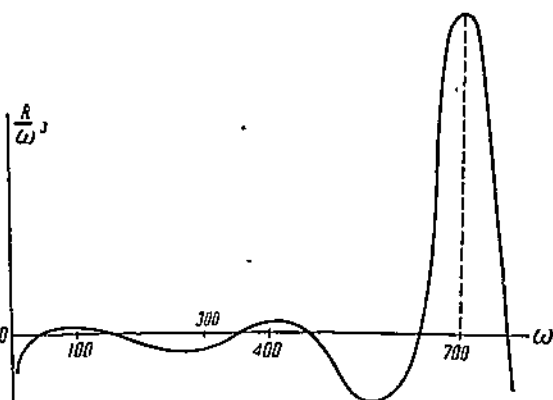


Рис. 93.

один раз, то в этом случае при данном значении ω будет иметь место колебание первой степени (одноузловое, с одним узловым сечением по всей длине вала). Если значения α меняют свой знак дважды, то будет двухузловое колебание и т. д.

Форма колебаний с большим числом узлов имеет место при больших угловых частотах и для практических целей вполне достаточно ограничиться лишь рассмотрением одно- и двухузовых колебаний. Согласно рис. 93 получены следующие значения $\omega_1=50$ и $\omega_2=160$. Число свободных колебаний в минуту первой степени или одноузовой формы

$$N_1 = \frac{30\omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 50}{\pi} = 478$$

Второй степени или двухузовой формы:

$$N_2 = \frac{30\omega_2}{\pi} = \frac{30 \cdot 160}{\pi} = 1529$$

Таблица 40

Мм	J	$J\omega^2$	α	$J\alpha\omega^2$	$\omega^2 \sum J\alpha$	l	$l \frac{\omega^2 \sum J\alpha}{GJ_0}$
1	2	3	4	5	6	7	8
0—1	—	—	1,0000	—	—	l_0	—
1—2	J_1	$J_1\omega^2$	$\alpha_1=1,0000$	$J_1\alpha_1\omega^2$	$\omega^2 J_1\alpha_1$	l_1	$d_1=l_1 \frac{\omega^2 J_1\alpha_1}{GJ_0}$
2—3	J_2	$J_2\omega^2$	$\alpha_2=\alpha_1-d_1$	$J_2\alpha_2\omega^2$	$\omega^2 (J_1\alpha_1 + J_2\alpha_2)$	l_2	$d_2=l_2 \frac{\omega^2 (J_1\alpha_1 + J_2\alpha_2)}{GJ_0}$
...	...	...	...	...	...	...	...
$n, n+1$	J_n	$J_n\omega^2$	α_n	$J_n\alpha_n\omega^2$	$\omega^2 \sum_{i=1}^{i=n} J_i\alpha_i = R$	—	—

Приведенные данные относятся к двухтактному четырехцилиндровому двигателю, у которого за один оборот вала получается четыре импульса (вспышки) и

резонанс может быть вызван гармониками четных порядков: четвертого, восьмого, двенадцатого и т. д. или в общем виде гармониками порядков: $1z$, $2z$, $3z$, $4z$ и т. д., где z — число цилиндров. Перечисленные гармоники, создаваемые отдельными цилиндрами, будут суммироваться. Остальные гармоники других порядков в сумме дают нуль, если вал считать абсолютно жестким. В действительности эти гармоники не исчезают, а также порождают крутильные колебания, но действия их незначительны и проявляются они в искажении основных колебаний.

Порядок гармоник указывает на число изменений, которое она совершает за один оборот вала. Чтобы определить число оборотов двигателя, при котором наступает резонанс с какой-либо гармоникой, следует разделить число собственных колебаний упругой системы на соответствующий порядок гармоники. Для колебаний первой степени или одноузловой формы будем иметь следующие критические числа оборотов:

Четвертого порядка первой степени

$$n_{кр} = \frac{N_1}{4} = \frac{478}{12} = 120 \text{ об./мин.}$$

Восьмого порядка первой степени

$$n_{кр} = \frac{478}{8} = 60 \text{ об./мин.}$$

Двенадцатого порядка первой степени

$$n_{кр} = \frac{478}{12} = 40 \text{ об./мин.}$$

Для колебаний второй степени или двухузловой формы получаем следующие критические числа оборотов:

Четвертого порядка второй степени

$$n_{кр} = \frac{N_2}{4} = \frac{1529}{4} = 382 \text{ об./мин.}$$

Восьмого порядка второй степени

$$n_{кр} = \frac{1529}{8} = 191 \text{ об./мин.}$$

Двенадцатого порядка второй степени

$$n_{кр} = \frac{1529}{12} = 127 \text{ об./мин.}$$

Шестнадцатого порядка второй степени

$$n_{кр} = \frac{1529}{16} = 96 \text{ об./мин.}$$

Двадцатого порядка второй степени

$$n_{кр} = \frac{1529}{20} = 76 \text{ об./мин.}$$

Если нормальное число оборотов двигателя $n = 100$ об./мин., то это число не следует увеличивать свыше 110, так как при $n = 120$ об./мин. наступает резонанс. При резонансе период одноузловой колебания четвертого порядка совпадает с периодом изменения гармонического момента того же порядка, который может иметь значительную величину. При уменьшении числа оборотов двигателя до $n = 96$ об./мин., резонанс наступает от совпадения периода двухузловой колебания шестнадцатого порядка с периодом гармонического момента того же порядка, значительно меньшего по своей величине по сравнению с четвертым порядком. Ввиду того, что колебания могут быть значительны не только при критическом числе оборотов, но также и при числе оборотов, близком к $n_{кр}$, двигатель не должен длительно работать в области оборотов $n_{кр} \pm 10\%$ для формы колебания первой степени и $n_{кр} \pm 3 \div 5\%$ для формы колебания второй степени (фирма Зульцера). Таким образом, для двигателя рассматриваемого типа нормальным числом оборотов следует считать $n = 100 \div 110$ об./мин. Запрещенные зоны работы двигателя: $n = (111 \div 130)$ об./мин. и $n = (54 \div 66)$ об./мин.

Если бы двигатель работал по четырехтактному принципу, то за каждый период четырех тактов происходило бы четыре вспышки (за два оборота) или за один оборот две вспышки. Резонанс может быть вызван гармониками четных порядков: второго, четвертого, шестого и т. д. (порядок относительно оборота вала) или в общем виде гармониками порядков: $0,5z$; $1z$; $1,5z$; $2z$; $2,5z$ и т. д.

Для колебаний одноузловой формы будем иметь следующие критические числа оборотов:

Второго порядка первой степени

$$n_{кр} = \frac{478}{2} = 239 \text{ об./мин.}$$

Четвертого порядка первой степени

$$n_{кр} = \frac{478}{4} = 120 \text{ об./мин.}$$

Шестого порядка первой степени

$$n_{кр} = \frac{478}{6} = 80 \text{ об./мин.}$$

Восьмого порядка первой степени

$$n_{кр} = \frac{478}{8} = 60 \text{ об./мин.}$$

Резонанс от гармоник высших порядков можно уже не принимать во внимание, так как амплитуды этих гармоник незначительны и крутильные колебания, вызываемые этими гармониками, — невелики.

Для колебаний двухузловой формы резонанс может наступить лишь начиная с гармоники четырнадцатого порядка. Критическое число оборотов четырнадцатого порядка второй степени

$$n_{кр} = \frac{N_2}{14} = \frac{1529}{14} = 109 \text{ об./мин.}$$

Запрещенные зоны числа оборотов двигателя: четвертого порядка первой степени $n = 120 \pm 10\%$ или $n = (132 \div 108)$ об./мин.; шестого порядка первой степени $n = 80 \pm 10\%$ или $n = (88 \div 72)$ об./мин.

Предположим, что в результате расчета получено, для шестицилиндрового четырехтактного двигателя, число собственных колебаний одноузловой формы $N_1 = 2133$ в минуту и двухузловой $N_2 = 3586$ и соответственно угловая частота колебаний $\omega_1 = 223,4$ и $\omega_2 = 375,5$. При нормальном числе оборотов двигателя $n = 360$ об./мин., резонанс возникает от гармоники шестого порядка, так как импульсные порядки для этого двигателя будут следующие: третий, шестой, девятый, двенадцатый и т. д. (порядок одного оборота). Критическое число оборотов двигателя близко к нормальному

$$n_{кр} = \frac{2133}{6} = 355,5 \text{ об./мин.}$$

Для устранения резонанса повысим критическое число оборотов, путем изменения 10-й массы (установка состоит из шестицилиндрового двигателя с двумя компрессорами, маховика и динамомашин). Если принять $n_{кр} = 420$ об./мин., то число собственных колебаний системы должно быть $N = 6 \cdot 420 = 2520$ и угловая частота колебаний

$$\omega_1 = \frac{\pi N_1}{30} = \frac{\pi 2520}{30} = 263,7$$

Для значения $\omega^2 = 69\,640$ произведем вычисления, приведенные в табл. 41. Для упрощения вычислений принято $GJ_0 = 10^{10}$.

Остаточный момент R на свободном конце вала должен быть равен нулю.

$$R = \omega^2 \sum_{i=1}^{i=9} J_i \alpha_i + \omega^2 J_{10} \alpha_{10} = 105\,228,5 \cdot 10^3 + (-77,55 \cdot 10^3 X) = 0$$

$$X = J_{10} = 1358 \text{ кгсмсек}^2$$

Значение J_{10} при первоначальном подсчете было равно 2200 кгсмсек². Следовательно, для повышения критического числа оборотов двигателя с 355,5 до 420 в минуту необходимо уменьшить приведенный момент инерции 10-й массы на 38%. Вместо изменения момента инерции 10-й массы, можно было бы получить тот же результат, изменяя длину или диаметр части вала на участке 9—10 (между 9-й и 10-й массами). Для этого приведенную длину этой части вала введем в расчет, как неизвестную. Указанный подсчет приведен в табл. 42. Для пересчета необходимы лишь две последние строки табл. 41, остальные строки остаются без изменений.

Для свободного конца вала (10—11) остаточный момент R должен равняться нулю.

$$R = \omega^2 \sum_{i=1}^{i=9} J_i \alpha_i + \omega^2 J_{10} \alpha_{10} = (158\,806,9 - 1\,612,2 L_x) 10^3 = 0$$

Приведенная длина части вала между 9-й и 10-й массами получается равной $L_x = 98,5$ см, вместо прежней 142 см. Так как длины относятся, как моменты инерций или как отношение диаметров в 4-й степени, то в данном случае можно получить тот же результат, если увеличить диаметр вала участка 9—10 на величину:

$$\sqrt[4]{\frac{142}{98,5}} = 1,1, \text{ т. е. на } 10\%$$

Таблица 41

№№	J	$\omega^2 J$	α	$J \alpha \omega^2$	$\omega^2 \sum J \alpha$	l	$l \frac{\omega^2 \sum J \alpha}{G J_0}$
1	2	3	4	5	6	7	8
1—2	6,5	$452,7 \cdot 10^3$	1,00000	$452,7 \cdot 10^3$	$452,7 \cdot 10^3$	150	0,00679
2—3	7,0	$487,5 \cdot 10^3$	0,99321	$484,2 \cdot 10^3$	$936,9 \cdot 10^3$	77	0,00721
3—4	93	$6476,5 \cdot 10^3$	0,98600	$6385,8 \cdot 10^3$	$7322,7 \cdot 10^3$	48,5	0,03552
4—5	93	$6476,5 \cdot 10^3$	0,95048	$6155,8 \cdot 10^3$	$13478,5 \cdot 10^3$	48,5	0,06537
5—6	93	$6476,5 \cdot 10^3$	0,88511	$5732,4 \cdot 10^3$	$19210,9 \cdot 10^3$	48,5	0,09317
6—7	93	$6476,5 \cdot 10^3$	0,79194	$5129,0 \cdot 10^3$	$24339,9 \cdot 10^3$	48,5	0,11805
7—8	93	$6476,5 \cdot 10^3$	0,67389	$4364,4 \cdot 10^3$	$28704,3 \cdot 10^3$	48,5	0,13922
8—9	93	$6476,5 \cdot 10^3$	0,53467	$3462,8 \cdot 10^3$	$32167,1 \cdot 10^3$	57,5	0,18496
9—10	3000	$208920 \cdot 10^3$	0,34971	$73061,4 \cdot 10^3$	$105228,5 \cdot 10^3$	142	1,49424
10—11	X	$69,64 \cdot 10^3 X$	$-1,14453$	$-77,55 \cdot 10^3 X$	R		

Таблица 42

№№	J	$\omega^2 J$	α	$J \alpha \omega^2$	$\omega^2 \sum J \alpha$	l	$l \frac{\omega^2 \sum J \alpha}{G J_0}$
1	2	3	4	5	6	7	8
9—10	3000	$2089920 \cdot 10^3$	0,34971	$73061,4 \cdot 10^3$	$105228,5 \cdot 10^3$	L_x	0,010521 _x
10—11	2200	$153203 \cdot 10^3$	0,34971 — $-0,010521_x$	$(53578,4 -$ $-1612,2 L_x) 10^3$	$(158806,9 -$ $-1612,2 L_x) 10^3$		

КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ РАСЧЕТ

ГЛАВА XIV

НЕПОДВИЖНЫЕ ДЕТАЛИ

§ 57. Фундаментные рамы, подшипники и станины

Фундаментная рама является основанием двигателя, на котором устанавливается станина и укладывается коленчатый вал; кроме того, к ней же крепятся вспомогательные механизмы, обслуживающие двигатель. Фундаментная рама обычно отливается из чугуна, но иногда в двигателях легкого типа применяется стальное литье или сварная конструкция из листовой стали.

Рама состоит из продольных литых балок коробчатого сечения, или швеллерной формы, усиленной ребрами. Продольные балки соединяются поперечными перегородками, на которых располагаются рамовые подшипники. Каждые две соседние перегородки образуют колодец, в котором вращается мотыль. Перегородки совместно с продольными балками и дном рамы составляют общую отливку корытеобразного вида жесткой конструкции. Дно рамы образует ванну для стока отработанного масла с движущихся частей и подшипников. Дно обычно делается наклонным к кормовой части двигателя с целью лучшего стекания масла к отводной трубе, для чего в нижней части каждой перегородки имеется отверстие.

Для облегчения веса рамы дно ее иногда изготавливается из листовой стали, которое крепится или приваривается к отливке. В многоцилиндровых двигателях, а также в двигателях большой мощности, рама получается значительной длины и веса. Для облегчения изготовления, транспортировки и установки рамы, ее делают из двух или трех частей, соединяющихся при помощи фланцев и стяжных болтов. Часть болтов туго пригоняется к отверстиям для центрирования соединений.

На рис. 94 приведен общий вид чугунной рамы четырехцилиндрового двигателя Дизеля. На перегородках рамы видны рамовые подшипники, состоящие из нижней и верхней половинок вкладышей, рабочие поверхности которых залиты антифрикционным металлом (баббитом). Вкладыши сверху прижимаются крышкой, которая скрепляется с рамой обычно двумя шпильками (у крайних подшипников по четыре шпильки). Вкладыши рамовых подшипников отливаются из чугуна или отковываются из стали и обычно выполняются цилиндрической формы, позволяющей выкатывать нижние половинки вкладыша для осмотра и ремонта, не поднимая коленчатого вала.

В некоторых случаях ограничиваются одним нижним вкладышем и верхняя половина его заменяется крышкой подшипника.

Крышка рамового подшипника отливается из чугуна или стали и делается двутаврового или коробчатого сечения. В двигателях большой мощности вместо одной широкой крышки делают две узких для удобства разборки и равномерной затяжки шпилек. Крышка плотно пригоняется своими боковыми поверхностями к раме и крепится к ней при помощи двух или четырех шпилек. В крышке делают

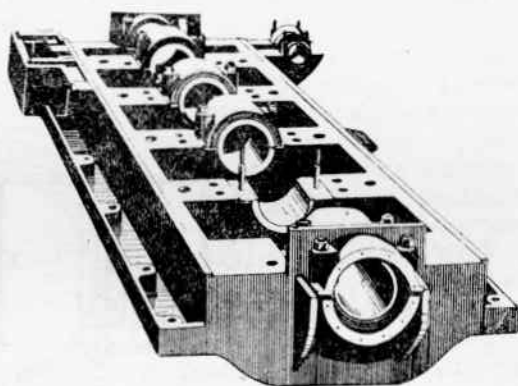


Рис. 94. Фундаментная рама четырехцилиндрового двигателя.

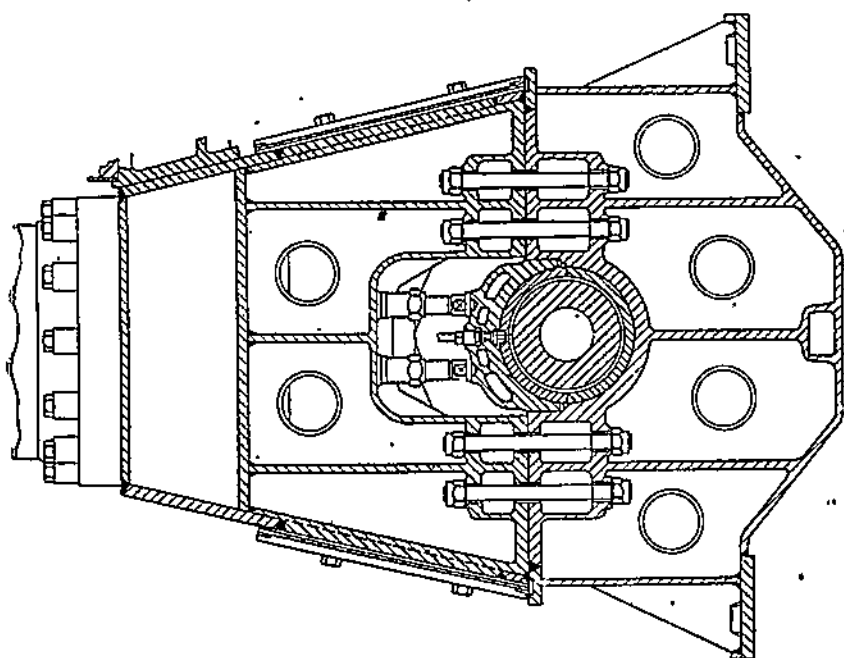


Рис. 96.

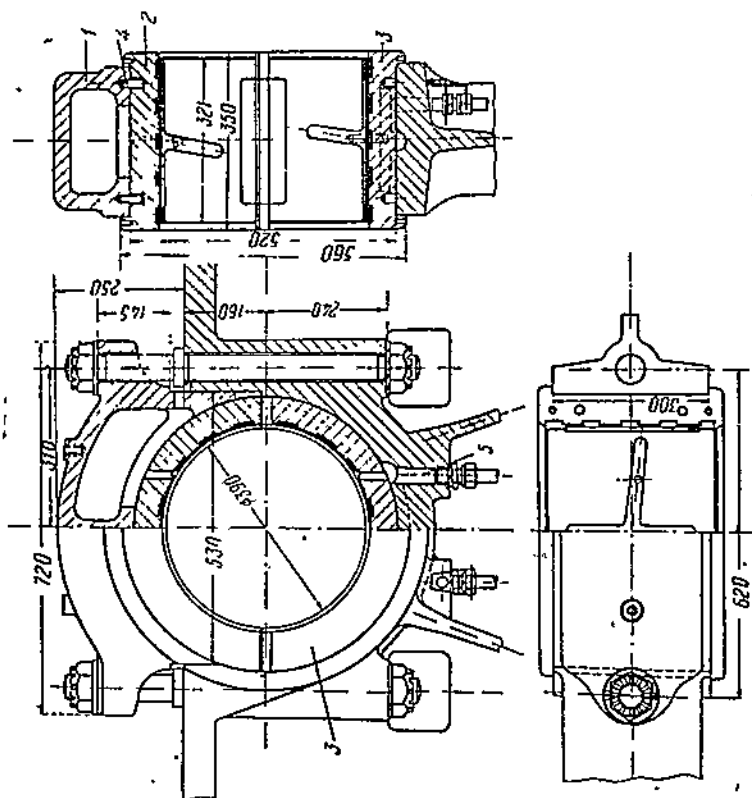


Рис. 95. Рабочий подшипник.

одно или два отверстия для ввертывания подъемных рымов и отверстие для подвода смазки.

На рис. 95 показан рамовый подшипник двухтактного двигателя Зульцера, с подводом смазки к нижнему вкладышу. При такой конструкции подшипника вскрытие его может производиться без разборки трубок маслопровода. Обе половинки вкладыша взаимозаменяемы.

Цифрами обозначены следующие части подшипника: 1—крышка подшипника, 2—верхняя половина вкладыша, 3—нижняя половина, 4—стопор для устранения возможности проворачивания вкладыша, 5—подвод смазки к подшипнику.

На рис. 96 показан поперечный разрез сварной рамы и станины четырехтактного двигателя Дизеля. На чертеже видно крепление станины с рамой и расположение рамового подшипника. Крышка рамового подшипника прижимается двумя распорными болтами. Каждый болт имеет на шестигранной головке заплечик, которым он упирается в крышку. Ниже заплечика на болте имеется цилиндрическая часть, входящая в сверление в крышке. На распорный болт наверху накручена гайка, имеющая вид стакана с шестью гранями для захвата ключом. При вывёртывании стакана, крышка подшипника будет прижиматься упорным болтом, который верхней частью стакана упирается в поперечную перегородку станины. Оба стакана распорных болтов заstopорены проволокой, пропущенной через отверстия в них. При такой конструкции болтов расстояние между ними сокращается, в результате чего уменьшается величина момента, изгибающего крышку подшипника. Распорные болты позволяют также уменьшить длину крышки и сократить расстояние между анкерными связями, что несколько разгружает раму от изгибающих напряжений. При

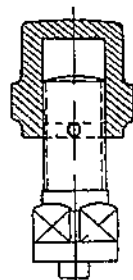


Рис. 97. Распорный болт.

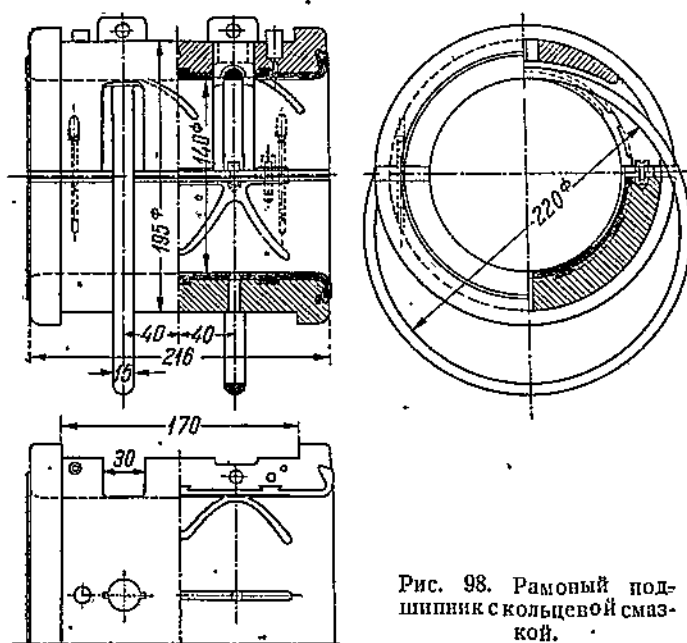


Рис. 98. Рамовый подшипник с кольцевой смазкой.

наличии распорных болтов разборка подшипника облегчается. Для смазки рамовых и мотылевых подшипников применяется большей частью циркуляционная система — под давлением 0,5—2,0 ати, и иногда в компрессорных дизелях тихоходного типа — кольцевая система смазки. На рис. 98 показан рамовый подшипник с кольцевой смазкой; на шейку вала надеты свободно два кольца большего диаметра, чем шейка вала. Нижней своей частью кольца смачиваются маслом, заполняющим нижнюю внутреннюю полость подшипника (ванну). Вследствие трения между шейкой и кольцами, таковые вращаются, подавая масло на рабочую поверхность подшипника.

Наиболее распространенный способ смазки — под давлением. Масло обычно подается в подшипник по трубке сверху и распространяется внутри по расходящимся канавкам на рабочей поверхности вкладыша. Один из рамовых подшипников, обычно кормовой или средний (в зависимости от места расположения шестерни вала, передающей вращение от коленчатого к распределительному валу), выполняется как установочный, препятствуя осевому перемещению коленчатого вала. Остальные подшипники имеют вкладыши короче шейки вала, с целью свободного удлинения его при нагревании. Если температуру рамы принять 10° , а температуру

вала 60° , то относительное удлинение вала на 1 м длины будет составлять: $\Delta l = 1000(60 - 10) 1,1 \cdot 10^{-5} = 0,55$ мм. Следовательно, в наиболее удаленном рамовом подшипнике (от подшипника, фиксирующего положение вала) зазор между

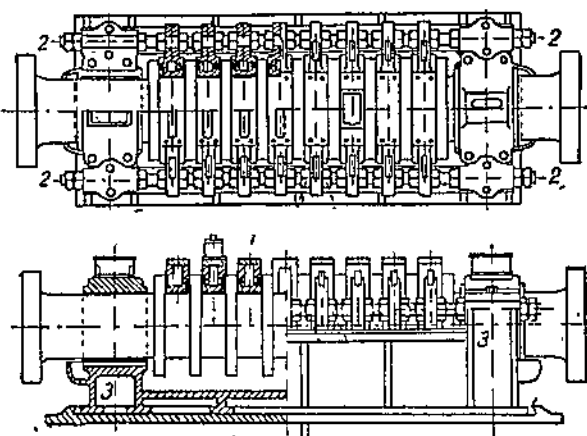


Рис. 99. Упорный подшипник Модслея.

Подшипник представляет собой коробку с фланцем у дна для крепления его к судовому фундаменту. Коробка имеет в своих оконечностях опорные подшипники 3, поддерживающие упорный вал (рис. 99). Через приливы задней и передней поперечных стенок коробки проходят параллельно оси вала два стержня с мелкой резьбой, закрепленные в коробке при помощи гаек. Упорные стальные скобы, облицованные с двух сторон баббитом, закреплены полукруглыми отверстиями на нарезных стержнях 2 при помощи двух пар гаек. Своим полукруглым средним отверстием скоба надевается на вал, помещаясь между двумя упорными кольцами вала. Упор гребного винта через упорный вал передается скобам и через продольные нарезные стержни — корпусу упорного подшипника. При работе на передний ход давление воспринимается одной стороной скобы и при заднем ходе другой стороной. Для равномерного распределения упорного давления на все скобы, они могут передвигаться по направлению оси вала при посредстве гаек, фиксирующих их положение на нарезных стержнях.

На рис. 100 приведен поперечный разрез подшипника Модслея и на рис. 101 показана упорная скоба. Упорные скобы отливаются из стали и делаются пустотелыми для внутреннего их охлаждения при помощи циркуляции воды. Каждая скоба имеет масленку и трубочку, по которой масло попадает на трущуюся поверхность скобы, имеющей на баббитовой облицовке зигзагообразные или радиальные канавки. Корпус подшипника служит также смазочной ванной для упорных колец вала. Для охлаждения масла в ванне помещаются змеевики с циркуляцией охлаждающей воды.

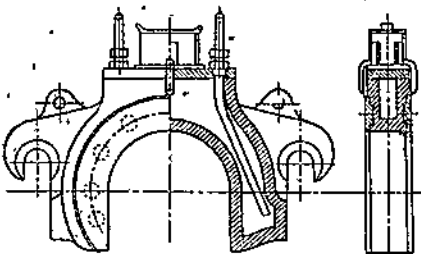


Рис. 101. Упорная скоба.

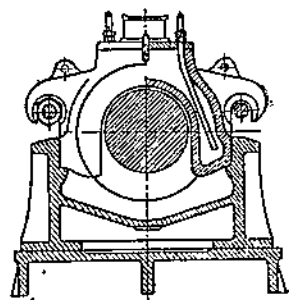


Рис. 100. Поперечный разрез упорного подшипника Модслея.

С применением двигателей большой мощности широкое распространение получили упорные однодисковые подшипники Митчеля с клиновым расположением трущихся поверхностей,

допускающие высокое удельное давление и обладающие высоким коэффициентом полезного действия. Удельное давление в подшипниках Митчеля допускается до $12-16 \text{ кг/см}^2$ против $3-5 \text{ кг/см}^2$ для гребенчатых подшипников.

Упорный вал для подшипника Митчеля имеет одно упорное кольцо 8 (рис. 102), с каждой стороны которого располагаются 5—8 упорных подушек. Подушки с одной стороны диска работают на передний ход и с другой — на задний (на рис. 102 показана лишь левая часть подшипника, симметричная правой).

Каждая упорная подушка 1 со стороны, прилегающей к упорному кольцу, залита баббитом, а с противоположной стороны имеет цилиндрическую вставку 2,

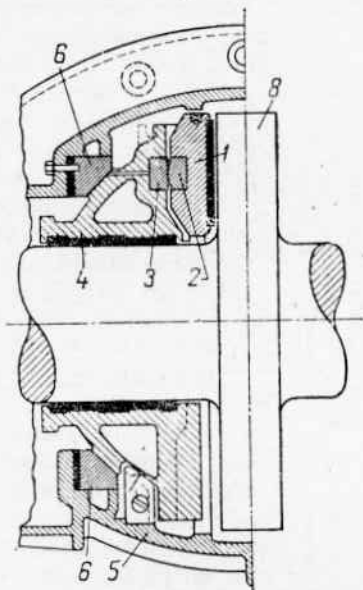


Рис. 102. Подшипник Митчеля.

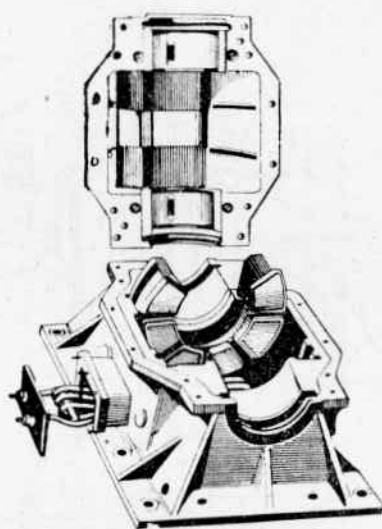


Рис. 103. Внутренний вид упорного подшипника Митчеля.

из кованой закаленной стали с закругленной поверхностью. Вставка 2 опирается на такую же цилиндрическую вставку 3, укрепленную в промежуточной части 4, охватывающей вал и служащей обычным опорным подшипником для упорного вала. В корпусе подшипника 5 вставлено гнездо 6 с шаровой поверхностью, в которое и упирается промежуточная часть 4. Для устранения проворачивания части подшипника 4 имеется стопорная пластинка 7.

Равнодействующая давления масла на поверхность подушки 1 не совпадает с точкой ее опоры (опорой служит точка касания вставок 2 и 3), вследствие чего возникает пара сил, которая автоматически устанавливает упорную подушку в положение, слегка наклонное по отношению к упорному кольцу. Смазочное масло, поступающее в клинообразный суживающийся зазор между подвижным диском 8 и неподвижной подушкой, создает большое давление, разъединяя их поверхности

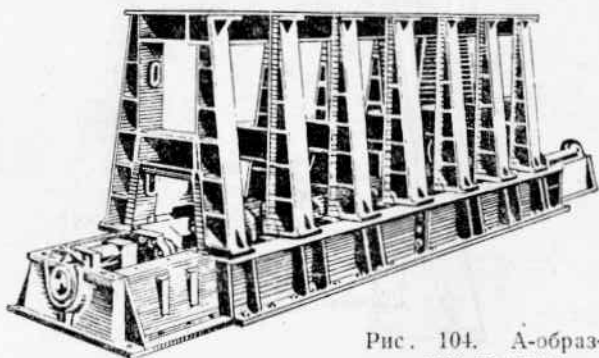


Рис. 104. А-образные колонны.

даже при значительном удельном давлении. Конструкция Митчеля позволила уменьшить работу трения в 20—30 раз по сравнению с гребенчатыми подшипниками. В подшипнике на рис. 103 упорная скоба с подушками имеет форму подковы и закладывается сверху при снятой крышке подшипника, после чего она поворачивается на 180°. Такое устройство скобы позволяет производить осмотр и замену упорных подушек без подъема вала. Внутренняя часть корпуса подшипника служит масляной ванной. Масло наливается настолько, чтобы уровень его был немного ниже нижней части упорного вала. Для охлаждения масла имеется змеевик с циркулирующей в нем охлаждающей водой.

Фундаментная рама двигателя устанавливается на судовом фундаменте, представляющем собою клепаную конструкцию, являющуюся составной частью набора судового дна, или располагающуюся на палубе второго дна. Фундамент обычно состоит из двух швеллерных, или двутавровых, балок, расположенных вдоль судна и скрепленных рядом поперечных балок. Для придания большей жесткости кон-

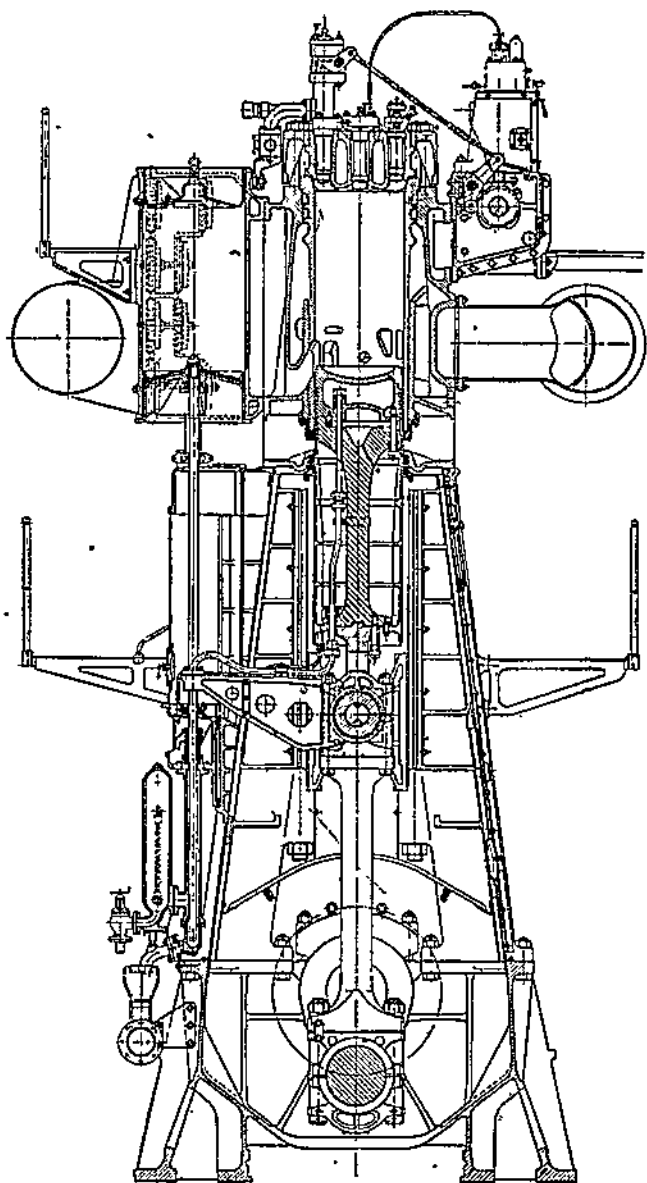


Рис. 105. Двухтактный двигатель завода Круппа.

струкции шпангоуты и флоры, в районе машинного отделения, ставятся чаще обыкновенного; кроме того, флоры усиливаются добавочными угольниками. Фундаментная рама двигателя ставится не непосредственно на фундамент, а на подкладки, представляющие собой стальные строганные планки в виде клиньев. Фундамент для упорного подшипника обычно делается отдельно.

Цилиндры двигателя крепятся при помощи шпильки своим нижним фланцем к станине, которая в свою очередь устанавливается на фундаментной раме. Станины судовых двигателей по своей конструкции могут быть двух основных типов: в виде отдельных колонн, или стоек, или в виде закрытой коробки (картерный тип). Тихоходные двигатели судового типа средней и большой мощности обычно имеют станины первого типа; литые чугунные колонны поддерживают отдельные цилиндры и крепятся внизу к общей фундаментной раме. Колонны обычно располагаются друг против друга в плоскости, параллельной движению мотыля, по обе стороны каждого рамового подшипника. Для увеличения прочности пустотелых колонн внутри их укрепляют ребрами. Для придания жесткости конструкции отдельные колонны соединяются друг с другом соединительными фланцами или планками.

На рис. 104 показаны колонны А-образного типа, установленные поперек фундаментной рамы между цилиндрами.

На рис. 105 приведен разрез двухтактного бескомпрессорного двигателя Круппа. Цилиндры своими лапами устанавливаются на колонны А-образной формы, расположенные против рамовых подшипников. Отдельные цилиндры соединяются друг с другом при помощи болтов и боковых фланцев.

Для уменьшения веса станины в последнее время стали применяться сварные конструкции из листовой стали.

Станины бывают закрытого и открытого типа. Если смазка движущихся частей производится под давлением, то в этом случае для устранения разбрызгивания и потери масла пространство между колоннами закрывается съемными щитами из листовой стали. Конструкция станины в виде колонн делает двигатель более доступным для осмотра и разборки движущихся частей и подшипников, но вместе с этим увеличивает ширину двигателя и его вес.

На рис. 106 представлен поперечный разрез четырехтактного бескомпрессорного двигателя М. А. Н.; как видно из рисунка, цилиндры крепятся непосредственно к фундаментной раме сквозными анкерными связями, благодаря чему разгружается станина от растягивающих усилий. Такое устройство применяется при конструкциях, выполняемых из чугуна. Двигатели тронкового типа (без ползуна) обычно имеют станину в виде коробки (картер), представляющей собой одну общую отливку для всех цилиндров (рис. 107). Иногда станина отливается заодно с рамой (рис. 108, двигатель завода М. А. Н.) (см. вклейку), что дает возможность уменьшить вес двигателя и в то же время это увеличивает жесткость конструкции. Для разборки подшипников и осмотра движения, картер имеет горловины с крышками. Станина испытывает растягивающие усилия от давления газа на крышку цилиндра, действующего снизу вверх. В двигателях быстрого сгорания станины всегда делаются закрытого картерного типа.

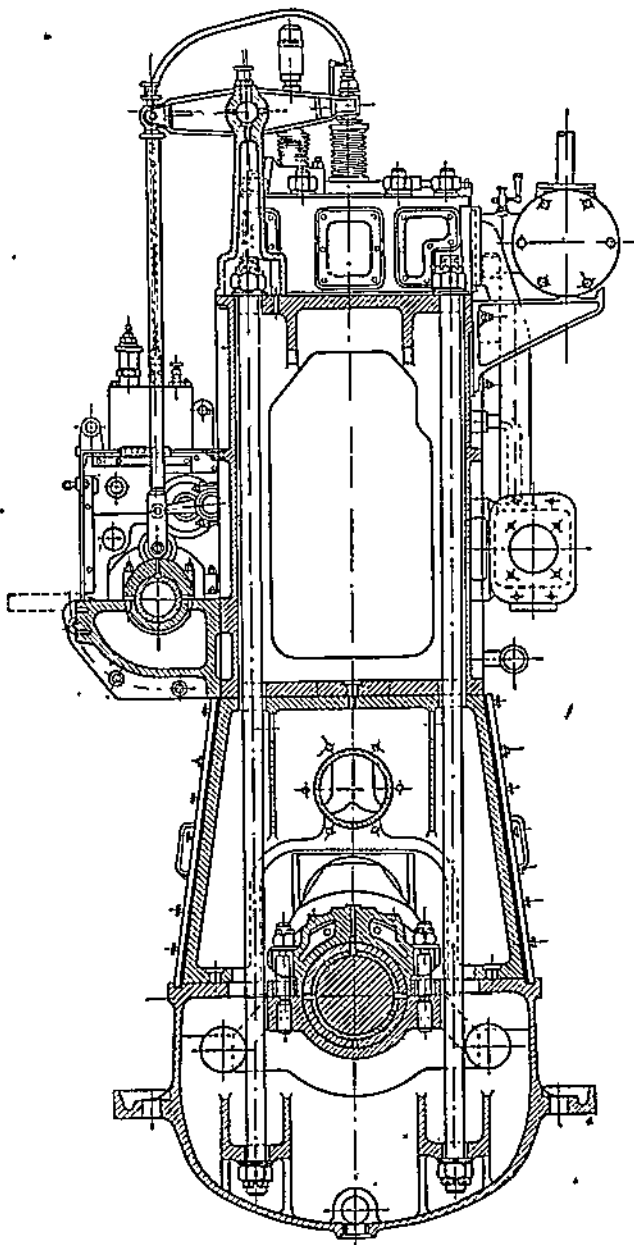


Рис. 106. Четырехтактный бескомпрессорный двигатель М. А. Н., разрез по анкерным связям.

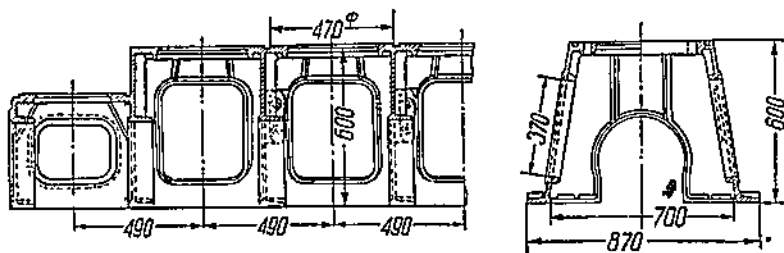


Рис. 107. Станина картерного типа.

§ 58. Рабочие цилиндры и крышки

Цилиндры судовых двигателей внутреннего сгорания отливаются из чугуна хорошего качества. Цилиндры бензиновых двигателей часто представляют собой одну общую отливку, состоящую из внутренней цилиндрической части, наружной рубашки для водяного охлаждения и крышки, при этом несколько цилиндров отливаются в одно целое. Такое сочетание цилиндров в виде одной отливки называется блоком (рис. 109). Отливка нескольких цилиндров в одном блоке удешевляет стоимость изготовления и в значительной степени уменьшает вес двигателя и его длину. Общая отливка цилиндров придает большую жесткость конструкции и позволяет облегчить станину и раму двигателя. Фирма М. А. Н. в своих быстроходных дизелях широко применяет этот способ изготовления цилиндров, выпуская восьмичилиндровые блоки. В бензиновых двигателях отливка двух или четырех цилиндров в одном блоке является обычной.

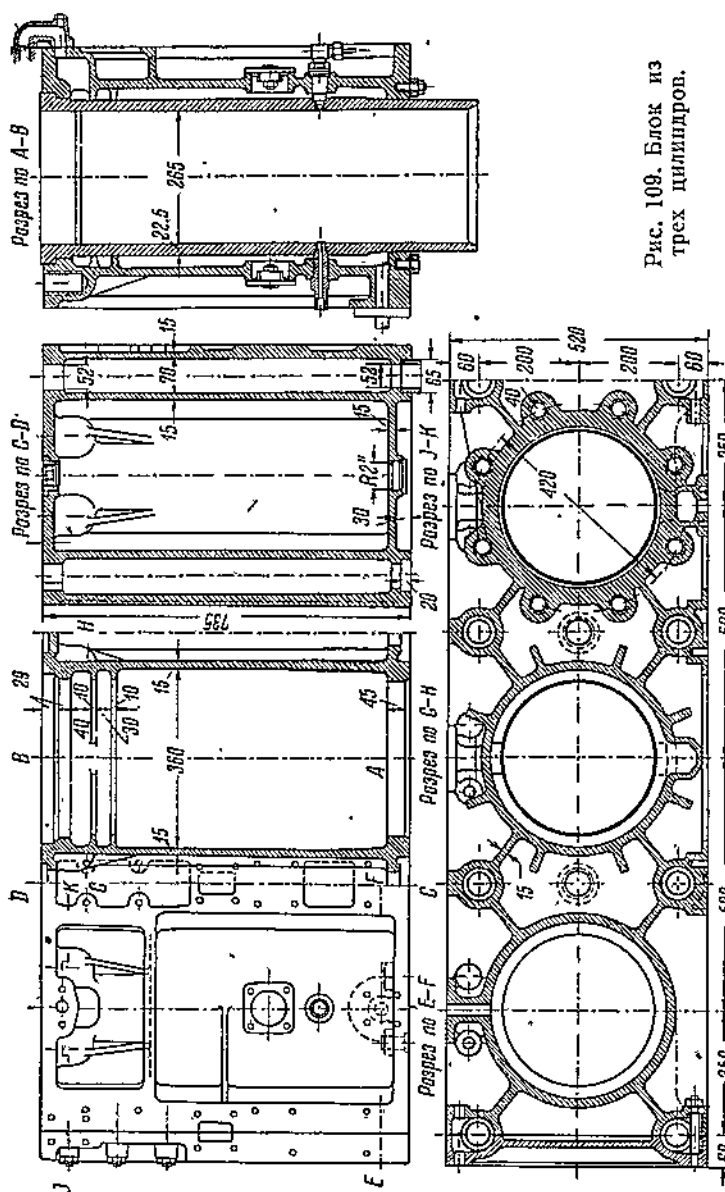


Рис. 109. Блок из трех цилиндров.

На рис. 110 показан четырехтактный бензиновый двигатель с цилиндром, представляющим одну общую отливку с крышкой, что вообще является типичным для бензинокеросиновых двигателей. Для охлаждения цилиндра, к нижней части водяной рубашки 1 подведена трубка 2. Нагретая вода отводится из верхней части цилиндра по трубе 3. Цилиндр своим нижним фланцем крепится шпильками к станине.

При работе двигателя внутренняя часть цилиндра, соприкасаясь с продуктами сгорания, нагревается и вследствие температурного расширения стремится удлиняться. Расширению внутренней части цилиндра препятствует рубашка цилиндра, температура которой близка к температуре охлаждающей воды.

Для устранения напряжений в цилиндре, внутренняя цилиндрическая часть, в дизелях обычно изготавливается отдельно в виде втулки (рабочая втулка, рис. 111), которая и вставляется в рубашку. Рабочая втулка своей верхней частью садится

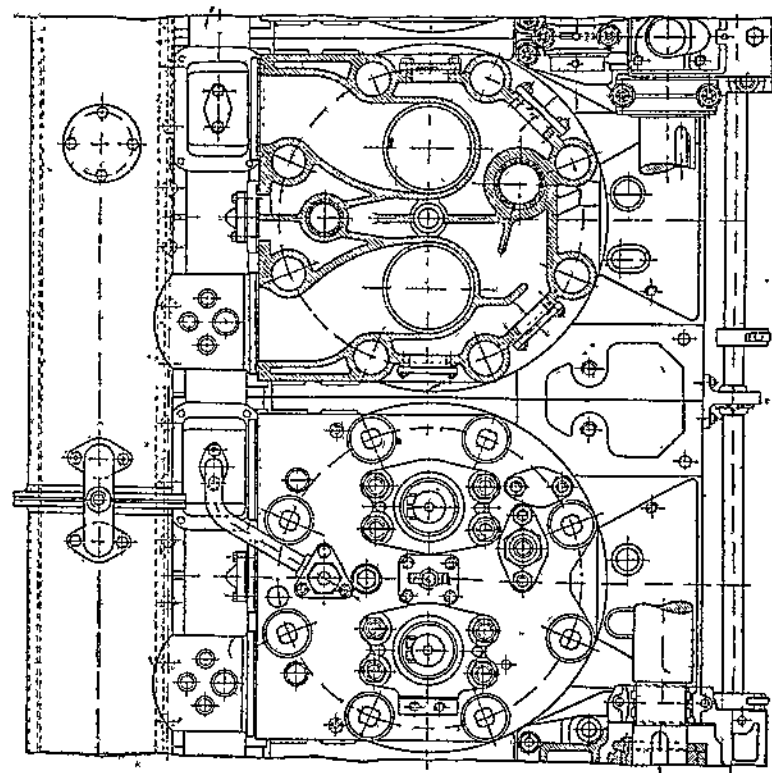
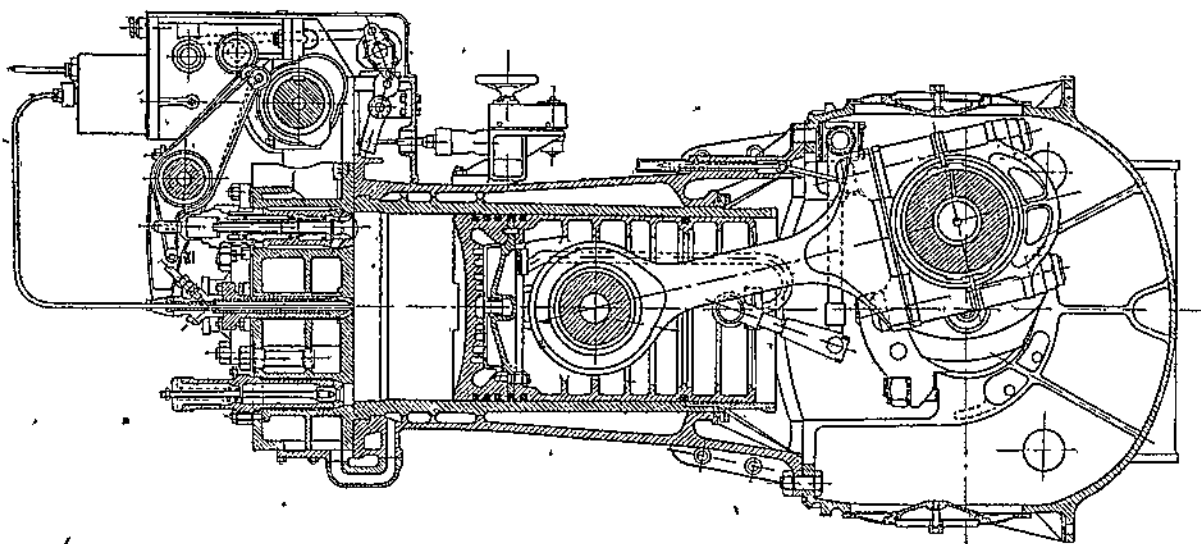
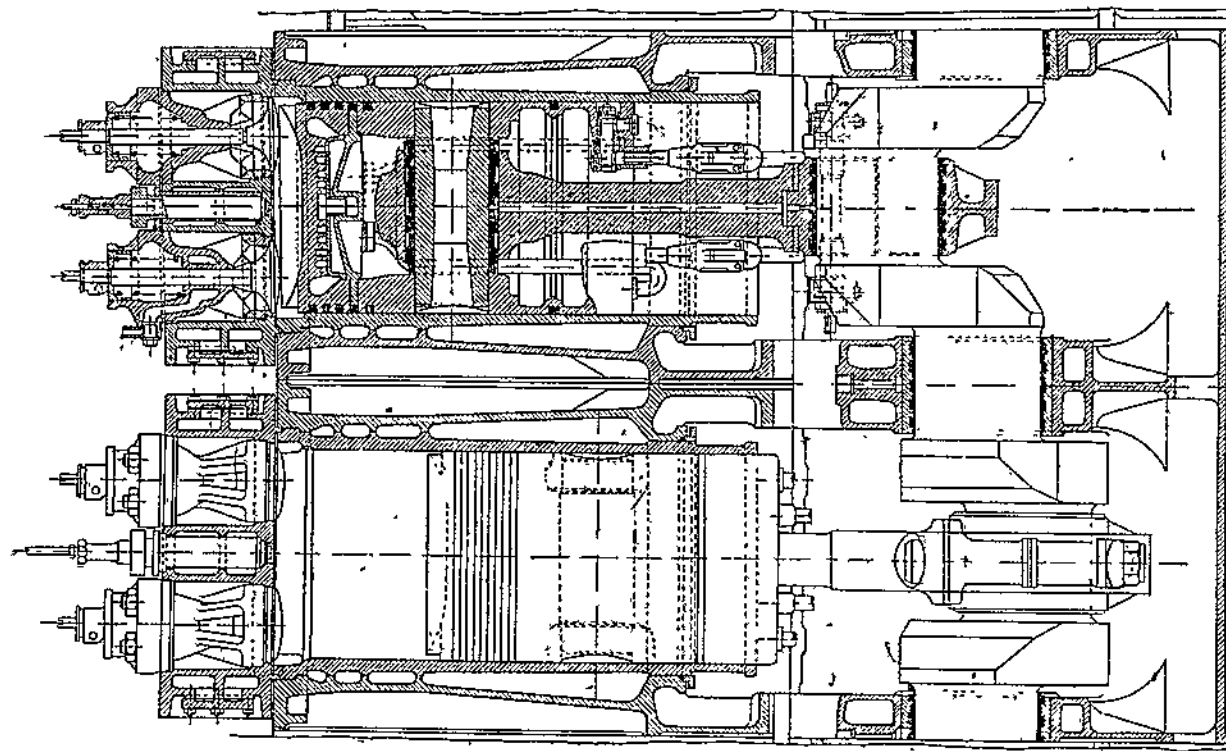


Рис. 108. Поперечный и продольный разрезы бескомпрессорного двигателя М.А.Н. (42-ВМ-6).

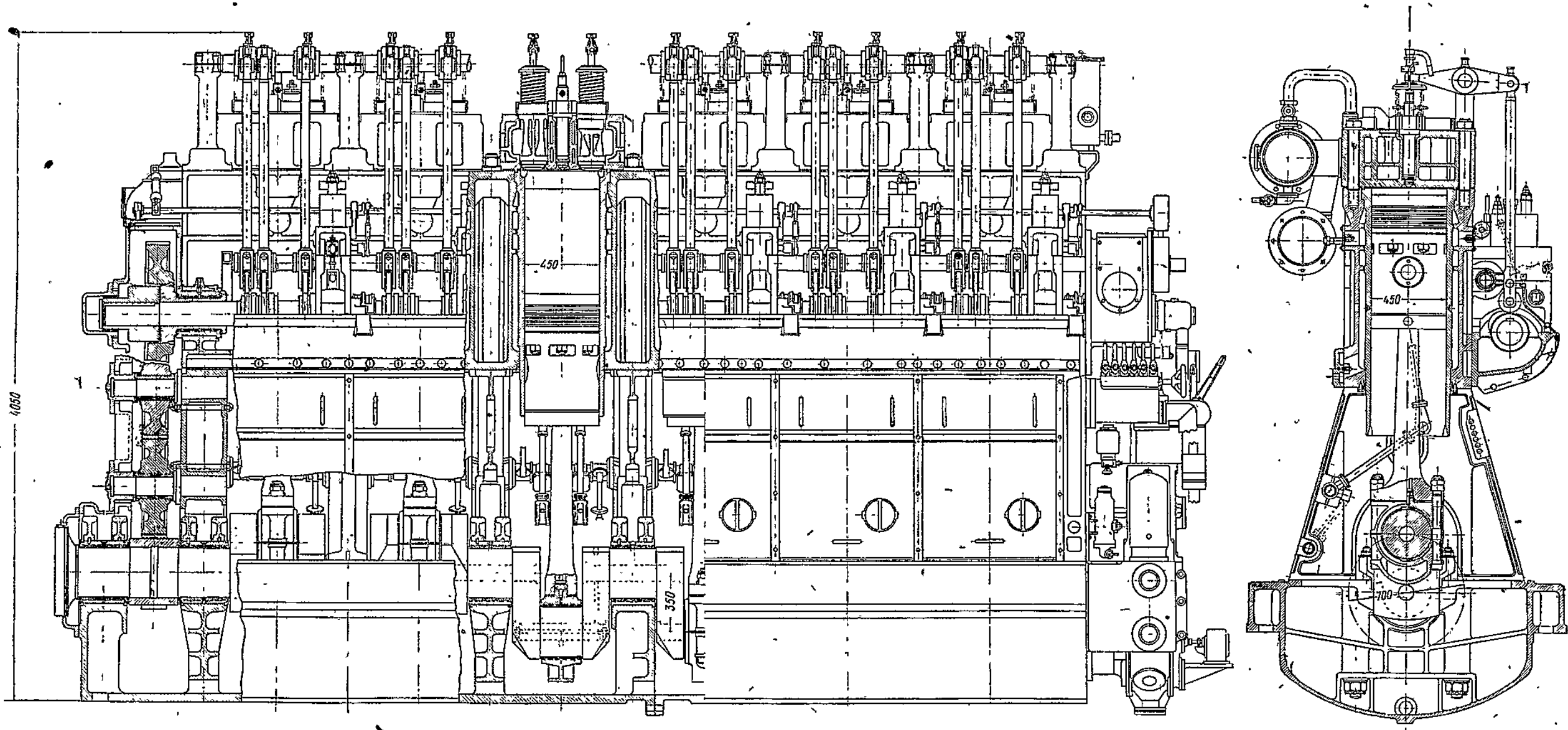


Рис. 117—118. Шестицилиндровый бескомпрессорный двигатель Дизеля.

на заплечик фланца и нижней частью плотно входит в рубашку. При такой конструкции цилиндра рабочая втулка может свободно расширяться, не вызывая растягивающих напряжений в рубашке. Для устранения возможности протекания воды из зарубашечного пространства в картер, рабочая втулка уплотняется в нижней части при помощи медного кольца, расчеканенного в канавке, сделанной в нижнем фланце рубашки. Для той же цели часто делают уплотнительный сальник (рис. 112) с одним или двумя резиновыми кольцами и нажимным бронзовым кольцом. Вставные втулки позволяют производить их замену в случае значительной разработки рабочей поверхности. Кроме того, втулка делается из чугуна повышенного качества, хорошо сопротивляющегося истиранию. Вставная втулка упрощает форму отливки, что также способствует уменьшению литейных напряжений.

Для уменьшения длины втулки между опорами, нижняя часть ее выпускается из рубашки до 0,20 от ее длины. В верхней части втулка растачивается на конус

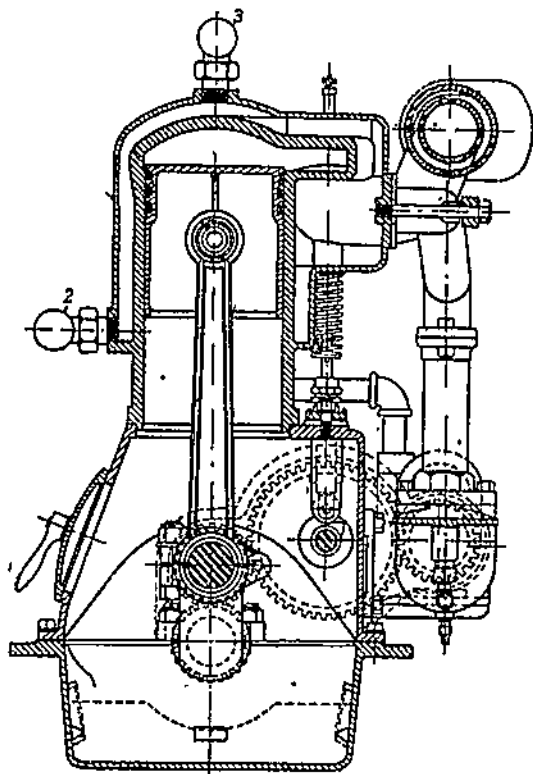


Рис. 110. Четырехтактный бензиновый двигатель.

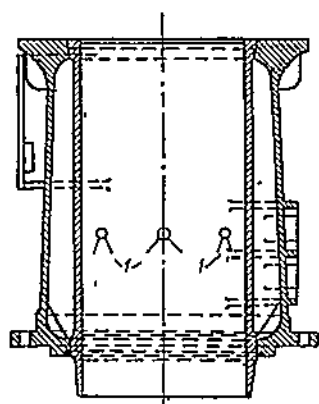


Рис. 111. Разрез цилиндра со вставной втулкой.

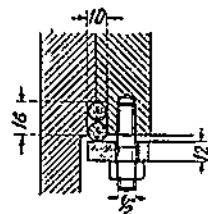


Рис. 112. Уплотнительный сальник нижнего соединения рабочей втулки.

до диаметра, превышающего диаметр цилиндра на 1—2 мм. При крайнем верхнем положении поршня первое поршневое кольцо должно находиться на границе цилиндрической поверхности цилиндра, что устраняет возможность выработки втулки уступом. Охлаждающая вода поступает в нижнюю часть зарубашечного пространства цилиндра и поднимается вверх, а затем переходит в крышку цилиндра. Проход для охлаждающей воды между зарубашечным пространством и крышкой может быть выполнен при помощи наружного патрубка или посредством коротких трубок, помещенных в отверстиях фланцев крышки и рубашки. Уплотнение трубок достигается раззенковкой отверстий для вставки трубок и постановкой в полученную канавку резинового кольца (рис. 113). На рис. 114 показано устройство фланца рубашки цилиндра и патрубка для соединения зарубашечного пространства с внутренней охлаждающей полостью крышки цилиндра.

Для очистки зарубашечного пространства от грязи и осадков в рубашке делают горловины с крышками. Для устранения разъедающего действия морской воды в зарубашечном пространстве устанавливаются предохранительные цинковые пластины (протекторы), плотно соединяющиеся со стенкой для образования гальва-

нической цепи. С целью более интенсивного охлаждения верхней части рабочей втулки, на ней иногда делаются винтообразные ребра, близко подходящие к рубашке, что принуждает протекать охлаждающую воду с большей скоростью.

Перечисленные устройства не должны препятствовать выемке (при демонтаже) рабочей втулки.

Для смазки стенок цилиндра и поршня применяются штуцеры в количестве 4—8 шт. Все штуцеры связаны кольцевой трубкой (рис. 115). Устройство такого штуцера показано на рис. 116.

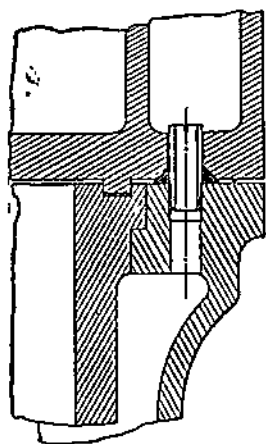


Рис. 113.

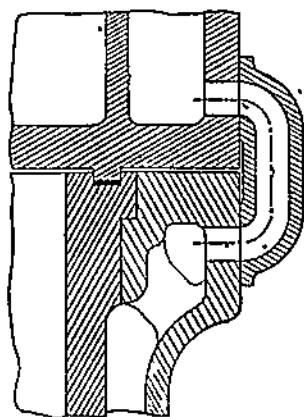


Рис. 114.

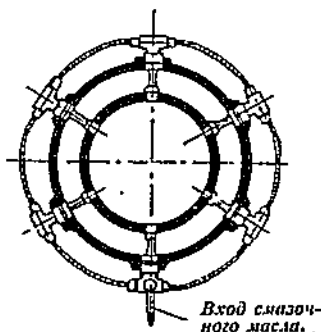


Рис. 115. Кольцевой трубопровод для смазки цилиндра.

В кольцевой маслопровод масло подается насосом под давлением. Штуцеры ввертываются в рабочую втулку и через рубашку проходят свободно с небольшим зазором. Для уплотнения штуцера снаружи предусмотрен нажимной сальник. Такая конструкция штуцера не препятствует свободному осевому удлинению рабочей втулки. Отверстия для смазки цилиндра располагаются в наиболее нагруженной части цилиндра, в плоскости движения шатуна. Распространению масла способствуют канавки, сделанные на рабочей поверхности втулки (рис. 111, канавки 1). Штуцеры располагаются по высоте цилиндра между первым и вторым уплотнительными кольцами при крайнем нижнем положении поршня.

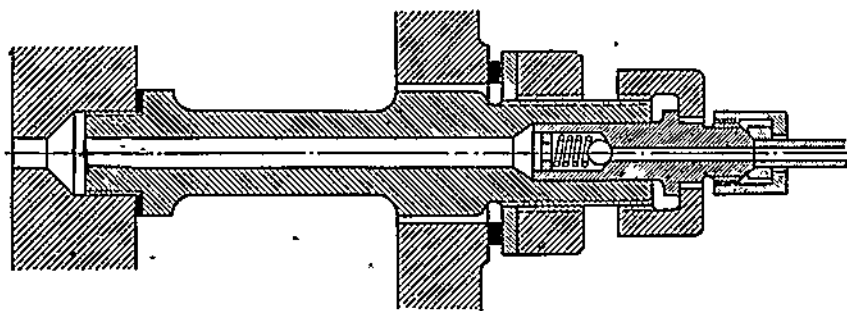


Рис. 116. Штуцер для подачи масла в цилиндр.

Конструкции цилиндров, рабочих втулок и крышек и их соединение между собой хорошо видны на рис. 117 и 118 (см. вклейку), на которых показан поперечный и продольный разрез четырехтактного бескомпрессорного дизеля типа М. А. Н.

Рабочие втулки двухтактных двигателей имеют разнообразную форму, в зависимости от системы продувки и расположения продувочных и выхлопных окон. Для придания большей жесткости рабочей втулке простенки между окнами укрепляются ребрами. Эти ребра отливаются пустотелыми или просверливаются по длине для обеспечения их охлаждения. При вставных втулках необходимо получить хорошее уплотнение между рубашкой и втулкой в районе окон, чтобы охлаждающая вода не попала в цилиндр.

Плотность соединения достигается точной пригонкой поверхности средней утолщенной части рабочей втулки к поверхности приливов в рубашке. Эти приливы образуют каналы для продувочного воздуха и выхлопных газов, охватывая рабочую втулку в районе окон. Для более надежного уплотнения соединения, в этом месте делают кольцевые канавки (сечения канавок показаны на рис. 121), в которые закладываются кольца из красной меди в горячих местах и резиновые кольца в более холодных местах. Верхнее и нижнее соединения рабочей втулки и рубашки делаются аналогично четырехтактным двигателям. Утолщения рабочей втулки в средней и нижней ее частях, в местах соединения с рубашкой, не должны препятствовать вставке и выниманию рабочей втулки. На рис. 119 показан рабочий цилиндр двигателя Дизеля системы Зульцера, на рис. 120 приведен разрез того же цилиндра по окнам.

Отверстия для подвода смазки к рабочей поверхности цилиндра располагаются почти исключительно выше продувочных окон, но иногда и ниже их; при первой конструкции смазка подается при уже закрытых продувочных окнах, а потому не может быть слута продувочным воздухом.

Для достижения плотного соединения цилиндра с крышкой, на верхнем фланце рабочей втулки вытачивают кольцевую канавку, в которую входит соответствующий кольцевой выступ фланца крышки цилиндра. В ка-

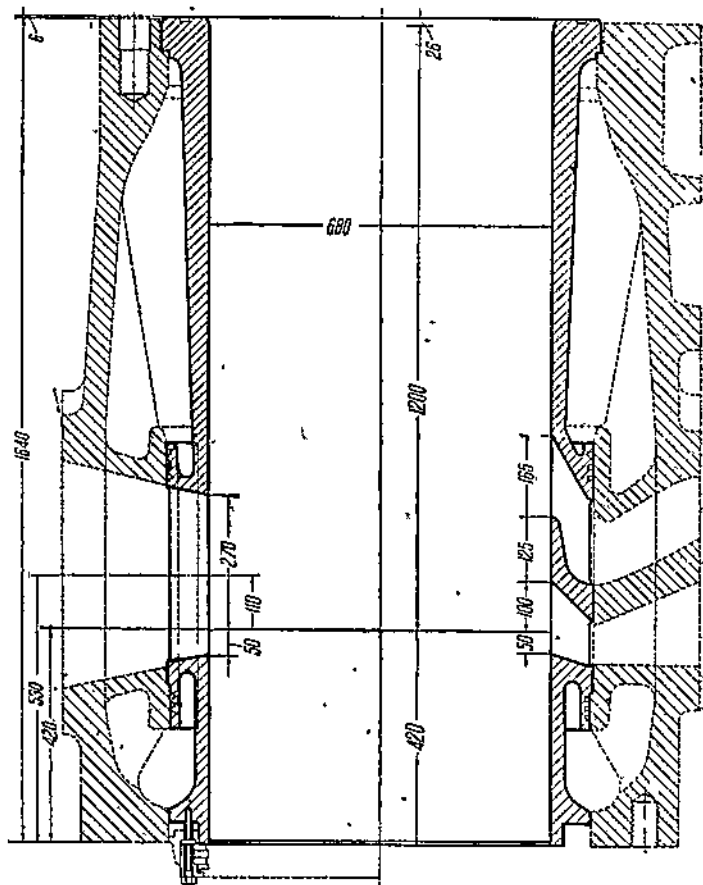


Рис. 119. Цилиндр двухтактного двигателя Зульцера.

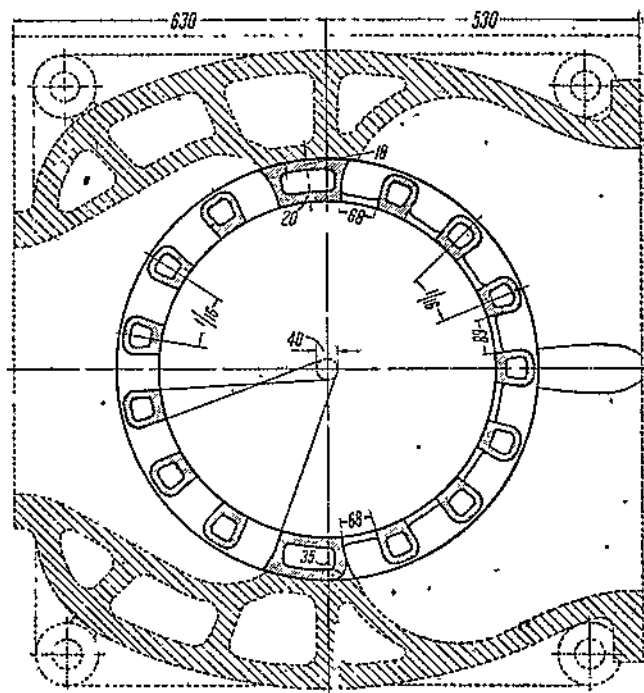


Рис. 120. Разрез цилиндра по окнам.

навку для уплотнения закладывается прокладка из красной меди, толщиной до 1 мм. Крышка цилиндра крепится к фланцу рубашки при помощи шпилек и гаек.

Крышка цилиндра является одной из наиболее ответственных частей двигателя и по своей конструкции представляет собой сложную отливку. Крышка испытывает усилия от давления в цилиндре и непосредственно соприкасается с нагретыми газами. Для устранения перегрева крышки, она интенсивно охлаждается водой, циркулирующей в охлаждающей полости крышки. Вследствие неодинаковой температуры отдельных участков крышки, в ней возникают значительные тепловые напряжения.

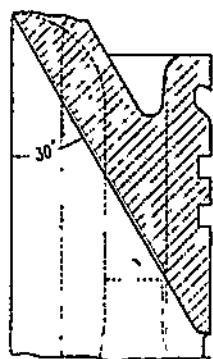


Рис. 121. Кольцевые уплотнительные канавки цилиндра.

В крышке четырехтактных дизелей располагаются следующие клапаны: всасывающий, выпускной, топливный, пусковой и предохранительный. В двухтактных дизелях со щелевой продувкой в крышке имеются лишь три клапана: топливный, пусковой и предохранительный.

Крышки дизелей отливаются из хорошего чугуна. У бензиновых двигателей крышки изготавливаются иногда из легкого сплава, содержащего, главным образом, алюминий.

На рис. 122, 123 и 124 показана крышка двигателя Дизеля четырехтактного компрессорного типа в трех разрезах, а на рис. 125 приведен вид на крышку сверху. Внутри крышки имеются четыре пустотелые втулки, отлитые вместе с верхней и нижней частями крышки (рис. 123). Внутрь втулок вставляются корпуса клапанов: всасывающего, выпускного, топливного и пускового. Всасывающий и выпускной клапаны сообщаются внутренними каналами в крышке с всасывающей и выхлопной трубами. Стенки каналов отлиты заодно с крышкой и охлаждаются водой. На рис. 122 показан разрез крышки через всасывающий, выпускной и топливный (форсунка) клапаны и на рис. 124 приведен разрез крышки через топливный и пусковой клапаны; здесь же показан рычаг топливного клапана и его кулачковая шайба, находящаяся на распре-

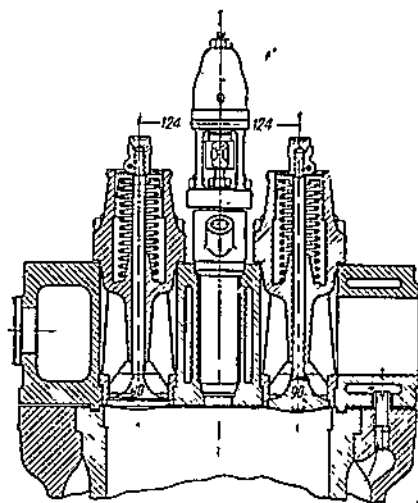


Рис. 122.

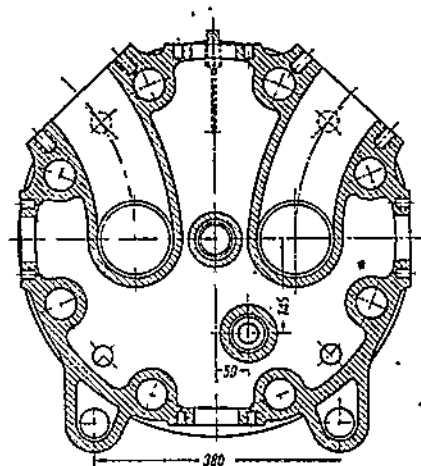


Рис. 123.

делительном валу. Для установки оси клапанных рычагов, у крышки имеются два прилива, в которых и укрепляются две стойки, поддерживающие ось.

При набегающем ролике (находящегося на конце рычага) на выступ вращающейся кулачковой шайбы другой конец рычага приподнимает иглу топливного клапана и сжатый воздух продувает горючее из форсунки в цилиндр. Посадка иглы на свое гнездо производится пружиной. Крышка цилиндра крепится восемью шпильками с гайками к фланцу цилиндра. Охлаждающая вода поступает в крышку из зарубашечного пространства цилиндра через четыре короткие трубки, расположенные по

окружности фланца рубашки. Для очистки внутренней охлаждающей полости крышки имеются четыре горловины. Для интенсивного охлаждения нижней доски крышки применяется конструкция, показанная на рис. 126 (завод М. А. Н.). Внутренняя

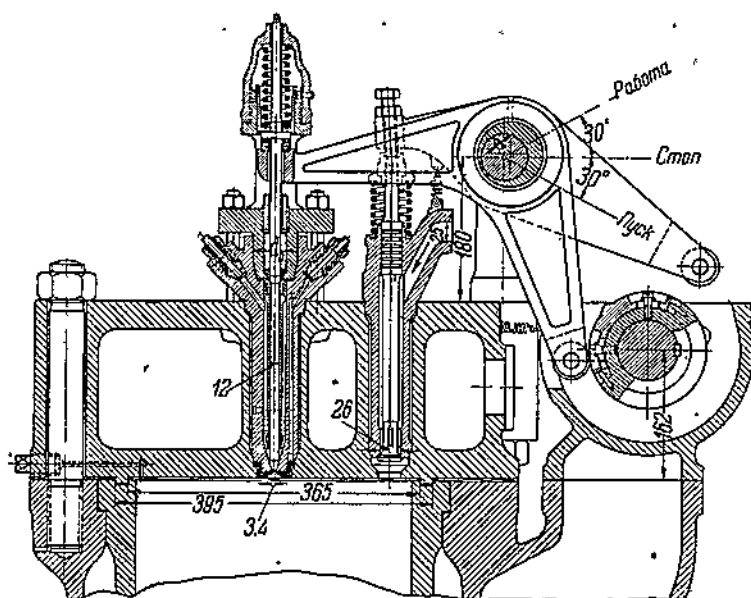


Рис. 124.

охлаждающая полость крышки разделяется горизонтальной перегородкой на две части. Охлаждающая вода поступает из зарубашечного пространства цилиндра в меньшую камеру и, направляясь ребрами к середине крышки, проходит в верхнюю камеру через два отверстия между топливным, впускным и выпускным клапанами. Вследствие

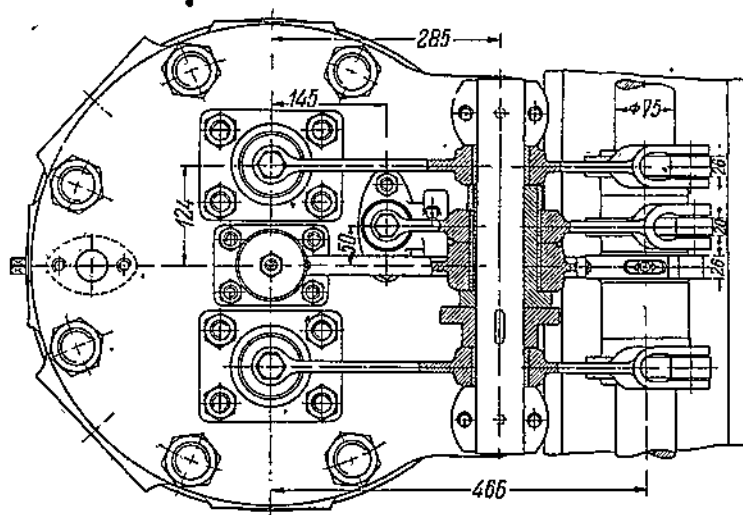


Рис. 125.

усиленной скорости протекания воды, нижняя часть крышки хорошо охлаждается.

На рис. 127 приведена фотография цилиндровой крышки четырехтактного компрессорного двигателя Дизеля. На фотографии видны установка рычагов и расположение клапанов.

Цилиндровые крышки двухтактных двигателей со шелевой продувкой по своей конструкции значительно проще, так как при продувке через окна в крышке рас-

полагаются лишь топливный, пусковой и предохранительный клапаны. На рис. 128, приведена крышка цилиндра двигателя завода Зульцера. В крышке имеется лишь одно центральное отверстие, в которое вставляется комбинированный клапан, состоящий из топливного, предохранительного и пускового клапанов, имеющих один

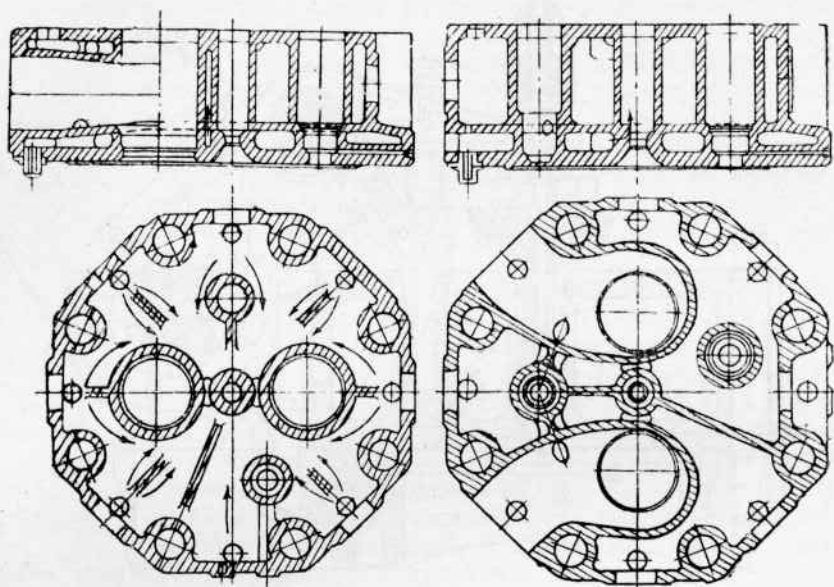


Рис. 126. Цилиндровая крышка двигателя Дизеля завода М. А. N.

общий корпус. Нижняя часть крышки делается меньшего диаметра, с целью предоставления ей возможности свободно расширяться. Шпильки, соединяющие крышку с фланцем рубашки цилиндра, размещаются в особых приливах вне водяного пространства крышки. Число шпилек делают 10—18, так как размещению их не мешают каналы для воздуха и продуктов сгорания, имеющиеся в крышке четырех-

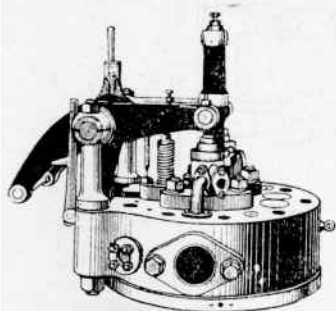


Рис. 127. Цилиндровая крышка четырехтактного двигателя Дизеля.

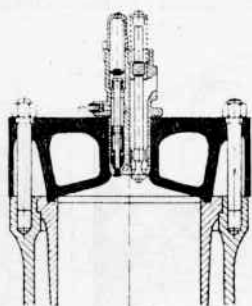


Рис. 128. Цилиндровая крышка двигателя Зульцера.

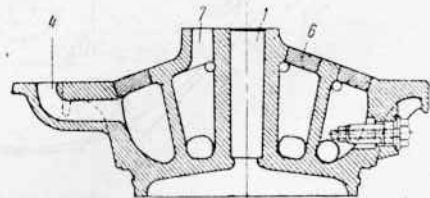
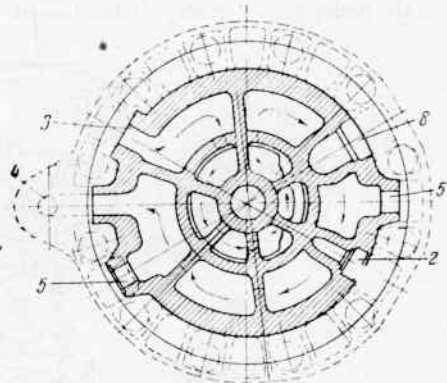
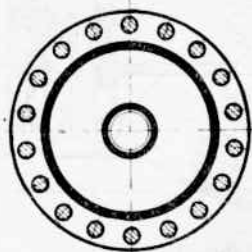


Рис. 129. Цилиндровая крышка двухтактного двигателя Дизеля.

тактных двигателей. Большое число крышечных шпилек позволяет уменьшить их диаметр и в то же время это создает более равномерное нажатие крышки, чем достигается лучшее уплотнение цилиндра.

На рис. 129 показана цилиндрическая крышка двухтактного бескомпрессорного двигателя Дизеля, отлитая из стали. Крышка имеет лишь одно сквозное отверстие в центре, для постановки топливного клапана. Пусковой и предохранительный клапаны помещаются в отверстиях на боковой поверхности крышки и соединяются с камерой сжатия при помощи каналов. Крышка не имеет обычного уплотнительного буртика, а соприкасается с рабочей втулкой нижней конической заточки, чем и достигается уплотнение цилиндра. На верхнем чертеже стрелками указаны путь охлаждающей воды. Вследствие повышенной скорости движения, а также хорошего направления потока, максимальная скорость воды получается в центральной, наиболее нагретой части крышки. Цифрами обозначены следующие части

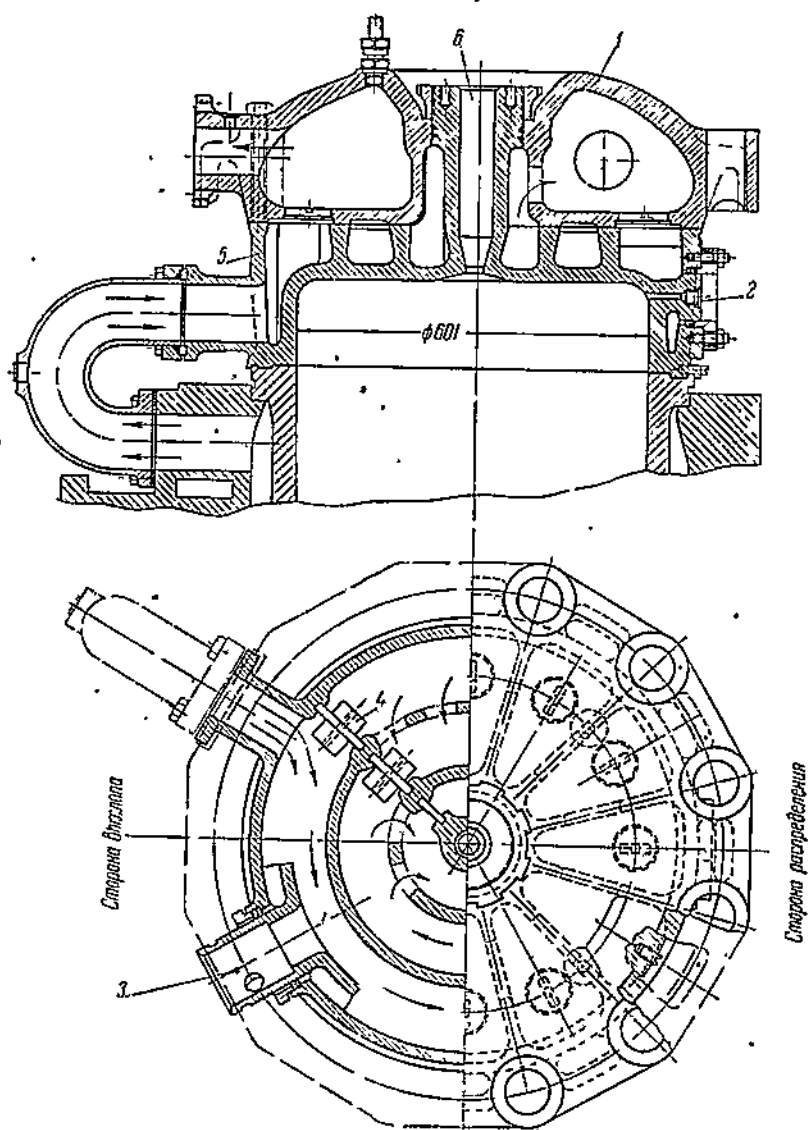


Рис. 130.

крышки: 1 — отверстие для постановки форсунки, 2 — отверстие для предохранительного клапана, 3 — подвод охлаждающей воды, 4 — отвод охлаждающей воды, 5 — укрепление предохранительных цинков, для устранения разъедания внутренней полости крышки морской водой, 6 — заглушки отверстий, для удаления формовочной земли при отливке крышки, 7 — отверстие для выпуска воздуха, 8 — место для пускового клапана.

За последние годы цилиндрические крышки очень часто стали изготавливать из двух частей, что в значительной степени облегчает отливку крышки и в то же время позволяет нижнюю ее часть делать из ковanej или литой стали. Крышки такой конструкции оказались наиболее надежными в эксплуатации. На рис. 130 показана верхняя цилиндрическая крышка двигателя М. А. Н. двойного действия. Крышка состоит из двух частей (рис. 130) — верхней 1, отлитой из чугуна, и нижней тонкостенной огневой части 5, отлитой из стали. Головка поршня,

при положении его в в.м.т., входит внутрь огневой части крышки, образуя камеру горения. При такой конструкции фланцевое соединение крышки и рабочей втулки подвергается меньшему нагреванию, что способствует уменьшению высоких тепловых напряжений, получающихся в этом месте, вследствие значительного скопления металла. Стаканы клапанов отлиты вместе с нижней частью крышки и имеют возможность свободно расширяться, не вызывая напряжений в крышке. Для устранения пропусков воды, клапанные стаканы имеют уплотнение. Для получения большей скорости протекания воды и интенсивного охлаждения нижней части крышки, в ней сделаны концентрические каналы. Цифрами обозначены следующие части крышки: 6—стакан для форсунки, 3—стакан для предохранительного клапана, 2—отверстие для индикатора, 4—цинковые кольца (протекторы).

ГЛАВА XV ПОДВИЖНЫЕ ДЕТАЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 59. Поршни

Поршни двигателей внутреннего сгорания, в зависимости от их конструкции, могут быть разделены на три основных типа: 1) тронковые поршни, 2) поршни двигателей со штоком и ползуном и 3) поршни двигателей двойного действия.

Рассмотрим конструкцию поршня тронкового типа (рис. 131).

Поршень этого типа (рис. 132) соединяется при помощи поршневой цапфы (пальца) 1 непосредственно с шатуном 2. Верхняя головка шатуна имеет головной подшипник, который обхватывает палец, укрепленный в боковой цилиндрической части поршня. Поршень воспринимает давление газа и передает его, при посредстве шатуна, шейке мотыля 3.

При наклонном положении шатуна создается сила N от давления газа на поршень, прижимающая его к стенке цилиндра. Таким образом поршень тронкового типа выполняет следующие функции: воспринимает верхней своей частью, или днищем поршня, давление газа; выполняет роль ползуна, воспринимая боковое давление мотылевого механизма и передавая его к стенке цилиндра. Для уплотнения цилиндра в верхней цилиндрической части поршня делаются канавки для поршневых самопружинящихся колец. Верхняя часть поршня, где находятся уплотнительные кольца, называется головкой поршня. Цилиндрическая часть

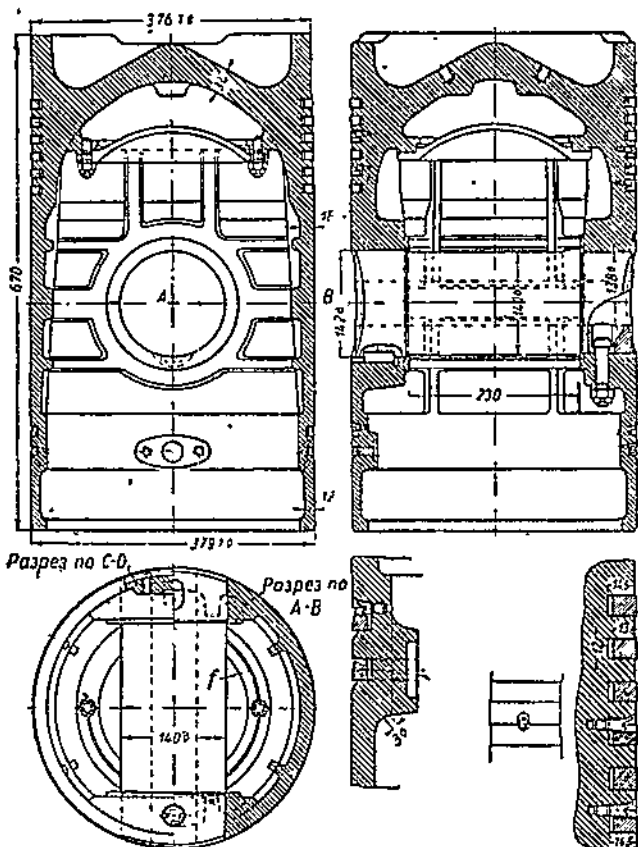


Рис. 131. Поршень тронкового типа бескомпрессорного двигателя Дизеля.

поршня (ниже головки) служит для передачи давления N на стенку цилиндра.

Длина поршня тронкового типа, для четырехтактного двигателя, определяется допусаемым удельным давлением между стенкой цилиндра и боковой направляющей частью поршня, а также зависит от числа уплотнительных колец и расстояний между ними. Для устранения сильного износа боковой стенки цилиндра и выдавливания смазки, длина поршня делается равной $(1,2 \div 2,2)D$, где D —диаметр цилиндра.

Более короткие поршни применяются в быстроходных машинах, с целью уменьшения веса и сил инерции прямолинейно-движущихся частей. В современных двигателях Дизеля доньшку поршня обычно придают вогнутую форму (рис. 135), что способствует увеличению прочности доньшка и в то же время оно образует камеру горения наиболее выгодной формы.

Поршневые кольца изготавливаются из хорошего мелкозернистого чугуна.

Изготовление колец производится из болванки большего диаметра, чем диаметр цилиндра. После обработки кольца его разрезают, выпиливают некоторую его часть, затем обтачивают вторично в сжатом состоянии, доводя до диаметра цилиндра. В результате проточки кольцо, в сжатом состоянии соответствующее нормальному его положению в цилиндре, будет плотно прилегать к стенке цилиндра, оказывая на нее давление. Наличие поршневых колец вызывает значительные потери на трение, которые достигают иногда до 80% от общих потерь на трение. Число поршневых колец в верхней части поршня в тихоходных дизелях делается 6—7 и 5—6 в быстроходных. В последнем случае уменьшение числа колец дает возможность уменьшить длину, а следовательно и вес поршня; кроме того, уменьшаются потери на трение, зависящие от величины средней скорости поршня. В нижней части поршня помещаются дополнительно одно или два маслосъемных кольца, служащих для снятия излишков масла со стенки цилиндра. В двигателях быстрого сгорания число поршневых колец обычно не превышает 3—4. Удельное давление трущейся поверхности кольца зависит от упругости материала кольца и (главным образом для первого верхнего кольца) от давления газа, прорывающегося в пространство между кольцами и поршнем. Высота (размер по оси поршня) кольца почти не влияет ни на величину удельного давления между кольцом и стенкой цилиндра, ни на напряжение изгиба в кольце и, как показала практика, лучшее уплотнение с меньшей потерей на трение получается при большом числе узких колец.

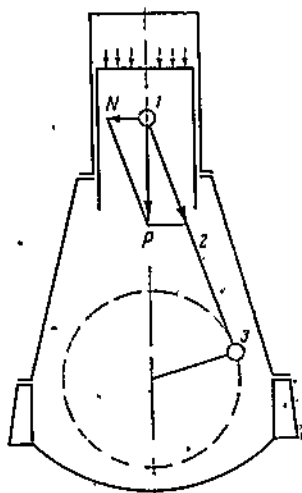


Рис. 132. Схема шатунного механизма с тропиковым поршнем.

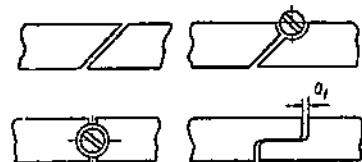


Рис. 133. Замки поршневых колец.

Самопружинящие кольца обычно изготавливаются одинакового сечения по всей окружности. Давление, оказываемое поршневым кольцом на стенку цилиндра, должно обеспечивать требуемую непроницаемость и в то же время оно не должно быть слишком велико, дабы не увеличивать значительно вредную работу трения.

Кольцо, вставленное в цилиндр, должно иметь зазор в замке (рис. 133) $\alpha_1 \sim 0,008D$ для расширения его при нагревании. Для того чтобы кольца не вращались, они иногда закрепляются стопорами. Для двухтактных двигателей

закрепление поршневых колец необходимо, так как для устранения поломки колец стыки их должны располагаться в простенках между окнами. Кольцевой стык при высоте кольца в 10—12 мм выполняется ступенчатым, и для небольших двигателей применяется обычный косой стык.

Зазор σ_1 между внутренней поверхностью кольца (рис. 134) и стенкой поршня делается минимальным, так как в пространство под кольцом попадает масло, которое при высокой температуре разлагается, образуя твердый нагар, что способствует заеданию колец. Величина зазора σ_1 делается в пределах $\sigma_1 = 0,5 \div 1,0$ мм. Для уменьшения прорыва газа через кольцо, зазор σ_2 между кольцами и поршнем в осевом направлении устанавливается $\sigma_2 = 0,05 \div 0,15$ мм. Зазор σ_2 для верхнего кольца увеличивается на 0,05 мм на случай его сильного нагревания и возможного незначительного коробления тела поршня. Ориентировочная величина зазора σ_2

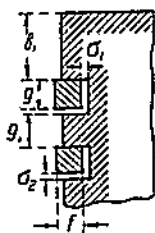


Рис. 134.

может быть принята равной 1%, от высоты кольца. Кольцо должно быть свободно в своей канавке. Для проверки достаточности зазора, кольцо вставляется своим краем в канавку и обкатывается по ней. Стыки колец не должны располагаться по одной линии.

Преимущество двигателей с поршнями тронкового типа заключается в меньшей их высоте, кроме того, большая охлаждающая поверхность тронка способствует более равномерной и интенсивной отдаче тепла от поршня стенке цилиндра. Быстроходные дизели с мощностью до 250 л. с. в цилиндре, а также двигатели быстрого сгорания строятся с тронковыми поршнями. Материалом для изготовления поршней служит главным образом перлитный чугун.

При механической обработке поршня необходимо обращать внимание на соблюдение диаметра поршня, на перпендикулярность оси отверстий для пальца, цилиндрическую поверхность поршня и на тщательное и точное изготовление гнезд для цапфы поршня.

Для бензиновых двигателей, особенно быстроходных, поршни обычно изготавливаются из алюминиевых сплавов.

В последнее время алюминиевые сплавы стали использоваться и для отливки поршней двигателей Дизеля. Преимущества алюминиевых поршней заключаются в меньшем их весе, что связано с уменьшением сил инерции движущихся частей. Верхняя часть поршня подвержена непосредственному действию газов с высокой температурой, в результате чего поршень, особенно головка его, сильно нагревается. Для устранения защемления поршня, вследствие расширения его при нагревании, необходимо предусмотреть достаточный зазор между поршнем и стенкой цилиндра.

Температура верхней части поршня примерно на 150° С выше температуры верхней части рабочей втулки и, по опытным данным, температура доньшка поршня без искусственного охлаждения достигает до 450° С, превышая на 100—120° С температуру поршней с искусственным охлаждением. Температура поршней из алюминиевых сплавов обычно не превышает 250—300° С вследствие большой теплопроводности сплава.

Для чугунных поршней разность диаметров цилиндра и головки поршня может быть принята равной

$$D - D_1 = (0,006 \div 0,008) D$$

Нижняя часть поршня (ниже головки), выполняя роль ползуна, имеет температуру, близкую к температуре стенки цилиндра. Для устранения ударов поршня о стенку цилиндра, при переходе поршня через свое крайнее верхнее положение, когда нормальное давление N меняет свое направление, необходимо делать зазор в нижней части поршня минимальным, имея все же в виду, что недостаточный зазор может вызвать защемление поршня при незначительной его деформации или при резком регулировании подачи охлаждающей воды в рубашку цилиндра. Для чугунных поршней разность диаметров цилиндра и нижней части поршня в холодном состоянии может быть принята равной 0,08—0,10 мм на каждые 100 мм диаметра цилиндра. Переход направляющей цилиндрической части поршня к верхней части меньшего диаметра, где располагаются уплотнительные кольца, производится по конусу или уступом. Большие тепловые напряжения, возникающие в днище поршня, часто вызывают появление в нем трещин, что при поршнях большого диаметра привело к созданию конструкции составных поршней, верхняя часть которых соединяется при помощи шпилек с нижней направляющей частью поршня.

Для достижения надлежащей прочности днища головки может быть изготовлена из особо теплостойких металлов, как то: стального литья, или кованой стали.

Составной поршень позволяет произвести легкую смену головки и в то же время дает возможность при помощи прокладок регулировать объем камеры сжатия в более широких пределах, чем это допускается изменением длины шатуна.

Соединение головки поршня с направляющей частью производится при помощи шпилек и гаек, расположенных внутри поршня или снаружи в специальных углублениях, как это видно на рис. 135 и 144.

В составных поршнях зазор между головкой поршня и стенкой цилиндра несколько увеличивают, в особенности если головка изготовлена из стали, так как наличие разъема ухудшает теплоотвод от головки и температура ее будет более повышена по сравнению с цельными поршнями. Для устранения перекоса направляющей цилиндрической части поршня применяются кольцеобразные поперечные ребра, в некоторых случаях скрепляемые продольными ребрами.

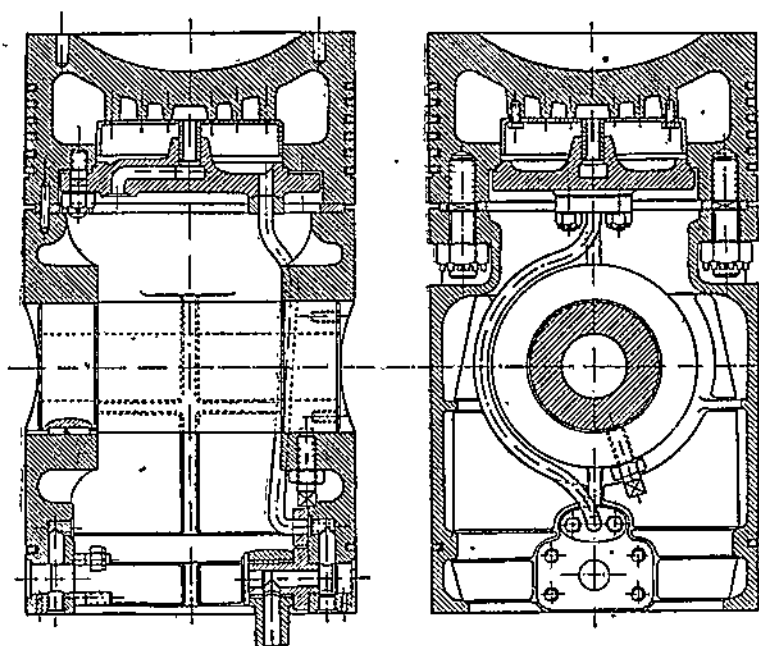


Рис. 135. Поршень с масляным охлаждением и съемной головкой.

Для лучшего распределения масла по всей поверхности рабочей втулки по окружности поршня вытачивают канавки. Маслоулавливающее кольцо (одно или два) имеет острую нижнюю кромку, а прилегающую к цилиндру поверхность стачивают на конус.

Такое устройство кольца дает возможность, при движении поршня вниз, снимать со стенки цилиндра излишки масла. В некоторых случаях масло снимается при помощи кольцевой канавки на поршне с острым краем и отверстиями для стекания масла в картер.

На рис. 136 показано сечение маслосъемного кольца. Вследствие конической поверхности трущейся части кольца и движения поршня вверх, масло, находящееся на стенке цилиндра, слегка сжимает кольцо и оно скользит по масляной пленке. При опускании поршня кольцо раздается и своей нижней кромкой снимает излишки масла со стенки цилиндра, сбрасывая его в картер. Применение маслосъемных колец устраняет возможность значительного попадания масла в камеру горения, что уменьшает его расход. Обильная смазка цилиндра способствует загоранию колец; при этом они теряют свою подвижность. Образующийся нагар на кольцах вызывает износ цилиндра. В быстроходных двигателях картерного типа при смазке под давлением масло, вытекающее из головных и мотылевых подшипников, разбрызгивается шатуном и в значительном количестве попадает на стенки цилиндра при крайнем верхнем положении поршня. В таких двигателях смазка цилиндров при помощи штуцеров иногда совершенно отсутствует.

Поршни двигателей с ползуном разгружены от боковых усилий и воспринимают лишь давление газа, передавая его штоку и шатуну. В этом случае высота поршня определяется лишь числом уплотнительных колец и расстояниями между ними. Поршневой шток соединяется с поршнем при помощи фланца и шпилек. Для при-



Рис. 136. Маслосъемное кольцо.

дания большей прочности днище поршня укрепляется ребрами. Высота поршня двухтактного двигателя должна быть такова, чтобы при положении поршня в верхней мертвой точке его нижняя кромка перекрывала выпускные и продувочные окна. Для уменьшения длины рабочего цилиндра двигателя с ползуном иногда применяется конструкция, показанная на рис. 49. При такой конструкции вместо маслосъемных колец на поршне применен сальник с двумя пружинящими внутрь чугунными кольцами, что позволяет поршню выходить из цилиндра, при крайнем нижнем положении,

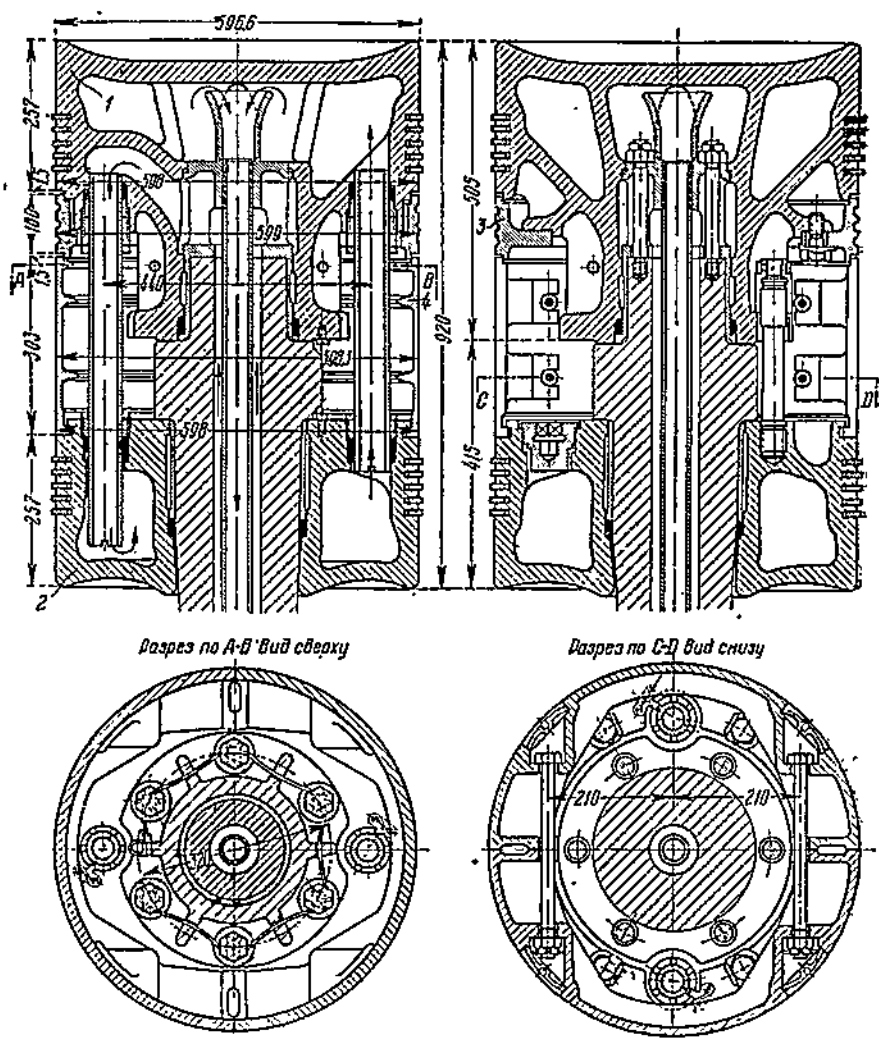


Рис. 137. Поршень двигателя М. А. Н. двойного действия.

на 60—70% своей длины. Поршень двигателей двойного действия состоит из двух головок с уплотнительными кольцами и промежуточной части между ними. На рис. 137 показан поршень двухтактного двигателя М. А. Н. двойного действия. Поршень состоит из двух стальных головок 1 и 2, направляющего чугунного кольца 3, и промежуточной части 4 из двух половин, скрепленных при помощи четырех болтов. Обе головки крепятся к опорному фланцу штока шестью шпильками. Охлаждающая вода подводится к поршню через пустотелый шток, вначале попадая в нижнюю головку, затем через трубку поступает в верхнюю, откуда стекает в отводную трубу, вставленную в канал штока. Длина поршня делается с таким расчетом, чтобы при крайних его положениях продувочные и выпускные окна соответствующих полостей цилиндра были закрыты.

§ 60. Охлаждение поршней

Поршни двигателей Дизеля небольших мощностей, а также поршни бензиновых двигателей не имеют искусственного охлаждения. В этом случае количество тепла, отводящееся от днища поршня, будет зависеть от состояния его поверхности, материала поршня и условия теплообмена между днищем и воздухом. Для увеличения поверхности днища и повышения его теплоотдачи применяются радиальные или концентрические кольцевые ребра. Значительная часть тепла передается от поршня через поршневые кольца и цилиндрическую часть поршня стенке цилиндра, охлаждаемой водой. Увеличению указанного теплообмена в значительной степени способ-

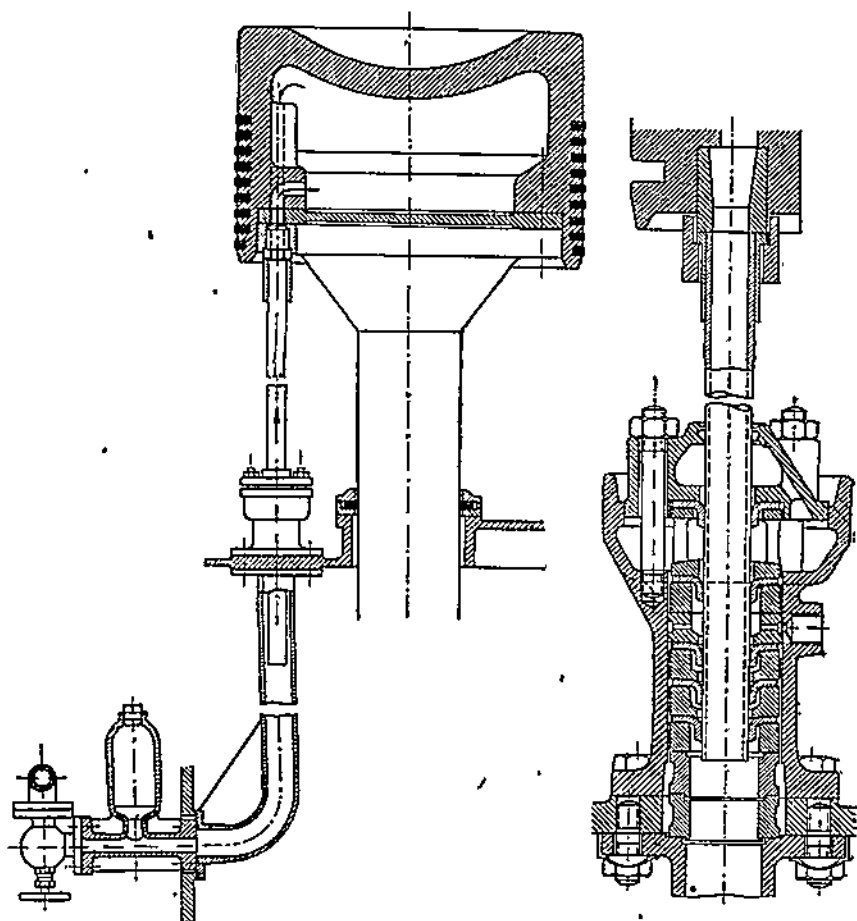


Рис. 138. Поршень с телескопическим механизмом для подвода охлаждающей воды.

ствуют радиальные ребра, применение каковых следует признать вполне рациональным. Влияние кольцевых концентрических ребер у днища поршня менее значительно.

Вследствие высокой температуры днища поршня, в нем возникают значительные тепловые напряжения, в особенности при большом диаметре цилиндра, что заставляет применять искусственное охлаждение поршней, предохраняющее днище от сильного перегрева и появления трещин. Искусственное охлаждение поршней обычно применяется в четырехтактных тихоходных двигателях, начиная с диаметра цилиндра в 450 мм и для быстроходных с 350 мм. В двухтактных двигателях, ввиду значительного нагрева днища отходящими газами, искусственное охлаждение поршней требуется при диаметре цилиндра свыше 300 мм. Для искусственного охлаждения поршней применяется пресная или забортная (морская) вода, реже масло. Охлаждение поршней морской водой выполняется с наименьшими затруднениями и не требует специального оборудования за исключением обычного насоса, каковой может приводиться в движение непосредственно самим двигателем.

При охлаждении водой требуется особо тщательное выполнение устройства, подводящего и отводящего от поршня воду, так как малейшее просачивание воды через неплотности в соединениях может вызвать ржавление частей машины и пропалдание ее в масло, собирающееся в картере. Масло, смешиваясь с водой, образует эмульсию, теряет свои смазочные свойства и делается непригодным для использования. Морская вода вызывает разъедание частей от электролиза, и при выполнении конструкции механизма следует тщательно подбирать надлежащие материалы или же ставить цинковые протекторы.

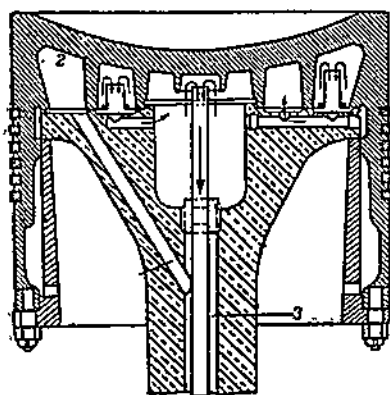


Рис. 139. Поршень двигателя М. А. Н. с масляным охлаждением.

поршня может происходить перегрев масла и его разложение с выделением кокса, что в значительной степени уменьшает теплоотдачу поршня.

Для устранения чрезмерного перегрева масла после остановки двигателя и масляного насоса, следует делать охлаждающее пространство поршня достаточного объема или же производить прокачивание масла в течение некоторого промежутка времени после остановки двигателя. Разложение масла от сильного перегрева при работе двигателя может быть устранено более интенсивной его подачей и увеличением скорости протекания. Наиболее нагретой частью поршня является центральная часть днища и, во избежание коксования масла, скорость протекания его в этом месте должна быть максимальной. При масляном охлаждении поршней требуется, как и для пресной воды, специальное оборудование для охлаждения циркулирующего масла; кроме того, эксплуатация таких двигателей обходится дороже, так как масло периодически должно заменяться свежим.

Вытекающее из поршней масло обычно отводится в сточную цистерну циркуляционной смазки. В эту же цистерну стекает масло и нижней части рамы двигателя, куда оно собирается после смазки подшипников. Из сточной цистерны масло подается насосом через фильтр в холодильник, после чего оно вновь идет на смазку подшипников и охлаждение поршней.

Ввиду возвратно-поступального движения поршней и возникновения сил инерции, давление охлаждающей жидкости в подводящих и отводящих трубах подвержено некоторым колебаниям, в результате чего равномерное распределение охлаждающей жидкости между всеми поршнями может быть нарушено. Для устранения возможного перегрева и заедания отдельных поршней, охлаждающая жидкость отводится от каждого поршня отдельно, при этом на каждой сточной трубе устанавливается клапан для регулировки количества протекающей жидкости и термометр. Давление в охлаждающем трубопроводе поддерживается в пределах 2,5—5,0 ати при помощи предохранительного клапана, пропускающего часть жидкости обратно во всасывающую трубу насоса. В трубопроводе охлаждения должны быть предусмотрены два фильтра. В случае засорения действующего фильтра, масло переводится на второй, запасный фильтр.

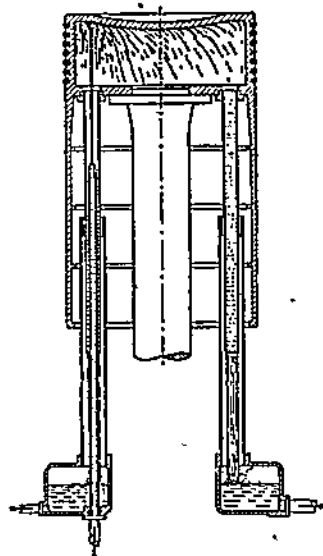


Рис. 140. Охлаждение поршня при помощи свободной струи.

Для подвода охлаждающей жидкости к поршню применяются нижеследующие устройства.

Телескопический механизм. Устройство такого механизма показано на рис. 138 для поршня четырехтактного двигателя завода А. Е. Г. Вода подается насосом по телескопической трубке в охлаждающую камеру поршня, откуда удаляется аналогичным образом по второй такой же телескопической трубке.

На рис. 138 (правый чертеж) показан сальник с пятью кожаными манжетами и нажимным устройством, для уплотнения подвижной трубки, соединенной с поршнем. Подвижная трубка входит внутрь неподвижной трубы. Смазочное масло, от обычных капельных масленок, подводится в каждый сальник через боковое отверстие в корпусе сальника. Для устранения возможности попадания воды в картер, при пропуске сальника, таковой располагается вне картера. При большой скорости поршня сальник довольно быстро изнашивается при работе и требует частой замены уплотнительных манжет.

Для устранения гидравлических ударов и разрывов струи жидкости в трубе, при двигателе на трубопроводе должны быть установлены воздушные колпаки достаточного размера, а также предусмотрено устройство для заполнения их воздухом.

При выполнении телескопического механизма для водяного охлаждения поршня применяются отшлифованные трубы, изготовленные из нержавеющей стали. Для двигателей с ползуном охлаждающая жидкость иногда подводится к поршню через шток, как это показано на рис. 139. В штоке имеется осевой высверленный канал, в который вставлена с большим зазором трубка. Охлаждающая жидкость подается в поршень по высверленному каналу и по наклонному каналу 1 попадает в полость 2, откуда по сложному пути, показанному стрелками, направляется в центральную часть поршня и отводится через центральную отводную трубу 3. Охлаждающая жидкость подводится к штоку через пустотелые цапфы ползуна при помощи шарнирного механизма.

Механизм со свободной струей. На рис. 140 показано устройство механизма со свободной струей. Вода поступает под давлением по внутренней неподвижной трубке и через насадку вытекает в камеру поршня свободной струей, направленной на днище поршня. Подвижная трубка, соединяющаяся с поршнем, свободно охватывает с большим зазором неподвижную трубку и проходит через сальник наружной неподвижной трубы. Сальник устраивается в виде втулки белого металла с лабиринтовым уплотнением или же в виде пружинящих внутрь металлических колец. Вода

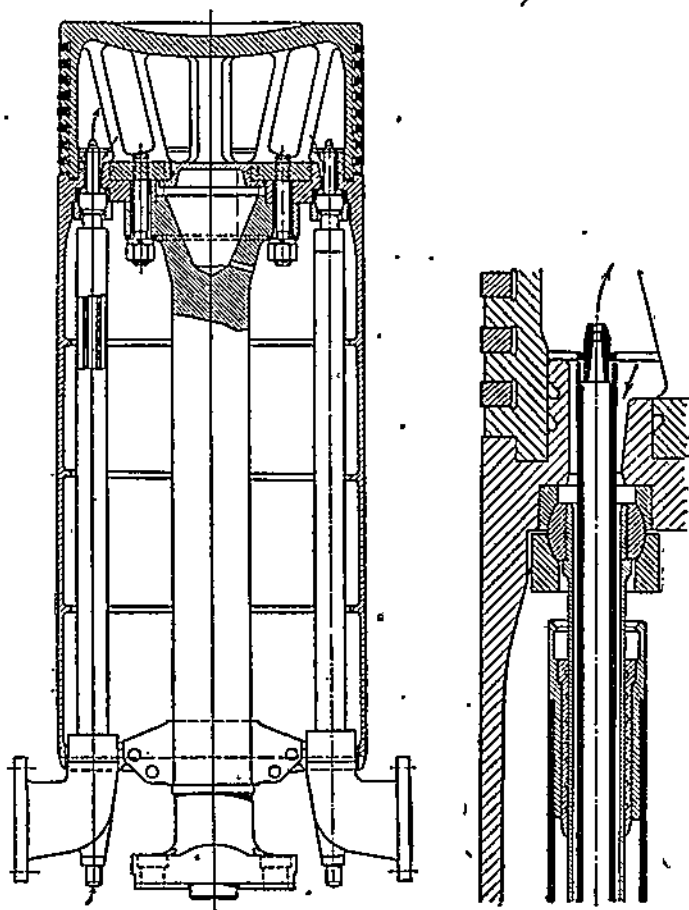


Рис. 141. Поршень двухтактного двигателя Зульцера.

свободно стекает из камеры поршня через аналогичное устройство, но не имеющее внутренней неподвижной трубки.

В некоторых конструкциях (рис. 141) вода отводится из поршня лишь через кольцевое пространство, получающееся между внутренней неподвижной трубкой и охватывающей ее подвижной трубкой.

На рис. 142 показано охлаждение поршня двигателя типа Зульцера.

Шарнирный механизм. Охлаждающая жидкость поступает в поршень под давлением через качающиеся трубки с шарнирными соединениями (рис. 143). Жидкость отводится из поршня при помощи механизма аналогичной конструкции, расположенного на противоположной стороне поршня или же рядом. К преимуществу шарнирного механизма следует отнести незначительную скорость вращения трущихся частей шарнира и их малый износ, что увеличивает срок

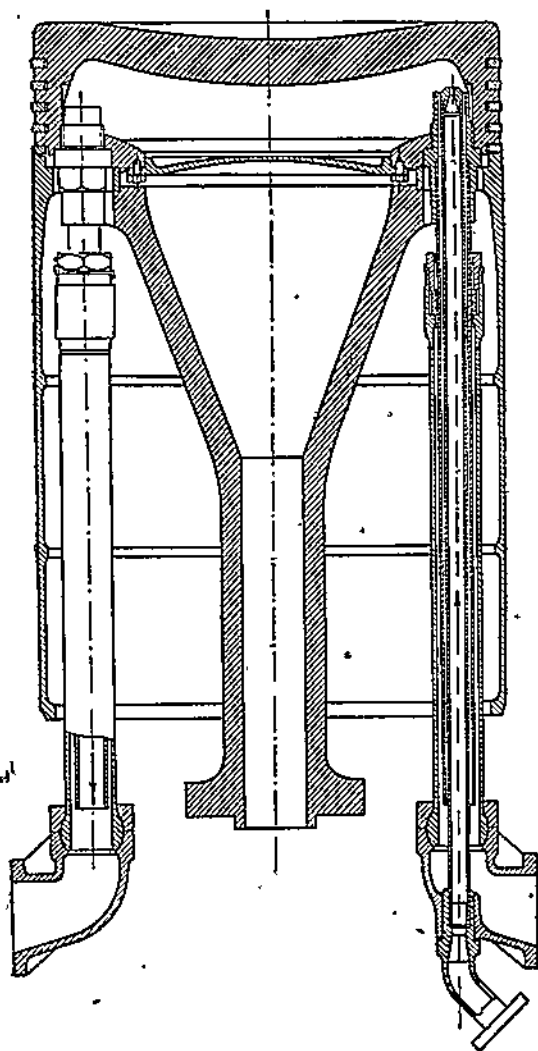


Рис. 142. Поршень быстроходного двигателя Зульцера.

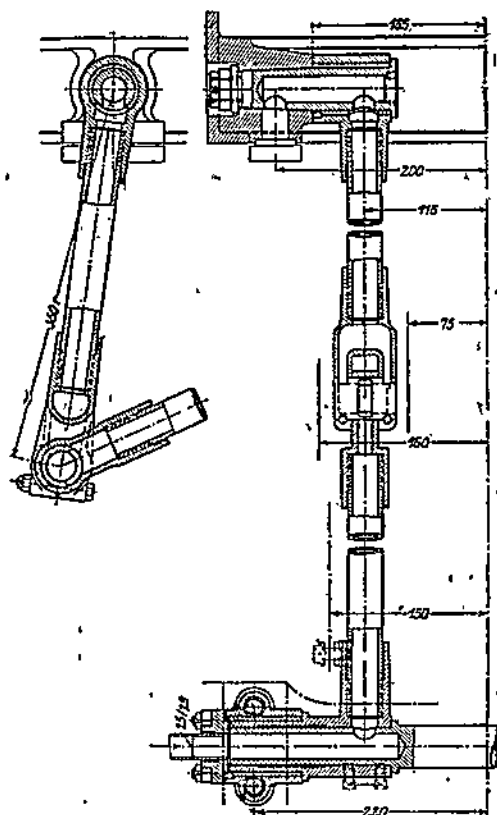


Рис. 143. Шарнирные соединения трубопроводов для охлаждения поршня.

их службы. При монтаже механизма встречаются большие затруднения в достижении непроницаемости шарнирных соединений, поэтому этот механизм применяется, главным образом, при масляном охлаждении поршней.

На рис. 144 показан поршень двигателя М. А. Н. со съемной головкой и масляным охлаждением. Масло поступает к поршню через качающиеся трубки с шарнирным соединением и по неподвижной трубке 1 проходит в полость 2, которая образуется в поршне промежуточной частью 3. Далее масло поступает в камеру 4 головки, через отверстия вставки 5 и, проходя через ряд концентрических каналов, отводится из головки поршня через центральное отверстие вставки 5 в трубку 6. Вследствие большей скорости протекания масла через каналы, образуемые ребрами доньшка поршня и вставкой, достигается хорошее охлаждение головки поршня. На рис. 108 показан двигатель с подводом охлаждающей жидкости к поршню через качающиеся трубки с шарнирными соединениями.

§ 61. Поршневые пальцы (цапфы)

Пальцы поршней тронкового типа изготавливаются из мягкой углеродистой или легированной стали, хорошо сопротивляющейся ударной нагрузке. Поверхность пальца цементируется, после чего она закаливается и шлифуется для получения

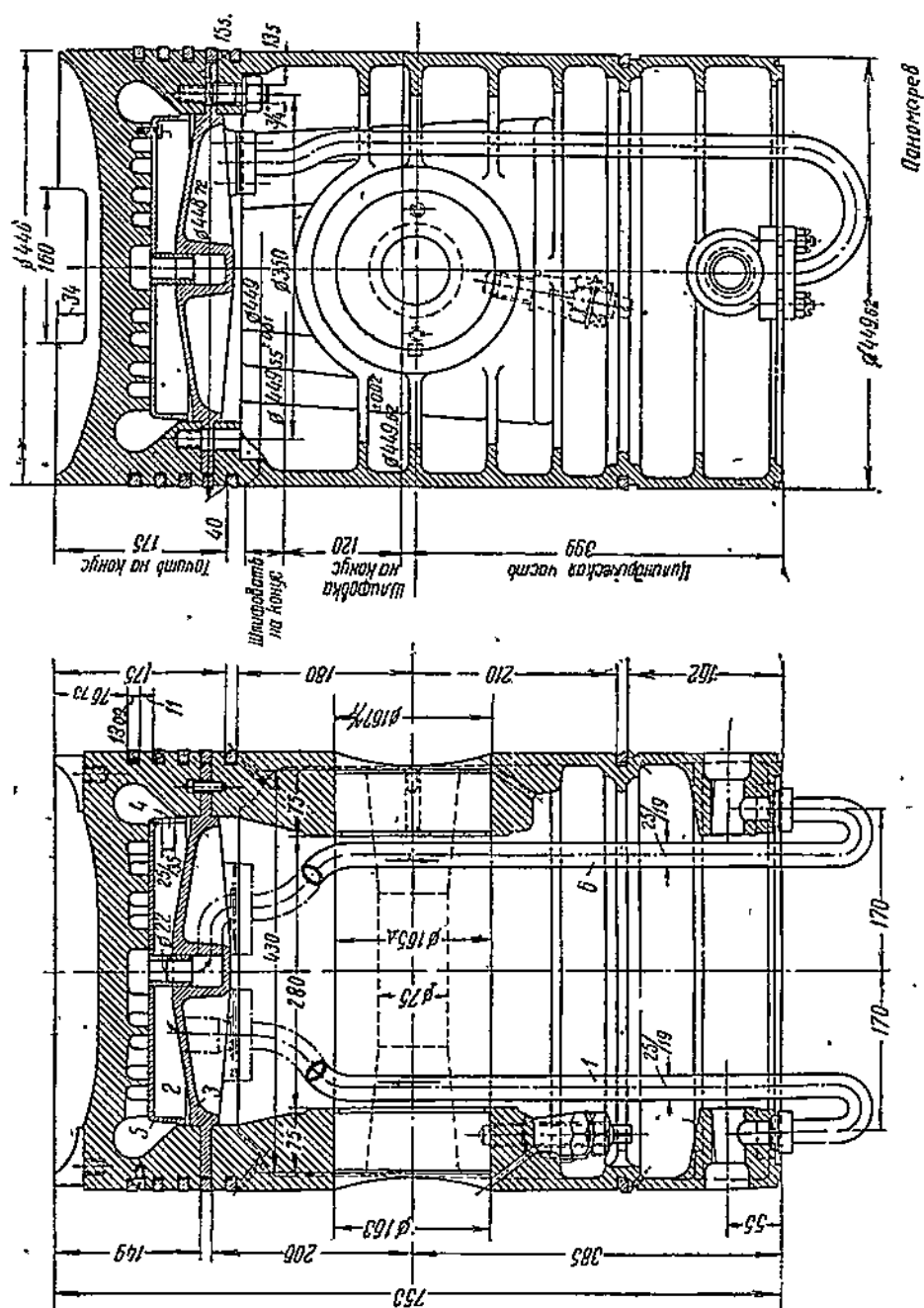


Рис. 144. Поршень четырехтактного двигателя Дизеля.

точного размера. Для возможности подшлифовки рабочей поверхности пальца (шейки) в случае ее износа, один из концов пальца делается меньшего диаметра по сравнению с шейкой и другой большего диаметра. С целью уменьшения веса пальца в нем просверливается осевой канал (рис. 131). Палец вставляется в поршень через боковое отверстие в нем и закрепляется от осевого перемещения в гнездах поршня. Гнезда поршня, куда входят концы цапфы, а также сама цапфа, шлифуются и плотно пригоняются. Способ закрепления концов пальца в поршне имеет весьма су-

шественное значение для правильной работы поршня. При нагревании пальца он должен иметь возможность свободно удлиняться, не вызывая при этом деформации поршня. Для устранения вращения пальца и его осевого перемещения он закрепляется при помощи двух стопоров (рис. 145), из которых один плотно входит в гнездо, сделанное в пальце, препятствуя ему перемещаться по оси, другой стопор входит в продольный паз пальца, позволяя ему свободно удлиняться при нагревании. Сильный нажим стопорных шпилек на палец, при указанной конструкции, может вызвать деформацию стенок поршня,

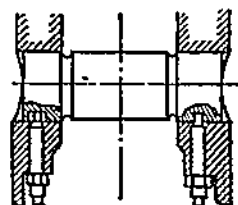


Рис. 145. Закрепление поршневого пальца.

поэтому окончательную шлифовку боковой трущейся поверхности поршня лучше делать с вставленным и закрепленным пальцем. Очень часто палец укрепляется в поршне при помощи стопорного болта и шпонки, что видно на рис. 131 и 144. В бензиновых двигателях, при алюминиевых поршнях, очень часто палец не закрепляется в своих гнездах и имеет возможность свободно вращаться. Этим путем устраняется возможность одно-

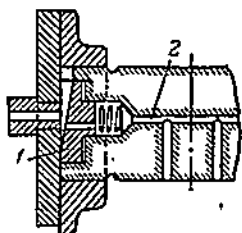


Рис. 146. Устройство для смазки головного подшипника.

стороннего изнашивания пальца. Для устранения перемещения пальца в осевом направлении, в его пустотелых концах помещаются алюминиевые вставки, не позволяющие ему касаться стенок цилиндра. Гнезда, служащие для закрепления пальца, для жесткости соединяются ребрами со стенками поршня, а иногда и друг с другом.

Для смазки пальца масло подается под давлением через пустотелый шатун из нижнего мотылевого подшипника или же собирается со стенки цилиндра при помощи специального устройства, показанного на рис. 146. При восходящем дви-

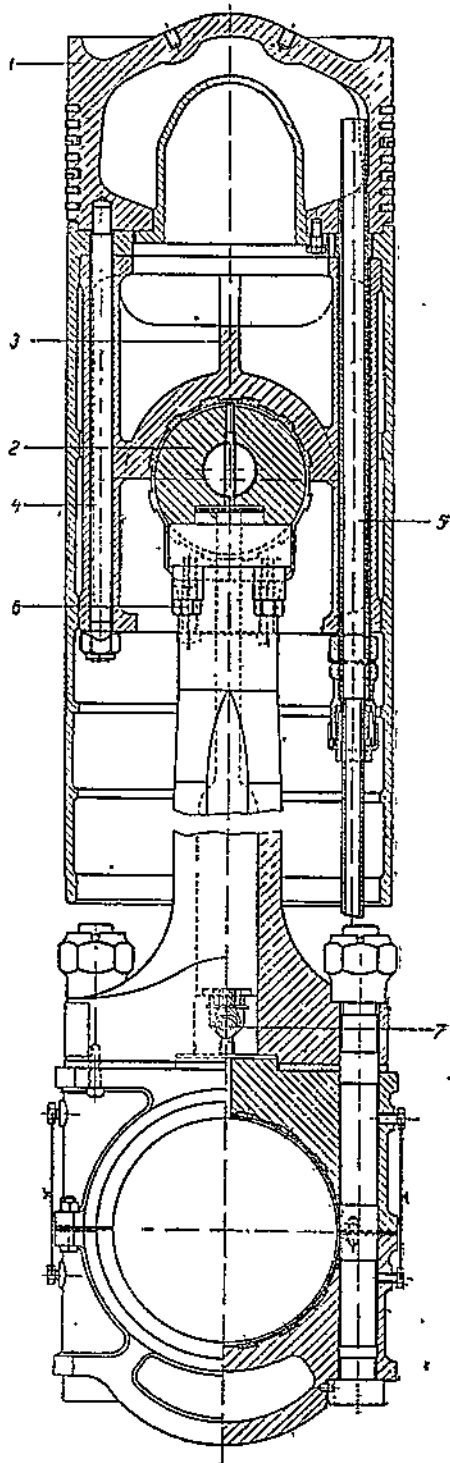


Рис. 147. Поршень двухтактного двигателя тронкового типа.

жении поршня масло снимается со стенки цилиндра маслоуловителем 1 и отводится в канал 2, высверленный в пальце, откуда оно и поступает в подшипник. Маслоуловитель прижимается к стенке цилиндра легкой пружиной. Против маслоуловителя в стенке цилиндра ввернут ниппель, подводящий смазку к головному подшипнику. Такой способ смазки головного подшипника применяется лишь в двигателях старой конструкции.

На рис. 147 показан поршень тронкового типа двухтактного бескомпрессорного двигателя Дизеля завода Сторк (Голландия). Головка поршня 1 отлита из стали и имеет семь уплотнительных колец, из которых одно нижнее—маслосъемное. Направляющая часть поршня (тронк) отлита из чугуна. Поршневой палец 2 вставляется в отверстие приливов цилиндрической вставки 3, плотно входящей внутрь поршня и соединяющейся с головкой поршня длинными шпильками 4. Тронк не имеет отверстия для пальца. Верхней полуокружностью на всей своей длине палец соприкасается с вставкой, которая в этом месте залита баббитом. Нижняя полуокружность пальца соприкасается своими концами с приливами вставки, которые также залиты баббитом. Палец крепится к шатуну при помощи четырех шпилек 5 с контргайками. При работе двигателя палец имеет возможность поворачиваться в гнездах вставки. Головка поршня охлаждается маслом, которое подводится к поршню и отводится от него с помощью телескопических труб 6. Масло под давлением около 2 атм поступает из мотылевого подшипника в сверление шатуна и далее поднимается к головному подшипнику. Для устранения вытекания масла из головного подшипника и канала в шатуне, при маневрировании и остановке двигателя, в нижней части сверления у мотылевого подшипника имеется невозвратный шариковый клапан 7. Рассмотренная конструкция крепления поршневого пальца позволяет увеличить как диаметр пальца, так и поверхность трения головного подшипника. Снижение удельного давления на поршневом пальце обеспечивает более надежную работу подшипника и уменьшает его износ.

§ 62. Поршневые штоки

Шток поршня изготавливается круглого сечения из лучшей сименс-мартеповской стали (сталь 5). Для облегчения штока, по его оси высверливают канал. В некоторых случаях этот канал используется для отвода охлаждающей жидкости, поступающей в поршень по трубке, вставленной внутрь канала. Такой подвод охлаждающей жидкости может быть рекомендован лишь при масляном охлаждении, так как при охлаждении морской водой происходит сильное разрушение штока от коррозии.

Шток поршня соединяется с головкой поршня при помощи фланца, откованного вместе со штоком. Нижней своей частью шток соединяется с поперечиной, имеющей отверстие для закрепления конца штока. Плотность соединения достигается при помощи конуса или запящника на конце штока и гайки (рис. 149 и 150). При указанной конструкции поперечина сильно ослабляется большим отверстием для закрепления штока, что вызывает увеличение ее размеров. Лучшая конструкция поперечины показана на рис. 151. В этой конструкции поперечина откована за одно целое с фланцем, которым она крепится к штоку поршня, имеющего на нижнем конце такой же фланец. Поперечина имеет две шейки или цапфы, которыми она соединяется с вилкообразной головкой шатуна. На концах поперечины находятся две пустотелые цапфы для соединения с двумя двухсторонними ползунами.

§ 63. Ползуны (крейцкопфы)

Вследствие изменения направления силы $P_{ш}$, действующей по шатуну, шток поршня испытывает воздействие от нормальной силы N , стремящейся отклонить его от прямолинейного движения. На рис. 148 показано: P —равнодействующая всех сил, действующих на поршень; N —усилие, действующее на параллель при переднем ходе (считая вращение по часовой стрелке) и N' —при заднем, для рабочего хода.

Для устранения изгиба штока и смещения его нормальной силой N , нижняя часть штока направляется ползуном. Тело ползуна или поперечина представляет

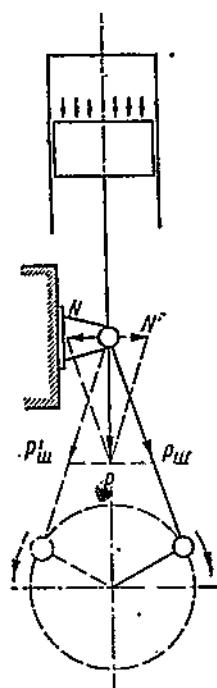


Рис. 148. Схема шатунного механизма со штоком и ползуном при работе на передний и задний ход.

собой стальную поковку с двумя цапфами для соединения с вилкообразной головкой шатуна. Шток поршня крепится с поперечной при помощи гайки. К поперечине присоединяются на болтах один или два башмака с плоской или цилиндрической опорной подошвой, залитой антифрикционным металлом.¹ Конструкция ползуна с одним башмаком, показанная на рис. 149, называется односторонней. При вращении двигателя на передний ход нормальное давление ползуна, при рабочем ходе поршня, передается поверхностью *a* башмака и при ходе сжатия — поверхностью *b*. Во время вращения двигателя на задний ход условия работы ползуна меняются, при этом поверхность *b* начинает передавать усилие при рабочем ходе поршня (ход расширения). Ввиду того, что поверхность *b* всегда бывает меньше поверхности *a*, удельное давление для трущихся поверхностей ползуна и параллели при заднем ходе будет выше по сравнению с работой двигателя на передний ход, что является недостатком этой конструкции.

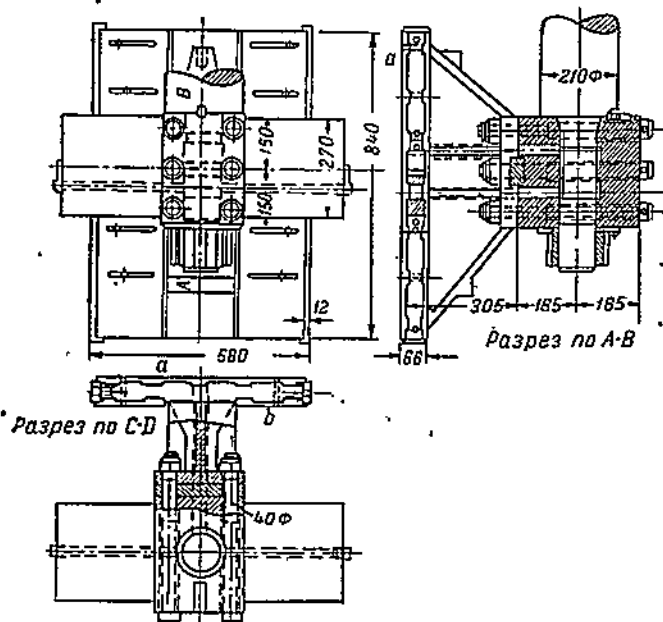


Рис. 149. Односторонний ползун.

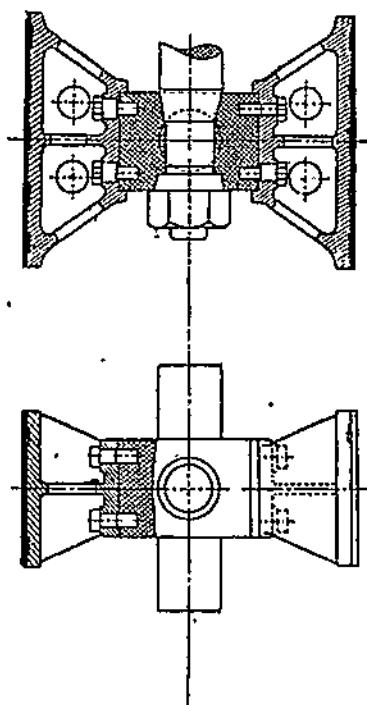


Рис. 150. Двухсторонний ползун.

Нормальное давление ползуна воспринимается чугуной направляющей параллелью. Для возможности замены направляющей параллели при ее износе, таковая изготавливается отдельно от станины и крепится к ней при помощи шпильки или болтов с утопленными головками. В последнем случае направляющая параллель может быть изготовлена из чугуна повышенного качества или же из стали.

При работе двигателя на задний ход нормальное давление ползуна, при рабочем ходе поршня, воспринимается съемными стальными накладками, крепящимися шпильками к направляющей доске. Конструкция односторонних ползун имеет более легкий вес, проще по выполнению, более доступна при разборке и обслуживании. Конструкция двухсторонних ползун (рис. 150) имеет два одинаковых симметрично расположенных башмака. Условия работы таких ползун как на передний, так и на задний ход — совершенно одинаковы. К преимуществу двухсторонних ползун следует отнести их симметричность, что позволяет сохранить расположение центра тяжести ползуна на оси цилиндра и исключает возможность перекоса штока от действия сил инерции ползуна. Для устранения бокового перемещения двухстороннего ползуна, у параллелей делают закраины. При проектировании пол-

¹ В конструкции односторонних ползун подложка заливается сверху и снизу антифрикционным металлом.

зунов предусматривается износ трущихся поверхностей ползуна, для компенсации которого башмаки делаются съемными и крепятся к поперечине на прокладках. Для большей надежности работы ползуна, параллели обычно имеют внутреннее водяное или масляное охлаждение. На рис. 151 показана поперечина с двумя двухсторонними ползунами. Такая конструкция применяется в случае установки А-образных колонн, поддерживающих цилиндры в плоскости рамовых подшипни-

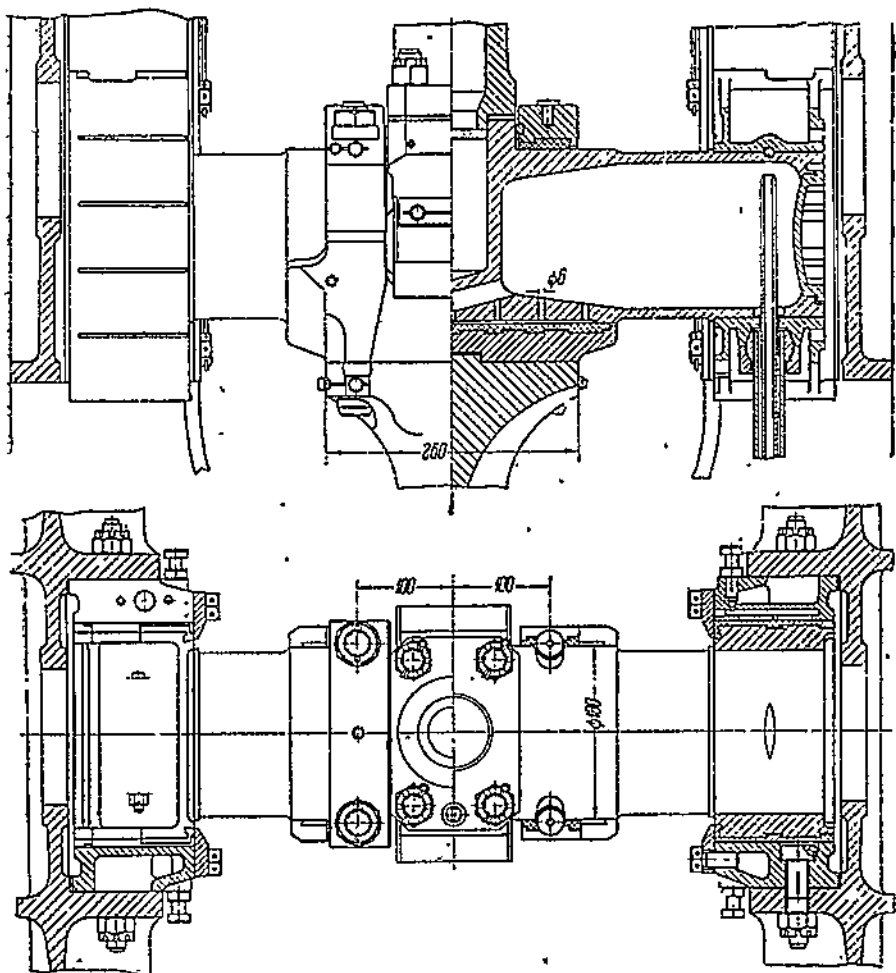


Рис. 151. Поперечина с двумя двухсторонними ползунами.

ков. Параллели, служащие для направления движения ползунов, крепятся болтами к колоннам и имеют масляное охлаждение: Масло для смазки подшипников подается под давлением до 15 атм в пустотелую поперечину при помощи телескопических труб. Через отверстия в поперечине масло поступает в головной подшипник. Для регулирования масляного зазора между трущейся поверхностью ползунов и параллелями, последние крепятся к станине на латунных прокладках.

§ 64. Шатуны

Шатуны отковываются из сименс-мартеновской (сталь 5) или легированной стали. В двигателях быстрого сгорания шатуны иногда изготавливаются из легких сплавов. Шатун состоит из стержня, поршневой и мотылевой головок. В поршневой головке шатуна помещается головной подшипник, в мотылевой головке — мотылевый подшипник. С целью удешевления стоимости обработки, сечение шатуна в двигателях тяжелого типа обычно выполняется круглым и цилиндрическим.

Для уменьшения веса и силы инерции шатуна, по оси его просверливают канал, который используется для подводки смазочного масла к поршневому пальцу или цапфе ползуна. Для быстроходных двигателей применяются более легкие шатуны двутаврового или прямоугольного сечения. Верхняя головка шатуна, соединяющаяся с поршневым пальцем, обычно отковывается заодно с телом или стержнем шатуна и лишь для тихоходных машин большой мощности верхняя головка иногда делается разъемной (рис. 152, головка 1 и 2). Разъемная верхняя головка шатуна получается значительных размеров и веса. Головной подшипник в двигателях малой и средней мощности делается в виде простой бронзовой втулки, вставленной втулку в головку шатуна и заstopоренной от вращения шпилькой (рис. 152). В крупных двигателях применяются разрезные вкладыши полукруглой, прямоугольной, или (очень редко) восьмиугольной формы. Разрезные вкладыши значительно дороже, так как требуют более сложной пригонки и изготовления. Срок службы таких вкладышей удлиняется вследствие возможности подтягивания их при выработке. Для устранения слабину в головном подшипнике при разрезном вкладыше, служат прокладки, нажимные болты и клинья. В настоящее время широко применяются головные подшипники в виде стальной втулки с заливкой антифрикционным металлом (баббитом), что облегчает пригонку подшипника, уменьшает трение и устраняет возможность заедания и задира рабочей поверхности цапфы. Для лучшего закрепления баббита при заливке, во вкладыше делают продольные и

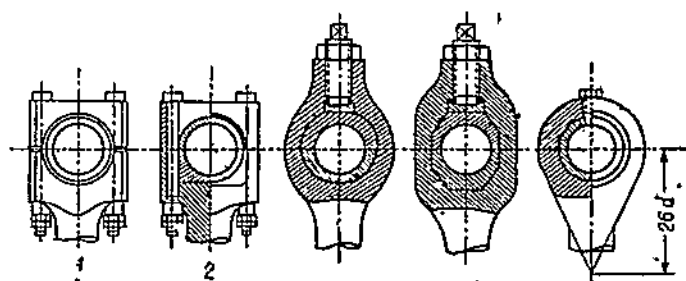


Рис. 152. Конструкции верхней головки шатуна двигателей тройкового типа.

поперечные кольцевые канавки, по своему сечению имеющие форму ласточкина хвоста. Некоторые заводы для той же цели во втулке просверливают радиальные отверстия, заполняющиеся баббитом. В некоторых случаях, вместо продольных и поперечных кольцевых канавок во втулке делают внутреннюю нарезку, что дает очень хорошее соединение баббита с вкладышем. Заливка баббитом должна быть плотной, без трещин и отставаний от вкладыша. Для лучшего соединения баббита с вкладышем, поверхность его перед заливкой покрывается оловом. Более плотная и надежная заливка подшипника получается центробежным способом. Хорошие результаты дают головные подшипники, изготовленные из бронзы Каро, обладающей хорошими антифрикционными свойствами и допускающей высокое удельное давление. Для равномерного распределения масла по шейке цапфы, на внутренней поверхности вкладыша делают канавки, направленные вдоль образующей, или наклонно к ней, кроме того, на боковой (не рабочей) поверхности вкладыша снимают часть баббита, для образования так называемых „холодильников“. В „холодильниках“ скапливается масло, попадающее в подшипник; кроме того, при нагреве подшипника происходит деформация вкладыша, который зажимает шейку по плоскости разъема, в этом случае холодильники уменьшают зажим шейки. При оплавлении баббита, он натягивается в холодильники, не заклинивая шейку. В настоящее время при конструировании подшипников по возможности уменьшают размер масляных канавок на трущейся поверхности вкладыша, так как они уменьшают поверхность трения и увеличивают удельное давление между подшипником и шейкой.

В двигателях с ползуном верхняя часть шатуна имеет форму вилки (рис. 153) с двумя подшипниками, в которых и лежат шейки поперечины. Устройство таких подшипников аналогично устройству разъемной головки шатуна. Радиальный зазор σ в головных подшипниках (между цапфой и подшипником) допускается в пределах: $\sigma = (0,0008 \div 0,001)d$, где d — диаметр цапфы. Меньшее значение σ принимается для быстроходных двигателей. По данным завода Зульцер, для двухтактных судовых двигателей большой мощности при смазке под давлением зазор в рамовых, моты-

левых и головных подшипниках должен быть минимум 0,0012 от диаметра цапфы, а у бабмаков ползуна 0,0005 от расстояния между направляющими (для двухсторонних ползунов). Боковой зазор между головным подшипником и поршнем делается 0,5—1,0 мм на сторону, на случай удлинения вкладыша от нагревания и неточности установки. Нижняя головка шатуна делается разъемной. Для возможности регулировки объема камеры сжатия, путем изменения длины шатуна, часто применяют конструкцию съемной головки. В месте соединения нижней головки с телом шатуна ставят набор прокладок, каковые позволяют регулировать длину шатуна, а следовательно дают возможность изменять объем камеры сжатия и степень сжатия.

Для регулировки зазора и мотылевым подшипнике, в стыке двух половин нижней головки, ставят набор тонких латунных прокладок. Снимая прокладки, можно уменьшить зазор, компенсируя выработку подшипника. Прокладки должны хорошо прилегать к шейке во избежание утечки масла, которое обычно подается к подшипнику под давлением. Прокладки охватывают стяжные болты и точно устанавливаются при помощи штифтов. Для центрирования съемной головки на ней делается выступ, плотно пригоняющийся к соответствующей впадине шатуна. Нижняя головка простой формы отковывается из стали, а более сложной формы

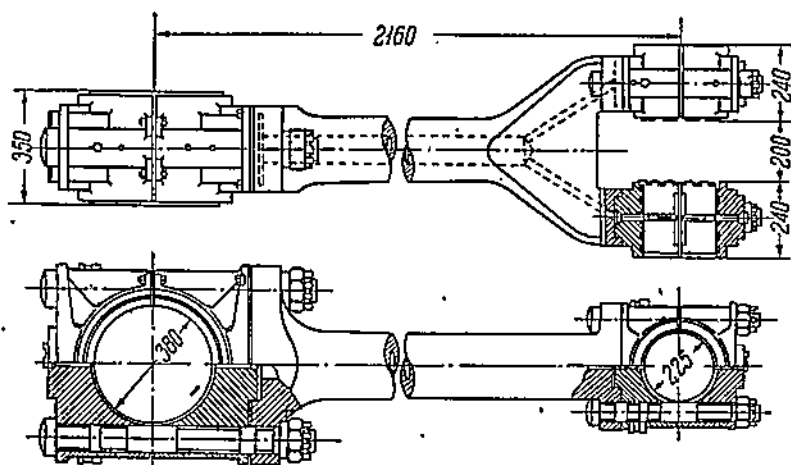


Рис. 153. Шатун двигателя кривокопного типа.

делается литой. Рабочая поверхность головки заливается антифрикционным металлом. В быстроходных дизелях легкого веса и у всех бензиновых двигателей нижняя головка шатуна делается разъемной, но не съемной. Для удобства заливки баббитом и для облегчения пригонки подшипника, в стальной головке помещается цилиндрический стальной вкладыш с баббитовой заливкой. Для устранения возможности вращения вкладыша, таковой заstopоривается штифтом.

Стяжные болты верхней и нижней головок шатуна являются весьма ответственными деталями, так как в случае их разрыва может произойти крупная авария двигателя, поэтому на конструкцию болтов, а также на их выполнение должно быть обращено самое серьезное внимание.

При механической обработке шатуновых болтов следует убедиться в отсутствии трещин или каких-либо других пороков. Переход от гладкой цилиндрической части болта к нарезной делается на конус, при этом меньший диаметр конуса должен быть равен внутреннему диаметру нарезки (рис. 153). Для облегчения плотной пригонки болта (болт должен входить в свое гнездо под ударом ручника), на его цилиндрической части делают выточки с диаметром, равным внутреннему диаметру резьбы. Для устранения местных напряжений переход цилиндрической части болта к головке производится по закруглению.

Поверхности головки шатуна, соприкасающиеся с гайкой и головкой болта, должны быть строго параллельны, так как в противном случае болт будет испытывать кроме растягивающих усилий еще дополнительно изгибающие, что в конечном итоге может вызвать разрыв болта. Гайки шатуновых болтов имеют стопорные

приспособления, не позволяющие им отдаваться при ударах. Для той же цели часто применяются корончатые гайки с разводным шплинтом. Осевой зазор

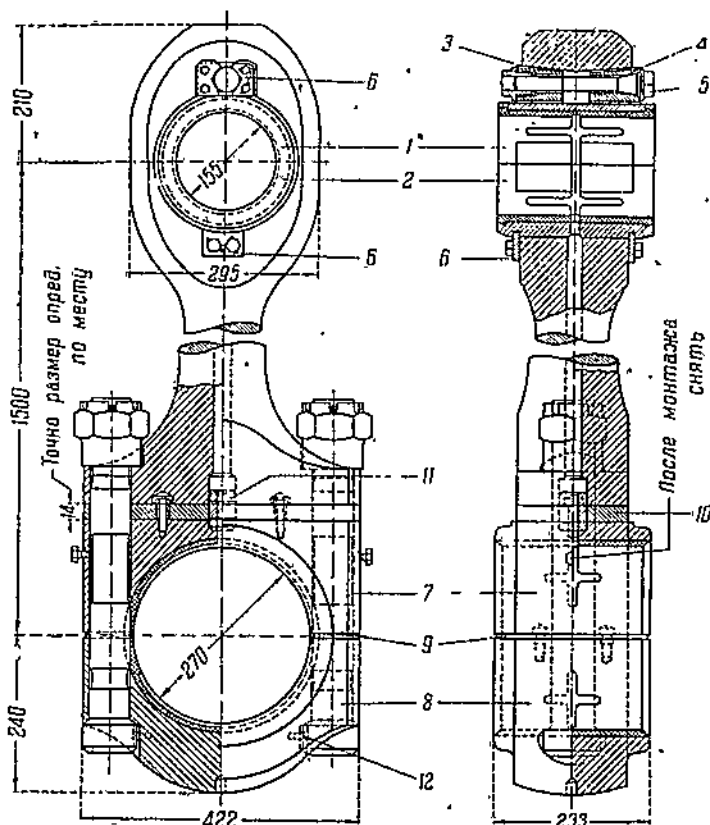


Рис. 154. Шатун двигателя тронкового типа.

в нижней головке шатуна между щеками устанавливается для устранения перекоса шатуна при удлинении вала от нагревания во время работы. Этот зазор

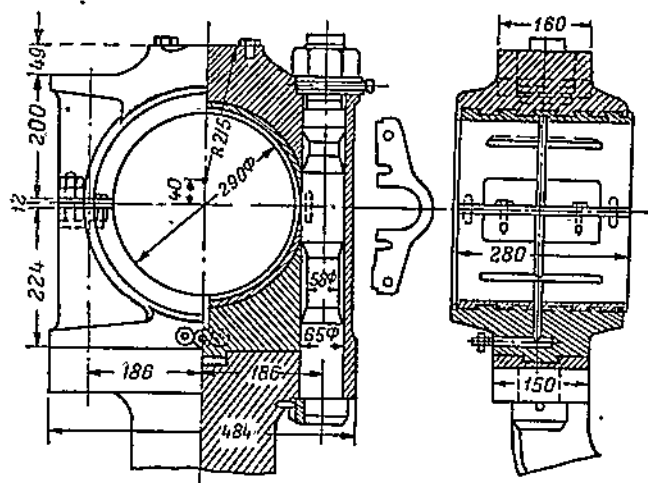


Рис. 155. Подшипник верхней головки шатуна вилкообразного типа.

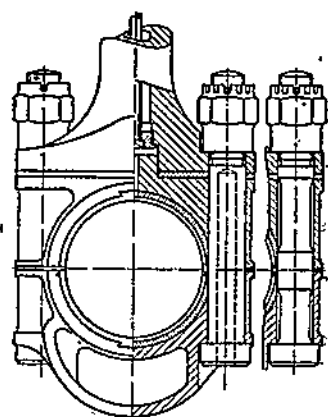


Рис. 156. Нижняя головка шатуна.

может быть принят равным 1 мм на каждый метр расстояния от установочного подшипника до данной шейки $\pm 0,5$ мм. Конструктивная форма шатунов зависит

от типа двигателя и степени его быстроходности. У двигателей тронкового типа верхняя головка шатуна помещается внутри поршня тронка и стеснена в своих размерах из-за недостатка места, поэтому почти всегда делается неразрезной. По тем же причинам приходится допускать в головках этого типа большие напряжения и большие удельные давления в трущихся частях.

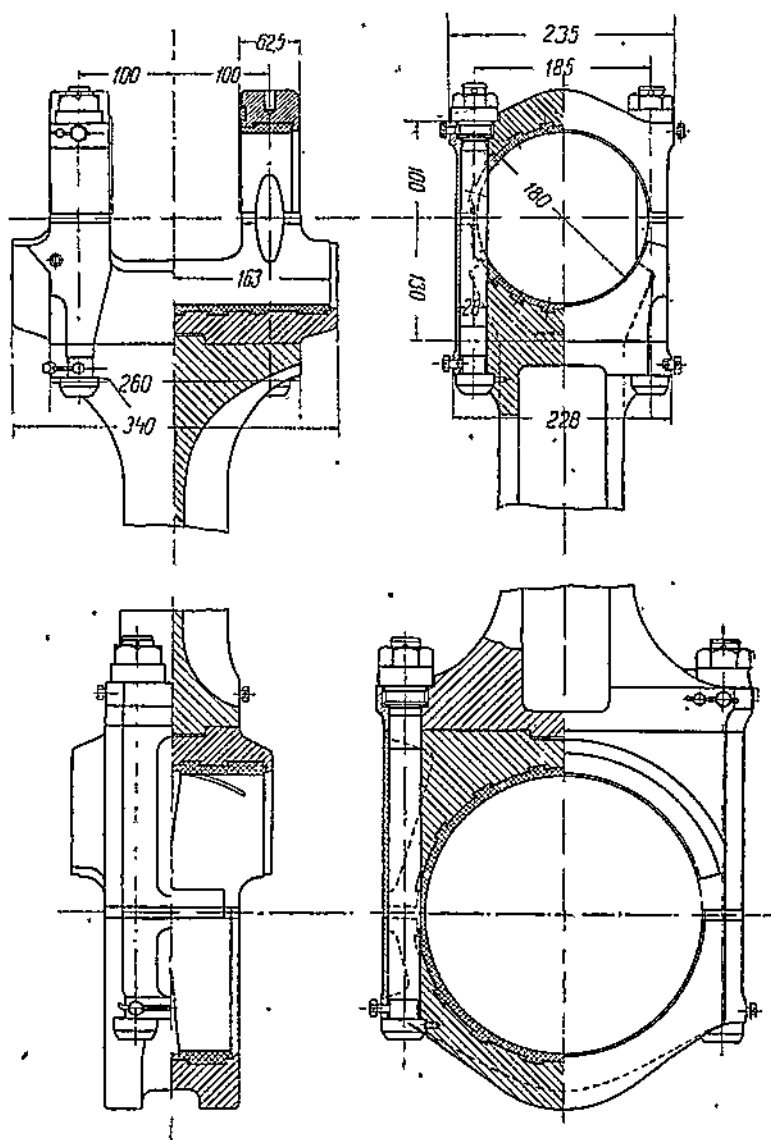


Рис. 157. Верхняя и нижняя головки шатуна.

На рис. 154 показан шатун двигателя тронкового типа. Головной подшипник сделан в виде стального разъемного вкладыша, состоящего из двух половин: верхней 1 и нижней 2, трущиеся поверхности которых залиты баббитом. При износе подшипника обе половины вкладыша стягиваются при помощи двух односторонних клиньев 3 и 4. Нажатие клиньев осуществляется затяжным болтом 5. Указанные клинья служат также для устранения проворачивания вкладыша. Пластины 6 предохраняют нижний вкладыш от смещения. Нижняя головка шатуна сделана съемной и состоит из двух частей: верхней части 7 и крышки подшипника 8, между которыми помещается набор латунных прокладок 9. Толщина отдельных прокладок выбирается с таким расчетом, чтобы можно было изменить зазор в подшипнике ступенями в 0,05—0,10 мм. Между съемной головкой и фланцем (пяткой) шатуна помещается компрессионная стальная прокладка 10, для регулировки объема камеры сжатия. Верхняя половина головки имеет вставной центрирующий штифт 11, обеспечивающий совпадение оси шатуна с осью нижней головки. Обе половины нижней головки шатуна.

залиты баббитом. Для устранения вращения болта при закреплении гайки предусмотрено стопорное приспособление. Таким стопором является шпилька 12, закрепленная в нижней половине головки шатуна и входящая своим выступающим концом в специальный паз головки болта.

Нижняя съемная головка шатуна, показанного на рис. 153, состоит из двух взаимозаменяемых частей. При работе двигателя изнашивается, главным образом,

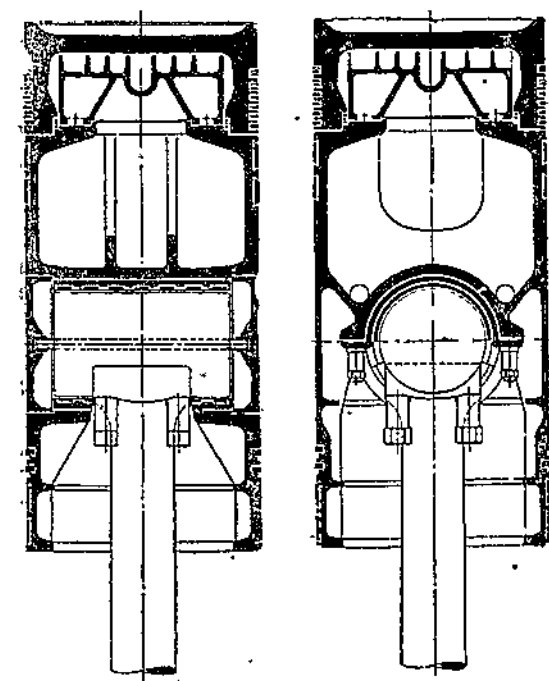


Рис. 158. Поршень двухтактного двигателя троноквого типа.

и верхняя головка шатуна, соединяющаяся шпильками с поршневой цапфой, которая имеет свободное вращение в гнездах поршня.

баббитовая заливка верхней половины головки. При взаимозаменяемости частей; верхняя половина разъемной головки может быть заменена нижней. На рис. 157 показана верхняя головка шатуна, соединяющаяся с поперечиной ползуна. Головка сделана съемной с одним нижним сплошным вкладышем и двумя верхними. При такой конструкции головки, упрощается отковка шатуна и уменьшается его вес. Вследствие большой поверхности трения нижнего вкладыша, удельное давление между шейкой поперечины и подшипником уменьшается.

В двухтактных двигателях новейшего типа получает широкое распространение конструкция шатуна, соединяющегося с поршневым пальцем при помощи шпилек. При такой конструкции уменьшаются размеры и вес верхней головки шатуна, при более низком удельном давлении в головном подшипнике, что достигается увеличением диаметра пальца. На рис. 158 показан поршень двухтактного двигателя М. А. Н.

§ 65. Коленчатые валы и маховики

Коленчатые валы двигателей Дизеля обычно изготавливаются из сименс-марте-новской стали (марка — сталь 5). Валы быстроходных машин и двигателей бензиновых делают из специальной никелевой или хромо-никелевой стали повышенного сопротивления. Коленчатые валы бывают одно-, двух-, трехколенчатые и т. д., в зависимости от числа цилиндров двигателя. Каждое колено, или мотыль, состоит из двух щек, мотылевой шейки между щеками и двух шеек, лежащих в рамовых подшипниках. В многоколенчатых валах рамовая шейка располагается между двумя щеками соседних мотылей. Углы между мотылями выбираются из условий равномерности вращения двигателя и достижения наилучшего уравновешивания сил инерции прямолинейно-движущихся частей. Для выполнения этих условий, в зависимости от числа цилиндров, устанавливается также наиболее выгодный порядок, или последовательность, вспышек в отдельных цилиндрах.

По своей конструкции коленчатые валы разделяются на цельнокованные (рис. 159 — четырехколенчатый вал четырехцилиндрового четырехтактного двигателя и рис. 160 — шестиколенчатый вал), составные из двух и более частей, соединенных фланцами, и валы с составными мотылями (рис. 161).

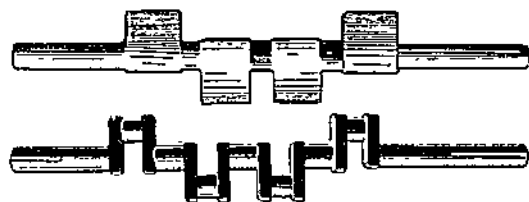


Рис. 159. Четырехколенчатый вал.

Валы цельнокованные имеют применение в двигателях быстроходных малой и средней мощностей тронкового типа. Ввиду трудности изготовления цельнокованных валов, для больших двигателей применяют составные валы. В этом случае предоставляется возможность иметь лишь одну запасную часть, так как отдельные части вала стремятся делать взаимозаменяемыми. При больших валах приходится отковывать отдельно щеки и шейки и соединять их при помощи горячей прессовой посадки.

Концевые фланцы отковываются за одно целое с валом. Промежуточные фланцы отдельных частей вала иногда используются для насадки приводной шестерни распределительного вала. Фланцы соединяются плотно пригнанными по отверстиям болтами, иногда конической формы. Коленчатые валы одним своим концом соединяются с коленчатым валом меньшего размера, служащим для привода вспомогательных механизмов, как то: компрессора, продувочного насоса и т. д.

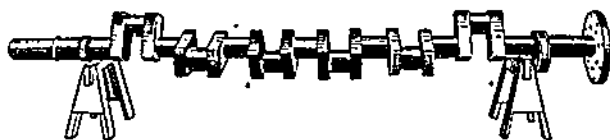


Рис. 160. Шестиколесчатый вал.

Для облегчения веса коленчатого вала, шейки его просверливаются и образующийся канал используется для подвода смазки к подшипникам.

У четырехтактных шестицилиндровых двигателей мотыли располагаются попарно в одной плоскости под 120° друг к другу, при этом мотыли первого и шестого цилиндров направлены в одну сторону и параллельны между собой, как это показано на схеме расположения мотылей (табл. 43). Пятый и второй мотыли параллельны друг другу и составляют угол в 120° с шестым и первым. Третий и четвертый мотыли образуют угол в 120° с пятым и вторым мотылями. При таком расположении мотылей достигается наилучшая равномерность вращения, так как вспышки в различных цилиндрах чередуются через угол поворота вала в 120° .

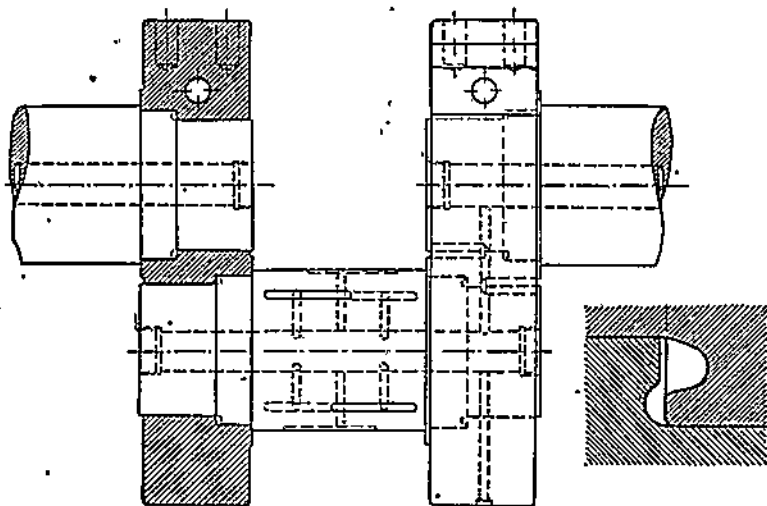


Рис. 161. Составной мотыль.

Порядок работы, или последовательность вспышек, в различных цилиндрах для двигателя правого вращения (по часовой стрелке) может иметь следующие варианты:

цилиндры: 1-3-2-6-4-5 1-4-5-6-3-2
1-3-5-6-4-2 1-4-2-6-3-5

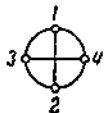
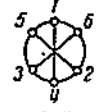
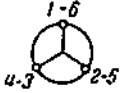
Для двигателей левого вращения, или при работе на задний ход могут быть следующие четыре комбинации:

цилиндры: 1-5-3-6-2-4 1-2-3-6-5-4
1-5-4-6-2-3 1-2-4-6-5-3

При наимыгоднейшем порядке работы цилиндров не должно быть двух последующих вспышек в соседних цилиндрах. Из всех возможных комбинаций этому требованию удовлетворяет лишь следующий порядок работы цилиндров: при работе двигателя на передний ход 1-4-2-6-3-5 и при работе на задний ход 1-5-3-6-2-4. Для пояснения вышеуказанного положения рассмотрим такой порядок работы цилиндров 1-5-4-6-2-3. После

вспышки во втором цилиндре следующая вспышка получается в третьем, в результате чего нагрузка на третий рамовый подшипник сильно увеличивается, так как в период расширения продуктов сгорания во втором цилиндре, в третьем цилиндре происходит процесс сжатия. При таком положении мотылей давление в обоих цилиндрах значительно и напряжения в рамовой шейке между вторым и третьим мотылями повышаются. Аналогичные явления будут иметь место в шейке вала между четвертым и пятым цилиндрами. В табл. 43 приведены схемы наимыгоднейшего расположения мотылей и порядок работы цилиндров четырех- и двухтактных двигателей.

Таблица 43

Тип двигателя	Число цилиндров	Угол	Расположение мотылей	Порядок работы цилиндров
Двухтактный . . .	4	90		1—3—2—4
"	6	60		1—5—3—4—2—6
Четырехтактный .	4	180		1—2—4—3 1—3—4—2
"	6	120		1—5—2—6—3—4

В третьем столбце таблицы даны значения угла поворота мотыля между двумя последующими вспышками в цилиндрах.

Для большей равномерности вращения двигателя на коленчатом валу устанавливается маховик. Маховик уменьшает колебания угловой скорости вращения вала, в результате чего ход машины делается более плавным. Маховик обычно крепится ступицей к заднему (кормовому) фланцу вала. Ввиду небольшого диаметра маховика, он изготавливается дискового типа — без спиц. Маховики диаметром до 2 м отливаются из чугуна цельными. Разрезные маховики для больших двигателей изготавливаются из двух половин, которые соединяются при помощи четырех болтов у ступицы и двух стяжных анкером с поперечными клиньями у обода маховика. Для соединения маховика с валоповоротным устройством, на его ободу делают зубцы.

ГЛАВА XVI

ОРГАНЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

§ 66. Круговая диаграмма распределения

Выпуск продуктов сгорания из рабочего цилиндра четырехтактных двигателей производится через выпускной клапан, открывающийся распределительным механизмом в конце рабочего хода поршня (ход расширения). Для лучшей очистки цилиндра от продуктов сгорания и увеличения продолжительности выпуска, клапан открывается в точке d (рис. 162), раньше того момента, когда поршень дойдет до нижней мертвой точки (н.м.т.). Закрытие выпускного, или выхлопного, клапана производится в точке h , с некоторым запаздыванием, т. е. после прохождения поршнем верхней мертвой точки (в.м.т.). Полной продолжительности выпуска продуктов сгорания из цилиндра будет соответствовать угол поворота мотыля:

$$\varphi_1 = \alpha_1 + 180^\circ + \alpha_2$$

где α_1 — угол предварения выпуска,

180° — угол поворота мотыля, соответствующий ходу выталкивания,

α_2 — угол запаздывания выпуска.

Угол предварения выпуска устанавливается таким образом, чтобы в н.м.т. большая часть продуктов сгорания была удалена из цилиндра и давление газов по возможности стало ниже, что уменьшает работу поршня при последующем выталкивании газов из цилиндра. Правильный выбор угла предварения выпуска уменьшает потери выпуска и увеличивает площадь индикаторной диаграммы. На рис. 163 показаны различные случаи выпуска: *a* — очень быстрое падение давления в цилиндре при выпуске, вследствие большого угла предварения (опережения) выпуска, *b* — выпускной клапан открывается в н.м.т., $\alpha_1 = 0$, *c* — нормальный выпуск. Заштрихованные участки соответствуют потерям площади действительной индикаторной диаграммы, по сравнению с теоретической. При идеальном процессе предполагается, что выпуск газов из цилиндра происходит мгновенно при положении поршня в н.м.т. и постоянном объеме цилиндра. Для случая *c* получается наибольшая площадь индикаторной диаграммы, а следовательно и наибольшая мощность двигателя. Выпуск продуктов сгорания заканчивается за в.м.т. с целью использования инерции движущегося столба газа в выхлопной трубе, для увеличения всасывания свежей рабочей смеси или воздуха, что способствует увеличению мощности двигателя. Значения α_1 и α_2 зависят от n — числа оборотов двигателя. Чем больше n , тем раньше должен открываться клапан. Предварение выхлола более чем на 60° нежелательно, вследствие большой потери в площади индикаторной диаграммы.

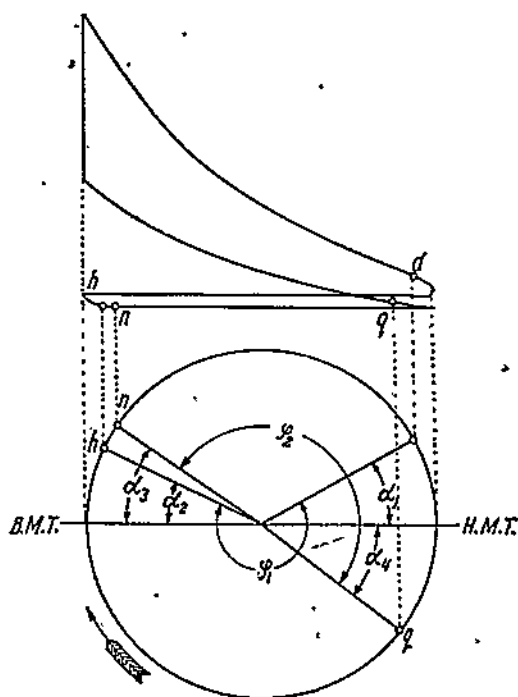


Рис. 162.

По теоретическим диаграммам всасывание начинается в в.м.т. и заканчивается в н.м.т.; таким образом, всасывающий клапан теоретически должен быть открытым за весь всасывающий ход поршня, соответствующий углу поворота коленчатого вала на 180° . При положении поршня в в.м.т., после хода выталкивания, камера сжатия цилиндра заполнена продуктами сгорания с давлением, превышающим 1 ата, и всасывание практически будет происходить лишь с того момента, когда давление в цилиндре

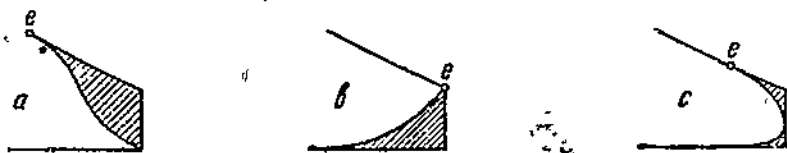


Рис. 163.

сделается ниже 1 ата. Следовательно, всасывающий клапан должен открываться в точке n с некоторым запаздыванием или в тот момент, когда поршень пройдет в.м.т. и коленчатый вал повернется на угол α_3 (рис. 162). Чем быстрее ходит двигатель, тем угол запаздывания открытия всасывающего клапана будет больше (сказанное относится лишь к двигателям быстрого сгорания карбюраторного типа).

В двигателях Дизеля всасывающий клапан открывается раньше, чем поршень дойдет до в.м.т., или, соответственно, когда коленчатый вал остался пройти угол α_3 до в.м.т. (рис. 164). Раннее открытие всасывающего клапана производится для увеличения веса свежего заряда воздуха в цилиндре, так как практически установлено, что в результате очень быстрого вытекания продуктов сгорания из цилиндра в нем

создается разрежение. Отсасывающее действие выхлопных газов позволяет осуществлять процесс всасывания в конце выталкивающего хода поршня, при одновременном открытии всасывающего и выхлопного клапанов.

В бензиновых двигателях одновременное открытие обоих клапанов допускается только у очень быстроходных двигателей, так как при этом могут происходить взрывы рабочей смеси во всасывающем трубопроводе.

Процесс всасывания во всех двигателях внутреннего сгорания заканчивается за н.м.т., или соответственно при повороте мотыля на угол α_4 за н.м.т. (точка q , рис. 162 и 164). Полная продолжительность открытия всасывающего клапана будет соответствовать углу поворота мотыля

$$\varphi_2 = \pm \alpha_3 + 180^\circ + \alpha_4$$

где α_3 для двигателей легкого топлива будет со знаком минус (угол запаздывания). Для двигателей Дизеля угол α_3 надо брать со знаком плюс (угол предварения всасывания), α_4 — угол запаздывания при всасывании. В табл. 45 приведены данные по распределению открытия и закрытия клапанов, в углах поворота мотыля, для четырехтактных дизелей и в табл. 44 для карбюраторных двигателей.

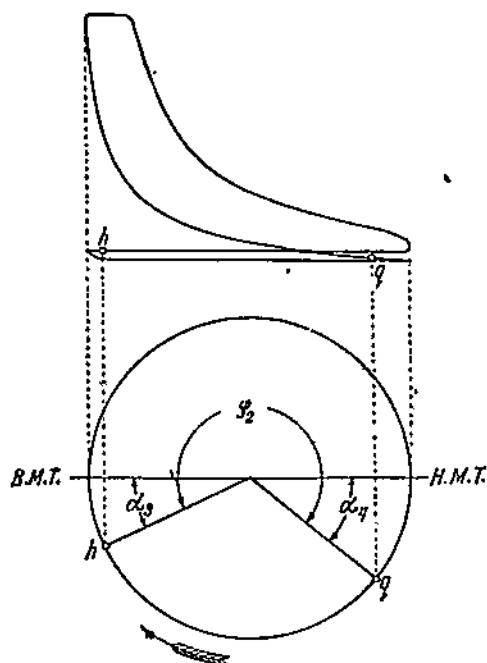


Рис. 164.

Таблица 44

Клапаны	АМО-3	ЧТЗ	М-17
Всасывающий:			
открытие	2° за в.м.т.	10° за в.м.т.	4° за в.м.т.
закрытие	45° за н.м.т.	42° за н.м.т.	35° за н.м.т.
зазор	0, 25 мм	0,8 мм	0,3 мм
Выхлопной:			
открытие	45° до н.м.т.	35° до н.м.т.	40° до н.м.т.
закрытие	2° за в.м.т.	10° за в.м.т.	16° за в.м.т.
зазор	0,38 мм	0,9 мм	0,4 мм
Зажигание	30° до в.м.т.	30° до в.м.т.	24° до в.м.т.

Примечание. АМО-3 бензиновый автомобильный двигатель, ЧТЗ тракторный дизельный двигатель, М-17 — авиационный двигатель.

В табл. 46 приведено распределение четырехтактного бескомпрессорного двигателя М. А. Н. марки 6ЧР $\frac{345}{500}$.

Для наглядного представления о распределении периодов открытия клапанов, в углах поворота мотыля, служит круговая диаграмма распределения, показанная на рис. 165 для двигателя ЧТЗ.

Для получения наибольшей мощности двигателя и достижения наиболее выгодной его работы необходимо, чтобы топливо воспламенялось к началу рабочего хода поршня, так как при этом условий получается наибольшая площадь индикаторной диаграммы. Для выполнения этого условия впрыскивание топлива в цилиндр (дизель) или зажигание рабочей смеси (керосиновые, бензиновые и газовые двигатели) должны производиться заблаговременно в тот момент, когда мотылю осталось еще

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Клапаны	Тихоходные		Быстроходные	
	В углах поворота мотыля			
	открытие	закрытие	открытие	закрытие
Всасывающий	18—22° до в.м.т.	18—25° за н.м.т.	30—40° до в.м.т.	40—50° за н.м.т.
Выпускной	35—40° до н.м.т.	10—15° за в.м.т.	45—55° до н.м.т.	25—35° за в.м.т.
Топливный для компрес. дизелей	3—5° до в.м.т.	35—40° за в.м.т.	5—8° до в.м.т.	30—35° за в.м.т.
То же для бескомпрессорных ¹	10—25° до в.м.т.	5—20° за в.м.т.	20—32° до в.м.т.	0—10° за в.м.т.
Пусковой для перевёрсивных	до в.м.т. в.м.т.	за в.м.т. 70—80° за в.м.т.	до в.м.т. 10—15° до в.м.т.	за в.м.т. 60—70° за в.м.т.

Таблица 46

Клапаны	Зазор мм	В углах поворота мотыля		Ход поршня в %	
		открытие	закрытие	открытие	закрытие
Пусковой	1	25°54' до в.м.т. ± 4°	28°48' до н.м.т. + 0—2°	6% до в.м.т.	5% до н.м.т.
Всасывающий	1	21°4' до в.м.т. ± 4°	28°48' за н.м.т. ± 4°	4% до в.м.т.	5% за н.м.т.
Топливный ²	—	30° до в.м.т.	44° за в.м.т.	8% до в.м.т.	17% за в.м.т.
Выхлопной в холодном состоянии	2,5	31°34' до н.м.т. + 0—4°	0° в н.м.т. ± 4°	6% до н.м.т.	0% в в.м.т.
Выхлопной в нагретом состоянии	1	51°56' до н.м.т. + 0—4°	21°4' за в.м.т. ± 4°	16,5% до н.м.т.	4% за в.м.т.

пройти некоторый угол α до в.м.т. Чем быстроходнее двигатель, тем угол опережения должен быть больше. Для компрессорных дизелей угол опережения подачи топлива составляет $\alpha = 3 \div 10^\circ$, для бескомпрессорных дизелей $\alpha = 15 \div 30^\circ$, для двигателей с калоризатором $\alpha = 20 \div 40^\circ$. Для бензиновых и керосиновых двигателей угол опережения зажигания, при полной нагрузке двигателя, устанавливается в пределах $\alpha = 20 \div 30^\circ$.

§ 67. Конструкция клапанов

Разобшение внутренней полости цилиндра от трубопроводов производится при помощи впускного (всасывающего) и выпускного (выхлопного) клапанов; обычно расположенных в крышке цилиндра (дизели). В бензиновых двигателях всасывающий и выпускной клапаны помещаются чаще всего рядом в одной общей клапанной коробке (рис. 110) и реже — по обе стороны цилиндра (рис. 1), придавая ему Г-образную или Т-образную форму. Такое расположение клапанов применяется исключительно в бензино-керосиновых двигателях, так как при такой конструкции

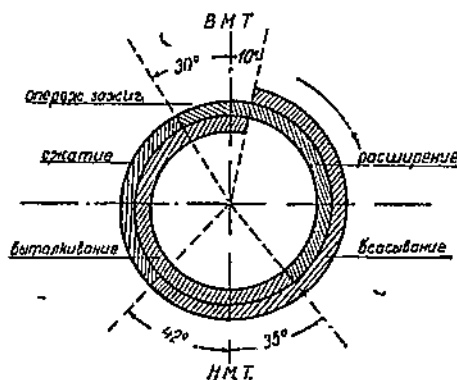


Рис. 165.

¹ Момент набегания ролика на кулак (открытие) и момент отсечки (закрытие).

² Для топливного клапана показаны момент набегания ролика насоса на кулак и момент наибольшего подъема скалки насоса.

получается значительный объем камеры сжатия, что выполнимо лишь при малой степени сжатия. При расположении клапанов по обе стороны цилиндра необходимы два распределительных вала, что усложняет конструкцию двигателя, поэтому Г-образная форма цилиндра наиболее распространена. В бензиновых двигателях большой мощности авиационного типа клапаны располагаются в крышке цилиндра. Клапаны изготавливаются обычно из специальной стали, хорошо выдерживающей действие высокой температуры, часто вызывающей коробление и выгорание клапана, особенно выпускного. Клапаны состоят из цилиндрического штока (шпинделя) и диска или тарелки. В бензиновых двигателях шток проходит через направляющую длинную втулку (рис. 166), отлитую вместе с днищем коробки.

Тарелка своей конической заточкой садится на гнездо конической формы в клапанной коробке. Коническая поверхность тарелки дает плотную посадку, для чего поверхности соприкосновения тарелки и гнезда хорошо шлифуются (притираются).

Клапан открывается в определенный момент от распределительного вала 4 при помощи толкателя 1 и ролика 5, приподнимающего шток 2. Посадка клапана на гнездо производится пружиной 3 (рис. 166), расположенной вне клапанной коробки. Пружина верхним концом упирается в коробку и нижним — в тарелку, закрепленную на штоке при помощи чеки или гайки. Всасывающий и выпускной клапаны всегда открываются внутрь цилиндра и давлением газа тарелка плотно прижимается к своему гнезду. При разборке двигателя клапан вынимается вверх, для чего необходимо предвари-

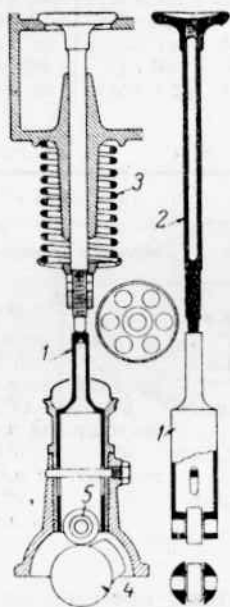


Рис. 166. Клапан бензинового двигателя.

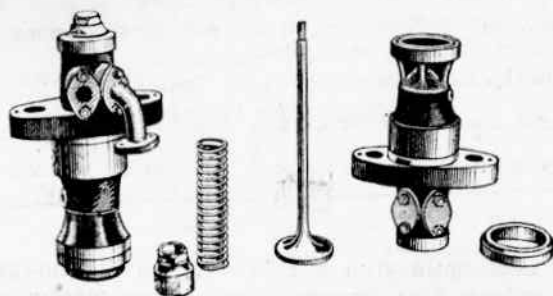


Рис. 167. Клапаны двигателя Дизеля.

тельно вынуть чеку или отвернуть гайку, поддерживающую пружину на штоке, и вывернуть пробку над клапаном в верхней части коробки. Через это отверстие клапан может быть вынут из цилиндра.

Всасывающий и выпускной клапаны двигателя Дизеля, в собранном виде, состоят из корпуса с направляющей втулкой, тарелки со штоком, гнезда и пружины, вставленной в корпус клапана. При такой конструкции клапан в собранном виде вставляется в отверстие крышки и крепится к ней при помощи верхнего фланца корпуса и шпилек. На рис. 167 показаны два клапана — левый выпускной в собранном виде и правый впускной — в разобранном виде. Оба клапана по конструкции и размерам — одинаковы, разница лишь в том, что выпускной клапан имеет охлаждение корпуса при помощи воды, циркулирующей во внутренней полости корпуса или стакана клапана. Для подачи охлаждающей воды и отвода ее из корпуса имеются два отверстия. Эти отверстия во всасывающем клапане закрыты заглушками, так как клапан охлаждается воздухом, поступающим в цилиндр за период всасывающего хода поршня. При такой конструкции достигается взаимозаменяемость всасывающего и выпускного клапанов.

Для возможности замены гнезда или седла, в случае его коробления или износа, таковое часто изготавливается отдельно от корпуса (гнездо в виде кольца показано на рис. 167). Гнездо садится на выступ или запечник в отверстие крышки цилиндра и плотно прижимается к нему корпусом. Корпус клапана или клапанная коробка

бывает двух видов: с радиальными ребрами, соединяющими верхнюю часть коробки с нижней частью, имеющей форму кольца, или в виде цилиндрической трубы с двумя симметричными отверстиями для прохода газа.

Два отверстия в коробке делают для получения однообразного расширения ее при нагревании. Форма сечения радиальных ребер должна представлять наименьшее сопротивление потоку газа. Разрез всасывающего клапана обычной конструкции в собранном виде показан на рис. 168. Съемное гнездо клапана прижимается корпусом к кольцевому выступу нижней доски крышки. Корпус плотно входит своей верхней частью в отверстие крышки и крепится к ней при помощи фланца и шпилек. В верхней части корпуса 4 имеется пружина, которая нижним концом упирается в перегородку корпуса и верхним концом — в направляющий поршень 5, закрепленный на конце штока. Поршень может свободно передвигаться в цилиндрической направляющей части корпуса. На конец штока наворачивается гайка 6 со стальным закаленным вкладышем, в который упирается нажимной болт клапанного рычага. Для устранения возможности выпадения клапана в цилиндр, в случае разрыва штока (наиболее ослабленным сечением штока является верхний конец в месте нарезки), пользуются иногда стопорным кольцом 2, надетым на шток клапана и ограничивающим его движение. На рис. 169 показан всасывающий клапан с корпусом, имеющим шесть ребер.

Выпускной клапан по своей конструкции мало чем отличается от конструкции всасывающего клапана и в бензиновых двигателях, а также у дизелей малой мощности оба клапана обычно делаются одинаковыми. Выпускной клапан соприкасается с продуктами сгорания, протекающими через его корпус при выхлопе. Высокая температура выхлопных газов вызывает сильное нагревание клапана, и для устранения его пригорания корпус выпускного клапана может иметь внутренние полости для циркуляции охлаждающей воды. Для дизелей большой мощности иногда применяется охлаждение тарелки клапана при помощи циркуляции воды.

Для уменьшения сопротивления при проходе воздуха или продуктов сгорания через клапаны, проходное отверстие их по возможности увеличивают. В быстроходных дизелях и двигателях авиационного типа часто применяют конструкцию цилиндра с двумя всасывающими и двумя выпускными клапанами, что уменьшает скорость протекания газа через клапаны, так как суммарное проходное сечение их может быть значительно увеличено.

Предохранительный клапан. При неисправном действии топливного клапана и несвоевременной подаче горючего в цилиндр, давление сгорания в дизелях может повыситься до 100 атм, что является опасным для прочности двигателя. Если топливо попадет в цилиндр за период всасывающего хода поршня, то при последующем ходе сжатия произойдет самовоспламенение горючего и горение будет протекать не при постоянном давлении, а при постоянном объеме. Для устранения чрезмерного повышения давления в цилиндре в крышке устанавливается предохранительный клапан. Согласно правилам Регистра СССР, на крышке каждого рабочего цилиндра двигателя Дизеля должен быть установлен предохранительный

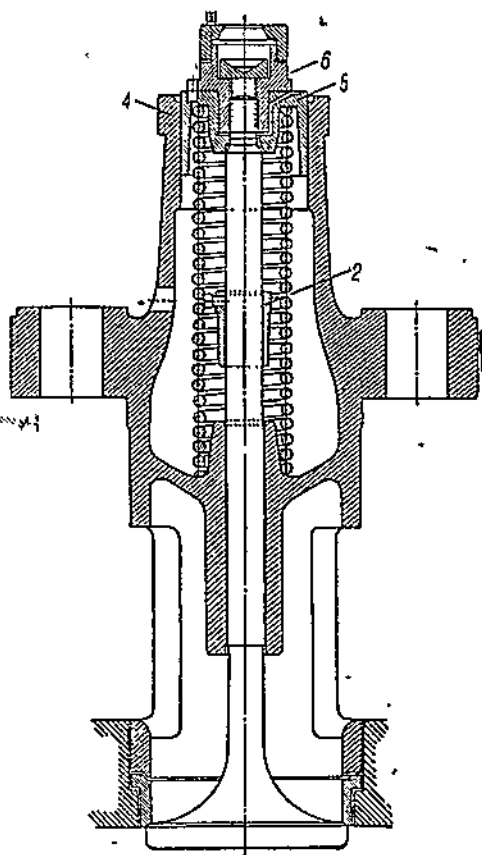


Рис. 168. Всасывающий клапан двигателя Дизеля.

клапан, нагруженный пружиной на давление, превосходящее наибольшее рабочее на 40%.

На рис. 170 приведена конструкция предохранительного клапана двигателя Дизеля завода А. Е. С. Клапан, состоящий из штока и тарелки, помещен в коробке, укрепленной в отверстии цилиндрической крышки при помощи фланца и шпилек. В клапанной коробке имеется коническое гнездо, на которое и садится тарелка. Для правильной посадки тарелки на нижней части штока сделаны четыре направляющих ребра, а в верхней части имеется цилиндрическое утолщение, скользящее в направляющей бронзовой втулке. Клапанная тарелка прижимается к своему гнезду пружиной, упирающейся в заплечик штока нижним концом и в поперечину — верхним концом. Поперечина прикреплена к коробке клапана двумя шпильками. При значительном повышении давления в цилиндре тарелка клапана приподнимается,

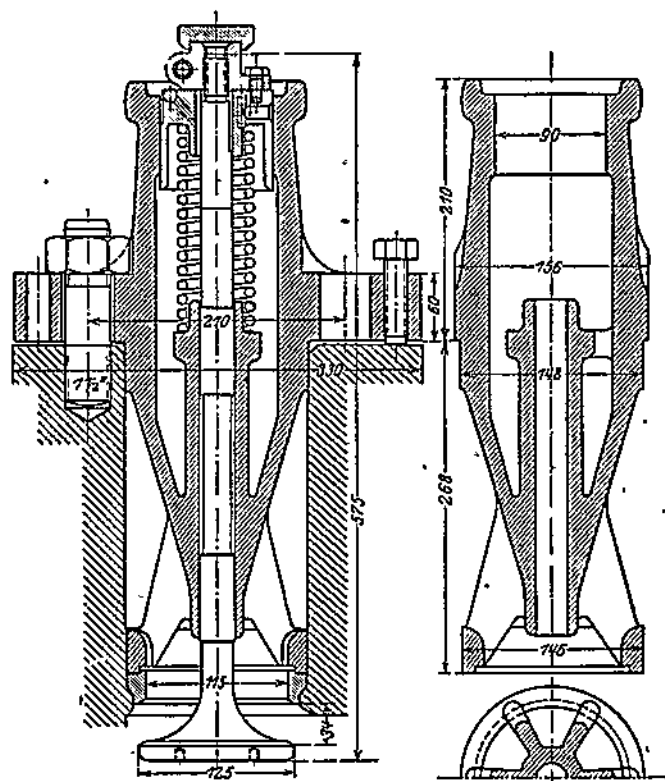


Рис. 169. Всасывающий клапан двигателя Дизеля.

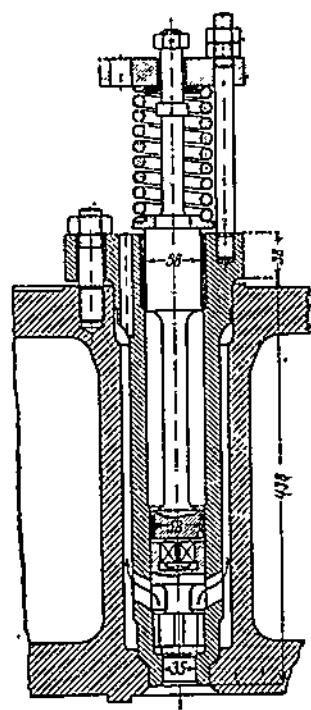


Рис. 170. Предохранительный клапан.

сжимая пружину, вследствие чего происходит выпуск газа. Продукты сгорания проходят через косые каналы в коробке клапана и по вертикальному каналу уходят наружу. С предохранительным клапаном иногда комбинируют декомпрессионный клапан, имеющий назначение понижать давление в цилиндре при проворачивании (буксовке) двигателя и при его реверсировании. Комбинированный предохранительный и декомпрессионный клапан показан в разрезе на рис. 171. При чрезмерном повышении давления в цилиндре клапан действует как предохранительный, выпуская продукты сгорания из цилиндра по каналу в крышке. Для снятия давления в цилиндре клапан открывается принудительно при помощи рычага. Для устранения возможности пригорания предохранительного клапана обычно предусматривается приспособление для поворачивания его штока.

Пусковой клапан. Для пуска двигателей в ход служат пусковые клапаны, открывающиеся в определенный момент распределительным механизмом. На каждом рабочем цилиндре имеется свой пусковой клапан. Сжатый воздух поступает к клапану из пускового баллона. Пусковой клапан открывается внутрь цилиндра. При

открытии клапана на пусковом баллоне воздух поступает в корпус клапана, действуя на тарелку сверху, стремясь открыть клапан. Клапан прижимается к своему гнезду пружиной (рис. 172), упирающейся во фланец корпуса и тарелку, закрепленную на штоке клапана. Для разгрузки пружины и клапана от давления пускового воздуха сделан поршень в виде утолщенной цилиндрической части штока. Разгрузочный поршень уравнивает давление сжатого воздуха на клапан. Для уплотнения поршня, на нем делают кольцевые канавки или же применяются самопружинящиеся кольца, сделанные из бронзы или баббита (рис. 173). Сжатый воздух может подводиться непосредственно к клапанной коробке (рис. 173) по отлитому вместе с ней патрубку или же по каналу в крышке (рис. 172). В последнем случае конструкция крышки получается более сложной.

Продувочные клапаны. Продувка системы Зульцера требует установки клапана, регулирующего подачу воздуха в цилиндр через верхние продувочные (наддувочные) окна. Для этой цели в подобных конструкциях старого типа применялись управляемые клапаны или золотники с прямолинейным движением и в последующих типах они были заменены золотниками, вращающимися на вертикальной, а затем на горизонтальной оси. В настоящее время, с целью упрощения конструкции двигателя, завод Зульцера применяет автоматически действующие пластинчатые клапаны, помещая их в коробках, примыкающих к цилиндру в районе продувочных окон. Замена

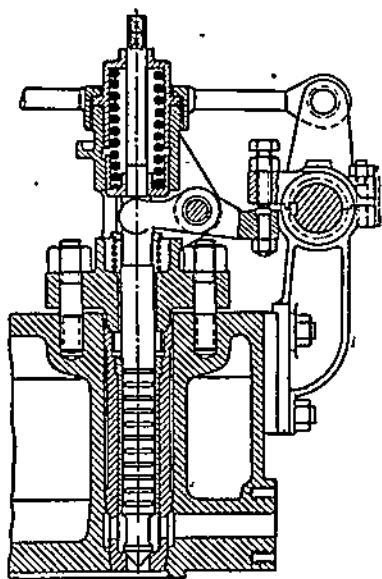


Рис. 171. Предохранительный и декомпрессионный клапан.

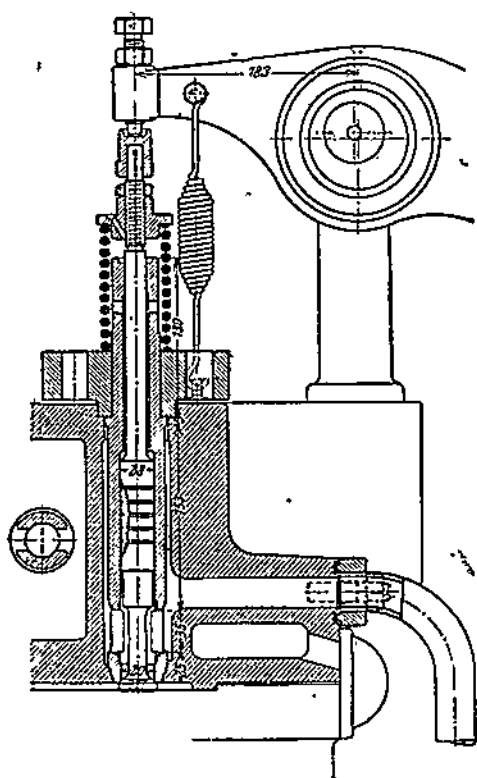


Рис. 172. Пусковой клапан.

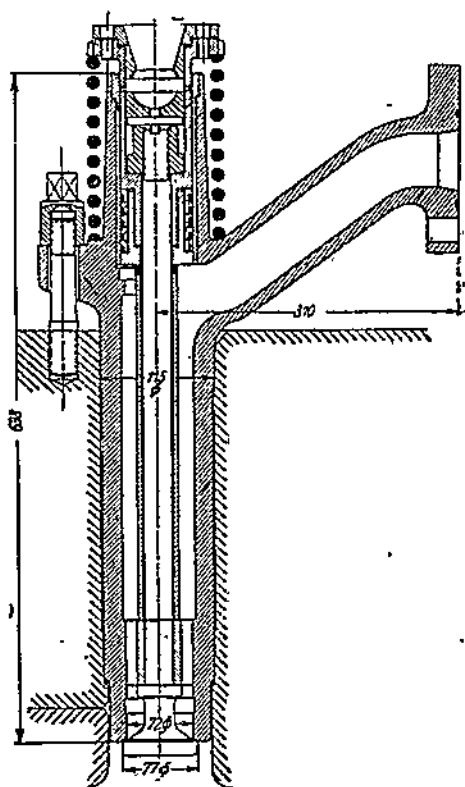


Рис. 173. Пусковой клапан.

приводных золотников автоматическими клапанами в значительной степени упрощает конструкцию двигателя.

На рис. 174 показан автоматический продувочный клапан двигателя завода Зульцера. Клапан состоит из корпуса в виде отдельных фигурных коробок *A*, стя-

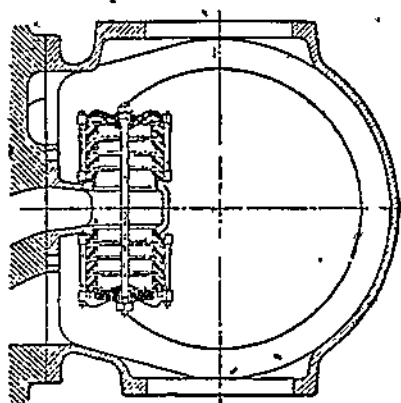


Рис. 174. Автоматический продувочный клапан двигателя Зульцера.

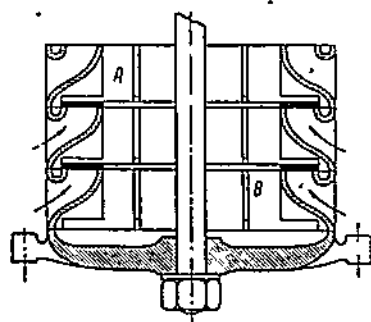


Рис. 175.

нутых двумя крышками и болтами (на рис. 175 изображена схематично нижняя часть клапана). Каждая коробка имеет пластинчатый клапан в виде диска *B*. Подъем дисков происходит вследствие разности давлений продувочного воздуха и продуктов сгорания, заполняющих цилиндр в момент начала продувки. Продувочный воздух поступает снаружи — внутрь клапана. Когда давление в цилиндре делается больше давления продувочного воздуха, все пластинчатые клапаны садут на свои гнезда и ресивер будет разобщен от цилиндра.

§ 68. Клапанные приводы

Клапаны двигателей Дизеля открываются обычно при помощи двуплечих рычагов, установленных на оси, закрепленной в кронштейнах цилиндровой крышки. На одном конце клапанного рычага (рис. 176) имеется ударник *1*, которым рычаг

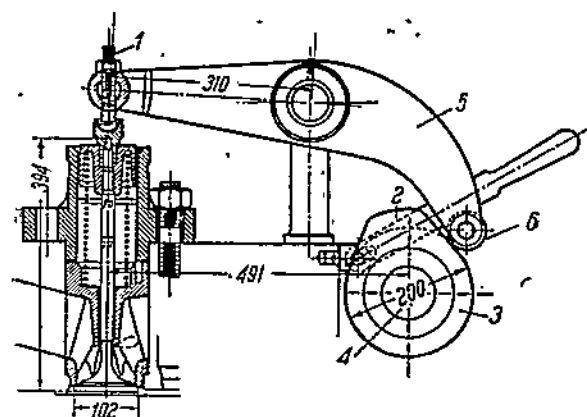
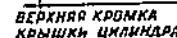


Рис. 176. Рычаг всасывающего клапана.

нажимает на шток клапана, заставляя его открываться. Открытие клапана произойдет в тот момент, когда выступ 2 кулачной шайбы 3, сидящей на распределительном валу 4, подойдет под ролик 6 рычага 5. Когда ролик начнет сходиться с выступа (кулака) кулачной шайбы, вращающейся вместе с распределительным валом, ударник рычага приподнимется и пружина закроет клапан. Рычаги изготовляются из стали или из ковкого чугуна. Ударник, помещающийся на конце рычага, имеет нарезку и гайку с контргайкой для регулировки зазора между роликом рычага и цилиндрической

поверхностью кулачной шайбы. Для холодного двигателя этот зазор необходим (когда выступ шайбы не касается ролика), так как при нагревании клапана шток его удлиняется и при отсутствии указанного зазора клапан не смог бы плотно закрыться.

Зазоры у клапанов устанавливаются в зависимости от их размеров. Обычно зазоры изменяются в следующих пределах: всасывающий клапан 0,2—1,0 мм,



нормальной величиной, что следует иметь в виду при ремонте двигателя. Если при регулировке зазора величина его увеличивается, то в этом случае период откры-

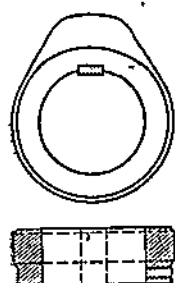


Рис. 181. Привод к распределительному валу при помощи переаточного вала и винтовых зубчатых колес.

Клапан форсунки компрессорных двигателей Дизеля открывается вверх, поэтому ролик рычага касается кулачной шайбы не сверху, как то показано на рис. 176

для всасывающего клапана, а снизу (рис. 178). Для удобства разборки и вынимания иглы топливного клапана рычаг его обычно делается составным из двух частей (рис. 178).

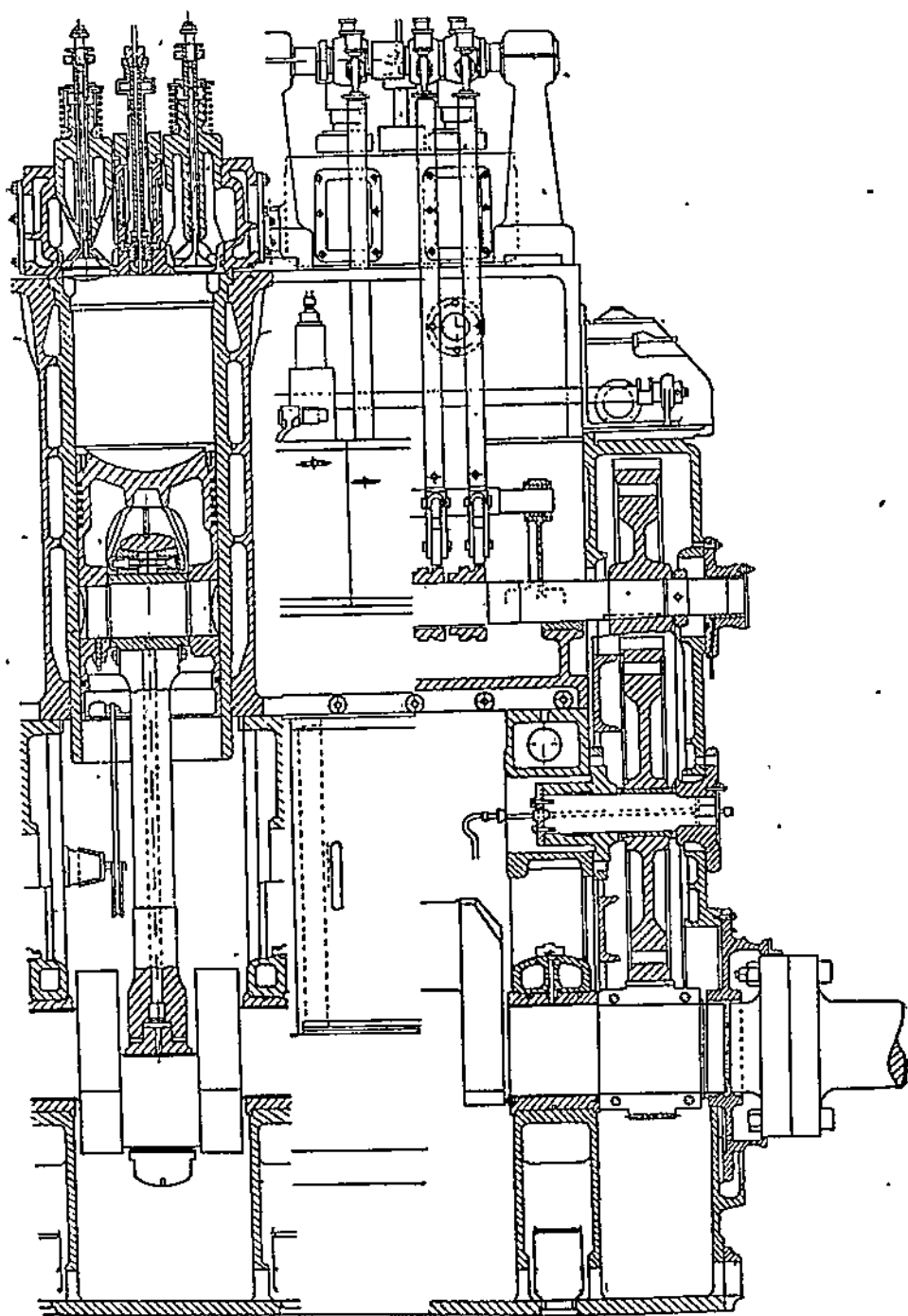


Рис. 182—183. Бескомпрессорный

Кулачные шайбы изготавливаются отдельно от вала и закрепляются на нем на шпонке группами по числу цилиндров.

Выступ на шайбе для всасывающего и выпускного клапанов изготавливается заодно с шайбой (рис. 179). Для более точной регулировки момента подачи горю-

чего в цилиндр компрессорных дизелей, выступ шайбы топливного клапана делается отдельно и закрепляется в ней при помощи шурупов и прокладок.

На рис. 180 показана кулачковая шайба такого топливного клапана; цифрами обозначены: 2—выступ шайбы, 3—шурупы, служащие для крепления выступа или кулака в специальном углублении шайбы, 5—стальные прокладки, при помощи

которых можно перемещать выступ по окружности. Шайба закрепляется на распределительном валу при помощи шпонки, на рисунке не показанной.

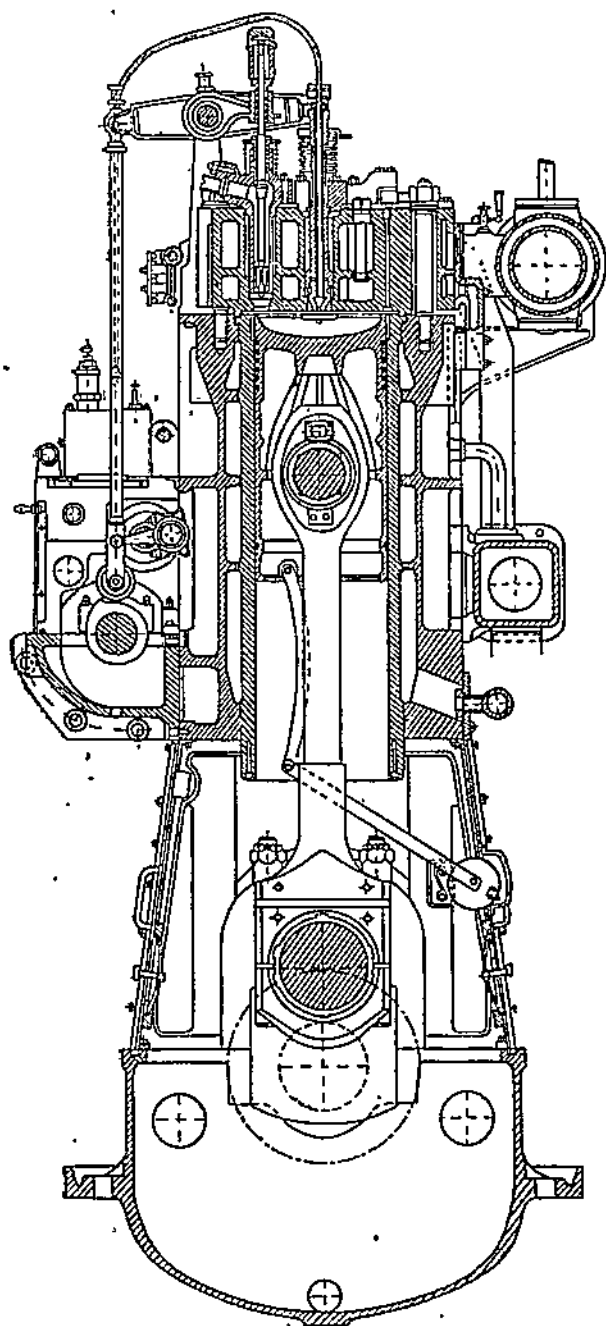
Реверсивные судовые двигатели имеют два комплекта кулачковых шайб, из которых один служит для работы двигателя на передний ход и другой для заднего хода. В этом случае шайбы закрепляются на длинной муфте, которая может передвигаться по валу на шпонке. Приподнимая с помощью привода концы рычагов с роликами и передвигая муфту по оси вала, можно подвести под ролики кулачковые шайбы переднего или заднего хода. В некоторых конструкциях кулачковые шайбы передвигаются вместе с валом. Открытие и закрытие клапанов определяется моментами набегания и схода ролика рычага с выступа кулачковой шайбы. Следовательно, от профиля кулачковой шайбы будет зависеть как продолжительность, так и закон открытия клапана. Высота выступа шайбы определяется величиной хода клапана и отношением плеч рычага. Для того чтобы сохранить неизменным профиль шайбы, поверхность ее цементируется и закаливается.

Передача от коленчатого вала к распределительному обычно производится при помощи передаточного вала и винтовых шестеренок (рис. 181).

Передаточное число между шестернями для двухтактных двигателей делается равным $i=1$ и для четырехтактных $i=1/2$. Вследствие косо́го расположения зубцов, в передаче возникают осевые силы, поэтому на распределительном валу, а также на передаточном, необходимо ставить упорные подшипники. Для умень-

шения трения в шестернях, их делают из разнородных металлов (бронза—сталь).

Шестерни помещаются в закрытых чугунных коробках, заполненных смазкой. Для правильного сцепления шестерен при сборке, на зубцах делают марки керном. Кроме шестерен с косыми зубцами (геликоидальные), применяются шестерни цилинд-



дрически. Ведущую шестерню обычно располагают вблизи маховика или посередине длины коленчатого вала, с целью уменьшения влияния упругих колебаний вала.

Распределительный вал делается из стали и располагается на высоте крышки цилиндра (рис. 108) или у его нижнего фланца (рис. 183).

Распределительный вал лежит на подшипниках, укрепленных в кронштейнах, которые крепятся к плоскостям, сделанным на рубашках цилиндров.

Кулачные шайбы действуют, по возможности, непосредственно на ролики рычагов.

При таком устройстве все распределительные органы доступны осмотру и размеры их могут быть сделаны наименьшими. При расположении распределительного вала у нижнего фланца цилиндра (рис. 183) необходимо вводить передаточные звенья в виде длинных штанг, передающих движение от распределительного вала к клапанным рычагам. В этом случае распределительный вал опирается на солидные подшипники, расположенные на станине; кроме того кулачные шайбы и рычаги помещаются в закрытой камере, служащей масляной ванной, что является преимуществом этой конструкции.

В двухтактных бескомпрессорных дизелях распределительный вал иногда совершенно отсутствует, как это видно на рис. 45. Двигатель имеет форсунку закрытого типа, открывающуюся автоматически под влиянием давления топлива (механическое или струйное распыливание). Пусковые клапаны открываются также без рычагов при помощи сжатого воздуха, который подводится к клапанам от особого распределителя. Топливные насосы располагаются на высоте цилиндрических крышек и приводятся в действие при помощи длинных толкачей и рычагов с роликом. Ролик катится по кулачной шайбе, закрепленной на противовесе коленчатого вала.

В бензиновых двигателях распределительный вал обычно приводится во вращение при помощи двух шестерен, из которых одна сидит на коленчатом валу, другая на распределительном. Распределительный вал располагается в подшипниках, укрепленных на станине. Кулачная шайба 4 (рис. 166), сидящая на распределительном валу, действует на ролик 5 толкача 1, поднимающего клапан. Посадка клапана на гнездо производится пружиной 3.

§ 69. Регуляторы

Если число оборотов двигателя остается постоянным, то в этом случае работа движущих сил, или работа вращающего момента, создаваемого двигателем, равна работе сил сопротивления. Как только это подвижное равновесие нарушается, двигатель увеличивает или уменьшает число оборотов. Для сохранения числа оборотов постоянным, при различной нагрузке двигателя в стационарных двигателях, применяются регуляторы. Роль регулятора заключается в непрерывном регулировании количества топлива, подаваемого в цилиндры, в зависимости от нагрузки двигателя. При каждом изменении нагрузки регулятор должен быстро реагировать на эти изменения, не допуская значительного уменьшения или увеличения числа оборотов машины.

При работе двигателя на гребной винт число оборотов его зависит от скорости корабля и количество подаваемого горючего в цилиндры регулируется ручным приводом. Роль регулятора в этом случае ограничивается лишь сохранением предельного числа оборотов, так как при поломке гребного винта или обнажении его при сильной качке двигатель может быстро развить большое число оборотов, опасное для прочности двигателя. Для того чтобы число оборотов двигателя не могло увеличиваться свыше чем на 10%, устанавливается предельный регулятор или регулятор безопасности. Воздействие предельного регулятора на подачу топлива в цилиндры происходит лишь при повышенном числе оборотов двигателя.

На рис. 184 показан чертеж центробежного регулятора системы Янса. Корпус регулятора 1 закрепляется на регуляторном валу при помощи конуса, нажимной гайки и шпонки. Корпус регулятора сверху закрывается съемной крышкой 2, поставленной на шурупах. Внутри корпуса помещаются два груза 3, расходящиеся от оси вращения под влиянием центробежной силы. Грузы снизу имеют приливы, в которые закреплены оси с надетыми на них роликами 4. Эти ролики опираются на площадки, сделанные в корпусе. Сверху на валу имеется поперечина, на которой также укреплены два ролика для направления движения грузов. Внутри грузов сделаны цилиндрические полости для пружин, назначение которых — противодействовать центробежной силе грузов.

Внутренние концы пружины упираются в донышки грузов и наружные — в грибовидные гайки 5. Эти гайки наворачиваются на шток, проходящий через отверстия в донышках грузов и вал регулятора, где он и закрепляется сквозной шпилькой. С боковых сторон каж-

лого груза (по обе стороны пружины) сделаны вырезы, куда заходят концы двуплечих рычагов 6, имеющих ось вращения 7 в приливах корпуса. Для уменьшения трения, на концах рычага помещаются ролики. Нижние концы рычагов (у каждого груза два рычага) входят в наружные косые вырезы муфты 8, надетой свободно на цилиндрический выступ дна корпуса. В доннышке подвижной муфты 8 закреплены концы двух тяг 9, которые проходят через два отверстия в доннышке и соединяются нижними концами с подвесной муфтой 10. Эта муфта вращается вместе с регулятором. На подвесную муфту снаружи надет стакан 11, имеющий шайбу с двумя выступами или пальцами 12. Между шайбой стакана и вращающейся муфтой 10 помещен шариковый подшипник. На пальцы 12 надевается конец рычага передачи от регулятора к топливоподающему механизму двигателя.

При увеличении числа оборотов двигателя грузы регулятора начинают расходиться под действием центробежной силы, сжимая пружины. Вследствие передвижения грузов, двуплечие рычаги 6 повернутся вокруг оси 7, поднимая вверх подвижную муфту 8 вместе с тягами 9 и подвесной муфтой 10, связанной приводом с отсечным механизмом насоса.

Для смазки регулятора имеется в верхней его части отверстие.

В зависимости от конструкции и системы двигателя, регулирование числа оборотов может производиться при помощи трех способов: 1) изменением количества смеси воздуха и топлива, подаваемого в цилиндр за один рабочий цикл (количественная регулировка); 2) изменением количества топлива, без изменения количества воздуха (качественная регулировка); 3) регулировкой пропусков вспышек в цилиндре.

Первый способ регулировки обычно применяется в бензиновых или газовых двигателях, у которых в цилиндр всасывается воздух с бензином или газом. Изменение числа оборотов достигается прикрыванием заслонки (дроссели) во всасывающей трубе, при этом уменьшается количество засосанной рабочей смеси по весу, но не изменяется ее качество, так как пропорция топлива и воздуха сохраняется.

Второй способ регулировки применяется в дизелях. При изменении количества топлива, подаваемого насосом, качество смеси воздуха с горючим меняется, так как количество засосанного воздуха за один рабочий ход остается неизменным.

Третий способ регулировки применяется исключительно в двигателях быстрого сгорания с калоризатором. Изменение числа оборотов двигателя достигается выключением топливного насоса из действия, в результате чего происходит пропуск вспышек. Выключение насоса производится приводом от регулятора при повышении числа оборотов выше установленного. После того как произойдет несколько пропусков вспышек, число оборотов двигателя понижается и насос вновь автоматически включается в действие.

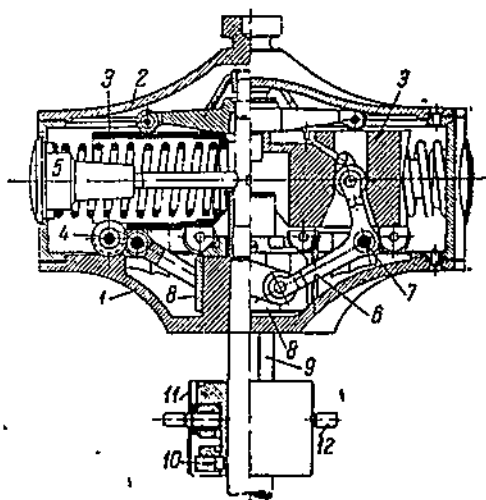


Рис. 184. Центробежный регулятор Янса.

ГЛАВА XVII

СМАЗКА И ОХЛАЖДЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 70. Смазочные материалы и их основные свойства

Работа трения, получающаяся при соприкосновении двух движущихся поверхностей, зависит: от качества трущихся поверхностей, свойства металла, удельного давления между поверхностями и скорости их взаимного перемещения. При непосредственном соприкосновении трущихся металлических поверхностей, трение достигает значительной величины, при этом величина силы трения между однородными металлами всегда оказывается большей, чем между разнородными. Для полированных поверхностей сила трения будет иметь меньшее значение. Для уменьшения работы трения между соприкасающимися поверхностями вводят слой смазочного масла, разделяющий эти поверхности полностью или частично. В этом случае трение будет зависеть от полноты разделения трущихся поверхностей, от вели-

чины силы трения между поверхностями и маслом, а также от трения, возникающего между отдельными слоями масла (внутреннее жидкостное трение), характеризующегося вязкостью масла.

В силу сцепления частиц масла или внутреннего его трения, оно способно раздвигать трущиеся поверхности даже при некотором давлении между ними. Чем больше вязкость масла, тем больше оно будет сопротивляться выдавливанию из промежутка между поверхностями. В случае полного разделения трущихся поверхностей слоем смазки, трение металла по металлу заменяется значительно меньшим внутренним трением масла. В зависимости от условий смазки, различаются четыре вида трения: сухое, полусухое, полужидкостное и жидкостное. Сухое трение или трение металла по металлу вызывает сильный износ и нагрев трущихся поверхностей. В двигателях сухое трение не допускается.

Полусухое трение получается при наличии масла между трущимися поверхностями в недостаточном количестве. При полусухом трении имеется значительное соприкосновение трущихся поверхностей и достаточно значительный их износ. Этот вид трения может иметь место при пуске машины в ход, когда скорость движения трущихся частей мала. Полужидкостное трение бывает лишь при незначительном соприкосновении трущихся частей, когда большая часть их поверхности соприкасается с маслом, что вызывает малый их износ. При жидкостном трении трущиеся поверхности не соприкасаются — между ними всегда имеется слой масла. Такой вид трения должен быть в нормально работающей машине. При этих условиях износ трущихся частей теоретически отсутствует. Практически в масле могут быть твердые частицы посторонних веществ; кроме того, вследствие непрерывного движения масла в зазоре, мельчайшие частицы металла срываются маслом и участвуют в общей циркуляции, вызывая постепенный износ трущихся поверхностей. Чем дольше работает порция смазочного масла, тем, очевидно, будет и больше износ.

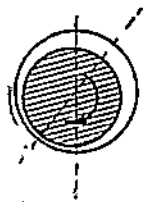


Рис. 185.

Создание необходимого слоя масла между трущимися поверхностями обеспечивается скоростью вращения шейки и внутренним трением масла. Масло, обладающее малой вязкостью, будет выдавливаться из-под шейки, в результате чего может иметь место полужидкостное или полусухое трение. Таким образом, выбор сорта масла будет зависеть от скорости относительного движения трущихся поверхностей и удельного давления между ними. Для осуществления жидкостного трения необходимо иметь масляный зазор в подшипнике. В состоянии покоя шейка вала своим давлением выдавливает масло и зазор между трущимися поверхностями (внизу шейки) равен нулю, что вызывает появление полусухого трения в момент пуска машины. При дальнейшем вращении шейки вала, между ней и вкладышем подшипника образуется клинообразный слой масла. Вследствие прилипания масла к шейке, оно увлекается и нагнетается под шейку, заставляя ее приподниматься, при этом центр вала смещается по направлению его вращения (рис. 185). При увеличении скорости вращения нагнетание масла в клиновой зазор увеличивается; чем больше вязкость масла, тем толще слой смазки образуется под шейкой. Из рассмотренного вытекает следующее соображение о выборе масла для смазки подшипников: масло должно по возможности обладать меньшей вязкостью, но достаточной для образования слоя надлежащей толщины при данной скорости и давлении между трущимися поверхностями. Непрерывный слой масла будет предохранять подшипник и шейку от износа, а минимально-возможная вязкость масла будет способствовать уменьшению затраты мощности двигателя на преодоление вредных сопротивлений трения.

В настоящее время для смазки машин применяются исключительно минеральные масла, добываемые из нефти (мазута) путем ее перегонки и последующей очистки продуктов. Очистка смазочных масел имеет чрезвычайно важное значение, так как от этого зависят их качества. Смазочные масла при работе должны быть химически стойкими и совершенно нейтральными. В них не должно быть минеральных кислот, щелочей, осадков или смолистых примесей. Смолистые вещества легко окисляются на воздухе, выделяя хлопьевидные осадки (мутнеют) и приобретают кислую реакцию. Кислоты при действии на металл разъедают смазываемые поверхности. Для очистки масел от кислых продуктов их подвер-

гают нейтрализации щелочью. В результате щелочной обработки масла, при недостаточной его промывке, в нем могут оказаться примеси мыл, от взаимодействия едкого натра и минеральных кислот. Присутствие мыл придает маслу целый ряд отрицательных свойств. Масла приобретают склонность к образованию нагара при высоких температурах. При хранении масла мутнеют от выпадения мыла или от поглощения им влаги. Масла получают способность образовывать с водой стойкие эмульсии. Кроме указанных свойств имеется целый ряд физических и химических свойств, которые оказывают существенное влияние на качество и пригодность масел к использованию.

Главнейшими свойствами смазочных масел являются следующие:

Цвет смазочных масел не является решающим признаком качества масла. По цвету можно примерно судить лишь о степени его очистки и соответствии стандарту.

Прозрачность масла является признаком хорошей очистки масла. Мутные масла содержат: смолистые или асфальтовые вещества, остатки мыл, не удаленных промывкой, влагу в виде капель воды или твердые частички парафина. Мутные смазочные масла нежелательны для смазки.

Запах. Чистые нефтяные масла почти не имеют запаха.

Степень механического загрязнения определяется путем фильтрации масла и взвешивания осадка.

Удельный вес не служит характерным признаком качества смазочных масел, так как одно из главнейших свойств смазочного масла — вязкость, зависит от химического состава и молекулярного веса углеводородов. Так, например, американские цилиндровые масла с большой вязкостью обладают тем же удельным весом, что и наши веретенные масла с очень малой вязкостью.

Вязкость имеет существенное значение для смазочного масла. При повышении температуры вязкость масла уменьшается, при этом изменение вязкости с изменением температуры для различных масел будет различно. Для уменьшения трения в механизмах, работающих на открытом воздухе, следует применять в летнее время „летнее масло“ и зимой более жидкое масло — „зимнее“.

Температурой застывания называется та температура, при которой масло теряет свойства текучести. Эта температура смазочного масла характеризует пригодность масла для смазки подшипников при низкой температуре окружающей среды.

Температура вспышки не характеризует смазывающей способности масла, а может служить лишь для распознавания сортов масел и соответствия их стандартам.

Нагарообразование. При нагревании нефтяных смазочных масел до высокой температуры происходит разложение некоторых частей с образованием смолистой полутвердой или твердой массы, называемой нагаром. Способность смазочного масла к нагарообразованию определяют по выходу кокса. Масла, плохо очищенные, а также более тяжелые и густые, обладают большой склонностью к нагарообразованию.

Сорта смазочных масел. При выборе смазочного масла следует руководствоваться теми условиями, при которых работают отдельные части и механизм в целом. Наиболее существенными условиями являются следующие: температурные — смазка холодных и горячих частей, а также температура окружающего воздуха; степень нагруженности, характеризующаяся удельным давлением или нагрузкой на единицу поверхности трущихся частей; скоростью вращения или движения смазываемых частей; степенью изношенности машины, сопровождающейся увеличением нормальных зазоров в движущихся частях. Кроме перечисленных условий, при выборе смазочного масла имеет значение и способ смазки. Для циркуляционной смазки под давлением может быть использовано масло с меньшей вязкостью, так как в этом случае имеет место непрерывная и обильная подача масла.

Машинные масла. Машинные масла применяются для смазки холодных трущихся частей машин.

Союзнефть вырабатывает следующие сорта очищенных масел:¹

1. Машинное М — для машин со средней нагрузкой на подшипник и с выше-средним числом оборотов. Внешний вид: прозрачное, красновато-желтого цвета. Технормы ОСТ 7954.

2. Машинное 2 — наиболее употребительный сорт машинного масла, применяется для смазки подшипников машин, работающих со средней скоростью вращения. Внешний вид: прозрачное, красновато-желтого цвета. Технормы ОСТ 7954.

3. Машинное Т — для подшипников главного вала, для машин с большой нагрузкой на подшипники и при ниже-средней скорости вращения, а также для подшипников в случае их сильного нагрева. Внешний вид: прозрачное, довольно густое, вишнево-красного цвета.

¹ Э. М. Левина. „Стандарты нефтяных масел и испытания их“. Стандартиз, 1936 г.

Таблица 47

№ п/п	Физико-химические свойства	Машинное Л	Машинное 2	Машинное 2В	Машинное Т
1	Удельный вес d_4^{20}	0,886—0,916	0,886—0,926	0,886—0,926	0,891—0,931
2	Температура вспышки по Бренк- су не ниже	180°C	190°C	180°C	200°C
3	Вязкость по Энглеру при 50°C . . .	4,0—4,5	5,5—6,5	5,5—6,5	7,5—8,5
4	Температура застывания не выше	—10°C	—8°C	—8°C	—5°C
5	Механических примесей не более .	0,007%	0,007%	0,007%	0,007%
6	Воды	Отсутствие			
7	Минеральных кислот и щелочей . .	Отсутствие			
8	Цвет по Дюбоску не менее	9 мм	10 мм	—	5 мм

В качестве грубой смазки применяется также мазут. По своим качествам он сильно уступает очищенным маслам. Мазут содержит значительное количество зольных и смолистых веществ и обладает кислотностью. Смазки мазутом следует всемерно избегать.

Моторные масла. Для смазки цилиндров двигателей внутреннего сгорания применяются моторные масла. Эти сорта смазочных масел должны обладать достаточной вязкостью, чтобы масло не выдавливалось давлением газа между поршнем и поверхностью цилиндра. Масло должно давать минимальное количество нагара, чтобы при соприкосновении с продуктами сгорания оно не образовывало вязких и клейких сгустков, а, по выполнении своей роли, улетучивалось или полностью сгорало бы без остатков. Моторные масла могут применяться также и для смазки всех движущихся частей двигателя. Для новых двигателей с неприработанными частями и для сильно изношенных двигателей следует применять густые сорта масел.

Союзнефть выпускает следующие сорта масел: моторные для дизелей, колоризаторных и керосиновых двигателей; автолы — для бензино-керосиновых двигателей:

1. Моторное М — для смазки цилиндров и движения дизелей всех мощностей. Внешний вид: прозрачное, буро-желтого цвета. Технормы ОСТ 7957.

2. Моторное Т — для смазки цилиндров и движения средних и крупных вновь установленных двигателей, для быстроходных судовых двигателей и компрессоров двигателей Дизеля, а также для разработанных и пропускающих газ двигателей. Внешний вид: прозрачное, вишнево-красного цвета. Технормы ОСТ 7957.

3. Автол 6 — для смазки цилиндров и движения бензино-керосиновых двигателей при низкой температуре окружающего воздуха (зимнее масло).

4. Автол 10 — для смазки цилиндров и движения бензино-керосиновых двигателей средней мощности при умеренной температуре окружающего воздуха (весеннее и осеннее масло).

5. Автол 18 — для смазки тракторных двигателей летом.

Таблица 48

Масла моторные

№ п/п	Физико-химические свойства	Моторное М	Моторное Т
1	Удельный вес d_4^{20} не более	0,916	0,921
2	Температура вспышки по Бренк- сену не ниже	195°C	205°C
3	Вязкость по Энглеру при 50°C	6,0—6,5	8,2—9,0
4	Золы не более	0,02%	0,04%
5	Температура застывания не выше	—8°C	0°C
6	Механических примесей не более	0,007%	0,007%
7	Воды	Отсутствие	
8	Свободных минеральных кислот и щелочей	Отсутствие	
9	Кокс по Конрадсону не более	0,3%	0,4%

6. Автол 8 — для смазки цилиндров и движения бензино-керосиновых двигателей сильно изношенных, а также для смазки двигателей в летнее время. Технормы ОСТ 7869.

Компрессорные масла. Для воздушных компрессоров применяются масла с высокой температурой вспышки.

При высоком сжатии воздуха в цилиндре компрессора, температура его сильно повышается и возникает опасность самовоспламенения масла, что может вызвать взрыв и разрушение компрессора.

Союзнефть выпускает следующие сорта компрессорных масел:

1. Компрессорное Л — для смазки цилиндров воздушных компрессоров и воздушных машин с малым сжатием. Внешний вид: прозрачное, желто-буроватого цвета. Технормы ОСТ 8707.

2. Компрессорное М — для таких же компрессоров. Внешний вид: прозрачное, красно-буроватого цвета. Технормы ОСТ 8707.

3. Компрессорное Т — для цилиндров компрессоров с высоким сжатием. Внешний вид: прозрачное в тонком слое, красно-буроватого цвета. Технормы ОСТ 8707.

Таблица 49

Автолы

Физико-химические свойства	6	8	10	18
Удельный вес $d_{4^{20}}$ (не выше)	0,911	0,914	0,920	0,926
Вязкость по Энглеру:				
E_{50}	5,5—6,5	8—9	Не выше 11	Не выше 18
E_{100}	—	—	Не ниже 1,8	Не ниже 2,3
Вспышки по Бренкену не ниже	185°	190°	200°	215°
Застывание не выше	—8°C	—8°C	—5°C	0°C
Цвет по Дюбоску не ниже	10 мм	8 мм	4 мм	3 мм
Кокса не более	0,3%	0,4%	0,5%	0,7%
Золы не более	0,01%	0,02%	0,04%	0,04%
Кислотность (SO_3) не более	0,01%	0,01%	0,02%	0,03%
Механических примесей			Отсутствие	
Воды			Отсутствие	

Таблица 50

Масла компрессорные

№ п/п	Физико-химические свойства	Компрессорное Л	Компрессорное М	Компрессорное Т
1	Удельный вес при $d_{4^{20}}$	0,891—0,921	0,891—0,926	0,896—0,926
2	Температура вспышки по Бренкену не ниже	200°C	218°C	240°C
3	Вязкость по Энглеру при 50°C	6,5—7,0	—	—
4	Вязкость по Энглеру при 100°C	—	1,7—2,2	2,3—2,8
5	Стабильность по Сляю (число Слая) не более	20	20	20
6	Кислотность в миллиграммах КОН не более	0,15	0,15	0,15
7	Золы, в процентах, не более	0,02	0,03	0,03
8	Механических примесей, в процентах, не более	0,007	0,007	0,007
9	Щелочей и водорастворимых кислот		Отсутствие	
	Воды		Отсутствие	

§ 71. Смазка двигателей

В зависимости от типа двигателя, его мощности и степени быстроходности, применяются следующие способы смазки: капельная смазка, смазка циркуляционная низкого давления и смазка под высоким давлением. Первый тип применяется в тихоходных двигателях небольшой мощности для смазки рамовых подшипников, параллелей, подшипников передаточного и распределительного валов и подшипников балансиров. В этой системе для смазки используется иногда мазут, который подается по мере надобности насосом в расходную цистерну, откуда самотеком попадает в распределительные коробки центрального маслопровода. Каждая коробка имеет несколько отверстий с игольчатыми клапанами. Регулируя вручную открытие клапанов, устанавливают определенное количество капель, вытекающих из коробки в трубки, подводящие масло к подшипникам. Мазут вытекает из подшипников и собирается в поддоне фундаментной рамы, откуда

стекает в сточную цистерну и в дальнейшем используется для сжигания в топке вспомогательного парового котла. Если для смазки применяется масло, что более правильно, то в этом случае оно фильтруется и вновь подается в расходную цистерну. Капельная система смазки применима для слабо нагруженных подшипников и в современных судовых установках используется лишь для смазки мало ответственных частей.

Смазка второго типа — под давлением — имеет самое широкое распространение. При этой системе смазка получается весьма обильная, что позволяет применять масло с меньшей вязкостью, в результате чего уменьшается работа трения; кроме того, обильная смазка способствует хорошему охлаждению трущихся частей. Смазка циркуляционная под давлением обеспечивает большую надежность работы двигателя, так как правильность ее действия контролируется при помощи манометров и термометров.

Смазка низкого давления используется для подачи масла к рамовым, мотылевым и головным подшипникам, а также для смазки ползунов и параллелей. Масло под давлением поступает по трубкам в рамовые подшипники и смазывает их, затем направляется через одно или два радиальных отверстия в рамовой шейке вала в центральный канал, откуда по сверлению в щеке мотыля и радиальному отверстию в пустотелой мотылевой шейке поступает в мотылевой подшипник. Из мотылевого подшипника масло направляется вверх через сверление в шатуне к поршневому пальцу. Отработавшее масло вытекает из подшипников и собирается в нижней части рамы (маслосборник), откуда и стекает в сточную цистерну. Масляный насос, обычно приводящийся в движение от коленчатого вала двигателя, забирает масло из сточной цистерны и направляет его через фильтр в маслоохладитель, а затем масло снова поступает к трущимся частям двигателя под давлением 1—2,5 атм, создаваемым насосом. В некоторых случаях масло из маслоохладителя направляется в напорную или расходную цистерну, откуда под естественным напором с давлением 0,7—1,0 атм поступает в рамовые и мотылевые подшипники двигателя.

Смазка высокого давления применяется для подачи масла к головным подшипникам верхних головок шатунов двухтактных двигателей простого действия. Давление масла в этом случае достигает до 20 атм. Применение высокого давления масла для смазки цапф поперечины ползуна (крейцкопфа) объясняется особенностью работы этой детали. При работе двухтактного двигателя простого действия давление на поршень, за периоды сжатия и расширения, всегда направлено вниз. Следовательно нагрузка на цапфы поперечины имеет постоянное направление, в результате чего работает лишь нижняя часть головного подшипника, при значительном удельном давлении между трущимися поверхностями. Для того чтобы подать масло к сильно нагруженному нижнему вкладышу подшипника и обеспечить образование масляного зазора, необходимо высокое давление. В четырехтактных двигателях и в двигателях двойного действия нагрузка на цапфу изменяет свое направление, что обеспечивает попадание смазки на нижнюю половину вкладыша подшипника при более низком давлении масла.

Для подвода масла к головному подшипнику применяется трубопровод высокого давления с шарнирным или телескопическим механизмом, которые по своему устройству не отличаются от аналогичных конструкций, применяемых для охлаждения поршней. Подвод смазки к головному подшипнику при помощи телескопического устройства показан на рис. 151. В некоторых случаях для той же цели используют сверление в шатуне, для подвода масла к специальному масляному двухскальчатому насосу, укрепленному на крейцкопфе и приводимому в движение качанием шатуна. Масляный насос имеет небольшие размеры и роль его сводится к повышению давления масла с 1 атм до 20 атм.

Смазка поршней рабочих цилиндров и компрессоров представляет самостоятельную систему. Масло подается специальными насосиками скальчатого типа. Масло поступает в цилиндры через штуцеры, ввернутые в боковую стенку цилиндра. Описание устройства штуцеров дано в § 58. В быстроходных двигателях Дизеля смазка цилиндров очень часто производится не при помощи штуцеров, а путем разбрызгивания масла. Масло, вытекающее в значительном количестве из подшипников, превращается движущимся шатуном в мельчайшие

капли, которые заполняют картер двигателя, попадая на поверхность рабочей втулки при верхнем положении поршня. В бензиновых двигателях смазка цилиндров, а иногда также рамовых, мотылевых и головных подшипников, производится разбрызгиванием масла. В этом случае масло заполняет нижнюю часть картера до определенного уровня. При движении шатуна нижняя головка его ударяется о поверхность масла, разбрызгивая его по всему картеру.

Таблица 51

Расход масла для смазки цилиндра

Мощность на 1 цилиндр	Число штуперов	Число штуперов, присоединенных к смазочному аппарату	Число капель на контрольное стекло в ми- нуту	Расход масла в час на ци- линдр в кг
85	4	2	10—11	0,068
105	4	2	12—14	0,084
130	4	4	8—9	0,105
165	4	4	9—11	0,130
200	4	4	12—14	0,160
275	4—6	4—6	18—12	0,220
360	6	6	14—16	0,280
470	6	6	14—16	0,370
620	8	8	16—18	0,500
750	8	8	20—22	0,600

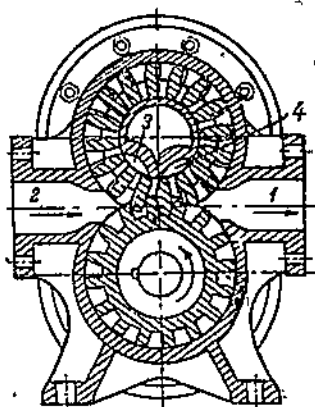


Рис. 186. Шестеренчатый насос.

Расход масла на весь двигатель составляет в среднем от 1,8 до 6 г на 1 э. л. с. в час. Расход масла для смазки цилиндров двухтактных двигателей приведен

в табл. 51. Для компрессоров и продувочных насосов количество капель масла на каждое контрольное стекло составляет 20—40 г в час или 5—10 капель в минуту. Следует избегать слишком обильной смазки поршней компрессора, так как это ведет к загрязнению клапанов компрессора и холодильников.

Масляные насосы у судовых двигателей бывают скальчатые, шестеренчатые и для смазки цилиндров применяются механические смазчики. Насосы могут приводиться в действие непосредственно от главного двигателя или от электромотора. Масляный насос должен работать непрерывно в течение длительного времени, поэтому он должен быть простым по конструкции и надежным в действии. Этим требованиям лучше всего соответствуют шестеренчатые насосы.

Согласно требованию Регистра СССР, производительность каждого главного насоса должна быть достаточна для обслуживания обеих машин при двухвальной установке.

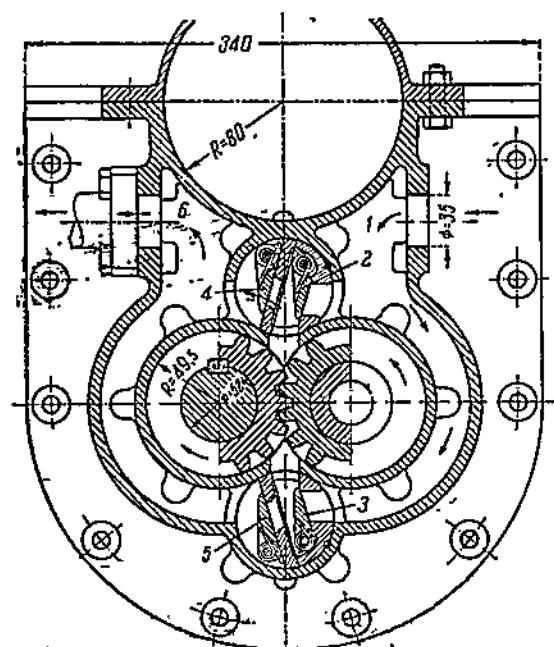


Рис. 187. Реверсивный шестеренчатый насос.

На рис. 186 показан шестеренчатый насос, приводящийся в движение от электромотора (неревверсивный). Нижняя шестеренка закреплена на оси, приводящейся в движение от электромотора. Верхняя шестеренка сидит на неподвижной оси свободно и получает вращение от нижней шестеренки. Стороны вращения шестеренок показаны стрелками. Корпус насоса имеет две крышки с бронзовыми подшипниками и сальником для уплотнения

вала. Масло поступает в насос через приемный патрубок 2 и заполняет пространства между зубцами. При вращении шестеренок масло переносится в нагнетательное пространство 1, где и выдавливается зубцами из впадин. Шестеренки имеют очень небольшой зазор (около 0,1 мм), как по окружности, так и с торцевой части. При выдавливании масла из впадин оно оказывает большое давление на шестерни и их оси, в результате чего может получиться значительный износ подшипников. Для устранения этого явления верхняя шестеренка имеет высверленные радиальные отверстия между зубцами, через которые масло выдавливается из впадин, попадая в полости 3 или 4, сделанные в неподвижной оси верхней шестерни. Из полости 3 и 4 масло попадает во всасывающее или нагнетательное пространство насоса, не оказывая давления на оси шестерен.

На рис. 187 показан реверсивный масляный насос с двумя приемными клапанами 2 и 3 и двумя нагнетательными 4 и 5. При вращении шестеренок в сторону, показанную стрелками, масло из приемной полости 1 засасывается через клапан 3 и, заполняя впадины между зубцами, переносится в нагнетательную полость насоса 6, проходя через клапан 4. Клапаны сделаны в виде легких заслонок, прижимающихся к гнездам слабыми пружинами. При изменении стороны вращения шестеренок, масло будет засасываться через клапан 2 и нагнетаться в отливную полость 6 через клапан 5.

§ 72. Охлаждение двигателей

Для устранения перегрева цилиндровой крышки и рабочей втулки, эти части двигателя охлаждаются водой. При достаточно большом диаметре цилиндра в двигателях применяется также охлаждение головок поршней. Охлаждающая жидкость,

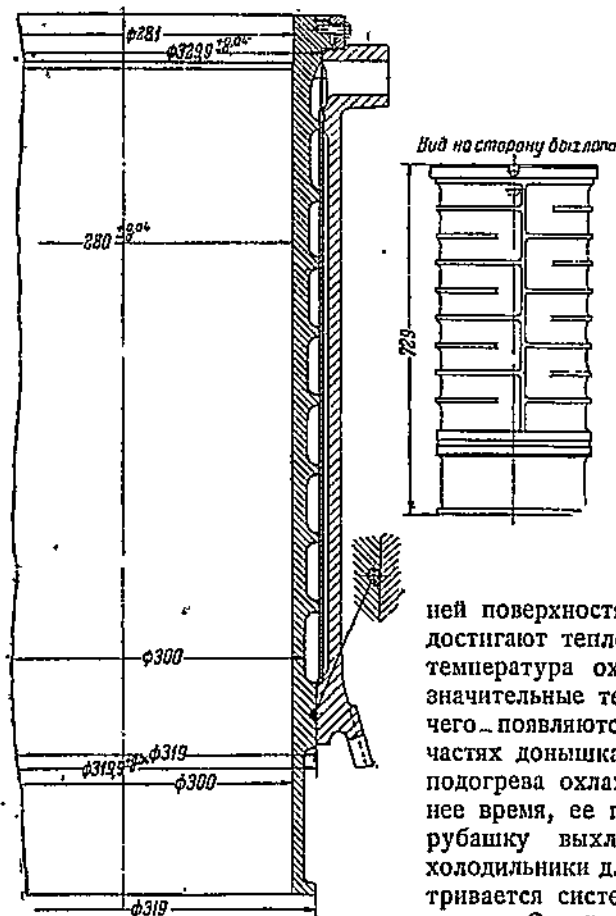


Рис. 188. Цилиндровая втулка.

соприкасаясь с нагретыми частями двигателя, уносит до 35% тепла, выделенного в цилиндре при горении топлива. Чем быстрее вращается двигатель и чем меньше размеры цилиндра, тем относительно большее количество тепла уносится охлаждающей водой. Потери тепла с охлаждающей водой ориентировочно распределяются следующим образом: крышка и рабочая втулка 18—22%, рабочий поршень 6—9%, выхлопной коллектор и компрессор 5—8%, от всего тепла, выделенного в цилиндре. В результате охлаждения стенок, соприкасающихся с нагретыми газами, в них возникают значительные тепловые напряжения. Чем больше разность температур получается на внутренней и внешней

поверхностях стенок, тем большей величины достигают тепловые напряжения. Слишком низкая температура охлаждающей воды может вызвать значительные тепловые напряжения, в результате чего появляются трещины в наиболее нагретых частях доньшка поршня и крышки цилиндра. Для подогрева охлаждающей воды в зимнее или осеннее время, ее предварительно пропускают через рубашку выхлопного трубопровода или через холодильник для воздуха и масла, что предусматривается системой трубопровода охлаждения двигателя. С той же целью иногда часть охлаждающей воды, по выходе из двигателя, подводится к приемной трубе охлаждающего насоса.

Для более интенсивного охлаждения двигателя, в сильно нагретых местах скорость протекания охлаждающей воды увеличивают, так как при этом коэффициент теплопередачи от стенки к охлаждающей воде повышается. На рис. 188 показана рабочая втулка четырехтактного двигателя, на наружной поверхности которой сделаны

ребра, близко подходящие к рубашке. Ребра образуют каналы, по которым охлаждающая вода протекает с большой скоростью, интенсивно охлаждая рабочую втулку. Следует иметь в виду, что при резком регулировании количества воды, поступающей для охлаждения цилиндра, может произойти заедание и задир поршня. Рабочая втулка должна иметь хорошее охлаждение, так как в противном случае смазка цилиндра будет затруднительна. При высокой температуре внутренней поверхности рабочей втулки происходит коксование смазки с образованием нагара, что вызывает значительный износ уплотнительных колец и втулки, в особенности в верхней, наиболее нагретой, части. Для устранения этого явления, верхняя часть втулки должна охлаждаться наиболее интенсивно.

Для устранения выпадения солей из морской воды, температура охлаждающей воды по выходе из двигателя не должна быть выше 50°C . Если забортная речная вода имеет большую жесткость, то и для этого случая не следует значительно повышать температуру охлаждающей воды. В результате выпадения солей, в охла-

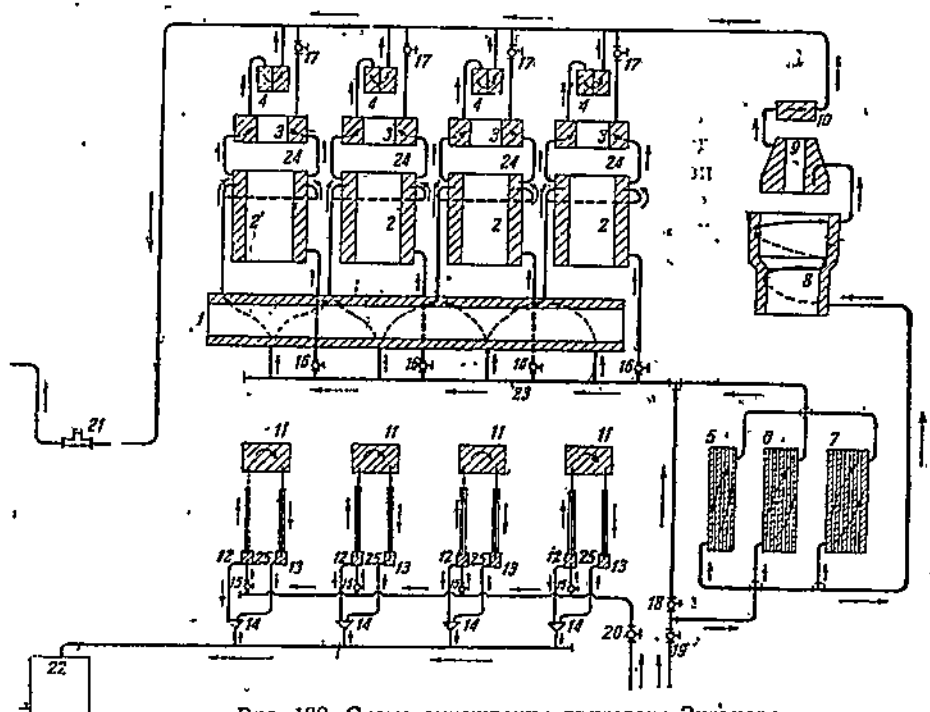


Рис. 189. Схема охлаждения двигателя Зульцера.

дающем пространстве получается слой накипи, сильно уменьшающий теплоотдачу стенки и вызывающий ее перегрев.

Для охлаждения цилиндров и крышек двигателя применяется забортная вода. При охлаждении поршней может быть использована пресная, или забортная вода, а также масло. Описание способов охлаждения поршней приведено в § 60. Для подачи охлаждающей воды к двигателю применяются поршневые и центробежные насосы, приводимые в движение непосредственно от коленчатого вала двигателя или в виде отдельной установки с приводом от электромотора.

Охлаждающая вода обычно поступает в нижнюю часть зарубашечного пространства цилиндров и, поднимаясь вверх, переходит в цилиндрическую крышку, откуда направляется для охлаждения выпускного трубопровода, после чего нагретая вода отводится за борт. Если на судне имеется паровой котел, для утилизации отходящего тепла двигателя, то на речных судах нагретая охлаждающая вода используется для питания утилизационной установки, что дает экономию топлива.

Вся система охлаждения двигателя должна давать хорошее направление потоку воды, без застоев в отдельных ее частях и резких изменений в скорости движения воды. Застой воды на отдельных участках или в карманах способствуют значитель-

ному выделению солей, кроме того, в таких местах могут образовываться паровые мешки, вызывающие местный перегрев металла.

При консервировании двигателя вся охлаждающая вода, для устранения ее замерзания, должна быть спущена из двигателя, что и предусматривается системой охлаждения двигателя. Для лучшего удаления воды вся система продувается сжатым воздухом. Для удаления воды из карманов предусматривается установка спускных кранов.

Давление воды для охлаждения неподвижных частей двигателя обычно составляет от 1 до 3 ати и при охлаждении поршней 3—5 ати.

На рис. 189 показана схема охлаждения двигателя Зульцера. Из магистрали охлаждения вода поступает через стопорный клапан 19 для охлаждения неподвижных частей двигателя (трубопровод низкого давления). Далее вода направляется частично в воздухоохладители 5, 6 и 7 ступеней высокого, низкого и среднего давлений компрессора, а также в цилиндры и крышки компрессора 8, 9 и 10. Главная часть охлаждающей воды поступает по трубе 23 через выхлопной коллектор 1 и сопла в верхнюю часть рабочих цилиндров 2. Сопла, в количестве двух на цилиндр, расположены по касательной к рабочей втулке с целью сообщить охлаждающей воде вращательное движение, чем достигается интенсивное охлаждение наиболее нагретой части цилиндра. Регулировочный клапан 16 служит для дополнительной подачи охлаждающей воды в случае необходимости поддержания требуемой температуры. Из верхней части цилиндра вода поступает в цилиндрическую крышку 3, через два патрубка и сопла, направленные по касательной к топливному клапану. Из цилиндрической крышки большая часть воды направляется через регулирующий клапан 17 в отливную трубу и частично используется для охлаждения топливного клапана 4. В общий отливной трубопровод направляется также вода, охлаждающая цилиндры компрессора. Для регулирования количества протекающей воды через топливный клапан и воздухоохладители служат клапаны 17 и 18. Вода для охлаждения поршней 11 через регулирующий клапан 15 поступает в коробки 12 и оттуда через телескопические трубы попадает в поршни. Охлаждающая вода стекает из поршней через аналогичные телескопические трубки в сливные коробки 13, а затем через воронки 14 и отливной трубопровод стекает в трюм. В те же воронки сливается из коробок 12 вода, не попавшая в поршни.

ГЛАВА XVIII

КОМПРЕССОРНЫЕ ДИЗЕЛИ

§ 73. Топливные клапаны (форсунки)

Топливный клапан служит для подачи горючего в цилиндр за определенный промежуток времени. Топливный клапан должен хорошо распыливать горючее и равномерно распределять частицы топлива по всей камере горения. Только при выполнении этих условий можно достигнуть бездымного горения и экономичной работы двигателя. В компрессорных дизелях распыливание топлива производится при помощи сжатого воздуха при давлении 50—65 ати, поступающего в топливный клапан или форсунку из воздушного баллона. При воздушном распыливании качество смеси воздуха и топлива, поступающей в камеру сжатия в период горения, зависит от давлений форсуночного воздуха, сорта топлива и его вязкости, а также в значительной степени от конструкции форсунки.

На рис. 190 показана форсунка с воздушным распыливанием. Форсунка состоит из трех основных частей: нижней части 1 или корпуса форсунки, нажимного фланца 2 с двумя шпильками для закрепления форсунки в отверстии цилиндрической крышки и стакана 3, где помещается пружина 4, прижимающая иглу 5 к клапанному гнезду. Корпус клапана отливается из чугуна или стали и своим нижним концом плотно садится на кольцевой уступ, сделанный в отверстии крышки.

Игольчатый клапан 5 проходит через корпус клапана и оканчивается в нижней своей части конусом, хорошо пришлифованным (притертым) к коническому клапанному гнезду. Игла изготавливается из твердой стали с конусом на конце и углом при вершине в 40—45°. Сверху на игле имеется направляющая головка, в которую упирается клапанная пружина, заключенная в стакане 3. В крышку стакана вверты-

вается винт, упирающийся в тарелку, лежащую на пружине. Этот винт служит для регулирования нажатия пружины.

Уплотнение иглы достигается при помощи нажимной втулки 6, имеющей нарезку и входящей в набивочную коробку, сделанную в нажимном фланце 2.

Набивкой для сальника служат прографиченные и промасленные стружки белого металлического сплава („планит“ металл). Для удержания масла, снизу и сверху набивки кладут асбестовый картон, толщиной 0,5 мм, пропитанный маслом. Для получения металлических стружек может служить сплав: 95% свинца, 2% олова и 3% сурьмы. Иногда для этой же цели применяются кольца квадратного или круглого сечения из вулканизированной металло-асбестовой набивки или специаль-

ной мягкой набивки „Эксцельсиор“. Набивка сальника должна производиться очень осторожно.

С помощью оправки и набивочного патрона сальник плотно набивается тонкими слоями и утрамбовывается. Косо набитый сальник будет тормозить иглу и может вызвать ее застревание навесу, что повлечет за собой серьезные последствия, как то: сильное повышение давления в цилиндре (преждевременный взрыв) и оплавление внутренних частей форсунки. Перед постановкой иглы форсунки на место необходимо смазать ее в месте нахождения сальника густым цилиндрическим маслом. Игла должна легко ходить в сальнике.

Топливо подается в форсунку по каналу 8 и по вертикальному каналу, просверленному в корпусе клапана, попадает в нижнюю часть форсунки. Форсуночный воздух подводится по каналу 9 и поступает непосредственно во внутреннюю полость

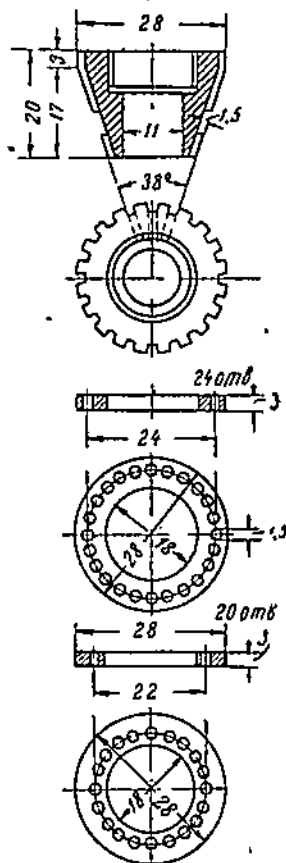


Рис. 191. Распылительные шайбы и наконечник гильзы.

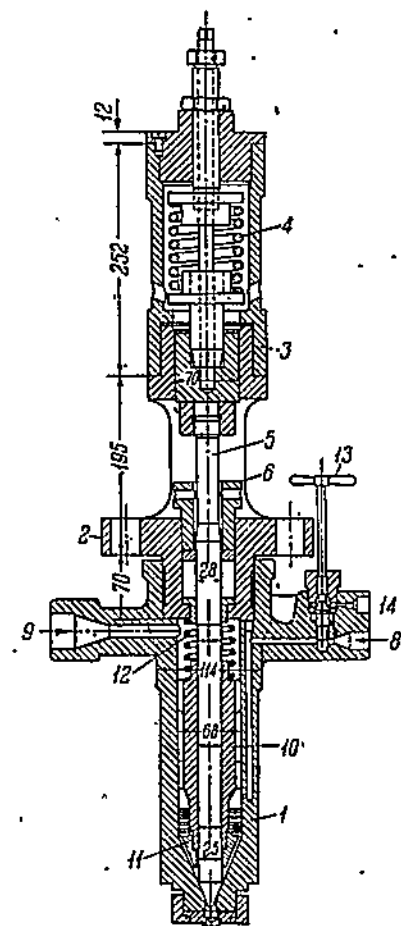


Рис. 190. Форсунка двигателя Дизеля с воздушным распыливанием.

форсунки. Направляющими для иглы служат в нижней части чугунная или бронзовая гильза 10, в средней части — сальник и в верхней части — направляющая головка иглы. На гильзе внизу надеты распыливающие шайбы, закрепленные конической гайкой с ребристой поверхностью (рис. 191). Гильза устанавливается в корпусе клапана при помощи имеющихся на ней ребер и укрепляется гайкой или пружиной 12, позволяющей удлиняться гильзе при нагревании. Распыливающие шайбы (рис. 191) (верхний чертеж — коническая гайка, нижние чертежи — распыливающие шайбы) представляют собой кольца или пластинки, надетые на гильзу и плотно входящие во внутреннюю цилиндрическую полость форсунки.

Шайбы отделяются друг от друга кольцами меньшего диаметра. По окружности шайб сделаны 20—30 отверстий диаметром 0,7—2,0 мм. Число распыливающих шайб зависит от степени быстроходности двигателя, сорта топлива и его вязкости, давления форсуночного воздуха, и количество их обычно подбирается

на основании экспериментальных данных. Число шайб бывает от 2 до 5 шт. Отверстия в шайбах просверливаются по окружности разных диаметров. Толщина бронзовых шайб делается в 2—4 мм и помещаются они в расстоянии 2—6 мм друг от друга. Шайбы при надевании и закреплении их повертываются на некоторый угол относительно друг друга, при этом отверстия в шайбах образуют сложный путь для прохода воздуха. Топливо, поступая на первую верхнюю шайбу, растекается по ней и попадает затем на ниже лежащие шайбы, смачивая их поверхности. Воздух, протекая по сложному пути, увлекает горючее, образуя смесь воздуха с топливом. Коническая гайка 11, закрепляющая распыливающие шайбы на гильзе, имеет по образующей конуса канавки. Коническая гайка (в виде усеченного конуса) садится на коническую заточку корпуса клапана. Канавки на гайке образуют узкие каналы, по которым проходит смесь воздуха с топливом. Каналы располагаются под углом, в результате чего происходит встреча отдельных струй у вершины конуса и хорошее перемешивание частиц топлива с воздухом.

Сопловая стальная пластинка имеет одно центральное или несколько боковых наклонных отверстий. При подъеме иглы смесь мелко распыленного топлива с воздухом в виде тумана вводится в цилиндр, где и происходит ее сгорание. Игла приподнимается в определенный момент при помощи рычага. Для

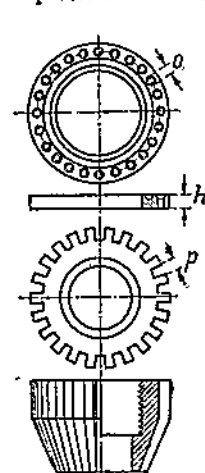
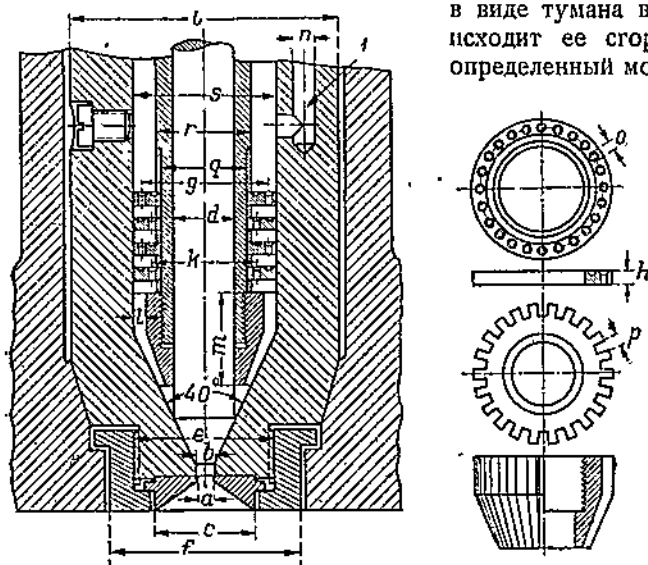


Рис. 192. Нижняя часть форсунки с пластинчатым распыливанием.

удаления воздуха из трубопровода, подводящего горючее к форсунке, служит клапан 13, разобщающий трубопровод от форсунки и сообщаящий его с атмосферой. Подкачивая вручную топливо при закрытом клапане 13, можно убедиться в том, что весь воздух удален из трубопровода; в этом случае из отверстия 14 будет вытекать топливо. Форсунка рассмотренной конструкции принадлежит к типу форсунок с пластинчатым распылителем.

На рис. 192 показана нижняя часть форсунки.

На рис. 193 показана форсунка завода Този с пластинчатым распылителем, без уплотнительного сальника. Игла и пружина помещаются в герметически закрытом кожухе. Рычаг поднимает иглу при помощи толкача и качающегося рычага. Утечке воздуха, вдоль стержня толкача, препятствует нижняя его часть, сделанная в виде клапана; кроме того, стержень толкача тщательно шлифован к втулке и имеет уплотнительные, лабиринтовые, кольцевые выточки. В месте присоединения трубы подводящей сжатый воздух к форсунке, имеется невозвратный клапан, служащий для устранения повышения давления в воздухопроводе при взрыве в форсунке. Для хорошей работы форсунки с пластинчатым распылителем необходимо, чтобы при открытии иглы сначала подавалась в цилиндр капля топлива (запальная капля) и лишь затем поступала смесь воздуха с горючим. Такое распределение подачи топлива необходимо для того, чтобы первая капля топлива могла воспламениться в цилиндре, прежде чем холодный форсуночный воздух понизит температуру сжатия. При чрезмерном давлении форсуночного воздуха или при малой нагрузке двигателя, горючее из форсунки может продуваться полностью. Вновь поданная порция топлива не успевает пройти в нижнюю часть форсунки и запальной капли не образуется. Это может привести к замедлению сгорания топлива, дымности и к пропуску вспышек. Для лучшего образования запальной капли, от канала, подводящего горючее к распыливающим шайбам, делается отводной канал (рис. 193) малого диаметра,

по которому небольшая порция топлива попадает непосредственно к выходному отверстию форсунки.

Форсунки с пластинчатым распылителем мало чувствительны к сорту топлива, так как, изменяя количество распыливающих шайб и число отверстий в них, можно отрегулировать форсунку для топлива различной степени вязкости. Сопротивление, при проходе топлива через распыливающие шайбы, очень велико и для быстроходных двигателей требуется весьма высокое давление форсуночного воздуха. Форсунка этого типа весьма чувствительна как к изменению числа оборотов двигателя, так и его нагрузке. При изменении нагрузки уменьшается количество топлива, подаваемого в форсунку, и для избежания полного продувания форсунки необходимо уменьшать давление форсуночного воздуха. При чрезмерно высоком давлении воздуха топливо подавалось бы в цилиндр слишком быстро, в результате чего давление при горении было бы сильно повышено.

При пуске двигателя в ход и при малой его нагрузке, давление форсуночного воздуха обычно уменьшается до 45 ати.

Значительно меньшее влияние оказывает изменение скорости или нагрузки на работу щелевой форсунки, которая не требует тщательной регулировки форсуночного воздуха, но зато она менее приспособлена для распыливания низкосортного тяжелого топлива. В форсунках последнего типа топливо увлекается вследствие относительного разрежения, создаваемого в узком месте воздушного потока. Топливо и воздух проходят по узким каналам с уклоном к оси форсунки, далее смесь протекает через щель между иглой и седлом клапана и окончательно перемешивается при вытекании через малое отверстие сопловой пластинки. Щелевые форсунки работают при более низком давлении форсуночного воздуха, что особенно существенно для быстроходных двигателей.

На рис. 194 показана схема щелевой форсунки системы Гессельмана. Топливо попадает по каналу, просверленному в стенке корпуса клапана, и через отверстие 1 попадает в цилиндрическую 2 и коническую 3 щели. На рис. 194, I показано положение форсунки после прекращения подачи топлива в цилиндр. Внизу около иглы остается небольшое количество горючего (запальная капля). На рис. 194, II изображено положение после подачи топлива насосом в форсунку. Форсуночный воздух поступает в полость 4 и через отверстия 5 проходит в пространство 6.

При подъеме иглы (рис. 194, III) давлением воздуха „запальная капля“ продувается в цилиндр. Вследствие большой скорости протекания воздуха через суживающуюся щель 7, в ней создается пониженное давление по сравнению с пространством 4. Горючее засасывается из канала 3 и уносится воздухом в расширяющийся канал 8, где и происходит предварительное перемешивание топлива с воздухом. Окончательное смесеобразование заканчивается при проходе через отверстия сопловой пластинки. При опускании иглы засасывание горючего уменьшается и оставшиеся частицы топлива образуют у конуса иглы запальную каплю для последующего цикла.

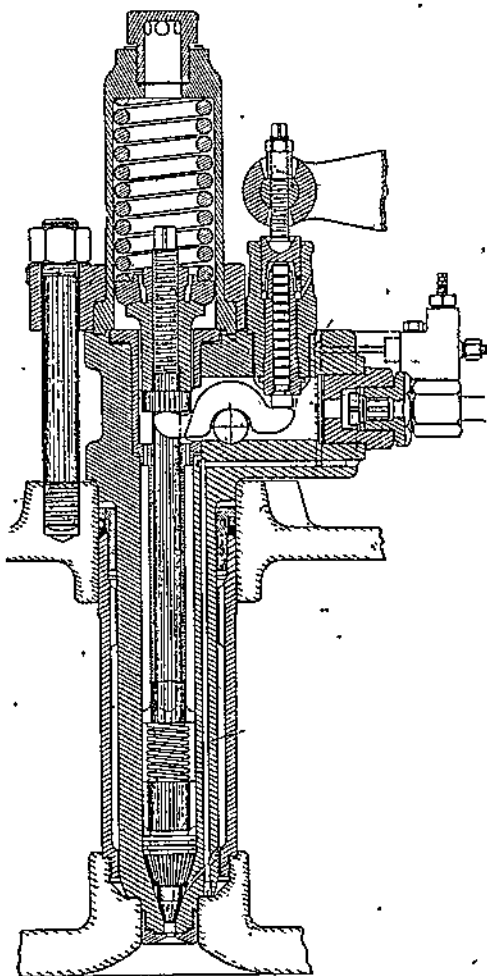


Рис. 193. Форсунка завода „Този“.

При малой нагрузке двигателя или при малом числе оборотов, в цилиндр вводится меньшее количество топлива. Следовательно, для образования нормальной смеси приходится уменьшать давление форсуночного воздуха.

Большой избыток воздуха при распыливании охлаждает камеру горения, что способствует неполноте сгорания. Продолжительность открытия форсунки, за период распыливания, при малом числе оборотов двигателя, увеличивается, что вызывает повышенный расход сжатого воздуха. Для того чтобы уменьшить этот расход и улучшить сгорание, при переменных режимах работы двигателя применяются форсунки, у которых ход или подъем иглы изменяется по желанию или автоматически от регулятора двигателя.

На рис. 195 показана верхняя часть форсунки двигателя М. А. Н. с устройством для регулирования хода иглы. Рычаг 11 служит для подъема форсуночной иглы 7. При набегании ролика двуплечего рычага на выступ кулачной шайбы, другой конец его 11 приподнимает втулку 8, сжимая пружину 3. Внутри пружины 3 имеется пружина 6 малого диаметра. Эта пружина нижним концом упирается во втулку 8 и верхним — в тарелку 5, закрепленную на конце форсуночной иглы 7. При

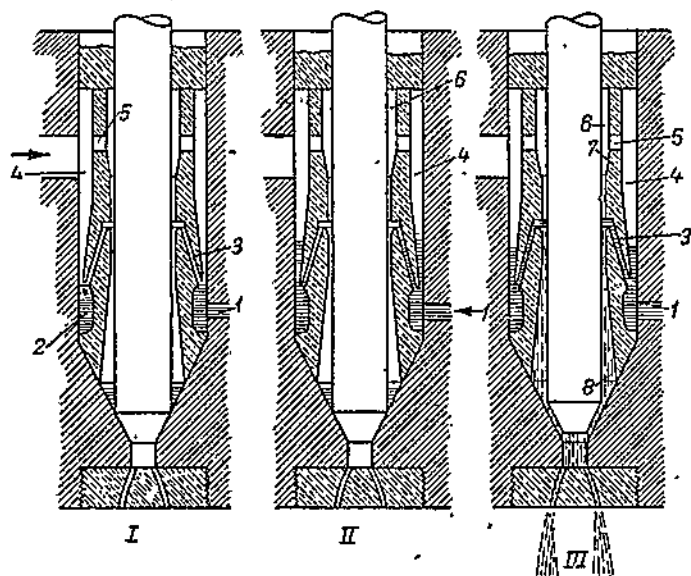


Рис. 194. Схема форсунки Гессельмана.

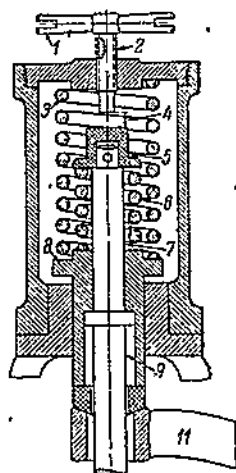


Рис. 195. Регулятор хода иглы.

подъеме втулки 8, форсуночная игла 7 начинает приподниматься пружиной 6. Подъем иглы продолжается до того момента, пока тарелка 5 не упрется в стопор 2. Дальнейшее поднимание втулки 8 будет вызывать лишь сжатие малой пружины 6. Когда конец 11 двуплечего рычага начнет опускаться, пружина 3, действуя на втулку 8 и запечник 9, заставит иглу сесть на свое гнездо. Меняя положение стопора 2 при помощи рычага 1 и привода к нему, можно регулировать подъем иглы форсунки, что достигается изменением зазора 4 между стопором 2 и тарелкой 5. Изменение величины подъема иглы может быть произведено на ходу двигателя.

§ 74. Устройство топливных насосов

Топливные насосы двигателей Дизеля служат для подачи горючего в топливные клапаны. Насос должен подавать определенное количество топлива, в зависимости от режима работы двигателя. Изменение подачи топлива в стационарных двигателях совершается под воздействием регулятора, действующего на насос и устанавливающего определенную производительность насоса в зависимости от нагрузки, поддерживая постоянное число оборотов двигателя. Судовые двигатели работают при различном числе оборотов, и регулировка подачи топлива насосом производится ручным приводом с поста управления двигателем.

Изменение производительности насоса производится путем воздействия на его

распределительные органы. Точность работы насоса и степень его регулировки являются важнейшими факторами, влияющими на эксплуатационные качества двигателя.

Топливные насосы делаются исключительно скальчатого типа и приводятся в движение от главного распределительного вала или от вертикального передаточного. Каждый рабочий цилиндр имеет свой отдельный насос, но чаще несколько насосов объединяются в один блок с числом скалок, равным числу форсунок.

Топливный насос имеет один приемный клапан и два расположенных один над другим (для большей плотности) нагнетательных клапанов из стали или фосфористой бронзы. Для вытеснения пузырьков воздуха в отливную трубу, в случае попадания его в насос, нагнетательные клапаны располагаются в верхней части насосного пространства. Между нагнетательными клапанами делают выходное отверстие с клапаном для выпуска воздуха и проверки действия насоса. Скалка (плунжер) насоса изготавливается из стали, тщательно шлифуется и закаливается. Уплотнение скалки производится посредством сальника с мягкой набивкой или путем тщательной притирки к рубашке, вставленной в цилиндр насоса. Насос подает за один рабочий ход небольшое количество топлива, необходимое лишь для одного рабочего цикла. Чтобы не менять хода скалки насоса при изменении количества подаваемого горючего, топливный насос устроен таким образом, что он всасывает горючее в 1,5—3 раза больше, чем нагнетает. Большая часть засосанного топлива в начале нагнетательного хода скалки перепускается обратно в приемную часть, чем и достигается регулировка подачи насоса. Чем больше горючего будет перепущено, тем меньше его попадет в форсунку. Таким образом, особенностью топливных насосов является то, что горючее подается в форсунку не на всем нагнетательном ходе скалки, а лишь на части его.

Устройство, позволяющее производить перепуск горючего, называется отсечным и выполняется оно в различных насосах компрессорных дизелей почти одинаково.

Сущность действия его заключается в том, что приемный клапан насоса открывается принудительно и остается открытым в течение некоторой части нагнетательного хода скалки, отчего топливо переливается в приемную часть, пока клапан не сядет на свое гнездо, после чего горючее начинает поступать в форсунку. Принудительный подъем клапана осуществляется при помощи отсечного штока и ударного болтика для упора в шток клапана. Производительность насоса, а следовательно и регулировка его, будут зависеть от точности установки моментов подъема приемного клапана и посадки его на гнездо. После того как приемный клапан сядет на место, отсечной шток будет опускаться вниз, образуя зазор между ударным болтиком и штоком клапана. Этот зазор при крайнем нижнем положении скалки называют зазором в насосе. От величины этого зазора зависит производительность насоса. На рис. 196 приведены схемы действия топливных насосов. Скалка 2 нефтяного насоса (схема а) приводится в движение эксцентриком, закрепленным на распределительном валу 7. Топливо поступает в приемную полость 12 по трубке 10 сасотекотом из расходной цистерны. Когда скалка пойдет вверх, отсечной шток 1 упрется в шток приемного клапана 3 и откроет его еще больше.

После открытия приемного клапана топливо начинает заполнять насосное пространство 20. На протяжении всего всасывающего хода скалки 2 приемный клапан остается открытым. Когда скалка начинает идти вниз, оказывая давление на посту-

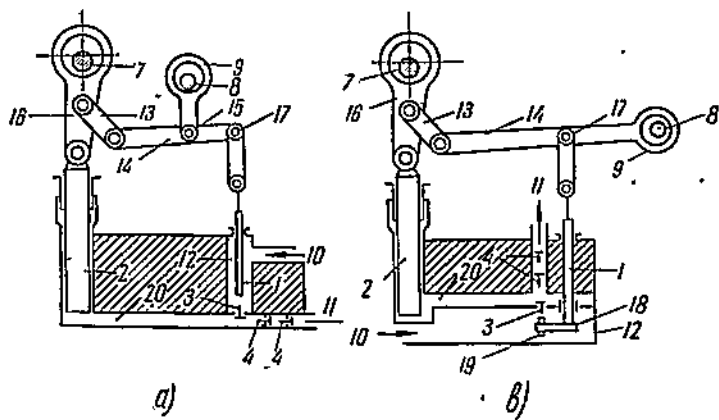


Рис. 196. Схемы топливных насосов компрессорных Дизелей.

лившее топливо, приемный клапан все еще остается открытым и топливо перетекает из полости 20 в приемное пространство 12. По мере опускания скалки 2 рычаг 14 отсечного валика 8, связанный при помощи серьги 13 с тягой 16, будет поворачиваться относительно точки подвеса 15, при этом конец его 17 приподнимается. При подъеме отсечного штока 1 приемный клапан 3 постепенно прикрывается под влиянием слабой пружины, на схеме не показанной. В тот момент, когда приемный клапан сядет на свое гнездо, переливание топлива прекратится. Под давлением топлива откроются нагнетательные клапаны 4 и за весь оставшийся ход

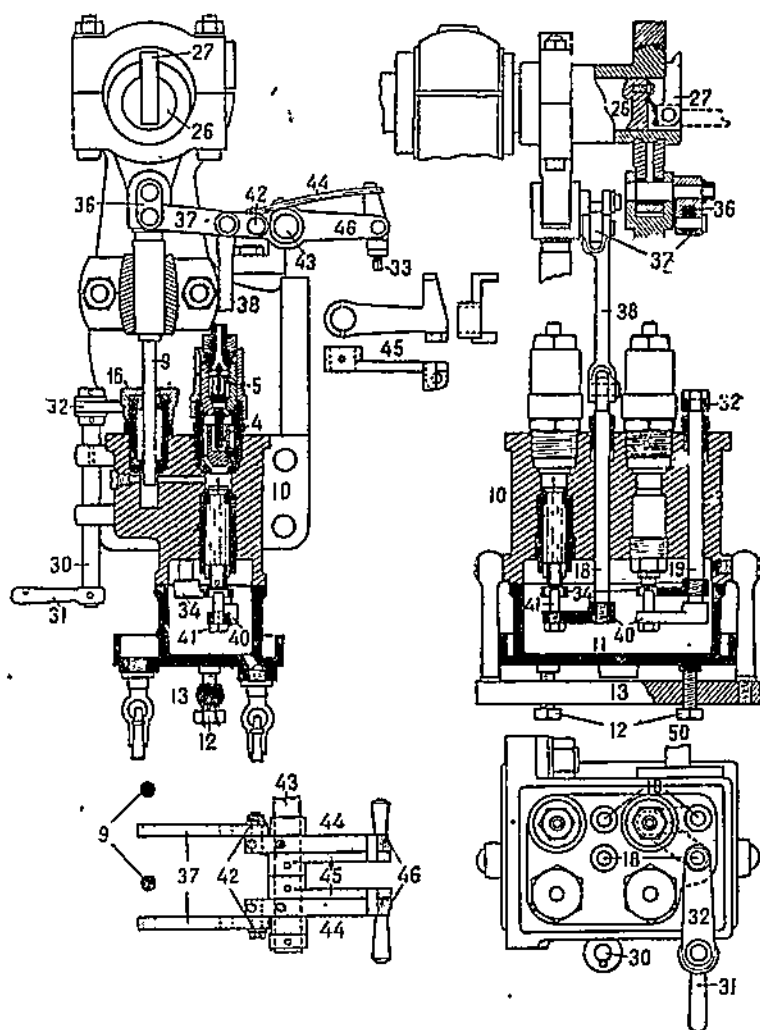


Рис. 197. Топливный насос компрессорного двигателя Дизеля.

скалки топливо будет подаваться по трубе 11 в форсунку. При нагнетательном ходе скалки шток 1 продолжает подниматься и между ним и штоком приемного клапана образуется зазор. Этот зазор будет иметь наибольшее значение при крайнем нижнем положении скалки. Когда скалка дойдет до н.м.т., нагнетательные клапаны закроются и подача топлива в форсунку прекратится.

Количество топлива, подаваемое насосом, зависит от момента посадки приемного клапана на свое гнездо. Чем скорее закроется клапан, тем производительность насоса будет больше. Момент закрытия клапана зависит от величины зазора между отсечным штоком и штоком приемного клапана. Чем больше этот зазор при крайнем нижнем положении скалки, тем скорее закроется клапан. Если зазор сделать равным нулю, то насос не будет подавать топлива, так как при нижнем положении скалки шток 1 все еще будет подпирать клапан и не даст ему сесть на свое гнездо. Чтобы менять

величину зазора на ходу двигателя, имеется приспособление в виде отсечного валика 8 с насаженным на нем эксцентриком. Бугель 9, охватывающий эксцентрик, соединен при помощи штыря 15 с рычагом 14. При повороте отсечного валика 8, точка 15 подвеса рычага 14 будет опускаться или подниматься, меняя зазор насоса. Чем ниже опустится рычаг 14, тем меньше будет зазор и меньше производительность насоса. Поворот валика 8 производится от ручного привода (ручная регулировка) и от привода регулятора (автоматическая регулировка).

Топливный насос, показанный на схеме рис. 196, а имеет тот же принцип действия. Разница заключается лишь в том, что у одного насоса передача движения от скалки к штоку 1 совершается при помощи рычага первого рода, что позволяет действовать на клапан непосредственно концом штока 1. У другого насоса для передачи применен рычаг второго рода, что вызывает необходимость применения отсечной лапки 18 и упорного болтика 19, т. е. заставляет несколько видоизменить конструкцию насоса. Опускание рычага 14 при помощи поворота валика 8, при этой конструкции, вызывает увеличение зазора насоса.

Для насосов рассмотренной системы конец подачи горючего в форсунку всегда остается неизменным и при регулировке меняется лишь момент начала подачи. При малых нагрузках двигателя топливо будет подаваться в форсунку несколько позже, что существенного значения не имеет.

На рис. 197 показан топливный насос Коломенского завода для компрессорного двигателя Дизеля. Конструкция насоса соответствует схеме рис. 196, а.

Корпус насоса 10, отлитый из чугуна, закрывается снизу крышкой 11, которая крепится к корпусу при помощи скобы 13 и двух пазимных винтов 12. Крышка 11 служит приемной полостью насоса, куда горючее поступает по трубе 50 самотеком из расходной цистерны. В одном общем корпусе помещаются два насоса (двухскалчатый насос). Каждый из насосов имеет один приемный клапан 1 и два, расположенных друг над другом, 4 и 5, нагнетательных. Клапаны насоса располагаются в отдельных коробках, ввернутых в корпус насоса. Такое устройство клапанов позволяет производить удобную их замену и притирку. Скалки насосов 9 приводятся в движение от эксцентриков, закрепленных на распределительном валу при помощи откидной щеколды 27, помещающейся в вырезе конца вала 26. Сальники 16 скалок имеют набивку из шнура „Эксцельснор“. Отсечное устройство состоит из: серьги 36, рычага или балансира 37, тяги 38, отсечного штока 18 и лапки отсекавателя 40, с упорным болтиком 41. Точкой опоры рычага 37 служит штырь 42, который может перемещаться вверх и вниз при повороте отсечного валика 43.

Насос имеет нормальную систему регулирования с перепуском части засосанного горючего в приемную полость насоса. Управление приемным клапаном производится снизу посредством отсечного штока и упорного болтика 41. Шток входит сверху в приемное пространство насоса и верхней своей частью соединяется при помощи тяги 38 с рычагом 37, движение которого совпадает по фазе с движением скалки. Всасывающий клапан в начале нагнетательного хода скалки находится в крайнем верхнем положении (открыт полностью) и закрывается по мере нисходящего хода скалки или, то же самое, — отсечного штока 18. Если сместить постоянный по длине ход штока вниз, то клапан будет закрываться раньше и количество топлива, подаваемое насосом, увеличится. Смещение отсечного штока производится поворотом отсечного валика 43, который перемещает ось вращения рычага 37, причем последний может быть установлен таким образом, что подача топлива прекратится (зазор насоса делается равным нулю). Для выключения каждого насоса в отдельности служит ручной выключатель, который состоит из рукоятки 31, стержня 30, поперечины 32, штока 19, входящего сверху в приемную камеру насоса, и пальца 34. При помощи подъема рукоятки 31, приемный клапан 1 может быть оставлен в открытом состоянии.

Для регулировки насоса на ходу, без его разборки, имеется устройство, состоящее из рычагов 46, свободно сидящих на отсечном валике 43, и рамок 45, закрепленных при помощи

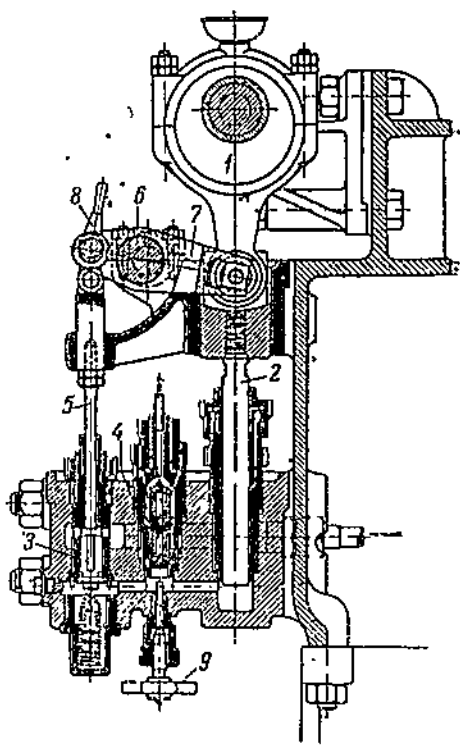


Рис. 198. Топливный насос компрессорного двигателя Дизеля.

липилок. Рамка 45 показана отдельно в трех проекциях. К рычагам 46 привернуты плоские пружины 44, которые своими свободными концами упираются в верхние выступы рамок. Вследствие нажатия пружин, концы рычагов 46 прижимаются к регулировочным винтам 33, ввернутым в нижние выступы рамок. Винты 33 служат для регулировки зазоров в насосах без снятия нижней крышки 11. Если ввернуть винт 33, то он приподнимет правый конец рычага 46, отчего штырь 42 опустится, следовательно, опустится и отсечной шток 18, отчего зазор насоса увеличится. Такую же регулировку можно произвести при помощи упорного болтика 41, который при ввертывании или вывертывании непосредственно изменяет зазор. Для ручной подкачки топлива в форсунку, перед пуском двигателя в ход, щеколда 27 открывается, разобивая вал с эксцентриком. При помощи специального ключа эксцентрик проворачивается вручную, приводя насос в действие.

На рис. 198 показан топливный насос, действующий по схеме рис. 196, а. Клапаны установлены таким образом, что приемный клапан 3 открывается книзу, а два нагнетательных 4 открываются вверх. Снизу под приемным клапаном ввернут в корпус насоса пустотелый стакан для пружины, один конец которой упирается в тарелку приемного клапана, имеющего длинные направляющие ребра, а другой в донышко стакана. Нагнетательные клапаны прижимаются к своим гнездам пружинами. Внизу, под нагнетательными клапанами, имеется лопчатый клапан 9 для выпуска воздуха из полости насоса при заполнении его топливом. Для ручной подкачки топлива в форсунку, перед пуском двигателя в ход, щеколда 27 открывающаяся, разобивая вал с эксцентриком. При помощи специального ключа эксцентрик проворачивается вручную, приводя насос в действие.

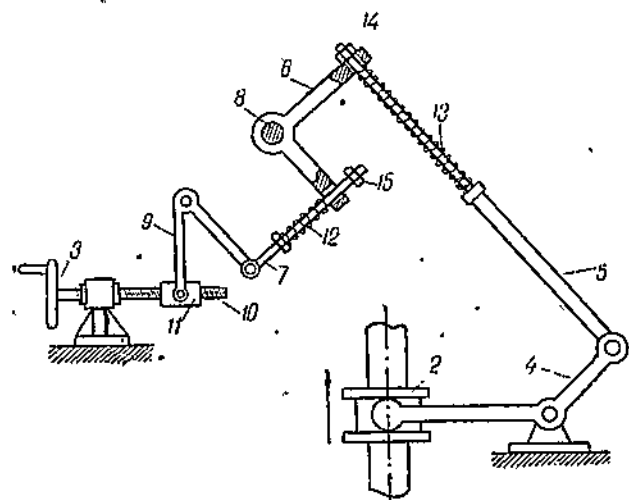


Рис. 199. Схема привода к отсечному валику насоса от регулятора и ручного управления.

го, грузы регулятора разойдутся и муфта 2 начнет подниматься, как то указано стрелкой. Передвижение муфты вызывает поворот рычага 4, который потянет вниз тягу 5, вследствие чего повернется рычаг 6 и вместе с ним повернется и отсечной валик 8, что вызовет у насоса уменьшение подачи топлива. Другой конец рычага 6 будет скользить по тяге 7, сжимая надетую на нее пружину 12. Когда число оборотов двигателя уменьшится, муфта 2 опустится и гайка 14 освободит рычаг 6, а пружина 12 своей упругостью поставит отсечной валик в прежнее положение. Для уменьшения числа оборотов двигателя ниже нормального, можно воспользоваться маховичком 3 ручного привода. При вращении маховичка будет также вращаться и валик 10 с нарезкой. Гайка 11, навернувшись на валик 10, повернет двуплечий рычаг 9, который потянет тягу 7, поворачивая рычаг 6, а вместе с ним и отсечной валик 8; отсечной валик будет вращаться в ту же сторону, что и при действии регулятора, но при ручной регулировке валик 8 может быть повернут на больший угол. Поворот рычага 6 будет вызывать сжатие пружины 13, надетой на тягу 5. При вращении маховика в обратную сторону, гайка 15 освободит рычаг 6, а пружина 13 поставит отсечной валик в прежнее положение.

§ 75. Пусковые устройства

Двигатели Дизеля пускаются в ход при помощи сжатого воздуха, с давлением 30—50 ати, поступающего к пусковым клапанам из пусковых баллонов. Каждый цилиндр имеет свою пусковой клапан, который открывается при посредстве двуплечного рычага и кулачной шайбы, сидящей на распределительном валу. В последнее время для пуска двигателя Дизеля в ход успешно применяется особое пневматическое управление пусковыми клапанами.

В судовых двигателях продолжительность открытия пускового клапана устанавливается таким образом, чтобы при любом положении коленчатого вала пусковой клапан одного из цилиндров был открыт. При таком устройстве пусковых клапанов и их приводов достаточно открыть клапан на пусковом баллоне, чтобы сжатый воздух поступил в один из цилиндров. Для возможности выполнения такого устройства необходимо иметь не менее шести цилиндров для четырехтактного двигателя с мотылями под 120° , и четырех цилиндров для двухтактного с мотылями под 90° . В первом случае угол поворота мотыля, соответствующий полной продолжительности открытия пускового клапана, должен быть больше 120° и для второго больше 90° . В двигателях берегового или стационарного типа пусковой клапан обычно открывается за $0-5^\circ$ до прихода мотыля в в.м.т. и закрывается при угле поворота мотыля на $70-80^\circ$ за в.м.т. Таким образом, двигатель такого типа не может быть пущен в ход при любом положении мотылей. Его необходимо сначала провернуть (пробуксовать) для установки одного из мотылей в пусковое положение, когда ролик рычага пускового клапана начинает набегать на выступ кулачной шайбы и клапан приоткрывается. Увеличение угла открытия пускового клапана

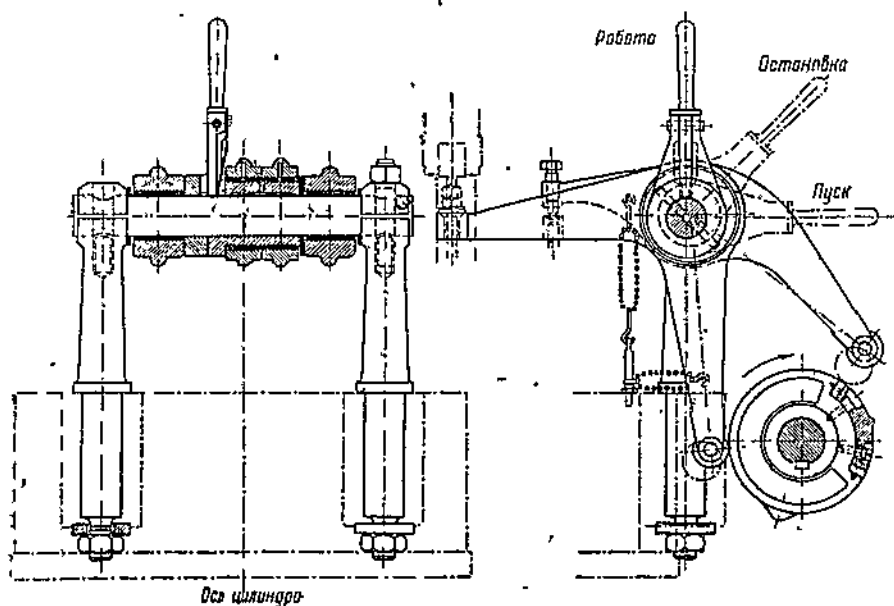


Рис. 200. Пусковой привод одноцилиндрового двигателя Дизеля.

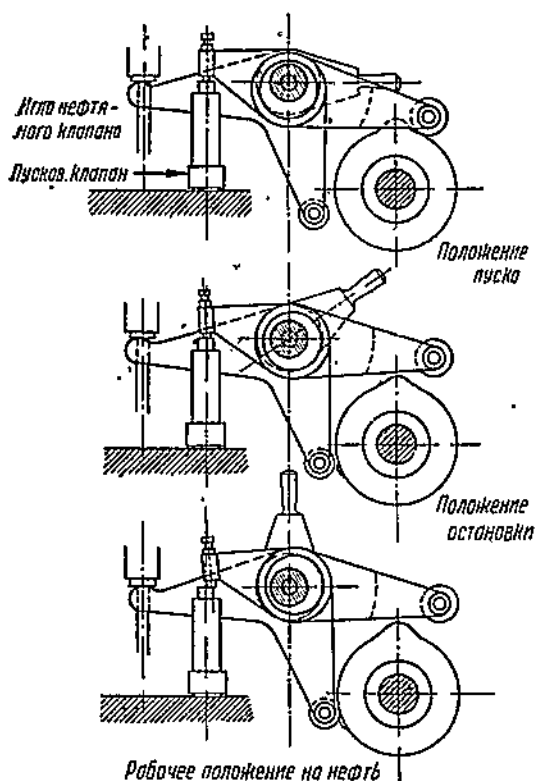
свыше 80° является невыгодным, так как это сопряжено с большим расходом пускового воздуха. Сжатый воздух, поступающий в цилиндр, давит на поршень, заставляя его придать движение, вращая коленчатый вал. В конце хода поршня открывается, как обычно, выпускной клапан и происходит выпуск воздуха.

Далее идет ход выталкивания, всасывания, сжатия и снова впуск сжатого воздуха и его расширение и т. д. Эти процессы протекают в каждом цилиндре четырехтактного двигателя в четыре такта. В двигателях старой конструкции применялся пуск двигателя по двухтактному способу, состоящему из двух периодов: первый — впуск сжатого воздуха, второй — выпуск его. При такой системе пускового устройства всасывающий клапан выключался из действия на весь период пуска, а выпускной клапан открывался через каждый оборот вала. Пуск двигателя в два такта в настоящее время не применяется вследствие сложности пускового устройства. После того как двигатель развил обороты, пусковые клапаны выключаются из действия и двигатель переводится на топливо.

Пусковое устройство двигателя должно выполнять следующие функции: 1) выключать из действия топливный насос и форсунку и вводить в действие пусковой клапан (при пуске двигателя); 2) выключать пусковой клапан и одновременно вводить в действие топливный насос и форсунку (рабочее положение при переводе на топливо); 3) выключать из действия форсунку, топливный насос и пусковой клапан

(остановка двигателя). Все эти операции производятся одновременно для всех цилиндров при помощи поворота рычага привода. В судовых двигателях обычно применяется пусковой привод, действующий на две группы цилиндров отдельно и позволяющий переводить на топливо или воздух каждую группу цилиндров последовательно.

Включение и выключение топливного и пускового клапанов производится при помощи устройства, показанного на рис. 200, где изображены две стойки, укрепленные на цилиндровой крышке и поддерживающие ось клапанных рычагов. На оси сидят рычаги впускного и выпускного клапанов. Эти рычаги снабжены бронзовыми втулками, в которых сделаны масляные канавки для смазки при вращении рычагов на неподвижной оси. Топливный и пусковой рычаги располагаются рядом



и сидят на эксцентричной втулке, при повороте которой включается один из рычагов. Поворот эксцентричной втулки производится рукояткой. На схеме рис. 201 показаны три положения рукоятки. Верхний чертеж показывает положение пуска. Рукоятка находится в горизонтальном положении и эксцентричная втулка повернута таким образом, что рычаг топливного клапана опущен и его ролик не касается кулачной шайбы. При таком положении рычаг пускового клапана также опущен, вследствие чего его ролик находится в соприкосновении с кулачной шайбой пускового клапана, сидящей на распределительном валу рядом с шайбой топливного клапана.

При вращении распределительного вала кулачная шайба пускового клапана будет открывать клапан. Выступ кулачной шайбы топливного клапана, при пусковом положении рукоятки, проходит мимо своего ролика с зазором до 2 мм. При повороте рукоятки вверх на 45° эксцентричная втулка занимает положение, при котором оба рычага остаются выключенными, так как рычаг пускового клапана приподнимается, а топливный рычаг еще не приблизился к своей шайбе. Это положение рукоятки соответствует остановке двигателя (средний чертеж).

Рис. 201. Три положения пусковой рукоятки.

Соответствует остановке двигателя (средний чертеж).

На нижнем чертеже показано положение рукоятки при переводе двигателя с воздуха на топливо (рабочее положение). В этом случае перевод рукоятки в вертикальное положение вызывает подъем рычага топливного клапана, в результате чего ролик рычага подходит к своей кулачной шайбе, открывая топливный клапан. Ролик пускового клапана приподнят и не касается своей шайбы.

Для того чтобы выключенный рычаг не висел свободно, обычно он прижимается к штоку клапана небольшой пружиной. При работе двигателя эта пружина приподнимает ролик и прижимает рычаг к штоку клапана.

В многоцилиндровых судовых двигателях рычаги клапанов сидят на оси, поворот которой вызывает включение и выключение пускового и топливного клапанов. Осевые валики отдельных цилиндров соединяются друг с другом при помощи пальцев или кулачных муфт. Разборные соединения делаются с целью удобства снятия цилиндровой крышки.

При повороте оси клапанных рычагов в пусковое положение происходит выключение топливных насосов при помощи тяг, действующих на распределительный орган насоса.

Современные судовые двигатели Дизеля строятся реверсивными. Реверсивными двигателями называются такие, которые имеют приспособление для изменения стороны вращения коленчатого вала с переднего на задний ход. Реверсивные двигатели имеют двойной комплект кулачных шайб, при этом шайбы одного назначения располагаются на распределительном валу рядом.

Один комплект кулачных шайб служит для работы двигателя на передний ход и другой комплект для заднего хода. Одним из основных требований, предъявляемых к реверсивному устройству, является сохранение моментов открытия и закрытия клапанов или периодов распределения как для переднего, так и для заднего хода, а также соблюдение правильной последовательности вспышек в отдельных цилиндрах для обоих направлений.

Процесс реверсирования в общем случае протекает в следующем порядке: 1) пусковой привод ставится в положение „стоп“, когда форсунки и топливные насосы выключаются из действия и перестают работать; 2) двигатель замедляет свое вращение; 3) включают реверсивное устройство, которое, воздействуя на клапанные рычаги, заставляет приподниматься их, выводя из соприкосновения ролики с кулачными шайбами; 4) при помощи того же устройства производится перемещение кулачных шайб, при этом под ролики подводятся шайбы заднего хода; 5) рычаги опускаются приводом и ролики входят в соприкосновение с кулачными шайбами заднего хода; 6) пусковая рукоятка переводится в положение „пуск“ и в цилиндры дается сжатый воздух, вследствие чего происходит быстрое торможение двигателя. После остановки двигатель меняет направление своего вращения и ускоряет ход; 6) пусковая рукоятка ставится в рабочее положение, при котором выводятся из действия пусковые клапаны и включаются на нормальную работу форсунки и топливные насосы.

Для устранения поломки двигателя каждое реверсивное устройство должно иметь приспособление (блокировочное устройство), которое позволяло бы передвигать кулачные шайбы лишь в том случае, если ролики рычагов приподняты и пусковая рукоятка находится в положении „стоп“. Кроме того, поворот пусковой рукоятки на „пуск“ может производиться лишь при условии, что передвигание кулачных шайб полностью закончено.

Передвижение кулачных шайб может производиться двумя способами: первый способ состоит в том, что два комплекта кулачных шайб переднего и заднего хода насажены на общей муфте, которая может передвигаться рычагом вдоль распределительного вала. Эта система реверса имеет применение в старых двигателях Коломенского завода; второй способ заключается в том, что шайбы, насаженные при помощи шпонок на распределительном валу, передвигаются вместе с ним. Последний способ наиболее распространен и применяется заводами: Бурмейстер и Вайн, М. А. Н. и др.

Третий способ реверса был применен заводом „Русский Дизель“ и по принципу своего устройства он отличен от первых двух. При реверсе по системе „Русский Дизель“ передвижение кулачных шайб не производится.

Каждый клапанный рычаг имеет специальную подвеску с двумя роликами, расположенными в двух параллельных плоскостях (рис. 202).

Для получения переднего хода один ролик прижимается к шайбе переднего хода, в это время другой ролик приподнят и не касается своей шайбы — заднего хода (рис. 203). Вращая маховик, можно отвести ролик переднего хода и прибли-

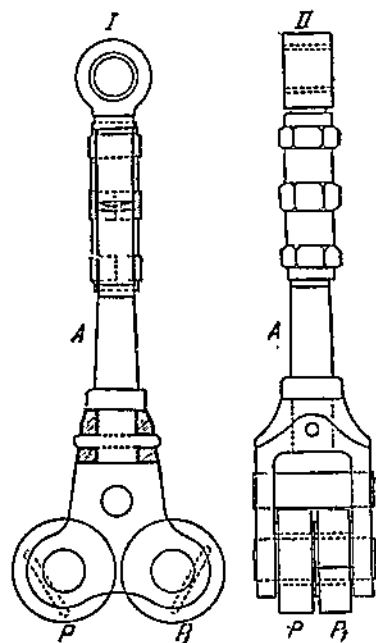


Рис. 202.

зять другой ролик к кулачной шайбе заднего хода. Эта система реверса чрезвычайно проста, кроме того, она позволяет регулировать ход иглы топливного клапана путем изменения величины зазора между роликом топливного клапана и его кулачной шайбой. При среднем положении роликов, когда между ними и кулачными шайбами образуется зазор — двигатель остановится. Каждый клапан имеет свой рычаг, под-

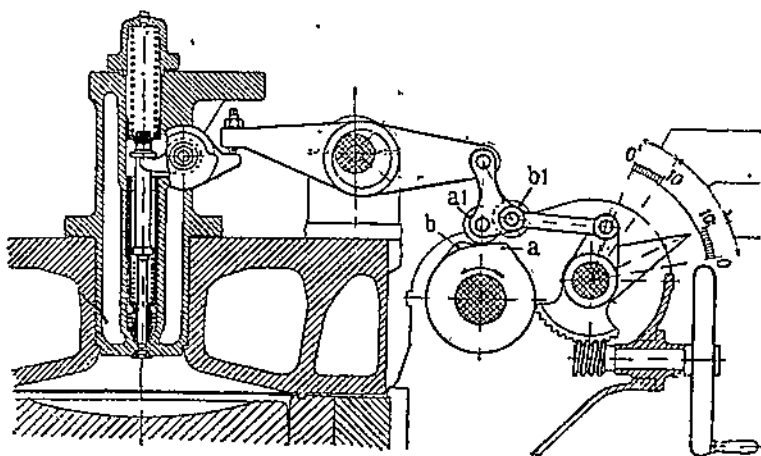


Рис. 203. Реверсивное устройство двигателя Зульцера.

веску и два ролика, в соответствии с чем на распределительном валу располагаются два комплекта кулачных шайб аналогично реверсам других систем. Последний тип реверса впервые был применен на заводе „Русский Дизель“ (б. Нобель) и впоследствии его стал применять завод Зульцера в своих двухтактных двигателях.

В двигателях большой мощности для передвижения рычагов реверсивного устройства требуются значительные усилия, поэтому в таких двигателях применяются приводы (сервомоторы), действующие при помощи сжатого воздуха.

§ 77. Конструкции компрессорных дизелей

На рис. 204 (см. вклейку) показан поперечный разрез компрессорного двухтактного двигателя Дизеля типа S завода Зульцера. Двигатель крейцкопфный, простого действия, реверсивный, с воздушным распыливанием топлива. Судовые двигатели типа S строятся в четырех- и шестицилиндровом исполнении, с поршневыми продувочными насосами и компрессорами, приводящимися в действие от коленчатого вала двигателя. В зависимости от диаметра цилиндра, хода поршня и числа оборотов четырехцилиндровые двигатели имеют мощность от 330 л. с. до 1800 л. с. и шестицилиндровые — от 620 л. с. до 3500 л. с. Двигатели мощностью от 3500 до 7500 л. с. с числом цилиндров до десяти строятся типа ST с отдельным турбо-продувочным насосом, приводящимся в действие электромотором. В торговом флоте СССР распространение получил двигатель марки 4-S-68 постройки завода „Русский Дизель“; кроме того, имеются судовые установки на морских теплоходах с двигателями 6-S-68, 6-S-47, 4-S-34. Основные данные перечисленных двигателей приведены в табл. 52.

Ниже приводится описание четырехцилиндрового двигателя марки 4-S-68. Двигатель имеет один продувочный насос двойного действия и один трехступенчатый компрессор дифференциального типа. Оба приводятся в движение от коленчатого вала и располагаются в передней части двигателя. Размеры продувочного насоса: диаметр цилиндра 1600 мм, ход поршня 750 мм. Размеры компрессора: ход поршня 600 мм; диаметры: ЦВД—150 мм, ЦНД—570 мм, ЦСД—570/480 мм. Рабочие цилиндры отлиты каждый в отдельности и установлены на А-образных колоннах. Колонны располагаются в плоскости рамовых подшипников. Промежутки между колоннами закрыты щитами из листовой стали.

Описание продувки системы Зульцера приведено в § 32. Устройство цилиндровой крышки и поршня показано на рис. 128 и рис. 141. К нижней части рабочей

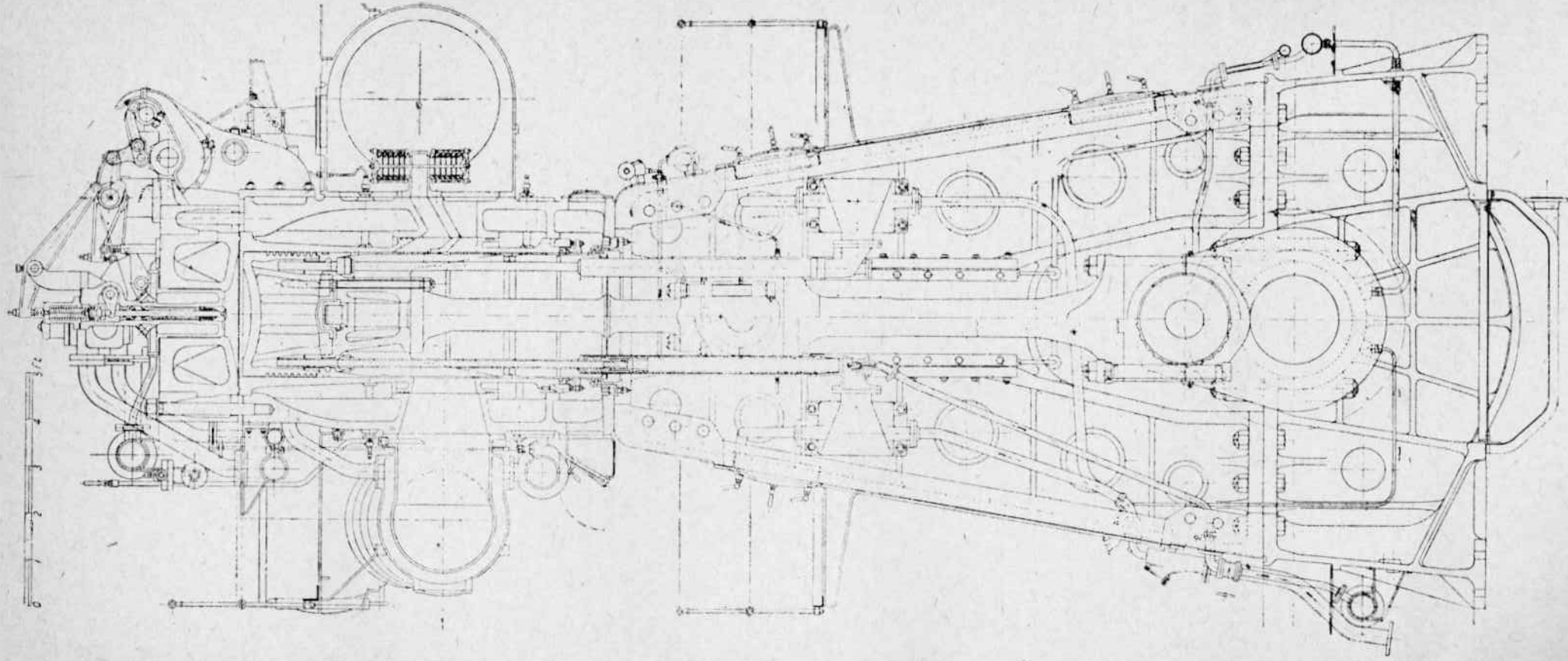


Рис. 204. Двухтактный двигатель Зульцера.

Данные	4-S-34	4-S-68	6-S-47	6-S-68
Мощность э. л. с.	410	1800	1 200	2 700
Мощность на 1 цилиндр	102	450	200	450
Число оборотов в минуту	200	100	135	100
Диаметр цилиндра в мм	340	630	470	680
Ход поршня в мм	510	1 200	820	1 200
Вес одновалной установки в т	40	265	145	350
Вес двигателя на 1 э. л. с. в кг	97,5	147	120	130
Диаметр коленчатого вала мм	215	460	310	460
Вес воды и масла в одном двигателе	1 000	6 500	4 000	9 500
Расход топлива на 1 э. л. с.-час в г	205	185	195	185
Расход смазки на 1 э. л. с.-час в г	3	1,5	2	1,5
Число цилиндров	4	4	6	6
Наибольшая длина с маховиком в мм	5 200	10 850	11 120	16 300
Наибольшая ширина в мм	1 750	2 900	2 200	3 600
Расстояние от оси вала до поддона в мм	800	1 400	1 050	1 800
Расстояние от оси вала до судового фундамента в мм	200	730	500	820
Высота двигателя от оси вала в мм	2 900	6 750	4 800	7 900

Примечание. Расход топлива может изменяться в пределах до $\pm 5\%$, расход смазки обычно превышает приведенные цифры на 50—100%.

втулки крепится кольцо с двумя пружинящими внутрь маслосъемными кольцами. В нижней части цилиндра сделана маслосборная коробка, с окнами для осмотра поршня, закрывающимися крышками. В коробке установлено дополнительно два маслосъемных кольца, препятствующих попаданию грязного цилиндрического масла в маслосборник циркуляционной смазки.

Шток поршня соединяется с поперечной при помощи фланца и четырех болтов. На поперечине укреплены два двухсторонних ползуна. Поршень и крышка цилиндра отлиты из чугуна. Коленчатый вал состоит из трех частей. Порядок вспышек в цилиндрах при работе двигателя на передний ход: 1—3—2—4. Особенностью конструкции двигателей завода Зульцера является устройство цилиндрических крышек, которые имеют одно центральное отверстие, куда вставляется комбинированный клапан. В общем корпусе комбинированного клапана (рис. 205) помещаются топливный и пусковой (он же и декомпрессионный) клапаны. Корпус клапана охлаждается водой, циркулирующей во внутренней полости клапана.

Топливо поступает по каналу 1, во внутреннюю полость форсунки, непосредственно над распыливающими шайбами 2. В момент открытия иглы 4 топливо продавливается в цилиндр, через сопло диаметром 7,8 мм. Давление форсуночного воздуха составляет 65 атм. Подъем иглы 4 производится вильчатым рычагом 5, насаженным на горизонтальный валик 6. Валик 6 выходит из корпуса клапана наружу и уплотняется сальником с металлической набивкой (свинцовая стружка).

Поворот валика 6 производится при помощи рычага 7, насаженного на валик, и двухплечего клапанного рычага, приводимого в движение от кулачной шайбы распределительного вала. Закрытие иглы производится пружиной 8. Форсуночный воздух поступает в клапан по трубе 9. Пусковой клапан 10 открывается принудительно при помощи двухплечего рычага 11 и кулачной шайбы, насаженной на особом рычажном валу. Клапан остается открытым за весь период пуска двигателя воздухом. Закрытие клапана производится пружиной 12. Распределение пускового воздуха совершается клапаном 13, открывающимся двухплечим рычагом 14. Закрытие клапана осуществляется пружиной 15. Рычаг 14, приводится в действие при помощи двухплечего клапанного рычага и кулачной шайбы, насаженной на распределительном валу. Пусковой воздух поступает в полость 16 и после того, как откроется пусковой клапан 13, проходит в полость 17, откуда поступает в цилиндр через открытый клапан 10. При движении поршня вверх, воздух, сжатый в цилиндре, проходит через клапан 10 и открывающиеся окна втулки 18 в трубу 19, сообщающуюся с ресивером продувочного воздуха.

Перед приходом поршня в в. м. т. клапан 13 начинает приподниматься, при этом сначала закроются окна втулки 18, а затем начнет открываться клапан 13, пропуская пусковой воздух в цилиндр (клапан 13 своей нижней частью является распределительным золотником для окон втулки 18). Таким образом, распределительный клапан 13 является в тоже время и декомпрессионным, облегчая пуск двигателя в ход. В нижней части клапана 13 помещается разгрузочный клапан 20, открывающийся вверх рычагом 14. Этот клапан вначале перепускает воздух высокого давления из полости 21 в ресивер продувочного воздуха и при дальнейшем подъеме открывает клапан 13.

Пусковой воздух поступает в цилиндр при положении мотыля в в. м. т. и выпуск его прекращается при повороте мотыля на угол в 115° за в. м. т. Подача топлива начинается за 3° до в. м. т. и заканчивается при повороте мотыля на 33° за в. м. т. Распределительный

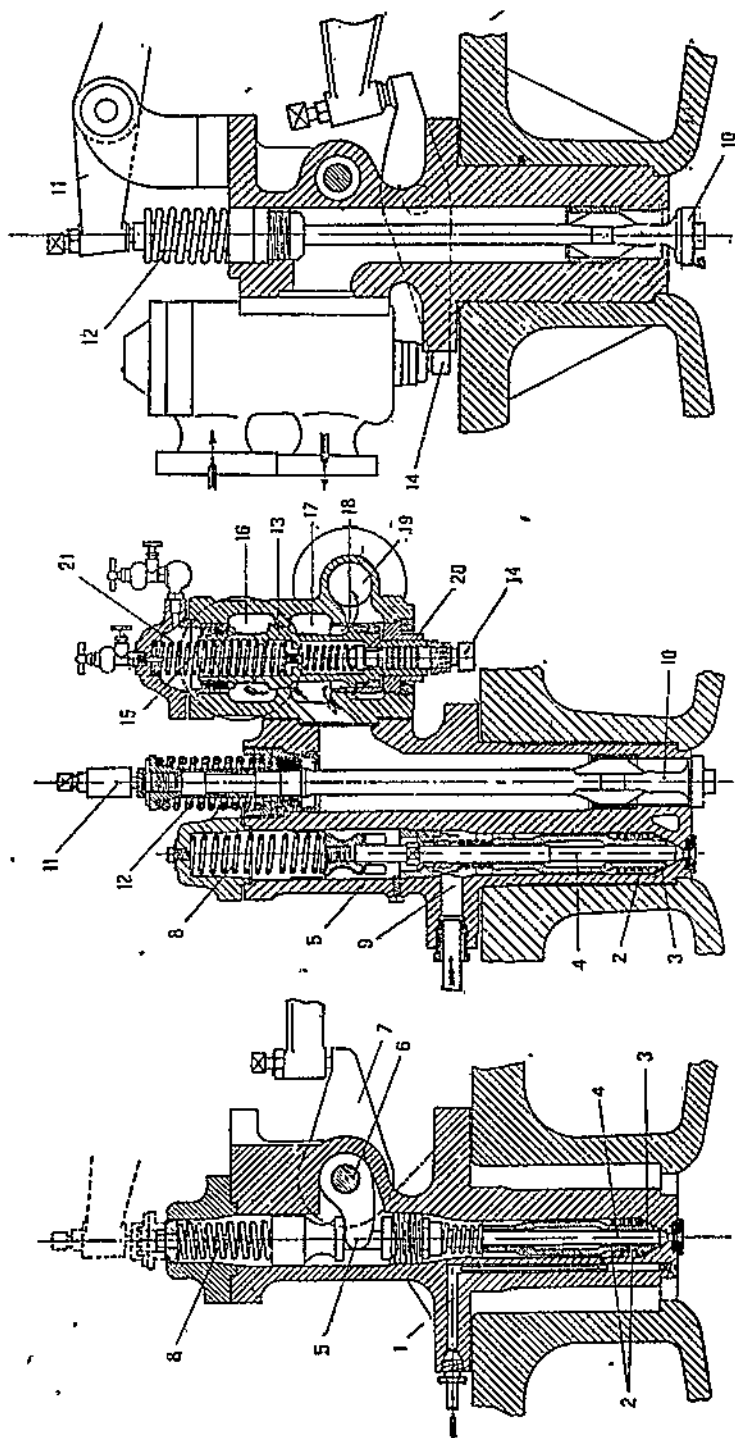


Рис. 205.

вал приводится в движение от коленчатого вала при помощи двух пар цилиндрических шестерен и вертикального вала. На распределительном валу находится распределительные кулачные шайбы для переднего и заднего хода.

Пуск двигателя производится (рис. 206) поворотом пускового вала 1, который вращается вместе с дисками 2, имеющими фигурные пазы. В пазы входят ролики 3, сидящие на цапфах рычагов 4. При вращении дисков происходит перемещение свободных концов

рычагов 4 и вращение рычажных валов 6, которые соединены с рычагами 4 при помощи тяг 5. На эксцентриках рычажных валов 6 против каждой крышки рабочих цилиндров находятся два рычага: 7 — для форсунки и 8 для распределительного пускового клапана, а также кулачковая шайба 9 для рычага 10 пускового клапана. Рычажных валов два: один для кормовой и другой для носовой группы цилиндров.

При пуске двигателя в ход рычажные валы поворачиваются на некоторый угол и устанавливаются на положение „пуск“. При этом положении: кулачки 9 открывают пусковые клапаны 11, а эксцентричная ось пусковых рычагов 8 опустится, вследствие чего выступ 12 кулачковой шайбы пускового клапана, сидящий на распределительном валу, нажмет на ролик и повернет рычаг 8. Последний, нажимая на рычаг 14, откроет распределительный пусковой клапан, и через него в цилиндр начнет поступать сжатый воздух, вызывая вращение коленчатого вала. Кулачковые шайбы пусковых клапанов, при вращении распределительного вала, открывают пусковые распределительные клапаны, через которые сжатый воздух будет поступать по очереди в разные цилиндры.

При установке пускового 1 вала в положение „работа“ рычажные валы займут положение, при котором: кулачки 9 отойдут из-под роликов рычагов 10 и пусковые клапаны закроются пружинами, эксцентричные оси пусковых рычагов 8 приподнимут рычаги, и распределительные пусковые клапаны закроются, оси топливных рычагов 7 опустятся, и выступы кулачковых шайб 16 топливных клапанов, сидящих на распределительном валу 17, начнут поднимать концы рычагов 7, которые будут нажимать на рычаги 19, приподнимающие иглы топливных клапанов. Фигурные пазы дисков 2 для обеих групп цилиндров сделаны таким образом, что при переводе двигателя на положение „работа“ переходят на топливо сначала два носовых цилиндра и лишь потом кормовые. Для остановки двигателя пусковой вал ставится в положение „стоп“, при этом рычажные валы поднимают рычаги 7, и подача топлива в цилиндры прекращается.

Реверс двигателя производится при помощи наклонного вала 20, вращающего червячное колесо и реверсивный вал 13. При повороте последнего рычаги 21 подводят ролики клапанных рычагов к кулачковым шайбам переднего или заднего хода. Поворотом реверсивного вала можно регулировать величину зазора между роликами и кулачковой шайбой топливного клапана, меняя моменты открытия и закрытия иглы и ее подъем.

Охлаждение двигателя производится морской водой, подаваемой отдельным двухступенчатым центробежным насосом, приводимым в действие от электромотора. Ступень высокого давления насоса используется для подачи воды, под давлением около 2 атм, в магистраль охлаждения рабочих поршней. Остальные части двигателя охлаждаются водой из ступени низкого давления насоса при давлении около 1 атм. Схема охлаждения двигателя показана на рис. 189. Смазка рабочих цилиндров, цилиндров компрессора и продувочного насоса производится при помощи трех механических смазочных аппаратов Бош, из которых два служат для смазки рабочих цилиндров. Штуцеры (8 шт.), подводящие масло к цилиндру, располагаются выше продувочных окон, и масло подается в них при положении поршня в в. м. т. Каждая напорная трубка маслопровода снабжена каплеуказателем.

Смазка параллелей, мотылевых и рамовых подшипников производится из расходных цистерн под естественным напором. Из этих же цистерн масло поступает для охлаждения параллелей. Смазка головных подшипников производится под

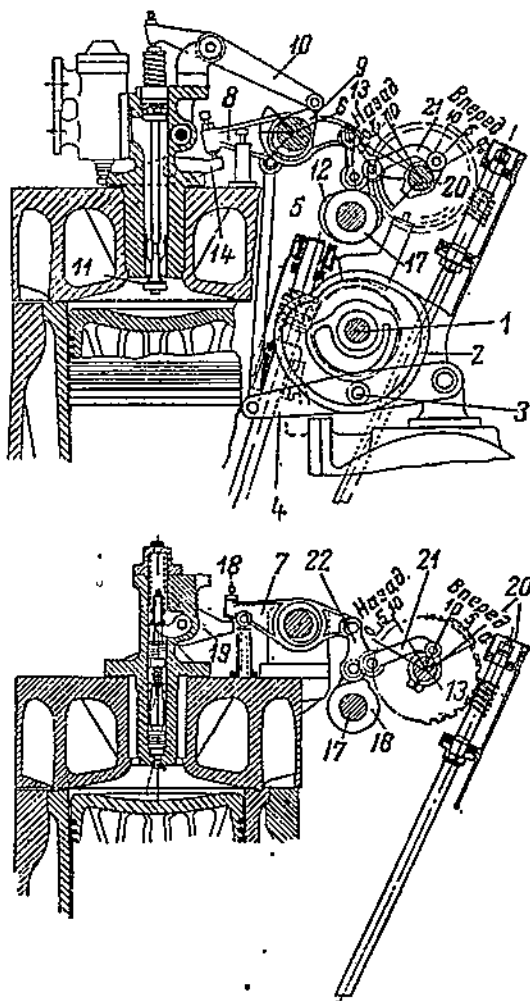


Рис. 206.

давлением в 12—18 ати, при помощи шестеренчатого насоса, приводимого в движение от коленчатого вала двигателя. Масло подводится к поперечные телескопическим механизмом.

ГЛАВА XIX

КОМПРЕССОРЫ И ПРОДУВочНЫЕ НАСОСЫ

§ 78. Давление форсуночного воздуха

В компрессорных дизелях распыливание топлива совершается при помощи сжатого воздуха, поступающего в форсунку от компрессора. Давление форсуночного воздуха при распыливании топлива зависит от давления в конце сжатия, конструкции форсунки и режима работы двигателя. При малом давлении будет происходить неудовлетворительное распыливание топлива и двигатель будет работать с повышенным расходом горючего и значительной дымностью. Чрезмерно высокое давление увеличивает скорость вытекания топлива из форсунки и в конце подачи в цилиндр будет поступать один воздух, что может повлечь за собой сильное охлаждение горячей смеси и догорание ее в период расширения, что также уменьшает экономичность двигателя. Для выяснения зависимости давления форсуночного воздуха от количества распыленного топлива и давления в конце сжатия, найдем механическую работу, выделенную форсуночным воздухом V_ϕ м³ при расширении его от давления p_ϕ в форсунке до давления p_c в рабочем цилиндре в период горения топлива. Это давление может быть принято равным p_c давлению в конце сжатия.

Работа воздуха будет равна соответствующей работе сжатия того же количества воздуха от давления p_c до давления p_ϕ в идеальном компрессоре без вредного пространства.

Величину работы определим из выражения

$$W = 10^4 \int_{p_c}^{p_\phi} V dp \dots \dots \dots (158)$$

Процесс расширения воздуха будем считать адиабатическим:

$$pV^k = p_\phi V_\phi^k; \quad V = V_\phi \left(\frac{p_\phi}{p} \right)^{\frac{1}{k}}$$

где k — показатель адиабаты; для воздуха $k = \frac{c_p}{c_v} = 1,41$.

Подставляя полученные значения в выражение (158), найдем работу расширения воздуха объемом V_ϕ при падении давления от p_ϕ до p_c , в кгм

$$W = 10^4 \int_{p_c}^{p_\phi} V_\phi p_\phi^{\frac{1}{k}} \frac{1}{p^{\frac{1}{k}}} dp = 10^4 p_\phi^{\frac{1}{k}} V_\phi \left[\frac{p^{1-\frac{1}{k}}}{1-\frac{1}{k}} \right]_{p_c}^{p_\phi}$$

$$W = 10^4 p_\phi^{\frac{1}{k}} V_\phi \frac{k}{k-1} \left[p_\phi^{\frac{k-1}{k}} - p_c^{\frac{k-1}{k}} \right] = 10^4 p_\phi V_\phi \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_\phi} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (159)$$

Определим объем 1 л воздуха, всасываемого компрессором при давлении $p_0 = 1$ ата и температуре машинного помещения, сжатого до давления p_ϕ ата и охлажденного потом вновь до температуры машинного отделения. В этом случае процесс сжатия будет изотермическим

$$10^4 p_\phi V_\phi = 10\,000 \frac{1}{1000} = 10 \text{ кгм}.$$

Подставляя полученное значение в выражение (159)

$$W' = 10 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_\phi} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ кгм}$$

найдем работу, выделенную 1 л воздуха, всасываемого компрессором при $p_\phi = 1$ ата, сжатого до p_ϕ , охлажденного до температуры машинного отделения, при расширении его от p_ϕ до p_c . Для распыливания 1 г горючего требуется $q' = 1 \div 1,5$ л форсуночного воздуха при давлении 1 ата и температуре 15°C ; в этом случае работа, необходимая для распыливания 1 г горючего, будет

$$W'' = 10 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_\phi} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] q'$$

Величина W'' зависит от конструкции форсунки и степени быстроходности двигателя. Значение W'' для полной нагрузки двигателя колеблется в пределах от 6 до 8 кгм на 1 г горючего, но иногда достигает до $W'' = 15$ (для очень быстроходных двигателей)

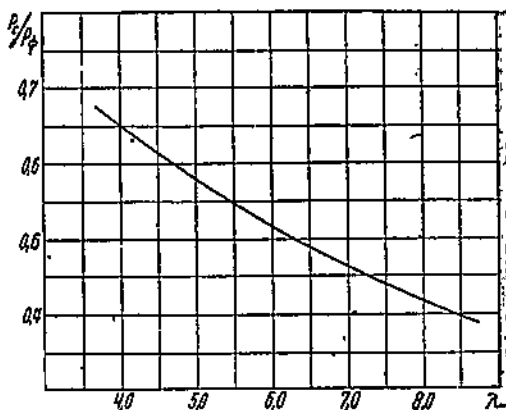


Рис. 207.

$$W'' = 10 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_\phi} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] q' = 6 \div 8$$

$$\frac{p_c}{p_\phi} = \left(1 - \frac{W''}{34,4 q'} \right)^{3,44}$$

Обозначим

$$\lambda = \frac{W''}{q'}; \quad \frac{p_c}{p_\phi} = (1 - 0,029\lambda)^{3,44} \dots \dots \dots (160)$$

На рис. 207 показана зависимость $\frac{p_c}{p_\phi}$ от λ . Зная давление сжатия p_c и задаваясь величиной W'' , при известном q' , определим значение λ и по кривой рис. 207 найдем величину отношения $\frac{p_c}{p_\phi}$.

§ 79. Теоретический и действительный процессы компрессора и продувочного насоса

Сжатый воздух, необходимый для распыливания топлива и для пуска двигателя в ход, подается двух- или трехступенчатым компрессором, приводимым в действие обычно непосредственно от коленчатого вала двигателя или от ползуна при помощи балансира.

Основной задачей компрессора является подача воздуха для распыливания горючего, вместе с тем он также должен пополнять расход воздуха в пусковых баллонах. При двухвальной установке каждый из компрессоров должен обладать достаточной производительностью, обеспечивающей нормальную работу двух двигателей в случае аварий одного из главных компрессоров.

Независимо от производительности главных компрессоров, каждый теплоход должен иметь вспомогательный компрессор с самостоятельным приводом на случай аварии главного компрессора, а также для подачи воздуха в пусковые баллоны при маневрировании и швартовке. Согласно требованиям Регистра СССР, вспомогательный компрессор должен отвечать следующим требованиям:

1. На одновинтовом судне производительность вспомогательного компрессора должна обеспечить непрерывную работу главного двигателя. Если главный двига-

тель устроен так, что может работать не на всех, а на группе цилиндров, то вспомогательный компрессор должен обеспечить работу главного двигателя при этом последнем режиме.

2. На двухвинтовых судах вспомогательный компрессор должен быть такой производительности, чтобы заменить работу любого из главных компрессоров. Если производительность главных компрессоров такова, что каждый из них может обслуживать обе машины, то производительность вспомогательного компрессора может быть меньшей, но достаточной, чтобы обслуживать один двигатель на полную мощность.

Во всех случаях производительность вспомогательных компрессоров, а также группировка воздухохранителей должна быть такова, чтобы в течение 20—30 мин. можно обеспечить как главные двигатели, так и вспомогательную установку пусковым воздухом требуемого давления.

На судне должен быть установлен или ручной воздушный насос или пускающийся от руки механизм (не требующий для пуска сжатого воздуха), обслуживающий приводной воздушный компрессор, для возможности первоначального пуска механизмов в действие.

Согласно требованиям Германского Ллойда, производительность вспомогательного компрессора должна удовлетворять следующим условиям.

Если двигатель снабжен компрессором для распыливания топлива, то для одновальной установки производительность независимого компрессора должна быть 3,2 л/мин. на 1 э. л. с. и для двухвальной установки 2,5 л/мин. То же для бескомпрессорных дизелей — для одновальной установки 2,5 л/мин. и для двухвальной 2 л/мин. на 1 э. л. с.

Расход воздуха на распыливание 1 г топлива, согласно опытным данным, колеблется в пределах от 1,0 до 1,5 л при давлении 1 ати и 15°C или соответственно от 1,2 до 1,8 г воздуха на 1 г топлива. Расход воздуха на пуск двигателя в ход и на его реверсирование не поддается теоретическому учету и лишь опытные данные дают возможность приблизительно оценить этот расход. Расход сжатого воздуха при нормальном пуске двигателя зависит от его состояния. Пуск в ход холодного двигателя требует повышенного давления воздуха, при этом расход его получается максимальным, так как при низкой температуре двигателя происходит повышение вязкости масла и работа трения увеличивается. Пуск в ход горячего двигателя требует меньшего расхода воздуха и более низкого давления.

На судах военного флота давление пускового воздуха обычно бывает 50—60 ати и при пуске в ход горячего двигателя допускается падение давления в баллонах до 20 ати. На коммерческих кораблях, при пуске в ход двигателя, обычно применяют более низкое давление воздуха, что является наиболее экономичным, но в то же время это вызывает необходимость иметь пусковые баллоны большей емкости. В последнем случае давление пускового воздуха может колебаться от 30 до 15 ати. Согласно опытным данным, расход воздуха в литрах, при давлении 1 ати и 15°C на 1 л объема, описываемого поршнями рабочих цилиндров, может быть принят при пуске в ход:

а) холодного двигателя $l_1 = 12,5$ л/л — падение давления в пусковых баллонах от 60 до 40 ати;

б) горячего двигателя $l_2 = 10$ л/л — падение давления от 60 до 20 ати;

в) для низкого давления $l_3 = 6,5$ л/л — падение давления от 30 до 20 ати.

По данным проф. Ваншейдт, в результате испытаний вновь построенных тепловых двигателей, расход воздуха на пуск горячего двигателя колеблется в значительных пределах — от 2 до 16 л/л и в среднем составляет от 6,8 до 8,7 л/л при давлении пускового воздуха от 25 до 15 ати. В построенных двигателях отношение объема, описываемого поршнем ЦНД главного компрессора, к объему, описываемому поршнем рабочего цилиндра за один оборот мотыля, колеблется в нижеследующих пределах:

$$\left. \begin{aligned} \frac{V_n}{iV_h} &= 0,10 \div 0,14 \text{ для тихоходных двигателей} \\ \frac{V_n}{iV_h} &= 0,14 \div 0,18 \text{ „ быстроходных двигателей} \end{aligned} \right\} (161)$$

где i — число рабочих ходов во всех цилиндрах двигателя за 1 оборот мотыля;

V_h — объем, описываемый поршнем рабочего цилиндра за один ход.

Для предварительной оценки объема, описываемого поршнем ЦНД компрессора, можно воспользоваться формулой (161). Для уточнения полученного значения V_h , следует произвести подсчет производительности компрессора в зависимости от условий его работы в судовой обстановке. При работе двух двигателей с полной мощностью сжатого воздуха для распыливания топлива потребуется

$$V_{\phi} = 2 \frac{c_e N_e q'}{60 \cdot 60} \text{ л/сек.}$$

где c_e — расход топлива в г на э. л. с. в час;

N_e — эффективная мощность одного двигателя;

q' — расход сжатого воздуха в л для распыливания 1 г топлива ($q' = 1,0 \div 1,5$ л/г при 15°C и давлении 1 ата или $1,2 \div 1,8$ г/г; значение q' принято при расчете рабочего процесса двигателя).

Для m пусков двигателя потребуется сжатого воздуха¹

$$V_n = l m z V_h \text{ л}$$

где l — расход воздуха на пуск в л на 1 л объема, описываемого поршнями рабочих цилиндров;

z — число цилиндров;

m — число последовательных пусков двигателя,

$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$, D и S — диаметр и ход поршня рабочего цилиндра в дециметрах.

Если компрессор должен пополнить расход пускового воздуха V_n л в t мин., то производительность его в этом случае будет: $V_n' = \frac{V_n}{60t}$ л/сек. Принимая во внимание, что при подкачке воздуха в пусковые баллоны компрессор подает форсунный воздух на свой двигатель, полная его производительность должна быть не менее

$$V \geq V_{\phi} = 2 \frac{c_e N_e q'}{60 \cdot 60} \text{ л/сек.}$$

$$V \geq \frac{c_e N_e q'}{60 \cdot 60} + \frac{V_n}{60t} = \frac{c_e N_e q'}{60 \cdot 60} + \frac{l m z V_h}{60t} \text{ л/сек.}$$

Число последовательных пусков двигателя, без подкачки воздуха в пусковые баллоны, может быть принято для коммерческих судов $m = 12$ (требования Регистра СССР) и для военных $m = 10 \div 16$, при продолжительности реверсирования с полного переднего хода на задний в течение $10 \div 18$ сек. Продолжительность подкачки воздуха в пусковые баллоны до нормального давления $t = 30$ мин. для коммерческих судов и $t = 10$ для военных.

Принимая объемный коэффициент подачи ЦНД компрессора равным $\eta_n = 0,70 \div 0,85$ и определив V_0 — количество воздуха, подаваемого компрессором за 1 оборот вала

$$V_0 = \frac{60V}{n} \text{ л}$$

найдем необходимый рабочий объем ЦНД компрессора

$$V_n = \frac{60V}{\eta_n n} = \frac{V_0}{\eta_n} \dots \dots \dots (162)$$

¹ Для m пусков двигателя от холодного состояния потребуется воздуха:

$$V_n = [i_1 + (m-1) i_2] z V_h \text{ л}$$

Объем пусковых баллонов при начальном и конечном давлении пускового воздуха p' и p''

$$V'' = \frac{V_n}{p' - p''} \text{ л}$$

Для бескомпрессорных дизелей запода Зульцера емкость пусковых баллонов для одной установки составляет 5 л на 1 э. л. с. и $3,5 - 4$ л для двухвальной установки при рабочем давлении воздуха в 30 ати.

Для выяснения условий работы компрессора рассмотрим процесс сжатия воздуха в цилиндре одноступенчатого идеального компрессора без вредного пространства, не принимая во внимание сопротивлений при проходе воздуха через клапаны и полагая, что стенки цилиндра нетеплопроводны. Процесс сжатия, в этом случае, будет адиабатическим и отношения температур, давлений и объемов найдем из соотношений

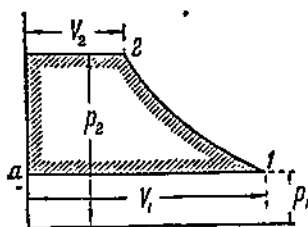


Рис. 208.

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \dots (163)$$

где p_1 , T_1 и V_1 — давление, температура и объем воздуха в начале сжатия;
 p_2 , T_2 и V_2 — давление, температура и объем воздуха в конце сжатия;

$k = \frac{C_p}{C_v} = 1,41$ — показатель адиабаты для воздуха.

На рис. 208 показана теоретическая диаграмма одноступенчатого идеального компрессора. По линии a — происходит всасывание воздуха с абсолютной температурой T_1 , при давлении в цилиндре p_1 ата. Линия $1-2$ представляет собой адиабату сжатия. В точке 2 открывается нагнетательный клапан и сжатый воздух выталкивается поршнем в специальный приемник при постоянном давлении p_2 . При значительной разности давлений p_1 и p_2 температура воздуха T_2 в конце сжатия может повыситься до $T_2 = 550^\circ$, при которой возможно самовоспламенение смазочного масла (взрыв), что повлечет за собой значительную аварию компрессора. Наибольшее давление в конце сжатия для одноступенчатого компрессора не должно превышать теоретически

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 1,0 \left(\frac{540}{290}\right)^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 8,4 \text{ ата}$$

где $T_1 = 290^\circ$ — абсолютная температура воздуха в машинном отделении.

Таким образом, одноступенчатые компрессоры неприменимы для двигателей Дизеля, так как для распыливания топлива необходим сжатый воздух с давлением 50—80 ат. Для того чтобы понизить температуру воздуха в конце сжатия, применяют двух- или трехступенчатые компрессоры, сжимая воздух последовательно в двух или трех цилиндрах и пропуская его через специальные холодильники после сжатия в каждой ступени. В этом случае теоретическая диаграмма работы двухступенчатого компрессора будет иметь вид, как то показано на рис. 209. Воздух засасывается в цилиндр низкого давления при температуре T_1 машинного помещения и давления $p_1 = 1$ ата, после чего сжимается адиабатически от p_1 до p_2 , причем объем его соответственно уменьшается от V_1 до V_2 . Сжатый воздух в первой ступени с температурой T_2 поступает в холодильник, где и охлаждается до первоначальной температуры T_1 при постоянном давлении p_2 , вследствие чего объем воздуха уменьшается до V_2' . Из ресивера воздух засасывается в цилиндр высокого давления, где происходит вторичное сжатие до давления p_3 , причем объем его уменьшается от V_2 до V_3 . Аналогично выражениям (163) получим соотношения:

для ступени НД

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

для ступени ВД

$$T_3 = T_1 \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

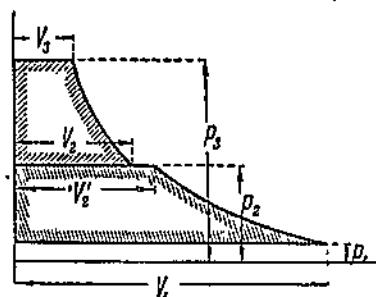


Рис. 209.

При условии, что $T_2 = T_3$, найдем соотношения

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}; \quad p_2 = \sqrt{p_3 p_1}; \quad p_2 = \frac{p_3^2}{p_1}$$

Объем ЦНД³ определяется объемом V_1 воздуха при давлении p_1 и температуре T_1 . Объем ЦВД равняется объему V_2 воздуха, сжатого от давления p_1 до p_2 и охлажденного до первоначальной температуры T_1 . При $T_1 = \text{const}$ будем иметь

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{\sqrt{p_3 p_1}}{p_1} \sqrt{\frac{p_3}{p_1}}$$

Полагая $T_2 = T_3 = 540^\circ$ абс. (предельный случай), $p_1 = 1$ ата, получим наибольшее давление, каковое можно получить теоретически при сжатии воздуха в двухступенчатом компрессоре, при условии, что температуры в конце сжатия в каждой ступени не будут превышать принятого предела

$$p_1 = 1 \text{ ата}; \quad p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1,0 \left(\frac{540}{290} \right)^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 8,4 \text{ ата}$$

$$p_3 = \frac{p_2^2}{p_1} = \frac{8,4^2}{1} = 70,56 \text{ ата}$$

Для получения более высоких давлений и сохранения температур в конце сжатия в каждой ступени значительно ниже предельных, применяются трехступенчатые компрессоры (рис. 210). Для трехступенчатого компрессора будем иметь аналогичные соотношения при условии, что абсолютные температуры в начале сжатия в каждой ступени одинаковы и равны T_1 ; кроме того, абсолютные температуры в конце сжатия $T_2 = T_3 = T_4 = 540^\circ$. При этом условии будем иметь соотношения

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_4}{p_3}; \quad p_4 = \frac{p_3^2}{p_2} = \frac{p_2^4}{p_2 p_1^2} = \frac{p_2^3}{p_1^2} \dots \dots \dots (164)$$

$$p_2 = \sqrt[3]{p_4 p_1^2}$$

$$p_3 = \sqrt[3]{p_4 p_2} = \sqrt[3]{p_4 \sqrt[3]{p_4 p_1^2}} = \sqrt[6]{p_4^4 p_1^2} = \sqrt[3]{p_4^2 p_1}$$

$$p_1 = 1 \text{ ата}; \quad p_2 = 8,4 \text{ ата}; \quad p_3 = 70,56 \text{ ата};$$

$$p_4 = \frac{p_2^3}{p_1^2} = \frac{8,4^3}{1} \simeq 593 \text{ ата}$$

Отношение объемов при $T_1 = \text{const}$.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_2}{V_3} = \frac{p_3}{p_1} = \frac{\sqrt[3]{p_4 p_1^2}}{p_1} = \sqrt[3]{\frac{p_4}{p_1}} \dots \dots \dots (165)$$

Для распределения степени увеличения давления равномерно на три ступени, отношения объемов, описываемых поршнями ЦНД, ЦСД и ЦВД, должны равняться кубическому корню из общей степени увеличения давления.

Рабочий процесс действительного компрессора отличается от теоретического процесса. Вследствие теплообмена между стенками цилиндра компрессора, охлаждаемыми водой и воздухом, процесс сжатия будет политропическим с показателем политропы $n_1 = 1,25 \div 1,35$. Всасывание воздуха в ЦНД, при наличии некоторого сопротивления в клапанах, происходит при давлении в цилиндре, меньше 1 ата, — наоборот, давление в цилиндре в период выпуска будет больше давления в ресивере. В начале хода всасывания происходит расширение сжатого воздуха, заполняющего вредное пространство цилиндра.¹ Чем больше объем вредного пространства, тем позже будет начинаться всасывание. Линия расширения по опытным данным можно рассматривать как политропу с показателем $n_2 = 1,10 \div 1,20$. Значения n_1 и n_2 зависят, главным образом, от интенсивности теплообмена между

¹ Вредным пространством цилиндра называется объем цилиндра при положении поршня в в. м. т.

воздухом и стенками цилиндра компрессора. Чем быстрее ходит двигатель и чем больше размеры компрессора, тем ближе будет приближаться процесс сжатия и расширения к адиабатическому процессу.

Согласно рис. 211 введем обозначения: V_0 — объем воздуха, всосанного компрессором при давлении 1 ата и температуре T_1 , V — объем, описываемый поршнем компрессора за один ход.

Отношение V_0 к V называется объемным коэффициентом подачи компрессора

$$\eta = \frac{V_0}{V}$$

Для многоступенчатых компрессоров значение V_0 следует относить к давлению и температуре соответствующего ресивера. Значение коэффициента подачи зависит от величины вредного пространства цилиндра, давления в конце сжатия и сопротивлений во всасывающих клапанах.

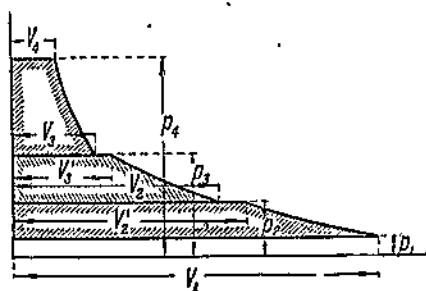


Рис. 210.

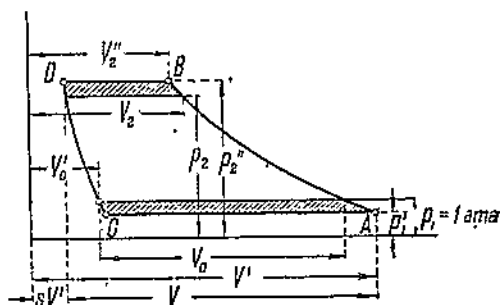


Рис. 211.

Величина вредного пространства цилиндров компрессора зависит от конструкции распределительных органов компрессора. В табл. 53 приведены средние значения коэффициента подачи — η и величины вредного пространства — s отдельных цилиндров.

Значения коэффициента подачи, указанные в таблице, относятся к работе компрессора при полной производительности и полном открытии дроссельного клапана, что имеет место во время наполнения пусковых баллонов. При нормальной работе двигателя и расходе сжатого воздуха лишь на распыливание топлива, дроссельный клапан, находящийся на всасывающей трубе ЦНД, прикрывается, вследствие чего сопротивление при всасывании увеличивается. При прикрытом дросселе коэффициент подачи ЦНД понижается до $\eta_n = 0,40 \div 0,50$ и производительность компрессора уменьшается, при этом значения коэффициентов подачи для ЦСД и ЦВД остаются почти без изменений.

Таблица 53

	Клапанное распределение		Золотниковое распределение	
	η	$S\%$	η	$S\%$
ЦНД	0,70—0,85	1,5—2,0	0,70—0,80	3,0—6,0
ЦСД	0,90—0,95	1,5—2,0	0,80—0,85	6,0—10,0
ЦВД	0,90—0,95	1,5—3,0	—	—

Вследствие прикрывания дросселя, для регулировки производительности компрессора, давление всасывания в ЦНД и давление в промежуточных ресиверах понижаются, между тем как форсуночное давление должно оставаться неизменным. В результате регулировки дросселем, отношение давлений в различных ступенях компрессора изменяется по сравнению с первоначальным распределением (формула 164) и наибольшее отношение давлений будет

$$\text{в ЦВД } \left(\frac{p_2}{p_1} < \frac{p_4}{p_3} \right).$$

В этом же цилиндре будет и наибольшая температура в конце сжатия.

Для определения объема V_n , описываемого поршнем ЦНД компрессора, можно воспользоваться практическими соотношениями (формулы 161) или в зависимости от выбранных условий работы компрессора. Для определения полного объема ЦНД необходимо выбрать объем вредного пространства, в зависимости от конструкции распределительных органов компрессора (табл. 53, где приведены значения вредного пространства в процентах от полного объема цилиндра). Если $s_n V_n'$ есть объем вредного пространства, то полный объем цилиндра будет равен

$$V_n' = V_n + s_n V_n' \\ V_n = V_n' - s_n V_n' = V_n' (1 - s_n); \quad V_n' = \frac{V_n}{1 - s_n} \dots \dots \dots (166)$$

Если принять для ЦНД $s_n = 2\%$, то полный объем цилиндра будет равен

$$V_n' = \frac{V_n}{1 - 0,02} = \frac{V_n}{0,98}$$

Объем вредного пространства — $0,02 V_n'$.

При установившемся режиме работы трехступенчатого компрессора, весовое количество воздуха, засосанное в ЦНД, полностью поступает в ЦСД и затем последовательно в ЦВД. Предполагая, что сжатый воздух будет охлаждаться в промежуточных холодильниках (ресиверах) до начальной температуры сжатия (при $p_1 = 1$ ата для ЦНД и p_2 или p_3 для ЦСД и ЦВД), можно воспользоваться уравнением изотермического сжатия и найти соотношения между объемами, описываемыми порциями ЦНД, ЦСД и ЦВД

$$V_n p_1 \eta_n = V_c p_2 \eta_c = V_v p_3 \eta_v \dots \dots \dots (167)$$

откуда определим рабочие объемы ЦСД и ЦВД:

$$V_c = \frac{V_n p_1 \eta_n}{p_2 \eta_c}; \quad V_v = \frac{V_c p_2 \eta_c}{p_3 \eta_v} \dots \dots \dots (168)$$

Полные объемы цилиндров

$$V_c' = \frac{V_c}{1 - s_c}; \quad V_v' = \frac{V_v}{1 - s_v} \dots \dots \dots (169)$$

Вычисленные значения объемов V_n , V_c и V_v позволяют определить диаметры цилиндров компрессора и найти ход поршней, общий для всех цилиндров. Величина хода поршня h может быть определена в зависимости от принятой средней скорости поршня компрессора: для тихоходных двигателей $C_m = 0,8 \div 1,5$ и быстроходных $C_m = 1,5 \div 3,0$ м/сек. Ход поршня $h = 3000 \frac{C_m}{n}$ см, где n — число оборотов в минуту. Если известен ход поршня, то диаметр ЦВД будет равен

$$D_v = 2 \sqrt{\frac{V_v}{\pi h}} \text{ см}$$

Диаметр ЦНД для двухступенчатого компрессора, с расположением цилиндров согласно рис. 213 (тандем), найдем из уравнения

$$V_n = \frac{\pi}{2} (D_n^2 - D_v^2) h$$

Диаметр ЦВД делается не менее 4 см. Для трехступенчатого компрессора (рис. 214) диаметры ЦСД и ЦНД определяются из уравнений

$$V_c = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - D_v^2) h$$

$$V_n = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_c^2) h$$

в трехступенчатых компрессорах дифференциального типа, с расположением цилиндров, показанным на рис. 215, диаметры цилиндров определяются из соотношений

$$V_c = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_c^2) l \quad V_n = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_b^2) l$$

Работа, затраченная в каждой ступени компрессора, может быть определена исходя из соображений, что эта работа должна равняться той, которая получалась бы по индикаторной диаграмме при условии адиабатического сжатия. Ввиду малой величины вредного пространства в цилиндрах компрессора, работой расширения воздуха, оставшегося в цилиндре, — пренебрегаем. В этом случае работа сжатия воздуха будет равна

$$W = P_1' V \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2''}{P_1'} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ кгм} \dots \dots \dots (170)$$

где P_1' и P_2'' — начальное и конечное давление сжатия в кг/м², V — объем, описываемый поршнем соответствующего цилиндра компрессора в м³ за один ход. Затраченная мощность в каждой ступени компрессора, без учета механических потерь на трение, будет равна при числе оборотов n

$$N_i = \frac{Wn}{60 \cdot 75} \text{ л. с.} \dots \dots \dots (171)$$

Полная мощность, затраченная двигателем на приведение в действие компрессора

$$N_e = \frac{\sum N_i}{\eta_m} \text{ л. с.} \dots \dots \dots (172)$$

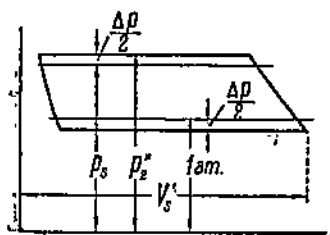


Рис. 212.

где $\sum N_i$ — индикаторная мощность компрессора при адиабатическом сжатии воздуха.

Сжатый воздух, подаваемый компрессором в рабочий цилиндр, распыливает горючее, при этом давление его падает от p_{ϕ} — давления в форсунке до давления p_c — сгорания в рабочем цилиндре. Форсуночный воздух, поступивший в цилиндр, при дальнейшем процессе расширяется от p_c до давления выхлопа $p_r \sim 1$ ата, участвуя в полезной работе расширения продуктов сгорания. Таким образом, часть мощности, затраченной на работу компрессора, будет возвращена при расширении сжатого воздуха в рабочем цилиндре.

Мощность, затраченная на приведение в действие компрессора, составляет в среднем 6—8% от индикаторной мощности двигателя.

Механический коэффициент полезного действия компрессора при расчете может быть принят

$$\eta_m = 0,80 \div 0,90$$

Рабочий процесс поршневого продувочного насоса тождествен с таковым же процессом одноступенчатого компрессора, работающего при небольшом давлении (1,10—1,35 ата), но с подачей значительного количества воздуха. Для достижения наиболее равномерного давления воздуха и уменьшения габаритных размеров, продувочные поршневые насосы всегда делаются двойного действия. Ввиду небольшого повышения давления в цилиндре, температура воздуха в конце сжатия обычно не превышает 50—60° С, что позволяет обходиться без водяного охлаждения стенок цилиндра. При рассмотрении процессов сжатия и расширения воздуха можно полагать, что указанные процессы протекают адиабатически (для воздуха $k=1,41$), так как влияние теплообмена между воздухом и стенками цилиндра — незначительно. Для определения теоретической абсолютной температуры T_s' воздуха в конце сжатия, воспользуемся уравнением адиабатического сжатия; при начальной температуре сжатия $T_0=290^\circ$

$$T_s' = T_0 \left(\frac{p_s}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

где p_s — давление продувочного воздуха, $p_1=1$ ата.

Вследствие потери давления при проходе воздуха через всасывающие и выпускные органы насоса, отношение давления в конце сжатия к давлению в начале сжатия в действительности будет иметь несколько большее значение по сравнению с $\frac{p_s}{p_1}$. Для учета сопротивлений в распределительных органах насоса можно воспользоваться табл. 21, полагая в первом приближении, что потери давления при всасывании и выталкивании воздуха одинаковы и равны $\frac{\Delta p_s}{2}$. Принимая во внимание потери давления, определим действительную температуру сжатого в цилиндре воздуха при выталкивании его в ресивер:

$$T_s = T_0 \left(\frac{p_s + \frac{\Delta p_s}{2}}{p_1 - \frac{\Delta p_s}{2}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (178)$$

На рис. 212 показана индикаторная диаграмма одной из полостей насоса. Объем, описываемый поршнем продувочного насоса, определяется в зависимости от коэффициента α_2 набытка воздуха при продувке

$$V_s = V_0 \alpha_2$$

где V_s и V_0 —суммарные объемы, описываемые поршнями продувочных и рабочих цилиндров за один оборот мотылевого вала. Для продувочного насоса двойного действия (пренебрегая размерами штока)

$$V_s = \frac{1}{2} V_0 \alpha_2$$

Вредное пространство цилиндра будет зависеть от конструкции распределительных органов насоса. При клапанном распределении вредное пространство s составляет 3—6% от полного объема цилиндра и при золотниковом распределении $s = 15 \div 20\%$. При этом условии полный объем цилиндра будет

$$V_s' = V_s + s V_s'$$

Коэффициент подачи продувочного насоса может быть принят

$$\eta_n = 0,85 \div 0,94$$

Определение мощности, затраченной на приведение в действие продувочного насоса, может быть произведено по формуле (171), как для одноступенчатого компрессора. Среднее индикаторное давление определяется по индикаторной диаграмме насоса. С достаточной точностью можно считать, что среднее индикаторное давление продувочного насоса равно

$$p_i = p_s + \Delta p_s$$

где p_s — давление продувочного воздуха по манометру.

Мощность, затраченная на приведение в действие продувочного насоса, составляет от 5 до 10% от индикаторной мощности двигателя.

§ 80. Устройство компрессоров и продувочных насосов

Цилиндры двухступенчатых компрессоров изготавливаются в виде одной отливки (рис. 213) из чугуна с двойными стенками, образующими рубашку для водяного охлаждения. У трехступенчатых компрессоров ЦНД обычно изготавливается отдельно и соединяется фланцем на болтах с ЦСД (рис. 214). При таком расположении цилиндров сжатие воздуха происходит одновременно во всех цилиндрах, при восходящем движении поршня, что неблагоприятно отражается на равномерности вращения двигателя, а также вызывает значительную нагрузку на шатун и цапфу поршня. В период всасывающего хода поршня в ЦНД получается, при некоторых условиях, вакуум до 0,5 атм., вследствие чего в цилиндр может засасываться воздух из картера двигателя с большим содержанием масляных паров. При сжатии воздуха в цилиндре компрессора,

температура его сильно повышается, в результате чего не исключается возможность самовоспламенения (взрыва) смеси воздуха с парами и мельчайшими частицами

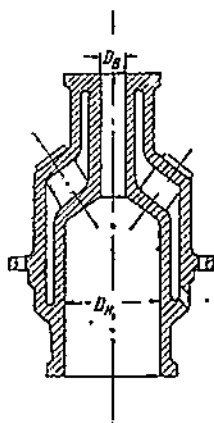


Рис. 213.

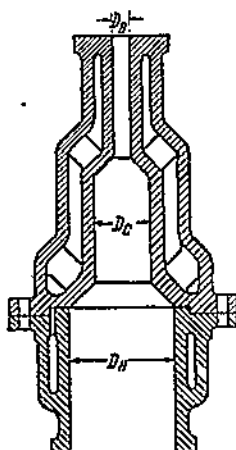


Рис. 214.

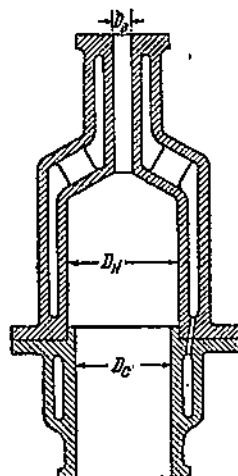


Рис. 215.

масла, что повлечет за собой аварию компрессора. К недостаткам компрессора рассматриваемого типа следует также отнести его значительную высоту. Компрессоры с расположением цилиндров, показанным на рис. 214, называются системой тандем. Вышеперечисленные недостатки компрессоров системы тандем в значительной степени устраняются в трехступенчатых компрессорах дифференциального типа, с расположением цилиндров, показанным на рис. 215. В верхней части компрессора находится ЦВД, под ним ЦНД и ниже ЦСД. При восходящем ходе поршня сжатие воздуха происходит в ЦВД и ЦНД, между тем как в ЦСД в тот момент совершается процесс всасывания. При нисходящем движении поршня воздух сжимается в ЦСД и поступает в ЦВД и ЦНД. Таким образом, сжатие воздуха совершается попере-

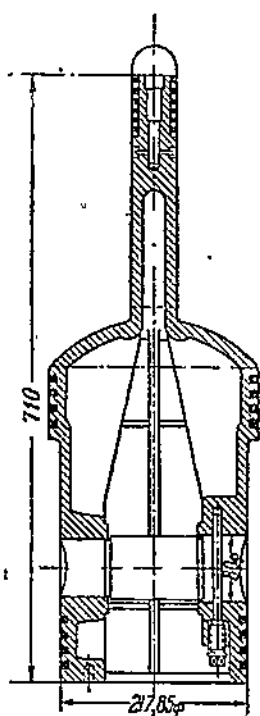


Рис. 216. Поршень трех-
ступенчатого компрес-
сора дифференциального
типа.

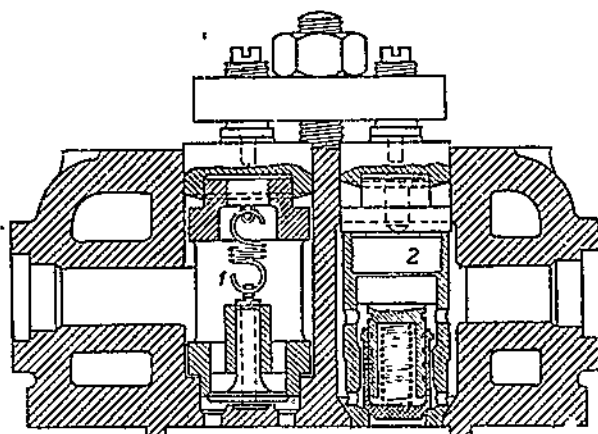


Рис. 217. Крышка ЦВД компрессора.

менно с обеих сторон поршня, благодаря чему уменьшается суммарное давление сжатия. Недостатки компрессоров дифференциального типа заключаются, главным образом, в более сложном их изготовлении, затрудненной сборке и регулировке объемов вредного пространства в различных ступенях компрессора.

Поршни компрессоров делаются ступенчатыми — цельными или составными. В двухступенчатых компрессорах применяются обычно цельные поршни и в трехступенчатых — составные. В последней конструкции отдельно изготавливается поршень высокого давления и соединяется с остальной частью при помощи фланца и шпилек. На рис. 216 показан поршень трехступенчатого компрессора дифференциального типа. Поршни имеют чугунные уплотнительные кольца. Кольца поршня ЦВД разделяются промежуточными кольцами прямоугольного или углового сечения, которые надеваются на верхнюю часть поршня меньшего диаметра и закрепляются при помощи навернутой, съемной головки и стоепорного шпильки. Поршневой палец помещается в цилиндрической части поршня, работающей в ЦНД. Шатун компрессора имеет обычную конструкцию, применяющуюся для тронковых поршней. Цилиндры компрессора крепятся к станине, представляющей собой одну общую отливку со станиной двигателя или же в виде отдельной отливки. Станина устанавливается на фундаментной раме двигателя или на отдельной плите. Движение поршню сообщается непосредственно шатуном от коленчатого вала компрессора, являющегося продолжением главного вала. Для уменьшения общей длины двигателя часто применяется балансирующий привод к компрессору от одного из ползунков (крейскопфов) двигателя. В последнем случае компрессор располагается сбоку двигателя.

ЦВД имеет отдельную крышку, в которой помещаются клапанные коробки. Крышка охлаждается водой, циркулирующей между двойными стенками крышки. На рис. 217 показана крышка ЦВД (1 — приемный клапан и 2 — нагнетательный).

Распределительные клапаны компрессора обычно действуют автоматически, но иногда в ЦНД применяется золотниковое распределение. Клапаны должны давать плотное закрытие и оказывать малое сопротивление в открытом состоянии; они должны иметь легкий подъем и хорошее направление; кроме того, конструкция их должна быть такова, чтобы можно было производить легкую и удобную притирку и замену как самого клапана, так и его гнезда. Этим требованиям удовлетворяют как простые тарелочные, так и пластинчатые клапаны. Пластинчатые клапаны обычно применяются для ЦНД и ЦСД; для ЦВД клапаны делаются более массивными. При больших размерах компрессора, в каждой клапанной коробке устанавливается по несколько клапанов.

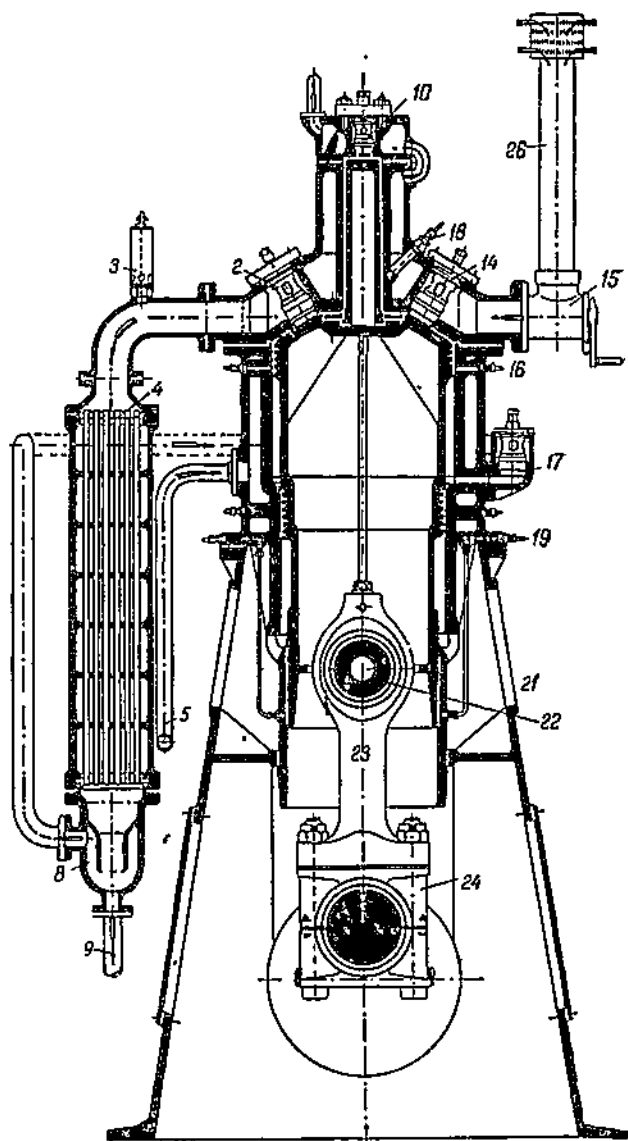


Рис. 218. Трехступенчатый компрессор дифференциального типа.

На рис. 218 показан трехступенчатый компрессор дифференциального типа. Цифрами обозначены следующие части компрессора: 2—нагнетательный клапан ЦНД; 14—то же приемный; 17—приемный клапан ЦСД; 10—клапан ЦВД; 26—всасывающая труба ЦНД; 15—дрессельная заслонка для регулирования количества воздуха, засасываемого в ЦНД (для регулировки производительности компрессора); 4—воздухоохладитель для ЦНД; 16, 19 и 18—штуцера для смазки поршня ЦНД, ЦСД и ЦВД; 3—предохранительный клапан для ступени НД; 5—труба для подачи охлаждающей воды в зарубашечное пространство цилинд-

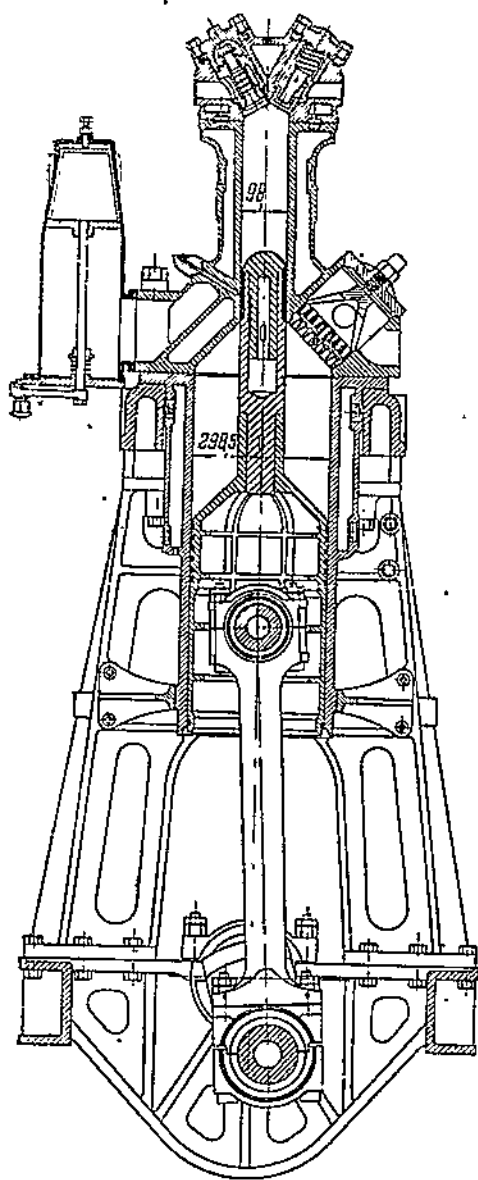


Рис. 219. Двухступенчатый компрессор системы тандем.

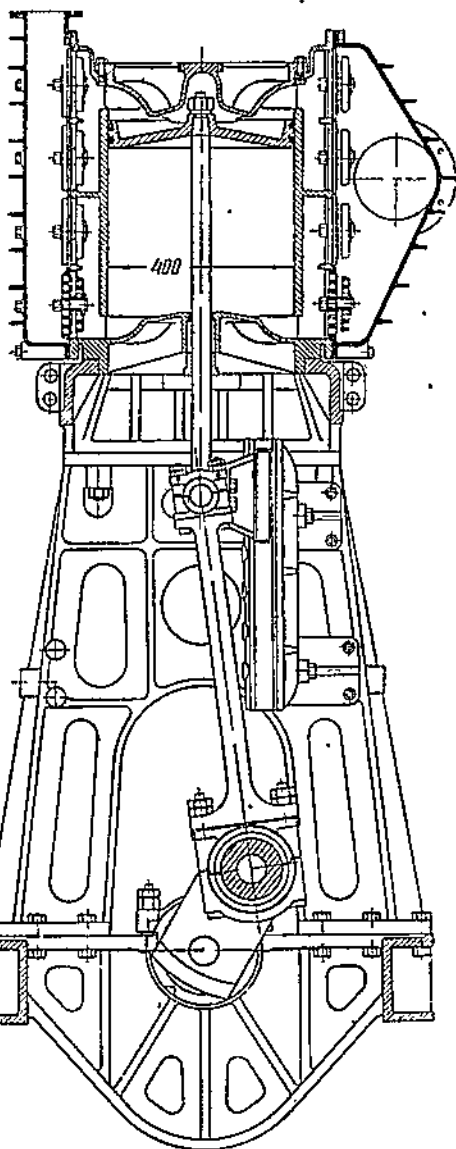


Рис. 220. Поршневой продувочный насос двойного действия.

ров; 8—водоотделитель (сепаратор) ЦНД, служащий для отделения сконденсированной воды из воздуха при охлаждении его в холодильнике; 9—труба для удаления воды из сепаратора (для продувания); 24—нижняя головка шатуна; 23—шатун.

Промежуточными ресиверами для воздуха служат холодильники (воздухоохладители) в виде змеевиков или трубчатых секций. Холодильники с прямыми трубами обладают тем преимуществом, что прямые трубы легче чистить и легче сменить в случае их повреждения. В двухступенчатых компрессорах холодильники в виде змеевиков

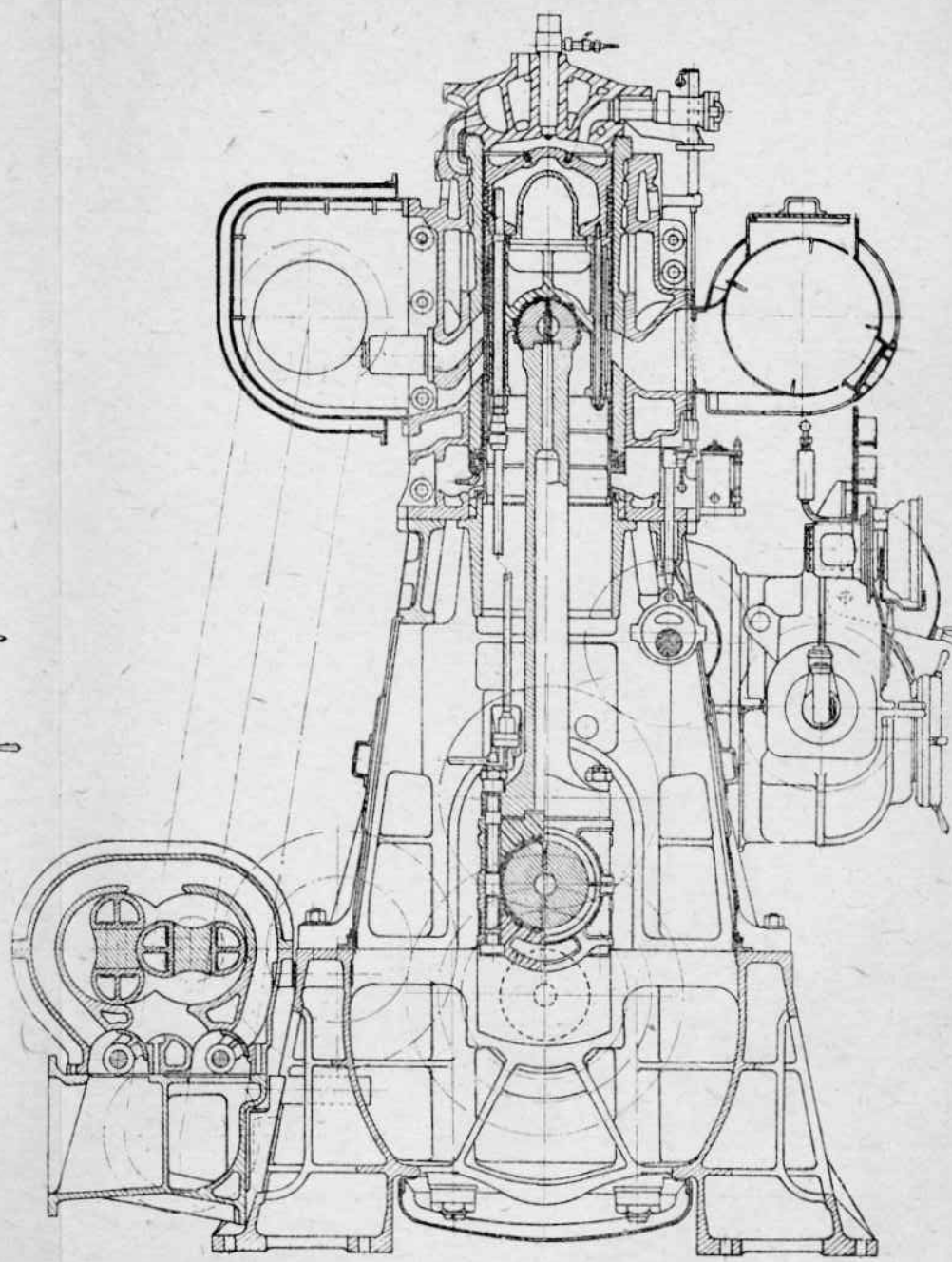
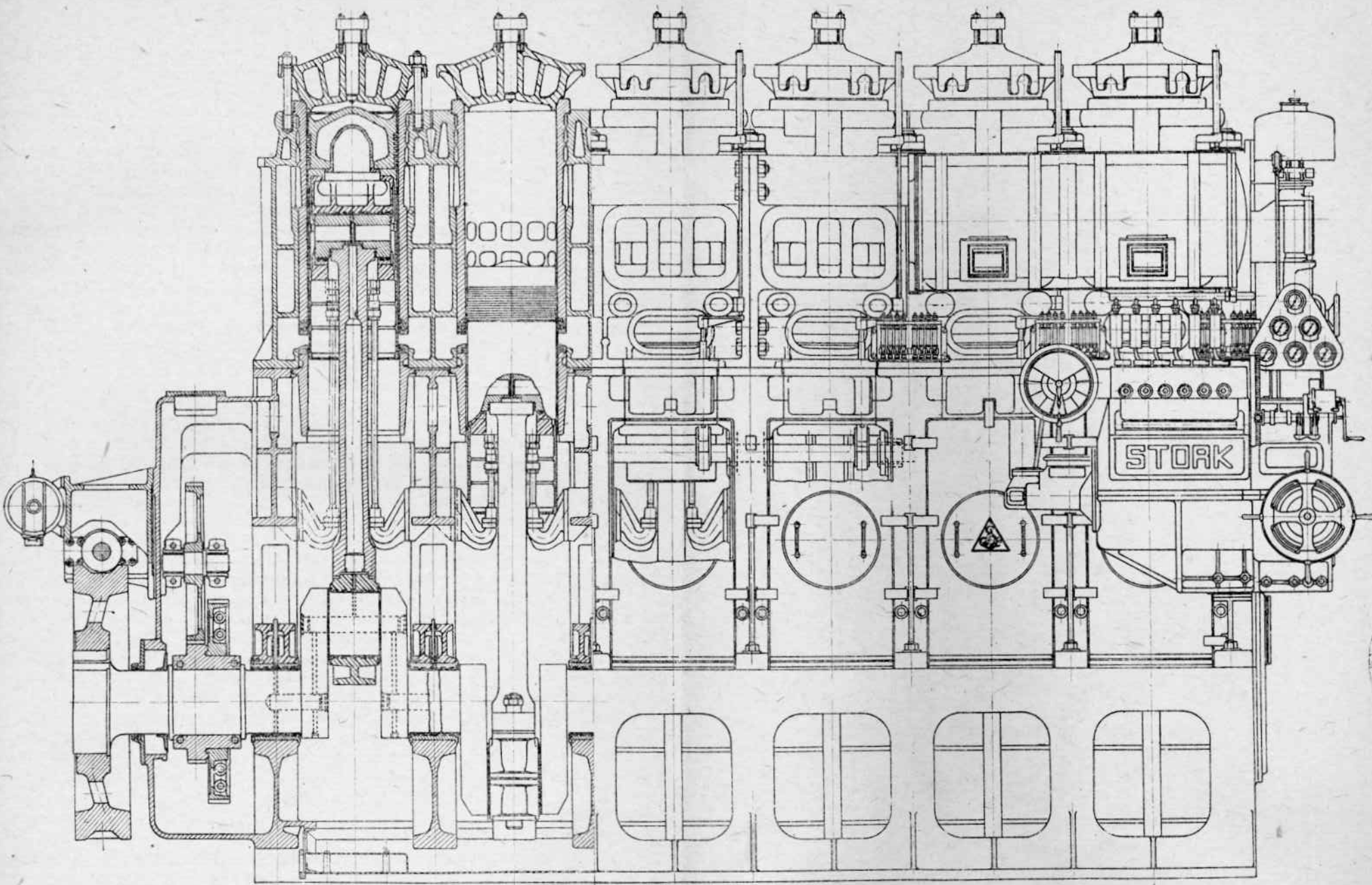


Рис. 221—222. Двухтактный бескомпрессорный шестицилиндровый двигатель завода Стork.

часто располагаются в зарубашечных пространствах ЦНД и ЦВД. Для большей доступности и удобства разборки змеевиков, иногда их помещают в особой камере или резервуаре. Внутри цилиндрического корпуса резервуара, вокруг змеевиков, циркулирует вода, охлаждая воздух, проходящий по змеевикам после сжатия в каждой ступени. Материалами для труб змеевиков и трубных секций служат красная медь или сталь. После прохождения воздуха через каждый из ресиверов, он подвергается очистке от воды и масла. Отделение частиц воды и масла производится при помощи водо-маслоотделителя, в котором воздух пропускается через спиральные поверхности, придающие ему вращательное движение. Частицы воды и масла, как более тяжелые, центробежной силой отбрасываются на вертикальные стенки сепаратора и стекают вниз.

В сепараторах или водо-маслоотделителях другой системы отделение масла и воды достигается изменением направления движения воздуха (рис. 218, сепаратор 8). Для предохранения ресиверов от чрезмерного повышения давлений, в случае пропуска приемных клапанов в ЦВД и ЦСД, на каждом холодильнике устанавливаются манометры, предохранительные клапаны или специальные тонкие пластины, разрывающиеся при повышении давления свыше предельного и выпускающие воздух в атмосферу. Кроме того, должны быть установлены термометры для наблюдения за температурой входящей и уходящей охлаждающей воды.

На рис. 219 показан тип двухступенчатого компрессора.

Продувочные насосы, применяемые в двухтактных дизелях для подачи сжатого воздуха в цилиндры двигателя, приводятся в движение непосредственно от главного вала или же при помощи балансирного привода. В последней конструкции насос располагается сбоку двигателя.

Для двигателей большой мощности иногда применяется отдельная установка насоса ротативного или центробежного типа с приводом от отдельного вспомогательного двигателя. Для уменьшения габаритных размеров поршневых продувочных насосов, они делаются двойного действия и по своей конструкции напоминают паровые машины. Цилиндр насоса отливается из чугуна и делается без водяного охлаждения, так как температура воздуха, сжатого в цилиндре, обычно не превосходит 50° С. Поршни имеют два или три уплотнительных кольца и изготовляются обычно из стали. При своем движении поршень направляется либо ползуном, либо имеет снизу направляющий тронк. Внутри тронка закрепляется цапфа, соединяющаяся с шатуном. Распределение воздуха в верхней и нижней полостях цилиндра производится при помощи золотников или автоматически действующих клапанов. Клапаны применяются пластинчатые с легкими пружинами.

На рис. 220 показан продувочный насос поршневого типа двойного действия.

На рис. 221 и 222 (см. вклейку) показан двухтактный бескомпрессорный шестичилиндровый двигатель Дизеля завода Сторк, мощностью 1500 э. л. с., при 135 оборотах в минуту, с продувочным насосом типа Рута. Роторы продувочного насоса делают 1350 об./мин. и приводятся в движение от коленчатого вала двигателя при помощи зубчатой передачи. Насос может работать как на переднем, так и заднем ходу двигателя, что достигается применением особых поворотных заслонок, расположенных в нижней части насоса.

ГЛАВА XX.

БЕСКОМПРЕССОРНЫЕ ДИЗЕЛИ

§ 81. Распыливание жидкого топлива

Основные условия хорошего горения топлива и наиболее экономичной работы двигателя приводятся к проблеме образования рабочей смеси, которая могла бы давать при сжигании наибольший тепловой эффект. Образование рабочей смеси в дизелях состоит в распыливании горючего на мелкие капли и в равномерном их распределении по всей камере горения.

В компрессорных дизелях для этой цели используют энергию форсуночного воздуха с давлением 50—70 ати. Сжатый воздух, вытекая из форсунки и расширяясь от давления в форсунке до давления в цилиндре, производит работу, которая расходуется на преодоление сопротивлений внутри форсунки, на распыливание

топлива до туманообразного состояния, на создание необходимой скорости вытекания топлива и для получения вихревых движений в цилиндре с целью перемешивания частиц топлива с воздухом.

Вследствие относительной скорости движения частиц топлива и воздуха в форсунке, создается механическое воздействие последнего, вызывающее деформацию частиц и их раздробление на более мелкие капли. Чем больше скорость протекания воздуха через форсунку, тем меньше будет размер частиц. Раздробление топлива также зависит от конструкции форсунки. При пластинчатом распылителе топливо и воздух многократно перемешиваются при проходе через малые отверстия распыливающих пластинок. Такие форсунки представляют значительное сопротивление для прохода воздуха, вследствие чего скорость его движения понижается. Наивыгоднейшее количество пластинок устанавливается практикой в зависимости от вязкости топлива. При вытекании воздуха из выходного отверстия форсунки скорость его достигает наибольшей величины, что вызывает дальнейший распад частиц топлива, так как таковые, обладая большей массой, будут иметь меньшую скорость движения по сравнению с воздухом.

Воздух, вытекая из форсунки, создает вихревые движения в цилиндре, способствуя перемешиванию рабочей смеси; ускоряет горение, заставляя протекать его более интенсивно.

Камера сжатия имеет существенное влияние на процесс горения и ее форма должна способствовать образованию воздушных потоков, которые способствовали бы подтеканию свежего воздуха к выходному отверстию форсунки. Объем камеры сжатия должен быть по возможности простой формы без мертвых пространств (карманов), где мог бы заставиваться воздух, не участвуя в горении. Наиболее благоприятной формой является полушаровая с расположенной в центре форсункой, так как в этом случае дальность распространения частиц топлива была бы одинакова по всем направлениям. Полушаровая форма днища поршня придает ему большую прочность и позволяет расширяться, не испытывая при этом чрезмерных напряжений.

Применение сжатого воздуха для пультверизации топлива было осуществлено впервые в двигателях Дизеля и в дальнейшем эта система оказалась вполне надежной и заслуживающей полного доверия. Воздушное распыливание топлива связано с необходимостью иметь при двигателе компрессор высокого давления, на приведение в действие которого расходуется некоторая часть мощности двигателя. Присутствие компрессора усложняет конструкцию двигателя, повышает его стоимость и увеличивает габаритные размеры и вес двигателя.

Желание упростить конструкцию двигателя и облегчить уход за ним заставило обратить серьезное внимание на разработку методов введения в цилиндр топлива и его распыливания без помощи сжатого воздуха. Эта задача была легко разрешена в свое время для нефтяных двигателей быстрого сгорания путем механического распыливания топлива, которое подавалось в нужный момент насосом в цилиндр через форсунку и воспламенялось нагретым калоризатором. Двухтактные нефтяные двигатели с механическим распыливанием топлива получили весьма широкое распространение. Механическая подача топлива в том виде, как она осуществлялась в двигателях быстрого сгорания, не могла быть применена в двигателях Дизеля из-за недостаточно хорошего распыливания топлива. Плохое распыливание топлива сопровождалось неполным горением и дымностью выхлопа, что вызывало повышенный расход топлива по сравнению с компрессорными дизелями.

Попытки построить бескомпрессорный дизель с механическим или струйным распыливанием, за счет высокого давления, создаваемого топливным насосом, относятся к моменту появления первых дизелей. Сам Р. Дизель занимался вопросами распыливания, но после неудачных попыток пришел к заключению, что непосредственное впрыскивание топлива в цилиндр невозможно, так как нельзя построить надежно действующий насос на весьма малую подачу топлива, но при очень большом давлении. Дальнейшие попытки применения механического распыливания в дизелях, произведенные различными лицами, также не увенчались успехом и только в 1910 г. директору фирмы Виккерс инженеру Мак-Кехни удалось применить этот способ. Двигатели системы Виккерс с механическим распыливанием получили во время войны широкое распространение на подводных лодках.

При воздушном распыливании на 33 объемных части смеси воздуха и топлива приходится примерно 32 части воздуха и 1 часть или 3% топлива. Таким образом, при механическом распыливании сечения сопловых отверстий форсунки должны составлять лишь $\frac{1}{33}$ таковых же сечений форсунки при воздушном распыливании и той же скорости вытекания. Малый диаметр сопловых отверстий при большой скорости вытекания топлива и длительной эксплуатации вызвал изнашивание и увеличение отверстия сопла, в результате чего происходило уменьшение скорости вытекания топлива, что ухудшало горение. Следовательно, для сопел необходимо было подобрать материал, хорошо сопротивляющийся изнашиванию. Засорение малых отверстий при коксовании топлива, в случае подтекания форсунки, требовало частой прочистки форсунки, что имело место в первых бескомпрессорных дизелях системы Вилкерс.

При воздушном распыливании топлива и падении форсуночного воздуха p_{ϕ} ати до давления p_c ати внутри цилиндра скорость движения частиц топлива достигает 300 м/сек. и выше. Для того чтобы получить при механическом или струйном распыливании топлива ту же скорость, необходимо было бы иметь весьма большой избыток давления при пульверизации. Для примера определим необходимое давление топлива при механической подаче и при условии, что скорость истечения должна быть равна 300 м/сек. По формуле истечения неупругой жидкости найдем необходимую разность давления в форсунке и камере горения

$$c = \sqrt{2gv(p_{\phi} - p_c)10^4}$$

$$p_{\phi} - p_c = \frac{c^2}{2gv} 10^{-4} = \frac{c^2}{2g} \gamma 10^{-4}$$

$$\gamma = \frac{1}{v} = 900 \text{ кг/м}^3$$

$$p_{\phi} - p_c = \frac{300^2}{2 \cdot 9,81} 900 \cdot 10^{-4} = 413 \text{ ати}$$

Принимая: γ — удельный вес топлива 900 кг/м³, давление в конце сжатия $p_c = 30$ ати, определим необходимое давление топлива при механическом распыливании

$$p_{\phi} = 413 + p_c = 413 + 30 = 443 \text{ ати.}$$

Сконструировать и построить топливный насос на такое высокое давление оказалось возможным лишь при современном состоянии техники.

Образование рабочей смеси при механическом распыливании, так же, как и в компрессорных дизелях, состоит в равномерном перемешивании частиц топлива с воздухом. Разрешение этой задачи является основной проблемой для бескомпрессорных дизелей, так как при отсутствии распыливающего воздуха уменьшаются вихревые движения в цилиндре, что создает затруднения для получения рабочей смеси надлежащего качества. Для получения хорошего сгорания необходимо, чтобы струя топлива распыливалась на мелкие капли, не ударяясь о днище поршня и стенки цилиндра, так как в противном случае часть капель оседала бы на стенки. Вследствие недостаточного сопоставления осевших капель топлива с воздухом будет происходить замедленное их сгорание, сопровождающееся образованием кокса. Таким образом, конус распыливания и дальнобойность струи топлива должны соответствовать форме камеры сжатия, при этом частицы топлива должны по возможности сгорать на лету, не попадая на стенки.

Для хорошего распыливания топлива в бескомпрессорных дизелях требуется высокое давление, которое и создается топливным насосом. Это давление колеблется обычно в пределах 350—400 ати, но иногда оно достигает до 700 ати (двигатель Зульцера 8-СД-72 и Юнкерса). Повышенное давление при распыливании увеличивает выходную скорость струи и уменьшает размер капель, что в свою очередь вызывает уменьшение их дальнобойности. Скопление частиц топлива близ выходного отверстия форсунки ведет к местному недостатку воздуха для сгорания и далеко неполному использованию его в объеме камеры сжатия. Для устранения этого явления, скорость вытекающего топлива, за период подачи его в цилиндр, должна изменяться, что достигается выбором соответствующего профиля кулачной шайбы топливного насоса, от вида которого

зависит закон движения скалки насоса. Определение наивыгоднейшего давления распыливания, для достижения достаточной глубины проникновения капель, производится опытным путем, при этом стараются получить малый размер капель. С целью лучшего образования горючей смеси в бескомпрессорных дизелях широко используют метод искусственного завихрения, придавая днищу поршня и внутренней поверхности крышки цилиндра соответствующую форму, способствующую турбулентному движению воздуха при горении топлива.

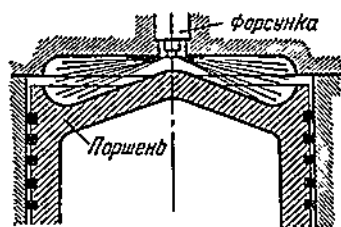


Рис. 223. Камера горения Гессельмана.

При механическом распыливании струя топлива, вытекающая из форсунки, имеет форму конуса с углом $16-20^\circ$ при вершине. Обычно форсунка имеет 4—10 отверстий, следовательно, форма камеры горения должна получать такое очертание, чтобы струи топлива имели свободное образование. На рис. 182 показан двигатель М. А. Н. с вогнутым поршнем, образующим камеру горения наивыгоднейшей формы. Гессельман придает поршню форму, показанную на рис. 223, с целью создания камеры горения, которая соответствовала бы форме струй топлива. Средняя часть днища поршня образует конус с закругленной верши-

ной, а по внешнему краю сделан выступающий буртик, предохраняющий попадание капель топлива на охлажденную стенку рабочей втулки. Форма днища способствует возникновению вихрей при движении поршня, кроме того, основная масса рабочего воздуха сосредоточена там, где конусы распыливания имеют наибольшее расширение.

Кроме механического распыливания топлива, в бескомпрессорных дизелях применяется еще особый метод безвоздушного распыливания при помощи предкамеры или форкамеры. Этот способ распыливания состоит в том, что топливо при давлении около 100 атм подается через форсунку с особую камеру (предкамеру), которая располагается в цилиндрической крышке. Предкамера сообщается с камерой сжатия несколькими каналами. Распыленное топливо, попадая в предкамеру, смешивается с воздухом, который имеет высокую температуру вследствие сжатия его в цилиндре. В предкамере происходит самовоспламенение топлива, которое сгорает частично, так как объем предкамеры составляет примерно $20-25\%$ всего объема камеры сжатия и воздуха в ней, недостаточно для полного сгорания всего топлива. В результате горения топлива давление в предкамере повышается и частицы несгоревшего топлива увлекаются газами через узкие каналы предкамеры в камеру сжатия, где и происходит сгорание основной части топлива.

Таким образом, в форкамерных двигателях используется энергия частичного сгорания топлива в камере, с целью дальнейшего перемешивания горючего с воздухом и создания вихревых движений в цилиндре.

На рис. 224 показана крышка рабочего цилиндра двигателя Зудлера (тип РК) с расположенной в ней форкамерой, объем которой составляет около $1,7\%$ от рабочего объема цилиндра V_h . Давление в цилиндре в конце сжатия достигает до 35 атм, что обеспечивает в камере сжатия и в форкамере достаточно высокую температуру воздуха, необходимую для самовоспламенения топлива (нефть). Топливо подается в форкамеру форсункой примерно за 15° угла поворота мотыльки до в. м. т. Форкамера отделяется от рабочего цилиндра насадкой с несколькими отверстиями.

В различных конструкциях двигателей форкамеры имеют разнообразную форму. Преимущество форкамерных двигателей заключается в том, что впрыскивание топлива производится при значительно меньшем давлении, по сравнению с струйным распыливанием, в результате чего вся топливная система работает с меньшей нагрузкой и меньшим износом. Кроме того, форкамерные двигатели

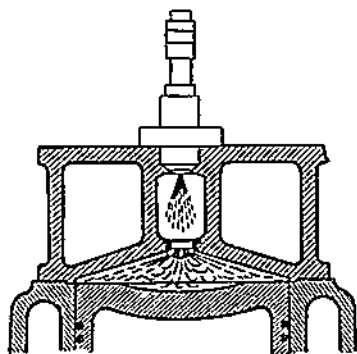


Рис. 224. Схема устройства форкамеры.

работают на сортах топлива более низкого качества, не требуя особо тонкой его очистки.

Ввиду большой поверхности охлаждения форкамеры, степень сжатия приходится делать более повышенной ($\varepsilon = 15 \div 17$), с целью получения температуры в конце сжатия, достаточной для самовоспламенения топлива при пуске в ход холодного двигателя. Для устранения затруднений при пуске двигателя, а также с целью снижения наибольшего давления в цилиндре при горении топлива, в двигателях малой мощности применяются форкамеры без наружного водяного охлаждения. Для той же цели очень часто пользуются запальным патроном из бумаги, пропитанной раствором селитры, или же применяется электрическая спираль. Запальный патрон зажигается и вставляется в рабочий цилиндр через специальное отверстие, закрывающееся пробкой. Запальное устройство служит лишь для получения первых вспышек топлива в цилиндре. После прогрева двигателя, он начинает работать с самовоспламенением топлива.

Форкамерные двигатели имеют расход топлива на 4—5% больше, чем при струйном распыливании. Форкамерные двигатели строятся с цилиндровой мощностью в 10—75 э. л. с. и обычно применяются как вспомогательные двигатели.

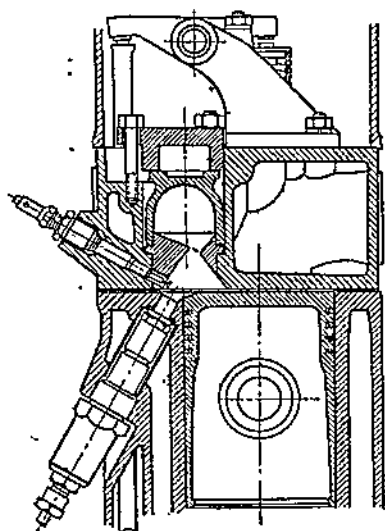


Рис. 225.

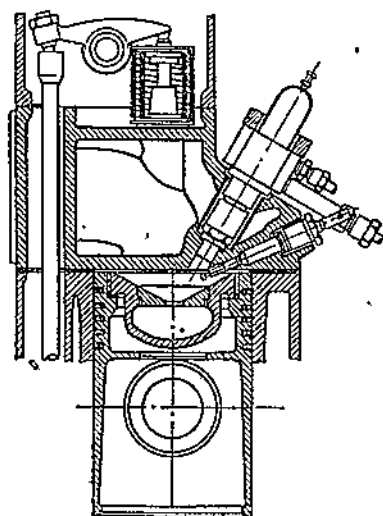


Рис. 226.

судовых установок, кроме того, этот тип двигателя получил широкое распространение как быстроходный тракторный дизель-мотор.

За последние годы получили широкое распространение бескомпрессорные быстроходные дизели с распыливанием топлива по системе Акро. По своему конструктивному оформлению этот способ распыливания топлива напоминает форкамерное, но в то же время он имеет принципиальное отличие. Воздушная камера (акро-камера) помещается в цилиндровой крышке (рис. 225) или в головке поршня (рис. 226), при этом объем ее составляет 70—80% объема всей камеры сжатия. При восходящем движении поршня, он сжимает воздух в цилиндре и почти полностью вытесняет его в воздушную камеру. Примерно за 17—25° (в углах поворота мотыля) до в. м. т. топливо начинает подаваться форсункой в устье широкого канала, соединяющего воздушную камеру с камерой сжатия. Вследствие перетекания воздуха из цилиндра в воздушную камеру, распыленное топливо уносится потоком воздуха в камеру, в которой создаются воздушные течения. Около 5° до в. м. т. происходит самовоспламенение топлива от высокой температуры сжатого воздуха, а также от соприкосновения частичек топлива с нагретыми неохлаждаемыми стенками камеры. При воспламенении топлива, давление в камере быстро повышается, в результате чего начинается обратное перетекание газов из камеры в цилиндр. Поток воздуха в смеси с несгоревшим топливом и некоторым количеством продуктов сгорания устремляется с большой

скоростью в цилиндр, создавая вихревые движения и хорошо перемешивая распыленное топливо с воздухом. Подача топлива из форсунки прекращается при 20° после в. м. т. (в зависимости от числа оборотов двигателя). Для воспламенения топлива, при пуске холодного двигателя в ход, обычно применяются запальные проволочные спирали, нагревающиеся электрическим током, как то показано на рис. 225 и 226.

Шестицилиндровый двигатель фирмы A.E.G. мощностью в 100 л. с. с распыливанием топлива по системе Акро развивал до 3 000 оборотов в минуту при хорошем сгорании топлива.

Преимущества безвоздушного распыливания топлива заключаются главным образом в устранении компрессора, что увеличивает механический коэффициент полезного действия двигателя на 3—6%.

При современном состоянии техники и широком использовании высококачественных материалов, бескомпрессорные дизели получают все большее и ведущее значение, так как, наряду с большой экономичностью их работы, они не уступают компрессорным дизелям и в надежности действия.

§ 82. Распад струи и ее дальнобойность

В бескомпрессорных дизелях одним из основных и наиболее трудных процессов является процесс образования смеси топлива с воздухом и сгорание ее в рабочем цилиндре. От характера протекания процесса горения в значительной степени зависят: величина среднего индикаторного давления, удельный расход топлива и мощность двигателя, а следовательно и его эксплуатационные качества. Важнейшими факторами, влияющими на процесс горения, являются: давление впрыскивания, скорость струи, величина капель и их дальнобойность.

Время продолжительности протекания одного рабочего процесса измеряется долями секунды и возможное сокращение периода горения имеет большое значение для быстроходных двигателей.

Топливо, вытекая из отверстия форсунки под большим давлением, образует струю, которая непосредственно у сопла начинает распадаться. При распадении струи от нее отделяются частицы неправильной формы, которые участвуют в общем движении. Вследствие поверхностного натяжения и внутреннего движения, частицы принимают форму шарообразных капель. При наличии сопротивления сжатого воздуха в камере горения и неодинаковых размеров частиц, скорости их будут различны, в результате чего струя превращается в капальный туман, принимая форму расходящегося конуса. Характер распада струи зависит от ее инерции, сил поверхностного натяжения, вязкости топлива, скорости вытекания и плотности среды.

Для суждения о качестве распыливания топлива, за последние годы были произведены многочисленные экспериментальные исследования, которые дают возможность сделать некоторые выводы. Вольтген (1925 г.) для изучения характера распыливания впрыскивал топливо в желатиновую массу, которая улавливала и задерживала капли. Путем микрофотографирования капель, представлялось возможным судить о тонкости и однородности распыливания топлива. Другие исследователи улавливали капли на закопченной стеклянной пластинке или на поверхности глицерина, с последующим изучением полученных капель под микроскопом. Лучшим методом изучения распыливания топлива является искровое фотографирование капель, находящихся еще в струе. Для изучения развития струи, в настоящее время применяется метод высокочастотной кинематографии, позволяющий производить фотографирование при большой скорости движения вершины струи по выходе из сопла (до 150 м/сек.) и малой продолжительности подачи топлива (0,002—0,008 сек.). Для получения четких снимков отдельных фаз развития струи применяется очень малая экспозиция, порядка 0,000001 сек. и большая скорость съемки (2 000—4 000 снимков в секунду). Впрыск топлива при испытании производится в стальную бомбу с отверстиями, закрывающимися пластинками из особого термообработанного небьющегося стекла, которое выдерживает давление до 40 кг/см².

На основании произведенных исследований, можно вывести заключения

о влиянии различных факторов на качество распыливания топлива. По мнению Засса, для нормального сгорания топлива в бескомпрессорных дизелях, диаметры капель распыленного топлива должны находиться в пределах 0,02—0,01 мм.

При увеличении скорости истечения топлива из сопла, путем увеличения давления впрыскивания или улучшения конструкции сопла, получается сокращение относительного числа крупных капель и более равномерное их распределение. Уменьшение диаметра отверстия дает меньший размер капель и улучшает также равномерность их распределения. Повышение давления в форсунке с 160 до 400 атм вызывает уменьшение диаметра капли всего лишь на 20%. Диаметр отверстия форсунки оказывает значительное влияние на величину конуса распыливания, как например, при $d=0,7$ мм конус распыливания составлял 18° и при $d=0,25$ мм, при сохранении суммарной площади сечения отверстий форсунки, угол конуса повышался до 35° (ЦИАМ). При увеличении сопротивления сжатого воздуха и уменьшении вязкости топлива, распыливание топлива улучшается.

Кроме экспериментальных исследований, Трибнигом (Triebnigg. Der Einblase und Einspritzvorgang bei Dieselmotoren. Wien, 1925) был разработан аналитический метод расчета процесса распыливания топлива. В основу расчета было положено предположение, что форма частичек топлива, при механическом распыливании, определяется поверхностным натяжением капель и трением их о сжатый воздух. Под действием этих сил частички топлива растягиваются и принимают форму сплошного цилиндра с торцевой поверхностью, имеющей форму полушара, и осью, совпадающей с направлением движения. Согласно исследованиям, капли такой формы разрываются на несколько частей, если длина их превышает диаметр в 4 раза. В результате процесса распада получают самостоятельные капли, движущиеся с уменьшающейся скоростью. На основании целого ряда допущений, Трибниг аналитически нашел радиус r_0 элементарных струек, на которые разделяется струя топлива, непосредственно у соплового отверстия форсунки

$$r_0 = \frac{2\alpha g}{\psi \gamma_v v_0^2}$$

где ψ — коэффициент трения между жидкостью и воздухом, γ_v — удельный вес воздуха в кг/м^3 , v_0 — скорость струи при выходе из сопла м/сек., g — ускорение силы тяжести, $\alpha \approx 0,003$ кг/м среднее значение величины поверхностного натяжения.

Выразим величину v_0 через разность давлений $p_1 - p_2$ при истечении и удельный вес топлива γ_t кг/м³

$$v_0^2 = 2g \frac{p_1 - p_2}{\gamma_t} 10^4; r_0 = \alpha \frac{\gamma_t}{\gamma_v} \cdot \frac{1}{\psi} \cdot \frac{10^{-4}}{p_1 - p_2}$$

При распаде струи на отдельные капли, средний радиус шарообразной капли будет равен по Трибнигу: $r = \pi 1,465 r_0 = 4,6 r_0$ при $\psi = 0,04$, $\alpha = 0,003$ $\gamma_t = 900$ кг/м³

$$r = 31,1 \frac{1}{\gamma_v (p_1 - p_2)} \text{ мм}$$

Из полученного выражения видно, что диаметр капли уменьшается при увеличении удельного веса воздуха и повышении давления топлива в форсунке. Для малых противодавлений и для истечения в атмосферу формула не применима, так как в этом случае диаметр капли получается чрезмерно большим, что не соответствует экспериментальным данным. Ниже приводится эмпирическая формула, для определения радиуса средней шарообразной капли, с учетом диаметра отверстия сопла. Формула получена на основании обработки экспериментальных данных

$$r = \frac{d^{1,4}}{\gamma_v (p_1 - p_2)^{0,50}}$$

где d — диаметр отверстия форсунки в мм.

Определим диаметр капли при распыливании топлива удельного веса $\gamma_t = 900 \text{ кг/м}^3$, давлении в форсунке $p_1 = 270 \text{ кг/см}^2$ и среднем давлении в цилиндре $p_2 = 37 \text{ кг/см}^2$

$$p_2 = \frac{p_z + p_c}{2} = \frac{44 + 30}{2} = 37 \text{ кг/см}^2$$

$$T_2 = \frac{T_z + T_c}{2} = \frac{1700 + 700}{2} = 1200^\circ \text{ К}$$

$$\gamma_v = \frac{10^4 p_2}{R_2 T_2} = \frac{10^4 \cdot 37}{29,3 \cdot 1200} = 10,5 \text{ кг/м}^3$$

где p_z и T_z — давление и температура газов в цилиндре в конце горения, p_c и T_c — то же в конце сжатия. Для диаметра отверстия форсунки $d = 0,5 \text{ мм}$, получим

$$r = \frac{0,5^{1,4}}{10,5(270 - 37)^{0,20}} = 0,012 \text{ мм}$$

В табл. 54 приведены диаметры d_0 капель топлива, в зависимости от диаметра отверстия сопла d для условий, принятых в числовом примере.

Таблица 54.

d	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
d_0	0,007	0,012	0,018	0,024	0,031

При достаточно мелком распыливании, как это установлено опытом (Засс), диаметр капель находится в пределах 0,02—0,01 мм. По другим данным (NACA) подавляющее число капель имеет диаметр 0,025 мм, кроме того, имеется значительное количество капель с диаметром 0,038 и 0,064 мм.

Кроме размера капель топлива, на процесс горения оказывает большое влияние дальность капель, или дальность их проникновения. Для лучшего использования воздуха в цилиндре, капли топлива должны проникать в отдаленные части камеры сжатия, но в тоже время необходимо, чтобы капли сгорали на лету, не попадая на поршень и стенку цилиндра. Попадание капель топлива на охлаждаемую стенку цилиндра вызывает коксование топлива и неполное его сгорание. Как показали экспериментальные исследования (ЦИАМ), с уменьшением плотности воздуха понижается лобовое сопротивление струи, в результате чего дальность частиц топлива увеличивается, при этом угол конуса распыливания заметно уменьшается. Резкое падение дальности капель получается при уменьшении диаметра отверстия форсунки. При сохранении общего суммарного сечения отверстий форсунки и уменьшении их диаметра с 0,3 до 0,2 мм дальность капель уменьшается на 45%. Это явление объясняется тем, что струя топлива, вытекая с большой скоростью из отверстия малого диаметра, распадается на весьма малые капли, которые быстро теряют свою скорость, образуя конус распыливания. Поэтому для получения большей дальности капель, выгоднее увеличивать диаметр сопла, чем повышать давление в форсунке. При повышении давления распыливания угол конуса струи и ее дальность несколько увеличиваются. Для определения дальности проникновения капель топлива, воспользуемся методом расчета, предложенным Зассом. Рассмотрим движение капли топлива массы m с неравномерной скоростью v , в среде сжатого воздуха. С достаточной точностью можно считать, что сопротивление трения R прямо пропорционально квадрату скорости, поперечному сечению капли F и удельному весу среды γ_v (воздух). Обозначая коэффициент трения между воздухом и каплей через ϕ и пользуясь принципом Даламбера, получим

$$R = \phi \frac{\gamma_v}{g} F v^2; \quad m \frac{dv}{dt} + R = 0; \quad m \frac{dv}{dt} = - \phi \frac{\gamma_v}{g} F v^2$$

масса шарообразной капли:

$$m = \frac{4}{3} \pi r^3 \frac{\gamma_t}{g}; \quad F = \pi r^2$$

где r — радиус капли, γ_r — удельный вес топлива и g — ускорение силы тяжести

$$\begin{aligned}\frac{dv}{dt} &= -\frac{3}{4} \psi \frac{\gamma_b}{\gamma_r} \cdot \frac{1}{r} v^2 = -\frac{k}{r} v^2 \dots \\ k &= \frac{3}{4} \psi \frac{\gamma_b}{\gamma_r}; \quad dv = -\frac{k}{r} v^2 dt \\ \frac{dv}{v^2} &= -\frac{k}{r} dt\end{aligned}$$

Интегрируем полученное выражение от v_0 м/сек. начальной скорости капли до скорости v и соответственно для правой части в пределах от 0 до t сек.

$$\begin{aligned}\int_{v_0}^v \frac{dv}{v^2} &= -\frac{k}{r} \int_0^t dt; \quad \frac{1}{v} - \frac{1}{v_0} = \frac{k}{r} t \\ v &= \frac{v_0}{1 + \frac{k}{r} v_0 t} \text{ м/сек.}\end{aligned}$$

Полученное выражение устанавливает зависимость между переменной скоростью капли v и временем t . Определим путь s , пройденный каплей через t секунд

$$\begin{aligned}v &= \frac{ds}{dt} = \frac{v_0}{1 + \frac{k}{r} v_0 t}; \quad ds = \frac{v_0 dt}{1 + \frac{k}{r} v_0 t} \\ s &= \int_0^t \frac{v_0 dt}{1 + \frac{k}{r} v_0 t} = \frac{r}{k} \ln \left(1 + \frac{k}{r} v_0 t \right) = \frac{2,303r}{k} \lg \left(1 + \frac{k}{r} v_0 t \right) \text{ м}\end{aligned}$$

Определим дальность капель топлива при диаметре сопла $d=0,5$ мм, для чего воспользуемся результатами подсчета выше приведенного числового примера

$$k = \frac{3}{4} \psi \frac{\gamma_b}{\gamma_r} = \frac{3}{4} \cdot 0,03 \frac{10,5}{900} = 263 \cdot 10^{-6}$$

Точное значение коэффициента трения ψ не найдено. Рим принимает $\psi=0,02$, по Триббину $\psi=0,04$ и Кюн оценивает $\psi=0,24$. На основании обработки экспериментальных данных по распыливанию топлива, следует считать более правильным значение $\psi=0,02 \div 0,04$

$$\begin{aligned}s &= \frac{2,303r}{10^3 k} \lg \left(1 + 10^3 \frac{k}{r} v_0 t \right) = \frac{2,303 \cdot 0,012 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 263} \lg \left(1 + \right. \\ &\quad \left. + 10^3 \frac{263 \cdot 240 \cdot 0,02}{10^3 \cdot 0,012} \right) = 0,210 \text{ м} \\ v_0 &= \sqrt{2g \frac{P_1 - P_2}{\gamma_r} 10^4} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{270 - 37}{900} 10^4} = 240 \text{ м/сек.}\end{aligned}$$

При числе оборотов двигателя $n=250$ в минуту и подаче топлива в цилиндр за период поворота мотыля на угол $\varphi=30^\circ$, продолжительность распыливания составляет

$$t = \frac{\varphi}{6n} = \frac{30}{6 \cdot 250} = 0,02 \text{ сек.}$$

За этот период времени капля топлива пролетит путь в 210 мм. Ввиду отсутствия точных данных по вопросу распыливания топлива, приведенный расчет является лишь ориентировочным.

§ 83. Топливные клапаны

Форсунки бескомпрессорных дизелей могут быть разделены на два класса: закрытые и открытые. Кроме этих основных признаков, форсунки бывают весьма

разнообразных конструкций, так как до сего времени еще не выработаны стандартные образцы. Основными требованиями, предъявленными ко всякой форсунке бескомпрессорного двигателя, являются: хорошее образование смеси и достаточно мелкое распыливание топлива, направление струй или конусов распыливания в соответствии с формой камеры горения, простота конструкции и надежность действия.

Закрытые форсунки. Закрытыми форсунками называются такие, у которых выходное отверстие закрывается иглой, после прекращения подачи горючего

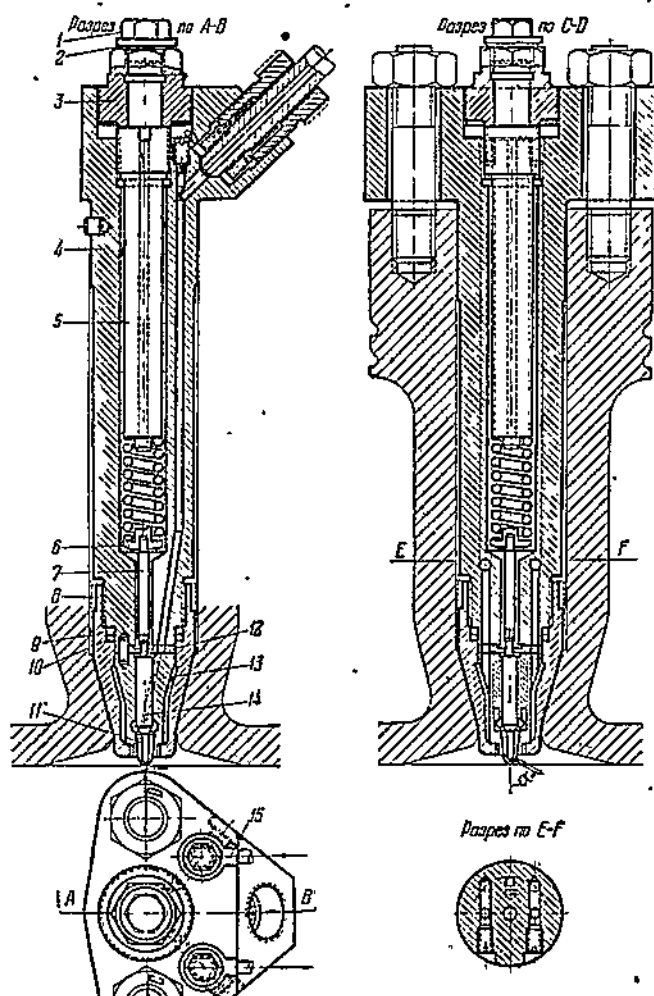


Рис. 227. Закрытая форсунка системы М.А.Н. с внутренней пружиной.

12—упорная пластинка из закаленной стали ($d=40$; $l=15$); 13—форсуночный коппак из закаленной стали, внутри оцинкован; 14—форсуночная игла ($d=15$; $l=65$); 15—головка для подвода охлаждающей воды к нижней части форсунки.

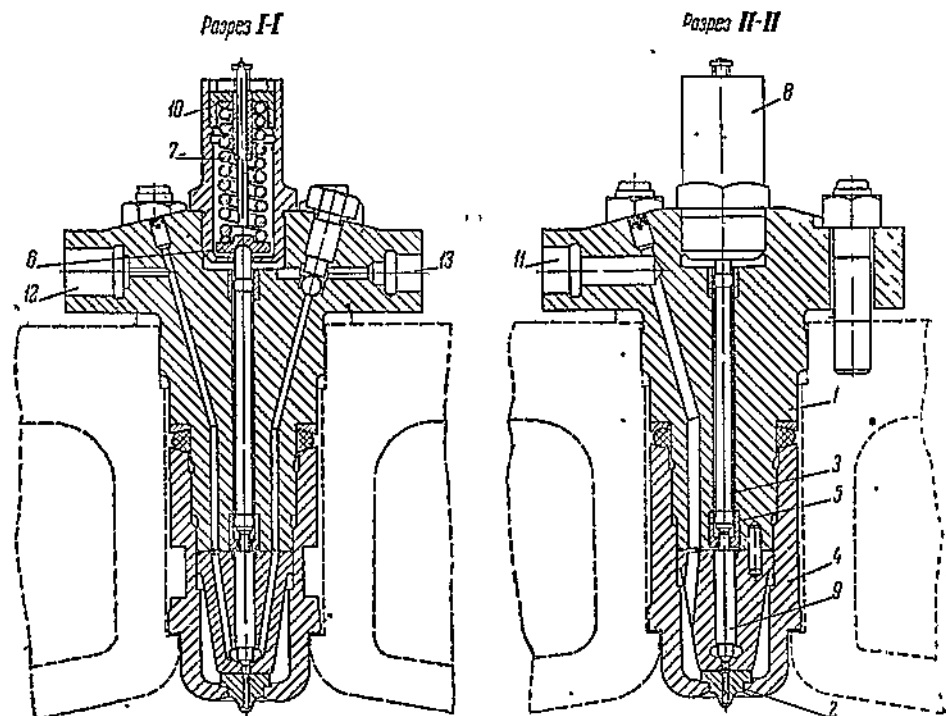
На рис. 228 показана закрытая форсунка с короткой иглой и с наружной пружиной. Цифрами обозначены следующие части форсунки: 1—корпус форсунки, изготовленный из стали № 6, 2—сопло (сталь ЭХВГ), 3—направляющая игла (сталь ЭХВГ), 4—коппак (сталь ЭНЕРЖ-5), 5—штука (сталь 6), 6—тарелка пружины (сталь 6), 7—пружина иглы, 8—стакан (сталь 5—повышенная), 9—игла (сталь ЭХВГ), 10—нажимная гайка, 11—подвод охлаждающей воды, 12—подвод топлива, 13—отверстие для прокачки форсунки и слива просочившегося топлива. Диаметр иглы $d=8$ мм и ход $h=0,6$ мм.

Закрытые форсунки за последние годы стали получать наибольшее распространение, что объясняется надежностью их действия и удобством регулировки. Наличие иглы, закрывающей выходное отверстие форсунки, устраняет возмож-

в цилиндр. Подъем иглы и открытие выходного отверстия форсунки может производиться при помощи давления топлива, создаваемого топливным насосом (самодействующие форсунки). На рис. 227 показана форсунка завода М.А.Н. с дифференциальной иглой, открывающейся в определенный момент под влиянием давления топлива. Давление действует на кольцевую поверхность, внешний диаметр которой равен диаметру иглы, а внутренний — диаметру гнезда иглы. Топливо подается в форсунку насосом. Когда давление топлива достигнет $200 \div 300$ ати, игла автоматически приподнимается, сжимая пружину, и топливо подается в цилиндр.

Форсунка, здесь изображенная, имеет восемь сопловых отверстий диаметром 0,45 мм, расположенных под углом $\alpha=68^\circ$. Назначение частей форсунки согласно рис. 227: 1—глухая пробка; 2—прокладка из красной меди; 3—нажимная втулка; 4—корпус форсунки; 5—упорный шток ($d=33$; $l=195$); 6—тарелка пружины; 7—нажимной штифт ($d=10$; $l=74$); 8—сопловая гайка из нержавеющей стали; 9—кольцо из нержавеющей стали; 10—кольцо из теплоустойчивой резины; 11—сопло форсунки из спец-стали ($d=10$; $l=38$);

ность подтекания топлива в цилиндр, кроме того, изменением натяжения пружины можно регулировать давление топлива и скорость его вытекания из форсунки. Закрытые форсунки позволяют располагать топливные насосы в любом месте в одном общем блоке. Наиболее распространенным типом форсунок является конструкция с короткой иглой (подъем иглы 0,5—1,5 мм), хорошо пришлифо-



ванной к гильзе и с внутренней пружиной. Нижняя часть форсунки имеет охлаждение при помощи циркуляции воды, масла или топлива. Охлаждением форсунки устраняется возможность коксования топлива и засорение выходных отверстий малого диаметра.

Форсунка открытого типа. Внутреннее пространство открытой форсунки всегда соединяется с камерой горения, так как игла, закрывающая выходное отверстие, отсутствует. Малый размер выходного отверстия вызывает гидравлические сопротивления потоку топлива, вследствие чего создается избыточное давление в форсунке, достаточное для хорошего распыливания. Открытая форсунка более проста по конструкции, так как не имеет движущихся частей, — и в этом ее главное преимущество. Недостаток форсунок состоит в том, что после прекращения подачи топлива насосом, при давлении ~ 300 ати, оставшееся в нагнетательном трубопроводе и форсунке топливо начинает расширяться вследствие упругих деформаций. Расширение топлива, при отсутствии иглы, вызывает подтекание его. Вытекающая капля топлива сгорает не полностью, ухудшает выхлоп, а иногда вызывает засорение форсунки коксом, отчего давление при распыливании повышается до 400—500 ати. Для устранения вредного явления „подтекания“ стараются быстро разгрузить нагнетательный трубопровод топливного насоса, делая его по возможности коротким и малого диаметра.

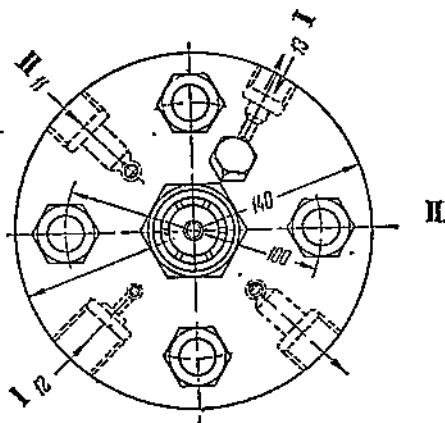


Рис. 228. Закрытая форсунка системы Зульцера с наружной пружиной.

На рисунке 229 показана открытая форсунка завода М.А.Н. (двигатель 6-БК-43). Толсто-стенная стальная трубка 1, с наружным диаметром 10 мм и внутренним 3 мм и навинченной на ее нижнем конце гайкой 2 плотно прижимается к соплу 3, что достигается нажатием гильзы 4 на гайку 2. Это нажатие

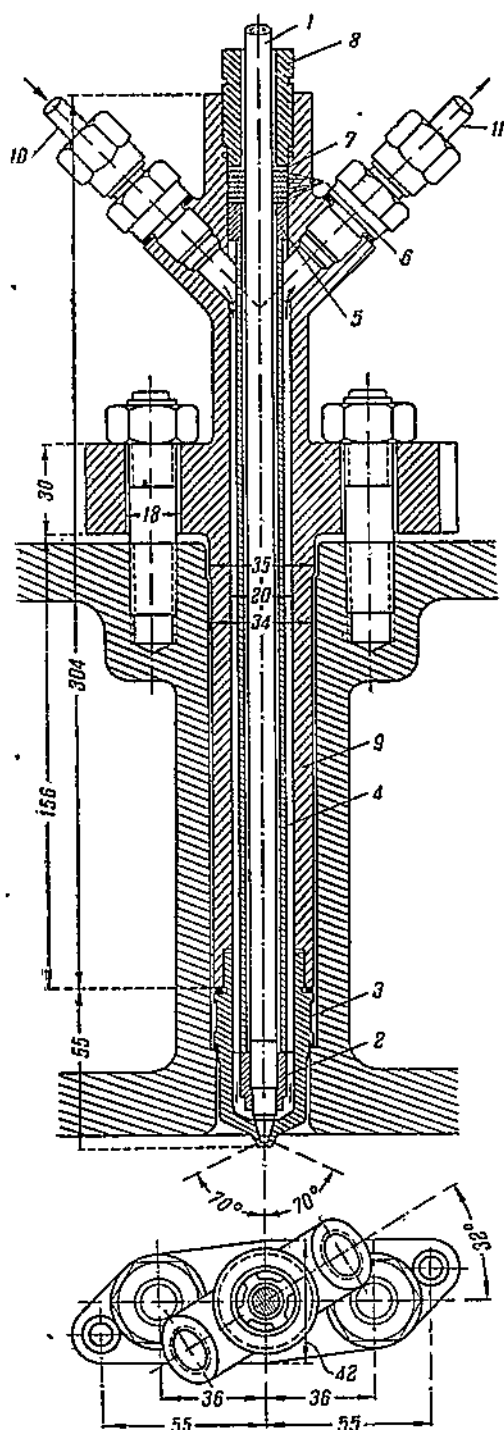


Рис. 229. Открытая форсунка системы М.А.Н.

выполняется при помощи нажимной гайки 8, двух медных колец 5 и 7 и уплотнительных кожаных прокладок 6. Сопло 3 и гайка 8 ввернуты в корпус форсунки 9. Форсунка устанавливается на кольцевом выступе в центральном отверстии цилиндрической крышки и прижимается к нему двумя шпильками, проходящими через фланец корпуса форсунки. Для лучшего уплотнения форсунки на кольцевой выступ крышки кладется прокладка из красной меди толщиной в 1 мм. В нижней части сопла 3 имеются четыре отверстия (число отверстий делают 4—10) диаметром 0,45 мм, через которые топливо поступает в цилиндр. С наружной стороны гильзы 4 имеются четыре ребра, плотно соприкасающиеся с корпусом форсунки. Указанные ребра образуют вертикальные каналы, служащие для подвода охлаждающей жидкости к нижней части форсунки. Охлаждающая жидкость поступает в форсунку по трубке 10 и через два вертикальных канала подходит к соплу 3, откуда поднимается вверх по двум таким же каналам с другой стороны гильзы и отводится от форсунки по трубке 11. На рис. 230 показано сопло и гильза форсунки.

§ 84. Топливные насосы

Топливные насосы бескомпрессорных дизелей несколько отличаются по конструкции от насосов двигателей с воздушным распыливанием. Основным отли-

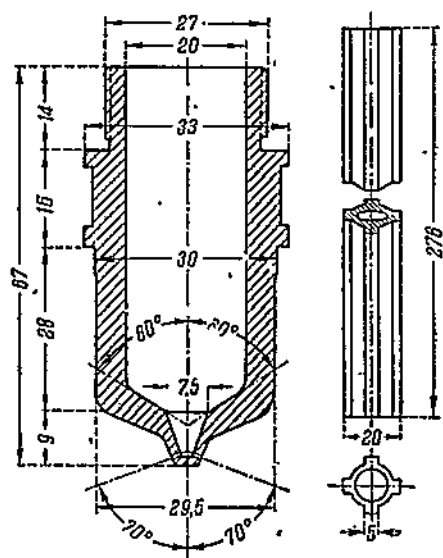


Рис. 230. Сопло и гильза форсунки.

чием условий работы насосов бескомпрессорных двигателей является высокое давление топлива (свыше 300 атм.), создаваемое насосом; кроме того, впрыскивание топлива совпадает с нагнетательным ходом скалки насоса. Таким образом, момент подачи горючего в цилиндр и прекращение ее будет зависеть от действия насоса.

Топливный насос должен быстро создавать высокое давление и также быстро снижать его — только в этом случае можно достигнуть хорошего распыливания топлива и устранить причину „подтекания“ форсунки. Для приведения в движение скалки применяется кулачковая шайба, которая действует на ролик, связанный со скалкой насоса. Такое устройство привода позволяет, по желанию, выбирать закон движения скалки, так как характер его будет зависеть от принятого профиля кулачковой шайбы.

Высокое давление впрыскивания заставляет применять материалы повышенного качества и требует более тщательного изготовления и пригонки частей. Корпус

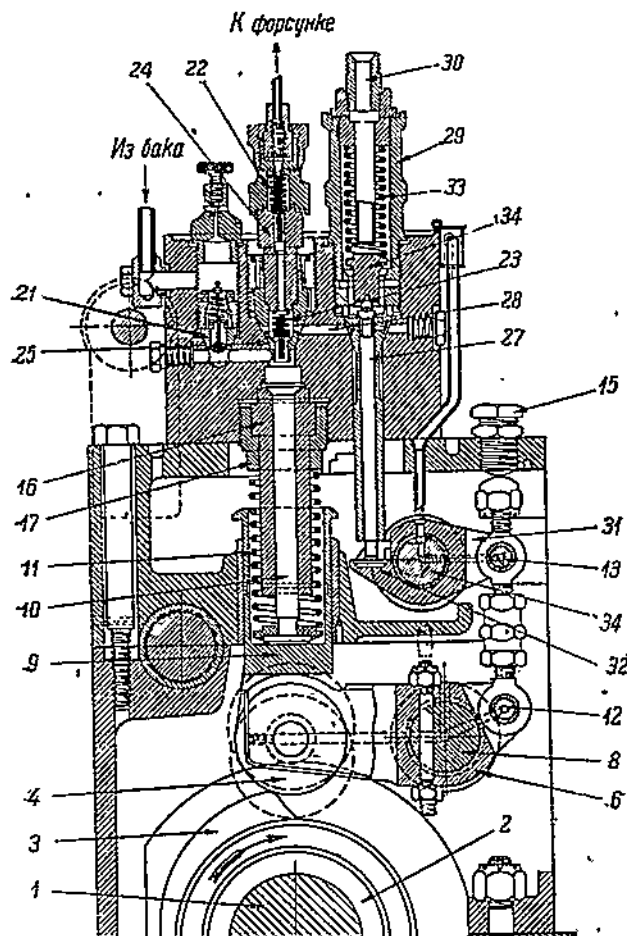


Рис. 231. Топливный насос бескомпрессорного двигателя М.А.Н.

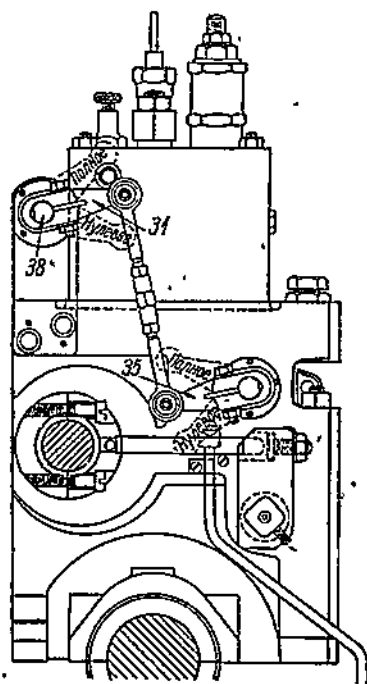


Рис. 232. Боковой вид топливного насоса бескомпрессорного двигателя М.А.Н.

насоса изготавливается из ковanej стали и делается односкалчатым или многоскалчатым в виде блока с числом скалок, равным числу рабочих цилиндров.

Изменение количества топлива, подаваемого насосом, или его регулировка производится путем изменения полезного хода скалки, что достигается принудительным открыванием приемного клапана или перепускного — специальной конструкции. При регулировании насоса меняются моменты начала или конца подачи топлива в цилиндр, или же изменяются и то и другое, в зависимости от конструкции насоса. Кроме насосов с постоянным ходом скалки, имеются конструкции насосов, у которых регулировка подачи достигается изменением хода скалки. Наиболее распространенным методом регулировки является способ изменения конца впрыскивания топлива.

На рис. 231 и 232 показан чертеж топливного насоса бескомпрессорного двигателя системы М.А.Н. с регулированием конца подачи топлива. Насос приво-

дится в действие при помощи кулачной шайбы 2, закрепленной на распределительном валу 1. Выступ 3 шайбы нажимает на ролик 4 промежуточного рычага 6, имеющего ось качания 8. Выступ рычага 6 передает движение головке толкателя 9, заставляя приподниматься скалку насоса 10. Нисходящий ход скалки получается за счет пружины 11, упирающейся своим нижним концом в тарелку скалки и верхним — в гайку 17, крепящую насосный цилиндр 16. Нагнетательный ход скалки совпадает с подачей топлива в цилиндр. Насос имеет один самодействующий приемный клапан 21 и два таких же нагнетательных 22 и 23, расположенных друг над другом. Момент начала подачи топлива, при всех режимах работы двигателя, остается неизменным, так как нагнетательный ход скалки начинается в тот момент, когда выступ 3 кулачной шайбы 2 подойдет под ролик 4. Конец подачи топлива определяется моментом открытия перепускного клапана 27 под действием выступа 32 рычага 31, насаженного на эксцентрик 34. Отсечный рычаг 31 соединяется с рычагом 6 при помощи вертикальной тяги и подъем ролика 4 вызывает поворот указанных рычагов. После того как откроется перепускной клапан, топливо начинает переливаться через нижний нагнетательный клапан 23, канал 28, полость коробки 29 и через трубку 30 отводится от насоса в топливный бак. В момент открытия перепускного клапана давление в насосном цилиндре мгновенно падает (конец впрыскивания). Изменение момента начала перепуска топлива производится поворотом эксцентрика 34, так как при этом ось качания рычага 31 может быть приподнята или опущена. Перепускной клапан 27 садится на свое гнездо под влиянием пружины 33 после того, как упор 32 рычага 31 отойдет от штока клапана и между ними образуется небольшой зазор. Чем больше будет этот зазор, тем позже происходит отсечка. Если зазор сделать равным нулю, подача топлива в цилиндр прекратится. На рис. 232 показано соединение оси эксцентрика 34 с регулирующим валом 38. Регулирование зазора между упором 32 и штоком клапана 27 производится путем удлинения или укорочения тяги 12—13 помощью имеющихся на них гаек с правой и левой резьбой. Упорная шпилька 15 служит для регулирования зазора между роликом и цилиндрической частью кулачной шайбы.

На рис. 233 показан топливный насос двухтактного бескомпрессорного двигателя типа Зульцера. Особенностью насоса, по сравнению с предыдущим типом, является способ регулировки количества топлива, подаваемого в форсунку. В зависимости от режима работы двигателя, производительность насоса изменяется путем перепуска топлива в начале нагнетательного хода скалки насоса. Насос приводится в движение при помощи шайбы 1, имеющей кулак с симметричным профилем. Кулачная шайба 1 закреплена на распределительном валу. Способ регулировки насоса, при наличии симметричной кулачной шайбы, позволяет работать насосу совершенно одинаково как на передний, так и на задний ход, сохраняя правильное распределение подачи топлива в форсунку. По кулачной шайбе катится ролик 2, ось которого 3 закреплена в толкателе 5. При набегании ролика на выступ кулачной шайбы 1 толкатель быстро поднимает вверх скалку насоса 7, сжимая пружину 6. Нисходящий ход скалки насоса получается за счет упругости пружины, упирающейся своим нижним концом в цилиндрический выступ 8 скалки 7 и верхним — в гайку 9, крепящую насосный цилиндр 10. Насос имеет один самодействующий нагнетательный клапан 11 и один приемный клапан 12. При нисходящем ходе скалки в цилиндре насоса создается разрежение, и топливо из трубопровода 13 через открытый приемный клапан 12 поступает в насосный цилиндр 10. При восходящем движении скалки приемный клапан остается некоторое время открытым, в результате чего топливо частично вытесняется скалкой из цилиндра в приемную полость насоса 21. Подача топлива в форсунку, при нагнетательном ходе скалки, будет происходить лишь с момента посадки приемного клапана на свое гнездо. Таким образом, регулировка насоса производится аналогично насосам компрессорных дизелей. Принудительный подъем и посадка приемного клапана осуществляется при помощи штока 14, упирающегося в нижнюю направляющую часть приемного клапана, толкателя 15 и рычага 16, шарнирно соединенного с толкателем 5. Шток 14, при помощи пружины 18, прижимается к толкателю 15. При поднятии скалки насоса между штоком приемного клапана и штоком 14 образуется зазор. Чем больше будет этот зазор, тем раньше закроется приемный кла-

пан при нагнетательном ходе скалки. Если зазор сделать равным нулю, то насос не будет подавать топливо, так как при верхнем положении скалки, шток 14 не позволит приемному клапану плотно сесть на свое гнездо. Для изменения величины зазора служит валик 19 с эксцентриком 17, являющимся осью вращения рычага 16. При повороте валика 19 и эксцентрика 17 на некоторый угол, правый конец рычага 16, служащего опорой толкателю 15, будет приподниматься или опускаться в зависимости от направления вращения эксцентрика. Подъем или опу-

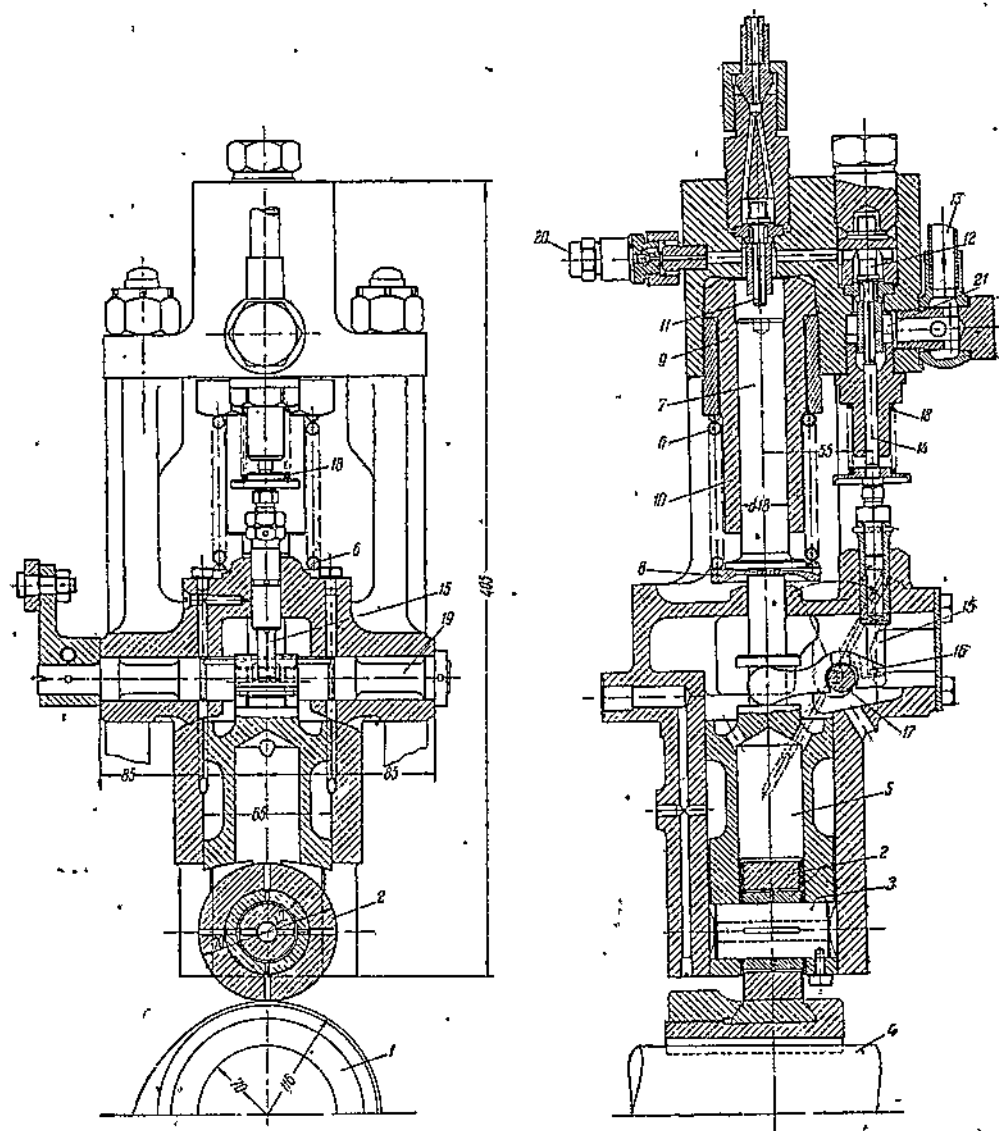


Рис. 233. Топливный насос двухтактного бескомпрессорного двигателя Дизеля.

скание рычага будет изменять величину зазора в насосе. Поворот валика 19 производится от ручного привода или от тяги регулятора. Преимущества насоса рассмотренной конструкции заключаются в следующем: 1) насос может работать, как на передний ход, так и на задний от одной кулачной шайбы, не требуя дополнительного устройства для реверса, 2) отсутствует дополнительный перепускной клапан, который открывается при очень высоком давлении топлива и часто служит причиной неисправной работы насоса (большая скорость протекания топлива через отверстие клапана вызывает быстрый износ и неплотность его посадки), 3) применяемый метод регулировки насоса позволяет изменять

в широких пределах угол опережения подачи топлива при малых оборотах двигателя, что имеет весьма существенное значение при эксплуатации судовой установки. Насос работает при нормальном давлении в 350 ати. Для устранения возможности сильного повышения давления при засорении сопловых отверстий форсунки, у насоса имеется предохранительный клапан 20, установленный на 500 ати. Главные размеры насоса: диаметр скалки 18 мм, полный ход скалки 10 мм. Насос обслуживает рабочий цилиндр двухтактного двигателя с цилиндровой мощностью в 100 л. с. при 300 оборотах в минуту.

В настоящее время некоторые заграничные заводы начали специализироваться на изготовлении топливной аппаратуры, выпуская форсунки и насосы стандартного типа. Массовое производство топливной аппаратуры позволило значительно снизить ее стоимость при

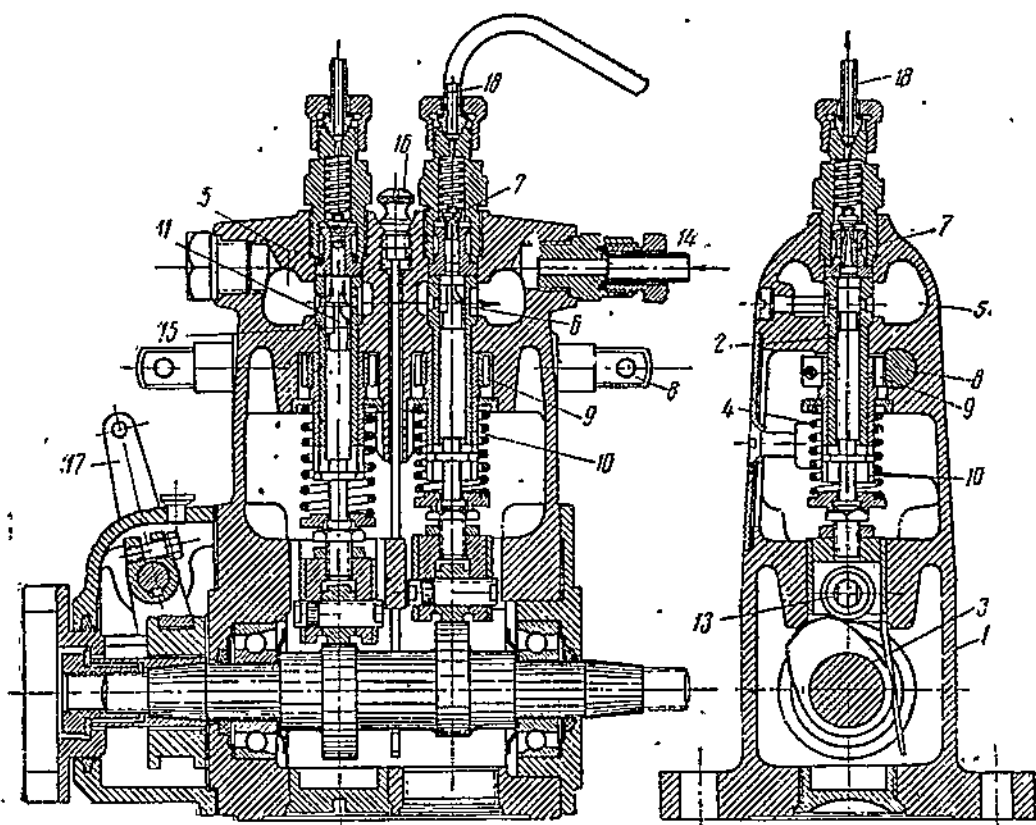


Рис. 234. Топливный насос системы Бош.

сохранении высокого качества. Многие фирмы, изготавливающие двигатели, перешли на использование готовой продукции специализировавшихся заводов, устанавливая на своих двигателях форсунки и насосы стандартных типов. Одним из наиболее распространенных типов топливных насосов, широко применяющихся в быстроходных двигателях, являются стандартные насосы Бош фирмы Роберт Бош—Штутгарт. На рис. 234 показан двохвальный топливный насос Бош, для двухцилиндрового двигателя. В общем корпусе насоса 1 находятся два цилиндра 2 с соответствующими скалками 11. Нагнетательный ход скалки насоса получается при помощи вращающейся кулачной шайбы 3, действующей на ролик 13 толкателя, который и поднимает скалку. Опускание скалки производится пружиной 4. В верхней части насоса помещается приемная полость насоса 5, куда топливо поступает самотеком по трубке 14. В верхней части насосного цилиндра имеются два приемных отверстия 6, расположенных друг против друга. Через эти отверстия топливо заполняет цилиндр при крайнем нижнем положении скалки. При движении скалки вверх, часть топлива вытесняется через отверстие 6 в приемную полость насоса, пока верхняя кромка скалки не закроет эти отверстия, после чего давление в цилиндре быстро повышается и топливо начинает поступать через нагнетательный клапан 7 и трубопровод 18 в форсунку. При постоянном ходе скалки, регулирование количества топлива, подаваемого насосом в рабочий цилиндр, производится путем изменения полезного хода скалки, при этом момент начала подачи топлива остается неизменным и меняется лишь момент конца подачи, путем соответствующей

отсечки. Регулирование подачи топлива достигается посредством поворота скалки и особого ее устройства. В верхней части скалки имеется продольная прямая канавка 15 (рис. 235) и выфрезерованная полость с винтовой кромкой. Прекращение подачи топлива (отсечка), при нагнетательном ходе скалки, происходит в тот момент, когда винтовая кромка открывает одно из приемных отверстий, в результате чего топливо начинает перетекать из нагнетательной части насоса над скалкой, через канавку 15 и отверстие 6 в приемную полость насоса 5. В момент начала перепуска топлива, давление в цилиндре быстро падает и под влиянием пружины нагнетательный клапан 7 садится на свое гнездо, при этом подача топлива в рабочий цилиндр прекращается. Для регулирования момента подачи топлива, при различных режимах работы двигателя, служит особое устройство, схематично показанное на рис. 236. На насосный цилиндр 2 (рис. 235) снаружи свободно надета втулка 10 с шестерней 9 наверху и прорезями внизу. Втулка поддерживается снизу тарелкой пружины 4. В нижние прорези втулки входят выступы, сделанные на скалке насоса. С шестерней 9 сцепляется рейка 8, перемещение которой вызывает поворот втулки 10, а следовательно и поворот скалки 11. На рис. 236 показаны различные положения винтовой кромки, в зависимости от угла поворота скалки. Первое и второе положения скалки соответствуют заполнению цилиндра топливом и ходу нагнетания в момент отсечки, при полной нагрузке двигателя (наибольшая подача). Третье и четвертое положения (заполнение цилиндра и отсечка) соответствуют повороту скалки вокруг своей оси на 60°. Начало подачи топлива в цилиндр остается без изменения, но конец подачи (начало перепуска) наступает раньше, чем при полной нагрузке (положение 2). В этом случае винтовая кромка раньше открывает правое отверстие 6, в результате чего количество топлива, подаваемое в рабочие цилиндры, уменьшается. При дальнейшем повороте скалки до совпадения вертикальной канавки 15 с приемным правым отверстием 6 (положение 5), подача топлива в рабочий цилиндр прекращается. При таком положении, за весь период нагнетательного хода скалки, топливо будет перетекать по канавке из нагнетательной полости цилиндра через отверстие 6 в приемную полость насоса. Таким образом, при вращении скалки, посредством ручного привода или тяги регулятора, производительность насоса изменяется от наибольшей до нулевой. Для быстрой разгрузки нагнетательного трубопровода к форсунке от высокого давления топлива в момент отсечки, клапан 7 имеет отсасывающий поршень, расположенный под тарелкой клапана. Прежде чем тарелка клапана сидит на свое гнездо, поршень, плотно пригнанный к клапанному отверстию, войдет в это отверстие, высасывая некоторое количество топлива из нагнетательной полости, отчего давление в нагнетательном трубопроводе сразу падает. Быстрая разгрузка трубопровода от давления топлива устраняет возможность подтекания форсунки, что имеет особо важное значение для открытых форсунок.

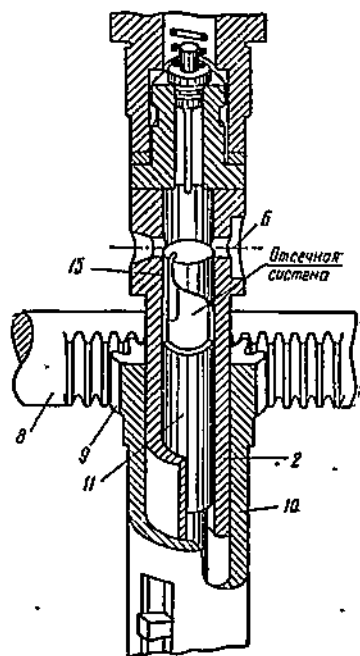


Рис. 235. Схема насоса Бош.

Насосы Бош выпускаются заводом для двигателей с числом цилиндров от одного до шести. Для четырехтактных двигателей число оборотов кулачного вала насоса равняется числу оборотов распределительного вала, а для двухтактных двигателей число оборотов насоса равняется числу оборотов коленчатого вала. Вследствие симметричного профиля кулачных шиб (профиль параболический), насос может быть использован для двигателей правого и левого вращения. Масло для смазки насоса заливается в корпус 1. Для проверки уровня масла служит измерительный шток 16 с верхней и предельной нижней отметкой. Для изменения угла опережения подачи топлива в цилиндры на ходу двигателя имеется рукоятка 17. Поворот рукоятки вызывает перемещение промежуточной муфты, соединяющей фланец с валом насоса, в результате чего фланец поворачивается относительно кулачного вала насоса в пределах до 8°.

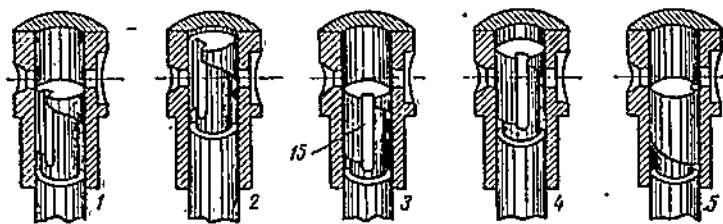


Рис. 236.

§ 85. Форсунка-насос

Кроме рассмотренных обычных типов топливных насосов, в настоящее время получили широкое распространение насосы с газовым толкателем. Насос приво-

дится в действие давлением газа, сжатого в рабочем цилиндре. Прибор для подачи топлива в цилиндр двигателя Дизеля путем использования давления сжатия впервые был запатентован Аршауловым и изготовлен в 1931 г. заводом Нобеля в Швеции. В настоящее время имеется уже целый ряд патентов на топливные насосы типа

Аршаулова, при этом завод Круппа начинает их применять для судовых двигателей, как находящихся в эксплуатации, так и для вновь строящихся.

Установка топливных насосов с газовым толкателем на компрессорных дизелях, с соответствующей их некоторой переделкой, позволяет перевести двигатели устаревшей конструкции на бескомпрессорный способ распыливания топлива. Модернизация судовых компрессорных дизелей, с целью перевода их на бескомпрессорный способ распыливания топлива, имеет актуальное значение для водного транспорта. Стахановское движение широко поставило вопрос о повышении экономичности и мощности существующих судовых установок, для повышения скорости движения судов и увеличения грузооборота. Эти две основные задачи, при правильно проведенной модернизации, получают свое практическое разрешение. Вопросы, связанные с модернизацией судовых установок, имеют особое важное значение для торгового флота СССР, где большинство главных судовых двигателей — компрессорного типа и в значительной части — устаревшей конструкции. Основной задачей модернизации компрессорных дизелей является перевод их на бескомпрессорный способ распыливания топлива, что дает следующие преимущества: 1) снижение удельного расхода топлива до 12%, за счет улучшения термодинамического цикла работы двигателя и уменьшения механических потерь, 2) увеличение мощности двигателя до 6%, вследствие повышения механического коэффициента полезного действия двигателя, при снятии навешенного на двигателе компрессора, 3) улучшение эксплуатационных ка-

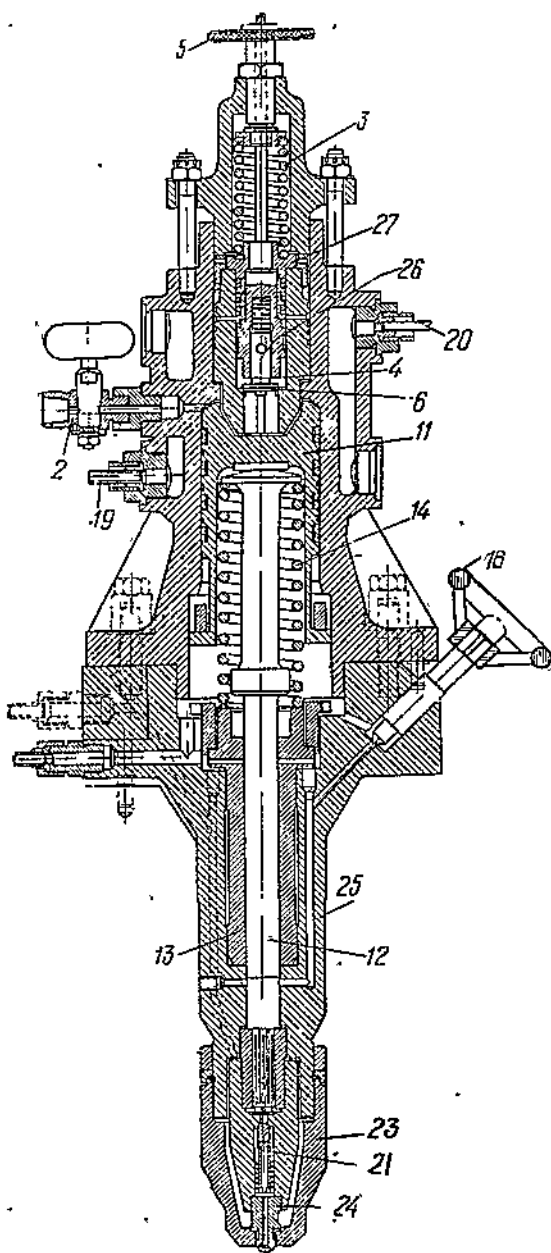


Рис. 237. Форсунка-насос

честв двигателя в результате упрощения его конструкции (отсутствие навешенного компрессора, уменьшение приводов и воздушных трубопроводов высокого давления).

Семилетний опыт зарубежных заводов по модернизации устаревших компрессорных дизелей, с применением топливных насосов с газовым толкателем по системе Аршаулова, подтверждает первоначальные предположения о рентабельности таких переделок. В результате достигнутых успехов, фирмой Круппа лишь за один год были получены заказы на модернизацию 20 судовых двигателей общей мощностью

охлаждение. Регулирование угла опережения подачи топлива производится при помощи маховика 5, изменяющего нажатие пружины 3. Изменение количества топлива, подаваемого насосом в рабочий цилиндр, производится поворотом валика 18, который действует на угловой рычаг 17 ограничителя хода скалки насоса. Таким образом, регулирование подачи топлива осуществляется изменением хода скалки насоса. Цифрами обозначены следующие части насоса: 1 — щелевой фильтр Гессельмана, 2 — индикаторный кран, 8 — пружина перепускного клапана, 16 — маховик для выпуска воздуха из топливной полости, 19 — штуцер для подвода охлаждающей воды, 20 — штуцер для отвода воды, 26 — шток клапана 6.

Применение форсунки-насоса в значительной степени упрощает всю топливную систему двигателя, так как впрыск топлива в цилиндр происходит всегда в конце

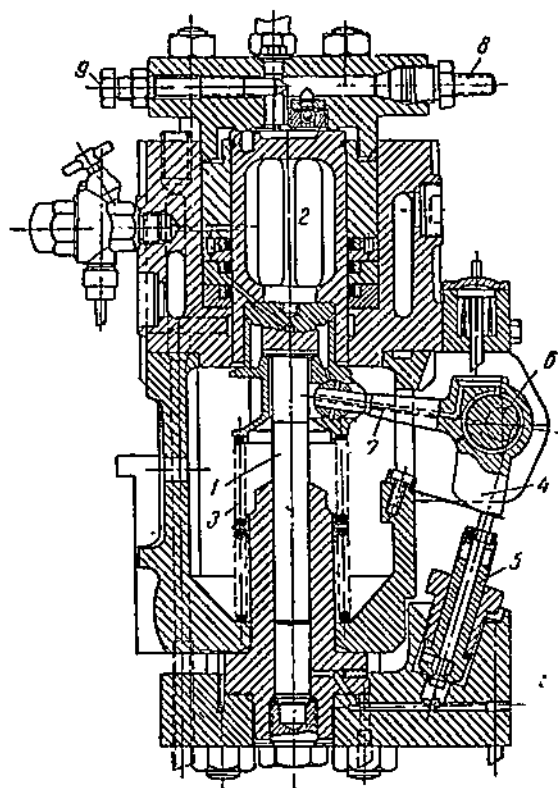


Рис. 239. Газовый толкатель завода Круппа.

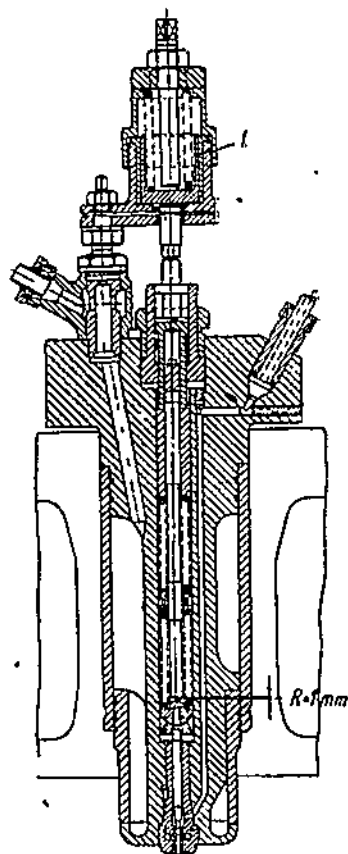


Рис. 240. Форсунка завода Круппа.

хода сжатия независимо от того, работает ли машина на передний или задний ход. Таким образом при двухтактном двигателе отпадает реверс насоса и остается лишь устройство для реверсирования пусковых клапанов. Применение пневматического привода для открывания пусковых клапанов двухтактных двигателей, при наличии установки форсунки-насоса, дает возможность совершенно освободиться от распределительного вала и привода к нему, что значительно упрощает конструкцию двухтактного двигателя.

На рис. 239 показан топливный насос с газовым толкателем конструкции завода Круппа. Нагнетательный ход скалки 1 насоса происходит под действием поршня 2 газового толкателя. Подъем поршня производится пружиной 3. Топливо поступает в насос через приемный клапан 5. В начале нагнетательного хода скалки приемный клапан остается открытым, в результате чего происходит перетекание топлива из цилиндра в приемную полость насоса. Подача топлива в форсунку начинается в тот момент, когда рычаг 7 повернется на некоторый угол и кулак 4 отойдет от штока клапана, после чего клапан закроется. Регулирование подачи топлива производится поворотом эксцентрика 6. Газы поступают в газовый толкатель по трубке 8 и проходят в цилиндр через шариковый клапан и канал с дроссельным кла-

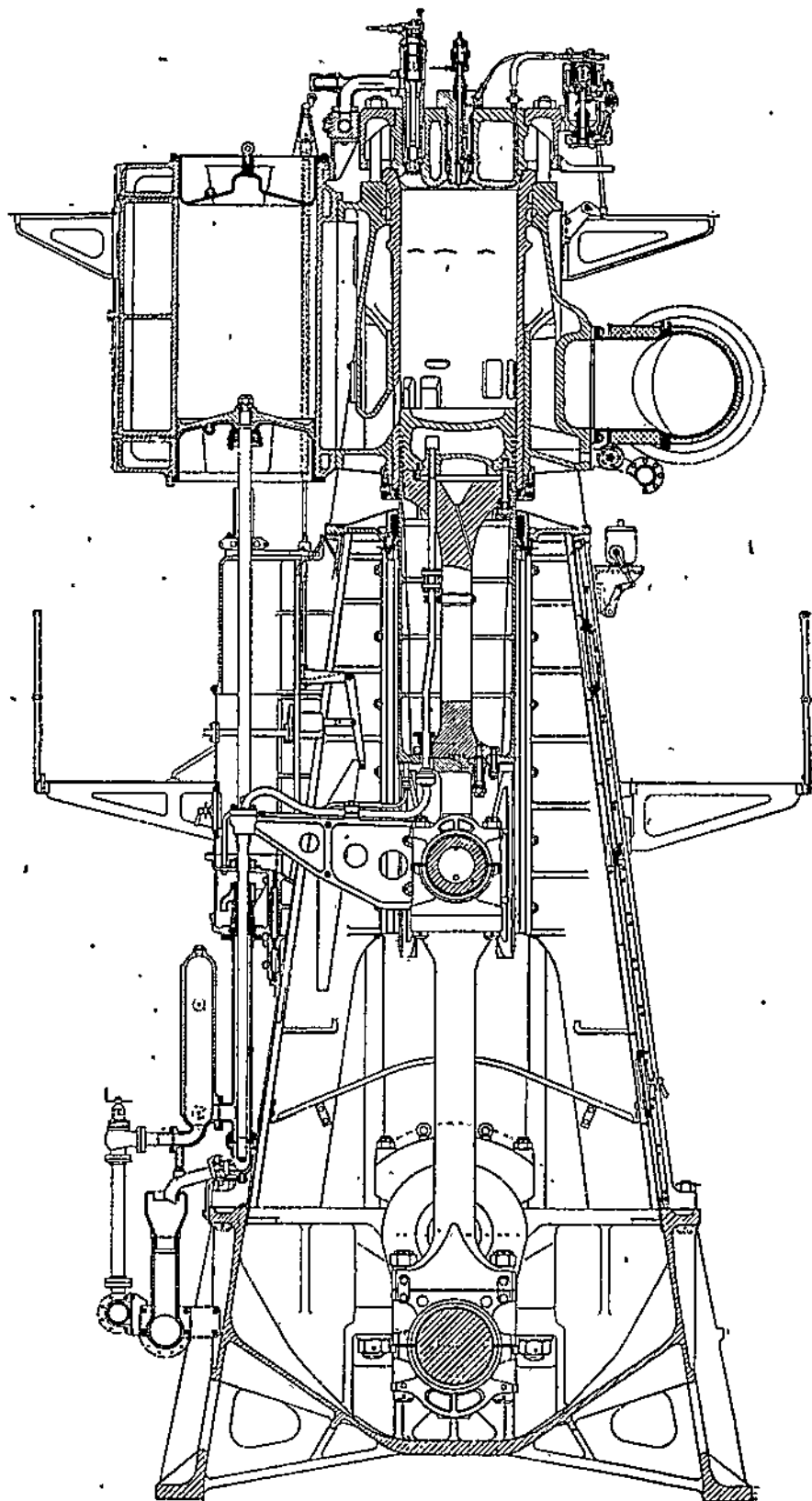


Рис. 241. Двухтактный двигатель с газовым толкателем.

шаном 9. При подъеме поршня толкателя пружины 3 газы удаляются из цилиндра только через дроссель, что устраняет удары поршня о крышку цилиндра. Цилиндр газового толкателя охлаждается водой. Топливо подается в форсунку закрытого типа (рис. 240) с водяным охлаждением. Особенность форсунки заключается в том, что нажатие пружины на иглу регулируется сжатым воздухом, поступающим под поршень 1. Во время пуска двигателя и при малом ходе поршень уменьшает давление пружины и устраняет позднюю подачу топлива в рабочий цилиндр. На рис. 241 показан двигатель Крупна с установкой газового толкателя.

§ 86. Пусковые устройства

Для управления пусковыми клапанами рабочих цилиндров в современных бескомпрессорных дизелях получает широкое распространение пневматический привод. В этом случае открытие и закрытие пусковых клапанов производится сжатым воздухом от особого распределителя. На рис. 242 показан пусковой распределитель, при помощи которого сжатый воздух направляется к пусковым клапанам, открывая их в порядке работы цилиндров.

Распределитель состоит из шести одинаковых золотников 1 по одному на каждый рабочий цилиндр. Цилиндр распределительного золотника имеет три отверстия: 2—для соединения золотника с трубопроводом 5 пускового воздуха, 3—для соединения золотника с трубопроводом 6, по которому сжатый воздух поступает в верхнюю часть пускового клапана, 4—для выпуска сжатого воздуха из цилиндра золотника в атмосферу. Каждый золотник

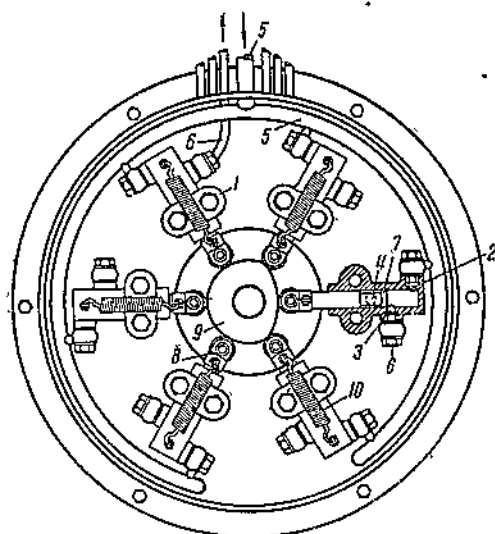


Рис. 242. Пусковой распределитель.

крепится к корпусу пускового распределителя при помощи двух шпилек. Поршень 7 золотника прижат к кулачной шайбе 9. На конце длинной направляющей части поршня 7 имеется вилка 8 с роликом, который катится по пусковой кулачной шайбе 9. При помощи пружины 10 поршень 7 отжимается от кулачной шайбы и при отсутствии сжатого воздуха в цилиндре золотника, он устанавливается в крайнем не рабочем положении, при котором отверстие 3 закрывается поршнем, а отверстие 2 остается открытым. При открывании маневрового клапана на трубопроводе пускового воздуха сжатый воздух при давлении 25—30 атм поступает по трубке 5 во все золотниковые цилиндры распределителя. Давление воздуха пересиливает упругость

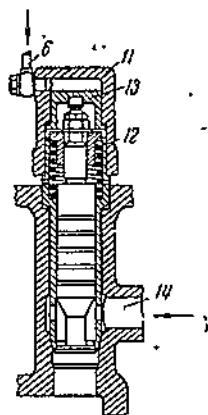


Рис. 243. Пусковой клапан с пневматическим приводом.

пружины 10 и, перемещая поршни 7, прижимает ролики к кулачной шайбе 9. Поршни золотников, находящихся против цилиндрической части пусковой шайбы, займут положение, при котором отверстия 3 и 4 будут закрыты. Поршень золотника, находящегося против среза шайбы, отжимается сжатым воздухом и устанавливается в крайнем нижнем положении, при котором сжатый воздух будет поступать через открытое отверстие 3 в трубку 6, направляясь к пусковому клапану рабочего цилиндра, показанному на рис. 243. Под давлением воздуха поршень 13 воздушного цилиндра 11 опустится вниз, сжимая пружину 12, в результате чего пусковой клапан откроется и пусковой воздух из канала 14 будет поступать в рабочий цилиндр двигателя, вызывая вращение коленчатого вала. При вращении пусковой шайбы 9 она будет постепенно отжимать действующий золотник, вследствие чего нижняя кромка поршня 7 откроет отверстие 3 и сообщит его с отверстием 4. При таком положении поршня полость воздушного цилиндра 11 будет сообщена с атмосферой и пусковой клапан закроется под действием пружины 12. Профиль пусковой шайбы делается таким, чтобы при любом ее положении один из золотников 1 находился в рабочем положении, когда отверстие 3 открыто поршнем 7 и сообщено с отверстием 2. При этом условии двигатель может быть пущен в ход сжатым воздухом при любом положении коленчатого вала. При закрытом маневровом клапане сжатый воздух из пусковой магистрали выпускается в атмосферу и все поршни 7 упругостью пружины 10 будут оттянуты в крайнее не рабочее положение, при котором ролики не будут касаться пусковой шайбы 9.

Рассмотренный пусковой распределитель установлен на распределительном валу шестицилиндрового четырехтактного двигателя Дизеля. В этом случае пусковая шайба делает один оборот за два оборота коленчатого вала.

В двухтактных двигателях пусковой распределитель устанавливается или на распределительном валу или же на концевой приставной части коленчатого вала. В первом случае для реверсивных двигателей требуется две расположенных рядом пусковых шайбы, из которых одна служит для пуска двигателя на передний ход и другая на задний ход. При реверсе двигателя распределительный вал получает осевое перемещение, в результате чего к распределительным золотникам подводится шайба заднего или переднего хода.

В случае расположения пускового устройства на концевой части коленчатого вала, необходимо установить два самостоятельных пусковых распределителя и две пусковых шайбы, сидящих на валу рядом. При реверсе двигателя маневровый клапан направляет сжатый воздух в тот или другой распределитель, включая его в действие. Для исключения ошибки при пуске двигателя на передний или задний ход, маневровый клапан иногда соединяется с ручкой машинного телеграфа.

Преимущество пневматического привода пусковых клапанов заключается в следующем: 1) положение пускового клапана в цилиндровой крышке не зависит от привода, в результате чего клапан располагается в любом свободном месте крышки, а иногда на боковой ее поверхности, 2) отсутствие рычага, для открывания пускового клапана, облегчает расположение остальных рычагов на крышке цилиндра, что особенно важно при наличии двух всасывающих и двух выпускных клапанов, 3) пневматический привод является наиболее простым по конструкции и вполне надежным в действии, 4) при использовании пневматического привода в двухтактных бескомпрессорных дизелях, распределительный вал нормальной конструкции может быть заменен коротким приводным валом для топливных насосов, при групповом их расположении, 5) применение форсунки-насоса, в комбинации с пневматическим приводом, позволяет в двухтактных двигателях совершенно освободиться от распределительного вала и передачи к нему, что в значительной степени упрощает конструкцию двигателя.

§ 87. Реверсивные устройства

Для лучшей маневренной способности корабля и удобства обслуживания машинной установки, пост управления главного двигателя должен удовлетворять следующим требованиям: 1) наблюдение за контрольными и измерительными приборами, а также пользование приводами управления должно производиться с одного места; 2) устройства и приводы должны быть просты по конструкции, надежны в действии и удобны при обслуживании; 3) приводы должны обеспечивать безотказный, быстрый пуск и реверс двигателя, при наименьшем расходе сжатого воздуха и 4) должна быть предусмотрена надежная блокировка всех органов управления. В судовых дизелях современных конструкций управление и маневрирование машиной производится лишь при помощи одного маховика, сблокированного с ручкой машинного телеграфа.

Обычно на посту управления находятся следующие измерительные и контрольные приборы: указатель подачи топлива, тахометр, указатель стороны вращения двигателя и доска с манометрами охлаждающей воды, масла (до фильтра и после фильтра) и пускового воздуха (в пусковых баллонах). Для компрессорных дизелей дополнительно устанавливаются манометры: форсуночного воздуха (в форсуночном баллоне) и промежуточных ресиверов главного компрессора.

На рис. 244 показано устройство для пуска и ручного реверса четырехтактного двигателя М. А. Н., состоящего: из пускового рычага 1 для пуска и остановки машины, а также для выпуска сжатого воздуха из пускового трубопровода после произведенных маневров, маховика 23 для регулирования подачи топлива топливными насосами и маневрового маховика 3 для реверса двигателя. Пусковой рычаг 1, закрепленный на валу 4, стопорится защелкой в направляющих дугах 5 в трех положениях: крайнее правое положение (по рис. 244) — „пусковое“; положение, показанное на рисунке — „рабочее“ и крайнее левое положение — „стоп“. На валу 4 находится пусковая кулачковая шайба 6 и над ней располагается главный пусковой клапан 7, который имеет основной клапан 8 большого диаметра и малый разгрузочный клапан 9, расположенный по оси главного. Внизу разгрузочного клапана находится тарелка 10 с роликом. Сжатый воздух подводится из пускового баллона к клапану 7 по трубе 11. Далее пусковой воздух проходит через открытый

клапан 8 и через отверстие 12 в корпусе клапана направляется по трубопроводу к пусковым клапанам рабочих цилиндров. Пространство под клапаном 8 соединяется каналом 13 с предклапанной полостью выпускного клапана 14. Когда пусковой рычаг 1 стоит в положении „работа“ или „стоп“, между кулачной шайбой 6 и роликом тарелки 10 разгрузочного клапана существует зазор. При переводе пускового рычага в положение „пуск“ кулачная шайба начинает действовать на ролик, приподнимая сначала лишь разгрузочный клапан 9, в результате чего пусковой воздух начинает поступать под клапан 8, разгружая его. При дальнейшем повороте пускового рычага до положения „пуск“ направляющая втулка тарелки 10 упирается в нижнюю часть главного пускового клапана 8, открывая его полностью. Сжатый воздух через отверстие 12 направляется к пусковым клапанам. После пуска машины, при переводе пускового рычага на положение „работа“ разгрузочный и главный пусковой клапаны закрываются, между тем как выпускной или спускной клапан 14

открывается кулачной шайбой 15 и сжатый воздух выпускается из трубопроводов и клапанов всей пусковой системы, через отверстие 16 в атмосферу. При положении рычага на „стоп“ кулачная шайба 15 держит выпускной клапан также открытым, во избежание самопроизвольного страгивания машины, при недостаточной плотности воздушных клапанов.

На конце вала 4 закреплен одноплечий рычаг 17 с развилкой на конце, которой он может опускаться вниз штангу 18. Штанга 18 при помощи пружины 19 поднимается вверх, прижимаясь запящником к развилке рычага 17. В верхней части штанги имеется зубчатая рейка, сцепляющаяся с зубчатым сектором 20, который в свою очередь сцепляется с таким же сектором 21, закрепленным на регулирующем валу 22 топливных насосов (на рис. 232 регулирующий вал обозначен цифрой 38). Крайнему верхнему положению штанги соответствует наибольшая подача топлива в ра-

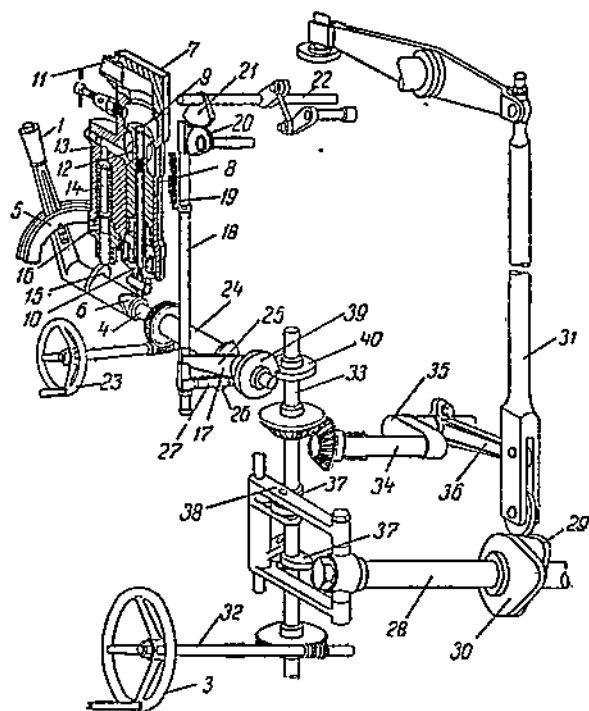


Рис. 244. Пусковое и реверсивное устройство четырехтактного двигателя М.А.Н.

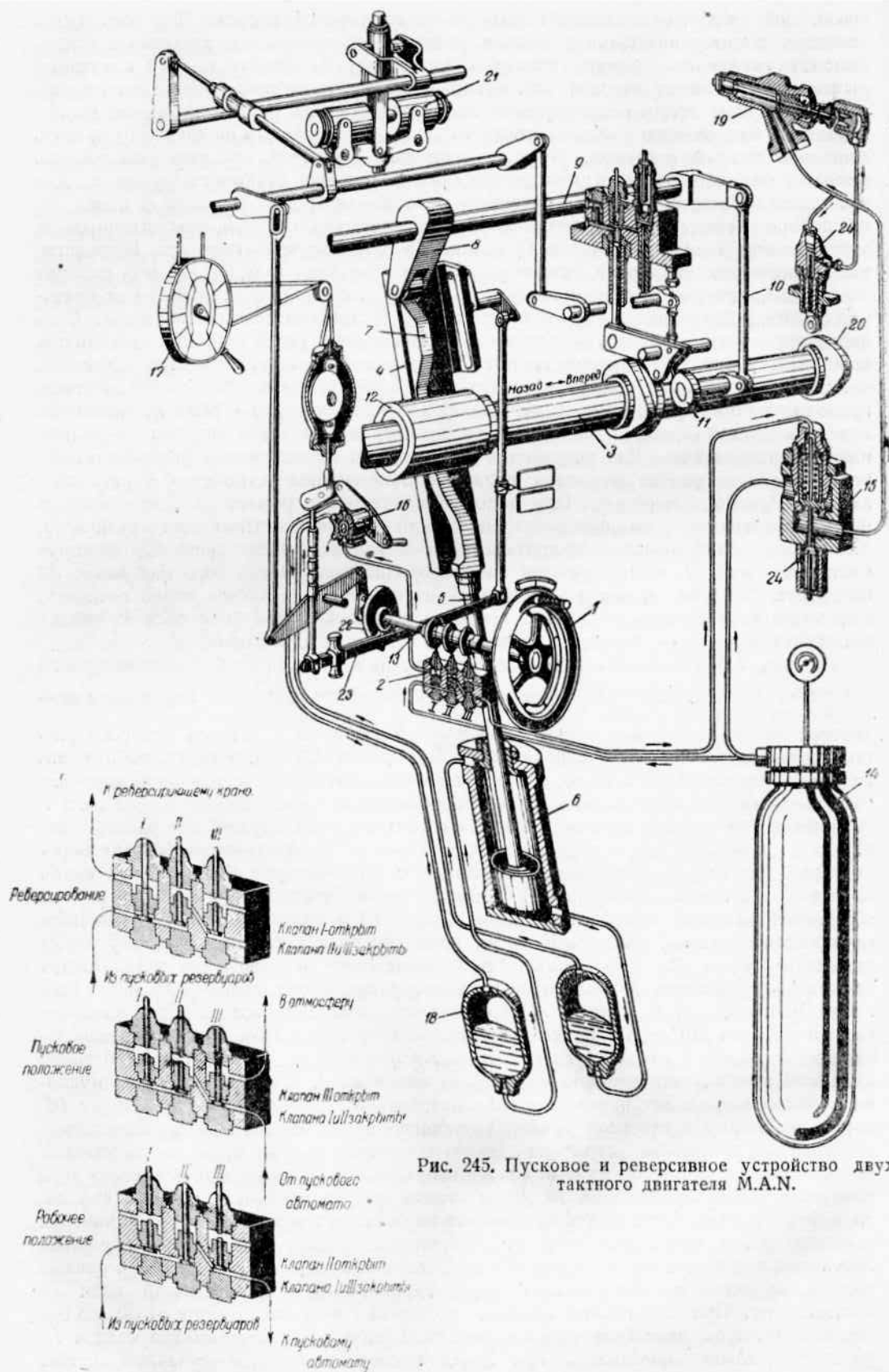
бочие цилиндры. При положении пускового рычага 1 на „пуск“ развилка рычага 17 высоко приподнята и при положении „работа“ развилка подходит к упору на штанге, но еще не оттягивает ее вниз, обеспечивая полную подачу топлива в цилиндры. Если рычаг 1 переводится на „стоп“, то развилка отводит штангу в крайнее нижнее положение, при котором регулирующий вал выключит топливные насосы и подача горючего в рабочие цилиндры прекратится. Маховик 23 служит для ручного регулирования подачи топлива насосами. Маховик насажен на валу, на конце которого имеется червяк, сцепляющийся с червячным колесом, удлиненная ступица 24 которого сидит свободно на валу 4. На противоположном конце ступицы закреплена эксцентричная шайба 25, соприкасающаяся с роликом 26 одноплечного рычага 27, вилочный конец которого обхватывает конец штанги 18. При вращении маховика 23 на меньшую подачу топлива, шайба 25 действует на ролик 26, опуская штангу вниз. Для увеличения подачи топлива маховик вращается в обратную сторону, при этом шайба 25 освобождает ролик и пружина 8 приподнимает штангу 18 вверх.

Реверс двигателя производится путем продольного передвижения распределительного вала 28, имеющего по две рядом закрепленные кулачные шайбы 29

и 30, для каждого приводного клапана и топливного насоса. Для того чтобы изменить сторону вращения двигателя, необходимо произвести следующие операции: 1) выключить подачу топлива в цилиндры; 2) отвести ролики клапанных рычагов и топливных насосов, для возможности передвижения распределительного вала; 3) путем осевого перемещения вала подвести под ролики кулачные шайбы переднего или заднего хода; 4) подвести ролики к кулачным шайбам и 5) пустить двигатель сжатым воздухом. Пуск и остановка двигателя, как уже указывалось, производится при помощи соответствующего поворота пускового рычага 1. Для выполнения реверса следует повернуть ручной маневровый маховик 3 и вал 32, на котором сидит червяк, сцепляющийся с червячным колесом, закрепленным на вертикальном валике 33. Вращение валика 33 будет передаваться, при посредстве двух конических шестерен, горизонтальному мотылевому валу 34, вызывая поворот мотыля 35, который при помощи тяги 36 отведет толкатель 31 с роликом от кулачной шайбы. При таком положении роликов, распределительный вал может быть передвинут в ту или другую сторону по направлению своей оси. При дальнейшем вращении маховика 3, кулачные шайбы 37, закрепленные на вертикальном валике 33, будут действовать на ролики углового рычага. 38, заставляя его поворачиваться, при этом длинное плечо рычага переставит в нужное положение распределительный вал. Продолжая вращать маховик в ту же сторону, заставим опуститься ролики на кулачные шайбы. Для устранения возможности передвижения распределительного вала при работе двигателя служит блокировочное устройство в виде двух дисков 39 и 40 с вырезами. При положении пускового рычага на „стоп“ вырезы в дисках совпадают, что позволяет произвести вращение вертикального валика 33. Как только валик начинает вращаться, диск 40 входит в вырез диска 39, блокируя пусковой рычаг 1 и не позволяя ему поворачиваться. После того как валик 33 повернется на 360° и реверс будет закончен, вырезы в дисках вновь совпадут, что позволит поставить рычаг 1 в пусковое положение, при этом диск 39 войдет в вырез диска 40, осуществляя блокировку маневрового маховика 3.

На рис. 245 показана схема поста управления двухтактного бескомпрессорного двигателя М. А. Н. типа KZ $\frac{60}{100}$, расположенного сбоку двигателя. Управление дви-

гателем производится при помощи маневрового маховика 1, на оси которого располагается трехклапанная распределительная коробка 2. Пуск, реверс и работа двигателя определяется различными положениями клапанов распределительной коробки. Реверс двигателя производится путем передвижения распределительного вала 3 с двойным комплектом кулачных шайб, из которых один служит для работы двигателя на передний ход и другой для заднего хода. Распределительный вал передвигается рейкой 4, соединенной штоком 5 с сервомотором 6. Рейка при своем передвижении сначала поворачивает своим выступом 7 рычаг 8, приподнимая ролики топливных насосов, при помощи вала 9, тяги 10 и ролика 11. При дальнейшем передвижении рейки, выступающая ее криволинейная часть входит между двумя роликами муфты 12, в результате чего происходит передвижение вала. Воздух из пускового баллона 14 поступает к главному пусковому клапану 15 и в то же время направляется к клапану 1 распределительной коробки 2. При повороте маховика 1 на 30° производится реверс двигателя, при этом клапан 1 распределительной коробки открывается (клапаны II и III закрыты — схема 1) под действием кулачной шайбы, закрепленной на валу 13 маховика 1. Сжатый воздух из пускового баллона проходит через клапан 1 и направляется к реверсирующему крану 16, заблокированному с ответной ручкой машинного телеграфа 17. При переводе ручки телеграфа с положения „стоп“ на задний или передний ход, кран соответственно поворачивается, при этом сжатый воздух направляется через кран 16 в один из двух воздушно-масляных баллонов 18. Если сжатый воздух поступает в левый баллон, то в этом случае масло будет вытесняться из баллона в верхнюю полость цилиндра сервомотора, в результате чего рейка 4 опустится вниз и передвинет распределительный вал влево. Масло из нижней полости цилиндра будет перетекать в правый баллон, вытесняя из него воздух через трубопровод и реверсивный кран 16 в атмосферу. При дальнейшем повороте маховика 1 в ту же сторону от 30° до 90° происходит пуск двигателя сжатым воздухом, при этом открывается клапан III распределительной коробки 2 при помощи соответствующей кулачной шайбы



(клапаны I и II закрыты — схема II). При таком положении клапанов распределительной коробки происходит выпуск сжатого воздуха из надклапанной верхней части главного пускового клапана через открытый клапан III в атмосферу. Сжатый воздух, действуя снизу на кольцевую поверхность главного пускового клапана, открывает его, преодолевая упругость пружины. Пройдя через клапан 15, сжатый воздух направляется к распределительному пусковому золотнику 24 и автоматическому пусковому клапану 19 рабочего цилиндра. Для каждого рабочего цилиндра имеется свой пусковой клапан с пневматическим приводом и соответствующий пусковой золотник. При вращении распределительного вала кулачковая шайба 20 открывает в нужный момент распределительный пусковой золотник 24 и сжатый воздух поступает в верхнюю часть пускового клапана 19, открывая его, в результате чего пусковой воздух будет поступать в рабочий цилиндр. Топливо начинает поступать в цилиндр при повороте маховика I на 60° , таким образом некоторый промежуток времени, соответствующий углу поворота маховика I в 30° (от 60° до 90°) в рабочие цилиндры поступает одновременно топливо и пусковой воздух, что дает плавный переход двигателя на „работу“. При дальнейшем вращении маховика I от 90° до 180° двигатель переводится на „работу“, при этом открывается клапан II (клапаны I и III закрыты — схема III) и сжатый воздух из распределительной коробки поступает по трубопроводу в верхнюю часть главного пускового клапана, закрывая его. При закрывании клапана происходит выпуск сжатого воздуха из всех пусковых клапанов и распределительных золотников в атмосферу, через клапан 24, соединенный штоком с главным пусковым клапаном 15.

Ручная регулировка подачи топлива в рабочие цилиндры производится маховиком I в пределах от нуля до максимума. Для устранения возможности разноса двигателя при поломке гребного винта или при сильной качке имеется предельный регулятор 21, который при повышении числа оборотов выше нормального на 10%, действует через систему тяг и рычагов на регулировочный вал топливных насосов, автоматически уменьшая подачу топлива в цилиндры. Для устранения возможности пуска двигателя при незаконченном реверсе служит блокировочное устройство, состоящее из диска 22, край обода которого имеет вырез, куда входит защелка горизонтальной тяги 23, не позволяя переводить маневровый маховик на „пуск“ до окончания реверса. По окончании реверса правый конец тяги 23 опустится вниз, или приподнимется, в зависимости от произведенного маневра, в результате чего защелка выйдет из выреза, что позволит перевести маневровый маховик с положения „реверс“ на положение „пуск“ и „работа“. Продолжительность реверса с переднего на задний ход составляет 12 секунд.

§ 88. Конструкции бескомпрессорных дизелей

Наиболее распространенным типом бескомпрессорных четырехтактных судовых дизелей, устанавливаемых в настоящее время, главным образом, на речных судах, являются двигатели системы М. А. Н. Двигатели указанного типа мощностью от 300 до 1500 л. с., при шестицилиндровом выполнении, строятся на заводах „Красное Сормово“ и „Двигатель Революции“. На рис. 246, показан общий вид и на рис. 182 и 183 приведены поперечный и продольный разрезы шестицилиндрового реверсивного бескомпрессорного двигателя системы М. А. Н., тронкового типа, мощностью 380 л. с. при 230 об./мин. Главные размеры двигателя: диаметр цилиндра 345 мм и ход поршня 500 мм. Все цилиндры отлиты в виде двух блоков, в которые вставлены отдельно отлитые рабочие втулки. Блок цилиндров устанавливается на стойках, расположенных над рамовыми подшипниками.

Пространство между стойками закрывается съемными щитами из листовой стали. Стойки совместно с рамой и щитами образуют картер, где происходит вращение мотылей. Цилиндровые крышки крепятся к блоку цилиндров при помощи шпилек и имеют отверстия для постановки всасывающего, выпускного, предохранительного, пускового и топливного клапанов. Топливный клапан (форсунка) открытого типа (рис. 229) с водяным охлаждением. Для устранения возможности сильного нагрева выпускного клапана корпус его охлаждается циркулирующей водой. Открытие клапанов производится при помощи длинных толкачей, с роликом на нижнем конце, и двухплечих клапанных рычагов.

Для разгрузки стоек от растягивающих напряжений, возникающих в них вследствие давления газов на цилиндрические крышки, блок цилиндров соединяется с рамой при помощи анкерных связей (рис. 106). Поршни цельные, без охлаждения, имеют на головках по шести уплотнительных колец и внизу на направляющей части (тронк) дополнительно по одному маслосъемному кольцу. Для увеличения прочности доньшка поршня и лучшего отвода тепла, оно подкрепляется радиальными ребрами. Конструкция шатуна показана на рис. 154 и в § 64 дано его описание. Распределительный вал помещается в закрытой коробке и имеет два комплекта кулачных шайб для переднего и заднего хода. Передача вращения от коленчатого вала к распределительному производится при помощи цилиндрических шестерен, что видно на рис. 182.

Односкальчатые топливные насосы располагаются у каждого цилиндра и приводятся в движение от кулачных шайб распределительного вала. Описание действия и устройства топливного насоса дано в § 84 (рис. 231). Смазка двигателя производится под давлением от шестеренчатого насоса, который находится на передней

части двигателя и приводится в движение от коленчатого вала, здесь же располагается навешенный на двигателе охлаждающий поршневой насос. Пусковое и реверсивное устройство двигателя показано на рис. 244. Двигатель расходует топливо около 175 г на 1 э. л. с. в час при полной нагрузке.

На рис. 105 показан двухтактный шестцилиндровый бескомпрессорный судовой реверсивный двигатель завода Крупна, с новой системой продувки, описание которой дано в параграфе 32. Мощность двигателя 2 250 э. л. с. при 120 об./мин. Главные размеры двигателя: диаметр цилиндра 600 мм и ход поршня 1 150 мм. Цилиндры отлиты попарно в виде трех блоков, которые соединяются между собой вертикальными фланцами на болтах. Цилиндры установлены на А-образных колоннах. Крышки цилиндров состоят из двух частей: внутренней, где располагаются клапаны, и наружной, где размещены крепежные шпильки. Для придания жесткости конструкции и разгрузки колонн от растягивающих усилий, цилиндры соединяются с нижней частью колонн анкерными связями. Поршень рабочего цилиндра имеет головку из ковanej стали. Цилиндры и поршень охлаждаются морской

Рис. 246. Четырехтактный бескомпрессорный двигатель М.А.Н.

водой. Двигатель имеет три продувочных насоса двойного действия. Поршни продувочных насосов приводятся в движение посредством штоков, закрепленных в особых кронштейнах, которые прикреплены к поперечинам главных ползунов. Это же устройство используется для подвода охлаждающей воды к рабочим поршням. Топливные насосы приводятся в движение от кулачных шайб, закрепленных на распределительном валу. Насосы подняты на уровень цилиндрических крышек. Распределительный вал приводится во вращение от коленчатого вала при помощи цепной передачи. При испытании двигателя был получен расход топлива в 171 г на 1 э. л. с. в час при полной нагрузке.

На рис. 221—222 показан двухтактный шестцилиндровый бескомпрессорный двигатель системы Гессельман-Сторк тронкового типа. Такие двигатели установлены на трех лесовозах, построенных в Амстердаме для Совторгфлота. Нормальная мощность двигателя 1 500 л. с. при числе оборотов 135 в минуту. Основные размеры двигателя: диаметр цилиндра 540 мм и ход поршня 900 мм. Расход топлива составляет 168 г на 1 э. л. с. в час при полной нагрузке. Порядок вспышек в отдельных цилиндрах: 1—6—2—4—3—5. Продувка цилиндров производится по системе завода Зульцера. Продувка через верхние продувочные окна регулируется автоматическими клапанами. Продувочный воздух подается в цилиндры при помощи ротативного насоса типа Рута, приводимого в движение от коленчатого вала через зубчатую передачу. Роторы насоса делают 1 350 об./мин. Для обеспечения постоянного направления подачи воздуха, при изменении стороны

вращения коленчатого вала, имеются две поворотные заслонки, переключающие полости насоса при реверсе двигателя. Цилиндры отлиты в два блока, которые соединяются между собой болтами. Блоки поддерживаются А-образными колоннами, расположенными между цилиндрами, и крепятся к раме анкерными связями. Вставные рабочие втулки отлиты из чугуна. В верхней части втулки сделано выступающее ребро, образующее спиральный канал, для лучшей циркуляции воды. Увеличение скорости протекания воды, в верхней, наиболее нагретой части втулки, способствует интенсивному ее охлаждению. Описание конструкций поршня и цилиндровой крышки дано в §§ 59, 58 (рис. 147 и 129).

В центральной части цилиндровой крышки помещается форсунка закрытого типа, охлаждающаяся топливом. Давление топлива, создаваемое топливным насосом, составляет 400 ат. Форсунка имеет 6 сопловых отверстий диаметром 0,62 мм, направленных под углом в 75° с вертикалью. Коленчатый вал цельнокованный, на кормовой его части насажены две шестерни для передачи движения к распределительному валу и продувочному насосу, а также шестерня валоповоротной машины. Передача движения от коленчатого вала к распределительному валу топливных насосов производится через две промежуточные шестерни с передаточным числом, равным единице. Все шесть топливных насосов имеют один общий корпус и приводятся в движение от кулачных шайб распределительного вала.

Реверс двигателя производится путем осевого перемещения распределительного вала, имеющего двойной комплект кулачных шайб. Передвижение вала производится сервомотором, состоящим из двух цилиндров: воздушного и масляного. На распределительном валу находится также два комплекта кулачных шайб воздушных золотников пускового распределителя, которые управляют открытием пусковых клапанов на рабочих цилиндрах (пневматический привод). Пусковой штурвал имеет следующие четыре положения: 1) пусковой воздух поступает во все рабочие цилиндры, 2) три цилиндра работают на воздухе и три на топливе, 3) все цилиндры работают на топливе и 4) „стоп“. Над штурвалом находится воздушный золотник, который при перемене хода направляет сжатый воздух в ту или другую полость сервомотора. Указанный золотник заблокирован с ответной ручкой машинного телеграфа. Охлаждение цилиндров и крышек производится забортной водой и охлаждение поршней — маслом от общей циркуляционной системы. Давление смазки составляет 2 ат. Масляный и охлаждающий насосы приводятся в движение от электромотора.

Двигатель может работать на тяжелых сортах топлива (мазутах), требующих подогрева, для уменьшения их вязкости. Для указанной цели, около каждой цилиндровой крышки на нагнетательном трубопроводе от топливных насосов, установлены паровые подогреватели. При работе двигателя в судовых условиях, таковой рекомендовал себя вполне надежной машиной. К недостаткам двигателя, выявленным при его эксплуатации, следует отнести большую сложность демонтажа поршня и значительное обгорание верхней кромки головки. Упомянутый дефект является следствием значительного скопления металла в указанном месте, недостаточно интенсивного охлаждения и направления факелов пламени, в результате чего кромка поршня сильно перегревается, что следует отнести к недостаткам конструкции поршней системы Гессельмана.

ГЛАВА XXI

ДВИГАТЕЛИ С КАЛОРИЗАТОРОМ

§ 89. Особенности конструкции двигателей с калоризатором

Общее описание конструкции и принципа действия двигателей с калоризатором дано в § 9. Основным недостатком двигателей рассматриваемого типа является повышенный расход топлива по сравнению с дизелями, что объясняется низкой степенью сжатия, недостаточно хорошим распыливанием топлива и плохой продувкой цилиндра. Плохая очистка цилиндра от продуктов сгорания происходит вследствие недостатка продувочного воздуха, так как картер двигателя является по существу плохим воздушным насосом, с огромным вредным пространством, что

насоса при остановке двигателя. Форсунка открытого типа и устройство ее ясно из чертежа. Для удобства прочистки отверстия в наконечнике форсунки, таковой делается съемным.

На рис. 248 показана типичная конструкция форсунки для двигателей с калоризатором. На концевую часть форсунки навинчен наконечник с отверстием для распыливания топлива. Внутри наконечника помещается распылитель с винтовыми канавками, как на боковой поверхности, так и на конической его части. При вытекании топлива из форсунки, винтовые канавки способствуют завихрению струи топлива, в результате чего конус распыливания получается более коротким и широким. Для устранения возможности выдавливания топлива из форсунки в трубопровод, при давлении газов в цилиндре, форсунка имеет два шариковых невозвратных клапана, пропускающих топливо лишь в одном направлении.

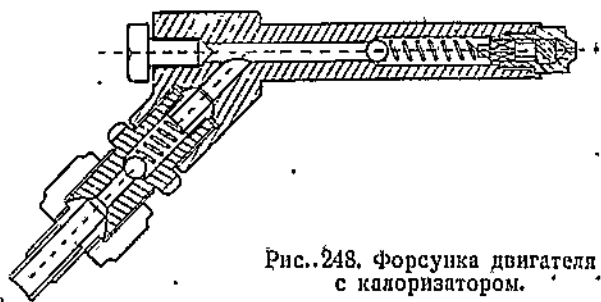


Рис. 248. Форсунка двигателя с калоризатором.

На рис. 249 показана установка и закрепление форсунки на цилиндровой крышке.

На рис. 250 показан привод топливного насоса и устройство для реверса двигателя Болиндера. Нефтяной насос 1 имеет две скалки 6 и 7, расположенных под углом в 90° друг к другу. Скалка 6 работает как при переднем ходе, так и при заднем ходе двигателя, между тем как скалка 7 включается лишь в момент реверса. Насос приводится в движение от коленчатого вала двигателя при помощи эксцентрика 16 и тяги, соединенной с серповидным рычагом 8, поворачивающимся на некоторый угол вокруг неподвижной оси 11. При вращении вала, рычаг 8 совершает колебательное движение, при этом бойки 2 и 3, шарнирно соединенные с концами рычага 8, будут иметь возвратно-поступательное движение, скользя по направляющим плоскостям 4 и 5. Направляющие плоскости закреплены на угловом

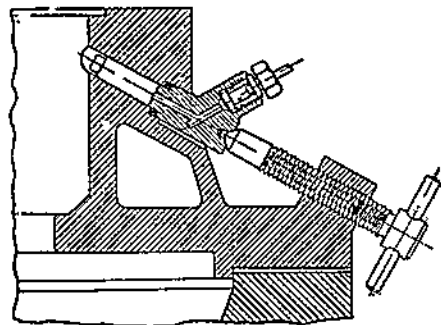


Рис. 249.

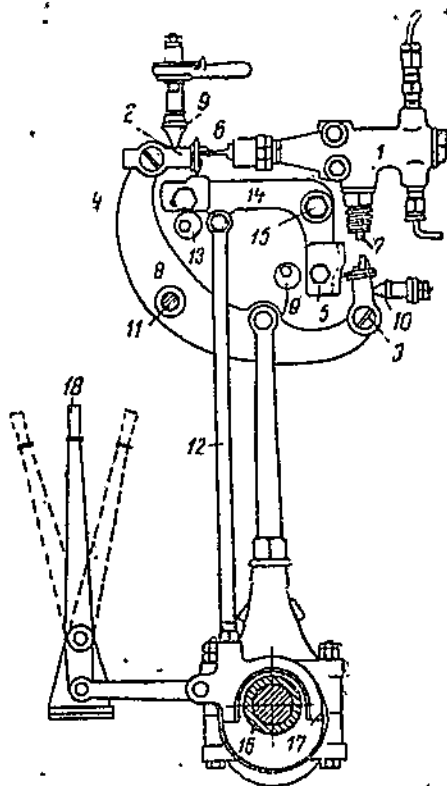


Рис. 250. Реверсивное устройство двигателя Болиндера.

рычаге 14, который может поворачиваться на небольшой угол, вокруг неподвижной оси 15, прижимаясь к ограничительным упорам 13 или 19.

При положении углового рычага 14, показанном на рис. 250, горизонтальный его конец прижат к упору 13, при этом направляющая плоскость 4 устанавливается

таким образом, что боек 2 будет ударять в конец скалки 6, осуществляя подачу топлива в рабочий цилиндр. Второй конец рычага 14 отведен от упора 19, и боек 3 не попадает в конец скалки 7. Если рычаг 18, служащий для реверса двигателя, перевести из среднего положения в крайнее левое, то в результате этого короткое плечо рычага 18 передвинет вправо горизонтальную тягу, и вилка 17, свободно опирающаяся на вал, прижмется к валу. Вследствие трения, возникающего между вилкой и валом, тяга 12, соединенная с вилкой 17, приподнимет горизонтальный конец рычага 14, при этом другой его вертикальный конец повернется до соприкосновения с ограничительным упором 19. При таком положении углового рычага, боек 2 не будет попадать в конец скалки 6, между тем как скалка 7 включается в действие. Скалка 7 подает топливо в рабочий цилиндр при положении поршня вблизи н. м. т.

Преждевременная подача топлива в цилиндр с очень большим углом опережения вызывает контрвспышку (преждевременную вспышку), в результате чего двигатель начинает вращаться в обратную сторону. При работе двигателя на задний ход, вращение вала в обратную сторону вызывает опускание вилки 17, при этом рычаг 14 займет первоначальное положение, при котором включается в действие скалка 6. Для перемены хода с заднего на передний, рычаг 18 поворачивается вправо от среднего положения. Реверс двигателя производится при пониженном числе оборотов машины. Для того чтобы не произошло чрезмерного увеличения числа оборотов двигателя, при выключении разобщительной муфты, соединяющей коленчатый вал с гребным, предусмотрено следующее устройство. Направляющая плоскость 4 имеет некоторый наклон с выступом.

При значительном увеличении числа оборотов двигателя, боек 2 получает ускоренное движение. Вследствие силы инерции бойка и наклона направляющей плоскости, боек стремится повернуться вокруг шарнира; не попадая в конец насосной скалки. Пропуски подачи топлива в цилиндр вызывают соответственно пропуски вспышек, в результате чего число оборотов двигателя уменьшается до нормального, при котором топливный насос снова включается в действие. Отбрасывание бойка направляющей плоскостью зависит от скорости движения бойка и от давления пружинного упора 9, нажимающего на боек сверху. Регулирование нажатия пружины производится рукояткой, находящейся над упором 9. Если давление пружины уменьшить, то боек будет проскакивать при меньшем числе оборотов двигателя. Таким образом производится автоматическая и ручная регулировка числа оборотов двигателя.

Для того чтобы не усложнять конструкцию двигателей, таковые в настоящее время строятся, преимущественно, нереверсивными. Изменение направления вращения гребного винта достигается применением реверсивной муфты, которая обычно является составной частью двигателя. Для двигателей небольшой мощности реверсивная муфта — вполне надежный механизм, позволяющий переключением рычага просто и быстро получать задний и передний ход судна, при неизменном направлении вращения двигателя.

На рис. 251 показан разрез реверсивной муфты стандартного типа, получившего широкое распространение в судовых нефтяных двигателях. Муфта рассматриваемого типа устанавливается на двигателях завода „Красный пролетарий“ мощностью в 50 л. с., а также на двигателях завода „Коммунист“. Муфта устанавливается на общей с двигателем раме и состоит из двух основных частей: шестеренчатой коробки 1 и фрикционной соединительной дисковой муфты 2. В шестеренчатой коробке находятся четыре конических шестерни: шестерня 3 закреплена при помощи шпонки на концевой части коленчатого вала, 4 — то же на промежуточном или упорном валу 7, 5 и 6 — конические шестерни меньшего диаметра, оси их закреплены в коробке 1. Шестерни 5 и 6 сидят на своих осях свободно.

С коробкой 1 соединяется болтами корпус фрикционной муфты. В муфте помещаются шесть фрикционных круговых дисков сцепления, из которых три ведущих 9 соединяются с корпусом муфты при помощи стальных клиньев 10, входящих в прорези дисков 9, и трех ведомых дисков 11, имеющих квадратные отверстия в центре. Диски 11 падают на вал 7, который в этом месте имеет квадратное сечение. Реверс и холостой ход производится посредством рычага 12. При ходе „вперед“ рычаг 12 поворачивается вокруг неподвижной оси 13 влево, при этом нижняя его короткая плечо отводит вправо муфту включения 14, которая отжимает своим конусом коленчатые рычаги 15.

Поворот рычагов 15 вызывает нажатие шайбы 16 на фрикционные диски сцепления, в результате чего шестеренчатая коробка 1, корпус муфты 2 и упорный вал 7 соединяются и могут вращаться лишь как одно целое. Передача вращения от коленчатого вала к упор-

ному совершается через шестерню 3, конические малые шестерни 5 и 6 и большую шестерню 4, при этом все конические шестерни совместно с коробкой 1 и корпусом 2 будут вращаться вокруг оси вала, как одно целое, так как шестерни друг относительно друга остаются неподвижными. Число оборотов вала при ходе „вперед“, такое же как и у коленчатого вала.

При заднем ходе рычаг 12 поворачивается вправо, и муфта включения 14 отводится влево, при этом диски трения расцепляются. Одновременно с поворотом рычага 12 происходит перемещение тяги заднего хода 8, которая при помощи рычага 17 стягивает тормоз-

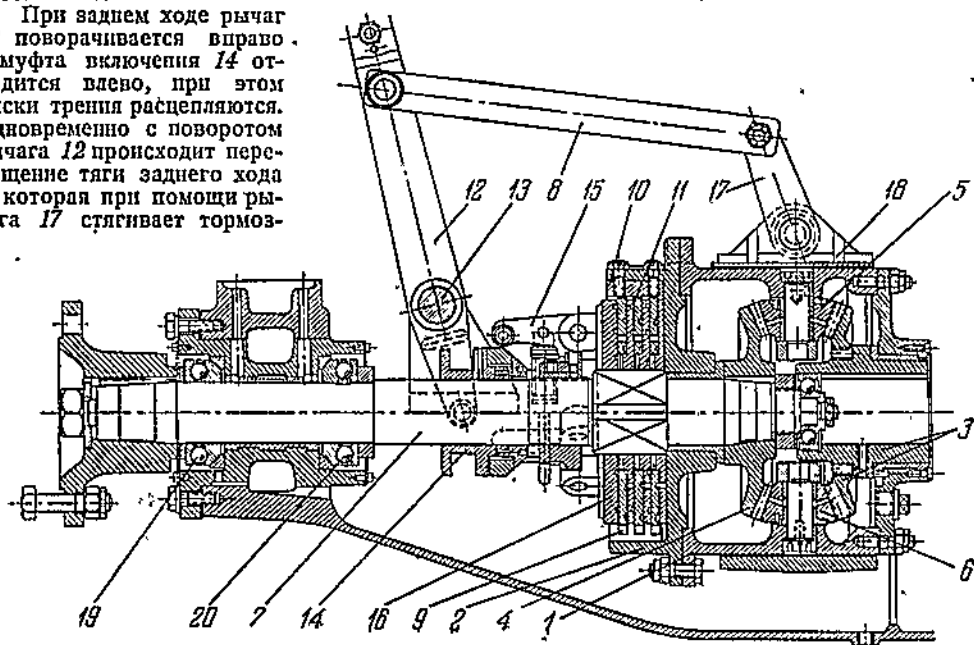


Рис. 251. Разрез реверсивной муфты.

ное кольцо 18, заstopоривая от вращения шестеренчатую коробку 1. Передача вращения от коленчатого вала к упорному, в этом случае, будет происходить через шестерню 3, конические шестерни 6 и 5, вращающиеся вокруг своих осей, и шестерню 4. Вращение вала 7 будет происходить в обратную сторону по отношению коленчатого вала. При холостом ходе рычаг 12 находится в среднем положении, фрикционная муфта и тормоз 18 разобщены. Коленчатый вал двигателя продолжает вращаться, а с ним вращается и шестерня 3, вращая конические шестерни 5 и 6, свободно сидящие на своих осях.

Шестерни 5 и 6 катятся по зубцам шестерни 4, находящейся в покое, вследствие сопротивления гребного вала. При вращении шестерен 5 и 6, шестеренчатая коробка 1 начинает вращаться в ту же сторону, что и коленчатый вал, но с половинным числом оборотов, так как передаточное число шестерен 5 и 3 равно половине. На конце вала 7 закреплена муфта, для соединения двигателя с гребным валом. Вал 7 лежит на двух подшипниках, из которых один передний — шариковый. Упорное давление гребного вала передается двум упорным шариковым подшипникам 19 и 20, из которых один работает на переднем ходе и другой на заднем.

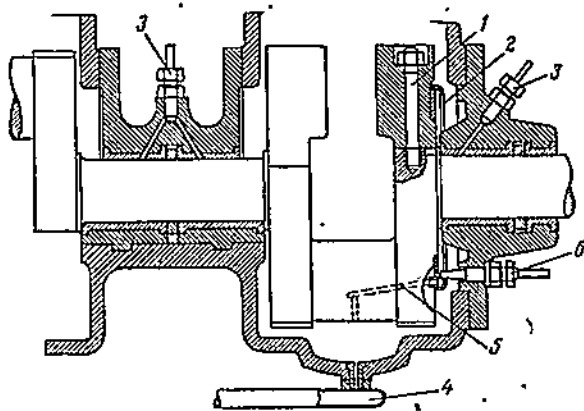


Рис. 252.

Смазка цилиндров двигателей с калоризатором производится обычным способом — под давлением, при помощи масляного насоса (лубрикатора) и штуцеров, ввернутых по окружности цилиндра. Головной подшипник обычно смазывается при помощи маслоуловителя (рис. 146), описание которого дано в § 61. Рамовые подшипники смазываются под давлением. Смазка мотылевых подшипников чаще всего производится центробежным способом, как показано на рис. 252. К правой щеке мотыля прикрепляется кольцо 2, внутрь которого подается каплями масло

из штуцера 6. Вследствие вращения кольца, масло отбрасывается центробежной силой к периферии кольца, в результате чего оно поступает под давлением в мотылевой подшипник, проходя через сверление 5 в мотылевой шейке. На рис. 252 цифрами обозначены следующие части двигателя: 1 — шпилька для закрепления противовеса у мотыля, 3 — штуцер для подвода смазки к рамовому подшипнику, 4 — трубка для отвода масла из картера.

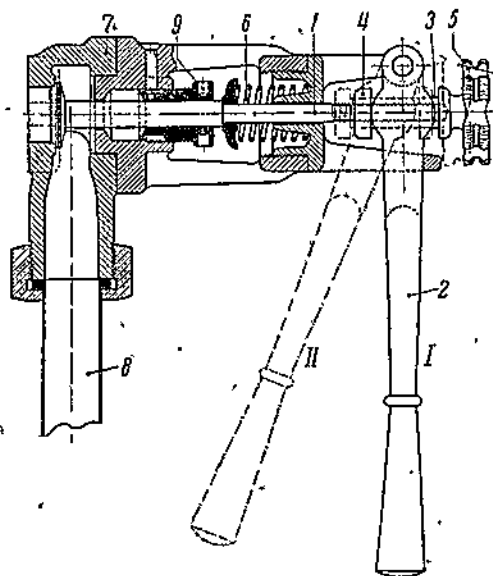


Рис. 253. Пусковой-зарядный клапан.

клапана служит сальник с нажимной втулкой 9. Перед пуском двигателя в ход путем вращения маховика 5, пусковая рукоятка переводится из положения I во II. После чего быстрым поворотом рукоятки, клапан I открывается. Сжатые газы поступают в цилиндр, вызывая движение поршня, при этом клапан I тотчас же закрывается рукояткой 2. После пуска двигателя в ход, вращением маховика 5, рукоятка 2 переводится из положения II в положение I, при котором клапан I будет плотно прижат к своему гнезду. Для наполнения баллона сжатым газом пусковая рукоятка переводится в положение II. При таком положении рукоятки клапан нагружен только упругостью пружины. При высоком давлении в цилиндре, в период горения топлива, клапан будет автоматически открываться, перепуская газы из рабочего цилиндра в пусковой баллон.

§ 90. Конструкции двигателей с калоризатором

На рис. 254 и 255. показаны поперечный и продольный разрезы судового одноцилиндрового двухтактного двигателя с калоризатором и картерной продувкой, завода „Коммунист“. Мощность двигателя 15 л. с. при 650 об./мин. Главные размеры двигателя: диаметр цилиндра 180 мм и ход поршня 200 мм. Расход топлива составляет 265—280 г на 1 э. л. с. в час, при полной нагрузке двигателя.

Рама двигателя отлита из чугуна совместно с рамой реверсивной муфты. В нижней части рамы имеется отверстие для отвода отработанного масла, вытекающего из подшипников. Одноколенчатый вал лежит на двух рамовых подшипниках, залитых баббитом. Зазор между валом и вкладышем составляет 0,05—0,08 мм. Рабочий цилиндр отлит из чугуна за одно целое с рабочей втулкой и станиной. Станина совместно с рамой образуют картер двигателя. I, который выполняет роль продувочного насоса. Чугунный поршень 2 рабочего цилиндра одновременно служит и поршнем продувочного насоса. На головке поршня имеются четыре уплотнительных кольца и внизу на направляющей части, или на тронке, одно маслястое кольцо. Для лучшего направления струй продувочного воздуха в верхнюю часть цилиндра головке поршня придана форма усеченного конуса. Шатун 11. соединя-

ется с поршнем при помощи пальца 10, вставленного в отверстие приливов поршня. Для устранения вращения и осевого перемещения пальца, он закрепляется в поршне стопорной шпилькой. Верхняя головка шатуна — цельная и имеет запрессованную бронзовую втулку. Крышка 8, отлитая из чугуна, крепится к цилиндру при помощи шпилек. В крышке имеется шарообразная камера 7, охлаждаемая снаружи водой, в которую вставлен запальник 9. Форсунка 6 открытого типа, обычной для нефтяных двигателей конструкции, помещается в отверстии цилиндрической крышки. Диаметр отверстия форсунки 0,5 мм. Нефть подается в форсунку горизонтально расположенным топливным насосом 5, имеющим чугунный корпус с двумя всасывающими и двумя нагнетательными шариковыми клапанами. Насос приводится в движение от кулачной муфты 18, сидящей на валу двигателя. Ручная подкачка топлива, при пуске двигателя вход, производится при помощи рукоятки, поворачивающей горизонтальный валик 15 с кулачной шайбой 14, последняя действует

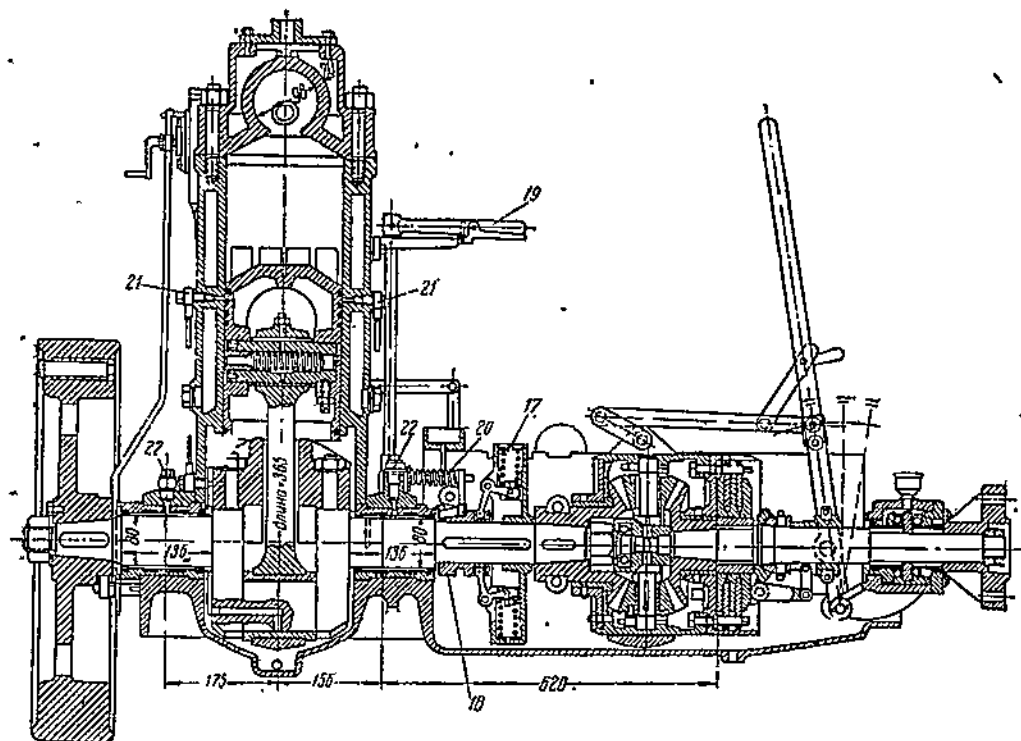


Рис. 254. Двигатель с калоризатором.

на конец углового рычажка, передвигающего скалку насоса. Этой же рукояткой пользуются для остановки двигателя. Центробежный регулятор 17 предельного числа оборотов воздействует на топливный насос путем передвижения вдоль вала кулачной муфты 18 с косым выступом, по которой катится ролик топливного насоса. Для ручной регулировки числа оборотов двигателя служит рукоятка 19, поворотом которой вводится в действие дополнительная пружина 20, противодействующая передвижению кулачной муфты 18.

Смазка двигателя производится от масляного девятиместного насоса 3 (лубрикатора), приводящегося в движение от эксцентрика, сидящего на ступице маховика. Масло подается под давлением через штуцеры 21 в рабочий цилиндр и штуцеры 22 в рамовые подшипники. Головной подшипник смазывается при помощи маслоуловителя (рис. 146). Смазка мотылевого подшипника производится центробежным способом. Двигатель имеет реверсивную муфту с коническими шестернями и дисковую муфту сцепления.

В носовой части двигателя имеется два поршневых насоса, приводящихся в движение от вала двигателя. Один насос используется для охлаждения двигателя, другой насос — трюмный. Производительность каждого насоса составляет около 1 000 л в час.

Воздух засасывается в картер двигателя через автоматический кожаный клапан 16 с отрагательной металлической пластинкой. При повороте мотыля на 59°

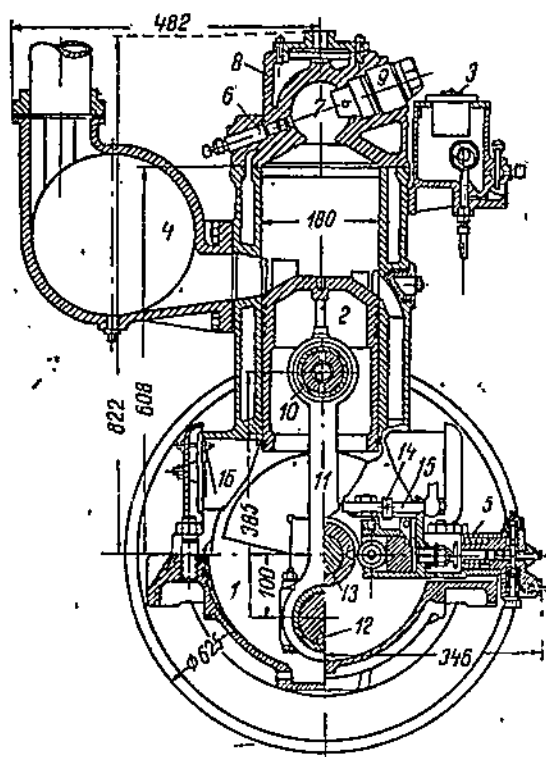


Рис. 255. Двигатель с калоризатором.

до н. м. т. поршень своей верхней кромкой начинает открывать выпускные окна и продукты сгорания уходят в глушитель 4, а затем в выхлопную трубу. При дальнейшем вращении мотыля и повороте его на 26° до н. м. т. открываются поршнем продувочные окна, через которые в цилиндр поступает сжатый воздух из картера, при давлении 0,2—0,3 ати. Продувочный воздух вытесняет продукты сгорания из цилиндра, производя зарядку его воздухом. При движении поршня вверх сначала закрываются продувочные окна, а затем выпускные, после чего происходит процесс сжатия, при этом давление в цилиндре повышается до 14 ати (при степени сжатия $\epsilon = 6,5$). При положении мотыля в 60° до в. м. т. топливный насос начинает подавать нефть, при давлении около 100 ати, через форсунку в шарообразную камеру цилиндрической крышки. Распыленное топливо попадает на нагретый запальник 9 и воспламеняется, при этом давление в цилиндре повышается до 24—27 ати. Сгорание топлива происходит почти при постоянном объеме. При дальнейшем движении поршня вниз происходит расширение продуктов сгорания (рабочий ход) и выпуск их.

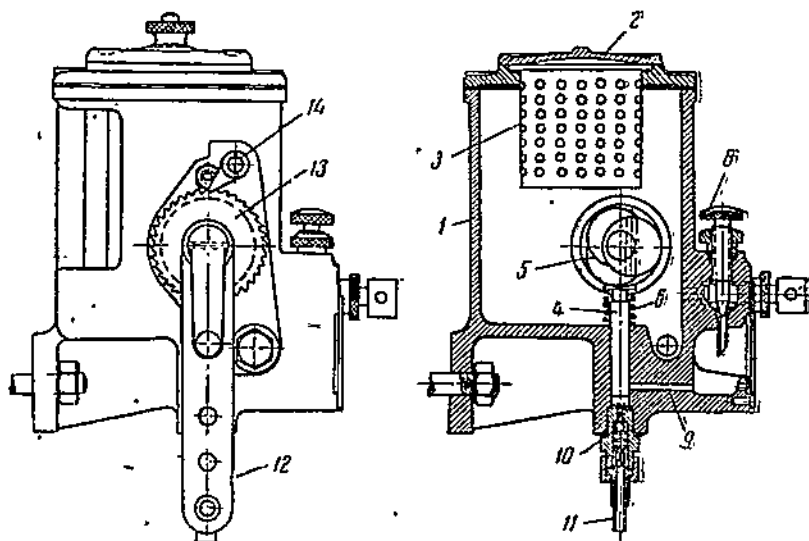


Рис. 256. Лубрикатор.

При движении поршня вверх (период сжатия) в картере создается разрежение, в результате чего под давлением наружного воздуха открывается кожаный пла-

стинчатый воздушный клапан 16, прижимаясь к пластинке, ограничивающей подъем клапана.

При движении поршня вниз, давление в картере повышается, отчего кожаный клапан закрывается и поступивший воздух будет сжиматься.

Пуск двигателя в ход производится вручную. Перед пуском съемный чугунный запальник разогревается лампой до темнокрасного каления, затем он ставится в цилиндрическую крышку и плотно зажимается гайкой. Подкачивая рукояткой в цилиндр небольшое количество топлива и путем раскачивания маховика, двигатель пускается в ход. На рис. 256 показан лубрикатор для подачи масла в цилиндры, рамовые и мотылевые подшипники двигателя. Масло наливается в корпус 1 лубрикатора через крышку 2 и сетку 3. Нагнетательный ход скалки 4 получается от вращающегося эксцентрика 5. Подъем скалки производится пружиной 6. Масло поступает в насосный цилиндр через регулирующий игольчатый клапан 8 и приемный канал 9. При опускании скалки, приемное отверстие перекрывается скалкой и масло выдавливается из насоса через нагнетательный шариковый клапан 10 в трубопровод 11. Лубрикатор имеет 9 скалок и столько же эксцентриков, для смазки девяти мест. Вращение вала с эксцентриками производится при помощи качающейся тяги 12, храпового колеса 13 и собачки 14.

ГЛАВА XXII

КАРБЮРАТОРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

§ 91. Карбюраторы

В карбюраторных двигателях рабочая смесь, состоящая из паров горючего (бензин или керосин) и воздуха, готовится в особом приборе, который называется карбюратором. Карбюратор должен готовить рабочую смесь надлежащего состава и качества, обеспечивая хорошую работу двигателя при различных нагрузках. Переменный режим работы двигателя нарушает правильность работы карбюратора, при этом состав рабочей смеси обычно не остается постоянным. При повышении числа оборотов двигателя количество вытекающего топлива увеличивается по отношению засасываемого воздуха, в результате чего происходит обогащение рабочей смеси парами топлива. При уменьшении числа оборотов рабочая смесь получается более бедной. Для сохранения постоянного качества смеси, при различных нагрузках двигателя, применяется автоматическая регулировка воздуха и топлива, поступающих в карбюратор для образования смеси.

Карбюрацией называется процесс образования рабочей смеси из паров топлива и воздуха вне рабочего цилиндра. Процесс карбюрации протекает в следующем порядке: 1) всасывание воздуха в карбюратор; 2) истечение топлива и его распыливание; 3) образование рабочей смеси и течение ее по всасываемому трубопроводу. Конструктивные элементы карбюратора простейшего типа (рис. 257), обеспечивающие протекание процесса образования смеси, являются следующие: 1 — отверстие для всасывания воздуха; 2 — жиклер (форсунка), из которого происходит истечение топлива; 3 — смесительная камера или диффузор и 4 — всасывающий трубопровод, по которому рабочая смесь поступает в цилиндры двигателя. Кроме перечисленных частей, всякий карбюратор имеет: 5 — поплавковую камеру или камеру постоянного уровня и 6 — дроссельную заслонку, для регулирования количества смеси, поступающей в цилиндры.

Бензин поступает самотеком в поплавковую камеру 5 через отверстие 7, закрываемое игольчатым клапаном 8. Внутри камеры имеется кольцевой попла-

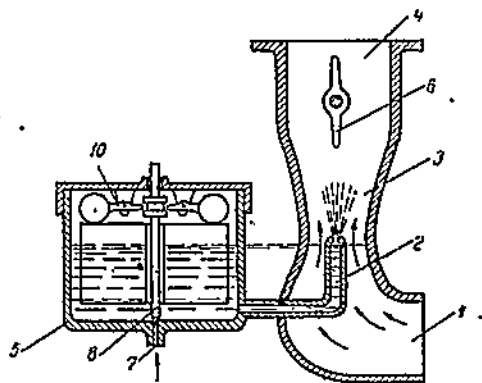


Рис. 257. Схема карбюратора.

шок, сделанный из тонкой листовой латуни. Через центральное отверстие поплавка свободно проходит игольчатый клапан 8. На съемной крышке камеры сделаны приливы, в которых укреплены оси двух рычагов 10 с грузиками на концах. Свободные концы рычагов входят в пазы муфты, закрепленной на игольчатом клапане. При понижении уровня топлива в камере поплавков опускается и грузики поворачивают рычаги, которые своими свободными концами поднимают игольчатый клапан, в результате чего бензин начинает поступать в поплавковую камеру. Как только уровень топлива в камере повышается до нормального, поплавок приподнимает грузики и игла опускается на свое гнездо под влиянием собственного веса, прекращая доступ бензина в камеру.

Из поплавковой камеры топливо поступает в жиклер 2. Уровень топлива в жиклере поддерживается ниже его выходного отверстия на 2—3 мм, при этом условии топливо не вытекает из жиклера при остановке двигателя. Воздух, поступающий в карбюратор, протекает через насадку, состоящую из суживающейся входной части и расширяющейся выходной. При такой форме диффузора, скорость протекания воздуха в наиболее узком его сечении достигает до 60—100 м/сек. Вследствие разрежения, создаваемого в пространстве диффузора происходит фон-

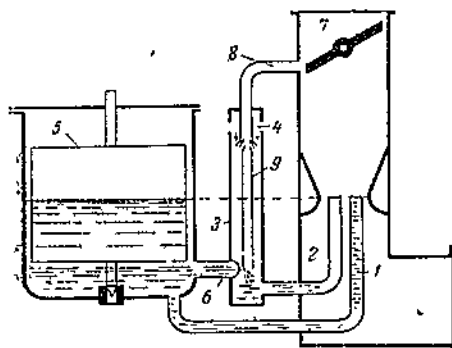


Рис. 258. Схема карбюратора Зенит.

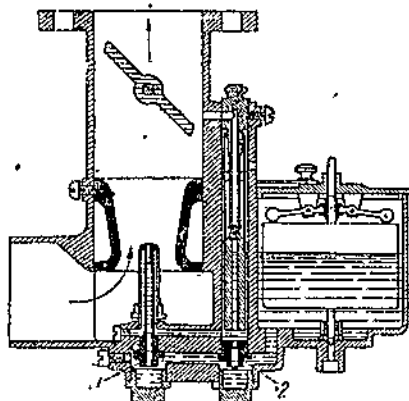


Рис. 259. Карбюратор Зенит.

танирование топлива из жиклера, при этом оно распыливается на мелкие капли, испаряется и хорошо перемешивается с воздухом, образуя рабочую смесь. Карбюраторы, рассмотренного типа, не удовлетворяют предъявленным к ним требованиям о сохранении постоянства рабочей смеси, при различных режимах работы двигателя.

На рис. 258 показана схема карбюратора Зенит, который дает смесь хорошего качества при различных нагрузках двигателя. Автоматическая регулировка карбюратора достигается комбинированной работой двух жиклеров: 1—главного и 2—вспомогательного или компенсационного. В главный жиклер топливо поступает из поплавковой камеры и в компенсационный жиклер из промежуточной камеры 3, сообщающейся с атмосферой отверстиями 4. В камеру 3 топливо поступает из поплавковой камеры через калиброванное отверстие 6, под постоянным напором столба жидкости в поплавковой камере. При работе двигателя топливо вытекает из обоих жиклеров, при этом расход топлива через вспомогательный жиклер остается постоянным, не зависящим от режима работы двигателя. При повышении числа оборотов, количество топлива, вытекающее из главного жиклера увеличивается и смесь обогащается. Вспомогательный жиклер, подавая одно и то же количество топлива на большое количество воздуха, всосанного в единицу времени, будет обеднять смесь, таким образом при совокупной работе обоих жиклеров, рабочая смесь будет иметь постоянный состав при различных режимах работы двигателя. Для получения богатой смеси, при пуске двигателя в ход, служит пусковой жиклер 9. Когда двигатель не работает, уровень топлива в поплавковой камере, в обоих жиклерах и в промежуточной камере 3 стоит на одной высоте. Пуск двигателя производится при прикрытом дросселе 7, в результате чего во

всасывающей трубе получается значительное разрежение и воздух начинает засасываться по трубке 8 из камеры 3, сообщающейся отверстиями 4 с атмосферой. Топливо, вытекающее из жиклера 9, подхватывается воздухом и уносится по трубке 8 во всасывающую трубу. Вследствие малых размеров отверстий 4, значительного разрежения в камере 3 и большой скорости протекания воздуха, рабочая смесь получается очень богатой парами топлива, что облегчает получение первых вспышек, при пуске двигателя в ход. При большом расходе топлива через пусковой жиклер, уровень топлива в камере 3 понижается. Когда двигатель забрал ход, дроссель 7 открывается и разрежение в трубке 8 и камере 3 уменьшается. При открытом дросселе 7 топливо начинает вытекать из главного и вспомогательного жиклеров, между тем как пусковой жиклер автоматически выводится из действия. На рис. 259 показан разрез карбюратора Zenit. Главный жиклер 1 вставлен внутрь вспомогательного жиклера. Цифрой 2 — обозначено калиброванное отверстие, соединяющее поплавковую камеру с камерой 3.

На рис. 260 показана схема карбюратора Эисайн-ААе,¹ установленного на литронном двигателе трактора ЧТЗ. Указанный двигатель в настоящее время широко используется на водном транспорте, для ка-

теров и речных моторных судов. Карбюратор в основном состоит из корпуса поплавковой камеры 8, корпуса смесительной камеры 9 и колонки главного жиклера 10, привернутой к корпусу 9. В корпусе поплавковой камеры находится поплавок 11, сделанный из двух прямоугольных кусков пробки, прикрепленных к развилке рычага 12. Поплавки располагаются по обе стороны колонки жиклера. Рычаг 12 может поворачиваться вокруг оси 13, открывая, или закрывая игольчатый клапан 14, который регулирует поступление топлива в поплавковую камеру. Над рычагом 12 располагается утолщение 19, состоящий из штанги штуцера, пружинки и нажимного колпачка. При нажатии на колпачок происходит погружение поплавка, отчего уровень топлива в камере искусственно повышается и оно начинает вытекать из жиклера, обогащая смесь при пуске двигателя в ход. Внизу поплавковой камеры имеется спускной кран, служащий также для проверки наличия топлива в камере. В колонку жиклера снизу ввернут главный жиклер 15. Нижним своим открытым концом жиклер сообщается с поплавковой камерой. В верхней части жиклера имеется выходное отверстие, в которое входит сверху конец иглы 16, для ручной регулировки карбюратора. В стенках корпуса смесительной камеры сделаны каналы, для автоматической регулировки карбюратора при различных режимах работы двигателя.

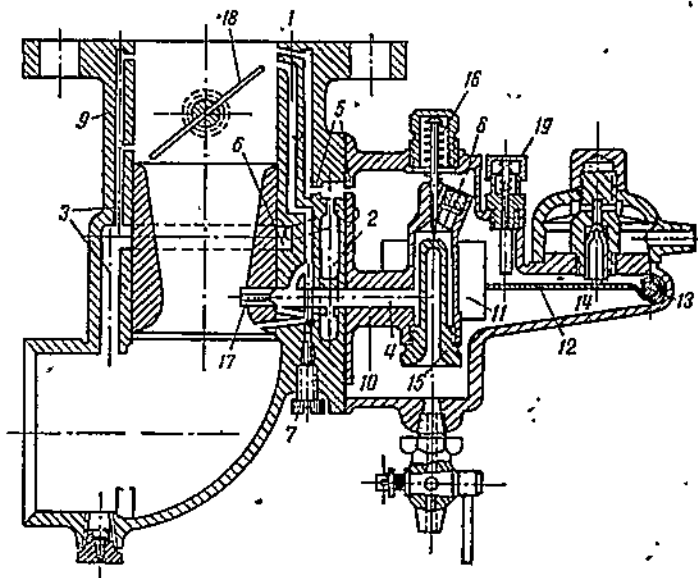


Рис. 260. Схема карбюратора Эисайн.

При работе двигателя воздух с большой скоростью протекает через диффузор и в последнем создается разрежение. Вследствие разности давления в поплавковой камере и в пространстве над главным жиклером, топливо начинает вытекать из верхнего отверстия жиклера и по горизонтальному каналу 4 попадает в смесительную камеру через паз 17. Топливо, вытекающее из насадки, распыливается и перемешивается с воздухом, образуя рабочую смесь. Количество смеси, поступающей в цилиндры, регулируется дроссельной заслонкой 18 (количественная регулировка). Для установления наилучшей смеси при нормальной работе двигателя служит игла 16, регулирующая сечение выходного отверстия главного жиклера (качественная регулировка), путем поднимания или опускания иглы.

При полном открытии дроссельной заслонки 18, разрежение в наиболее узком сечении диффузора делается больше, чем непосредственно за дроссельной заслонкой, в результате чего, через компенсационную камеру 2, воздух поступает в горизонтальный канал 4 глав-

¹ Инж. Белецкий А. М., Никифоров А. А., Щербина В. И. „Трактор ЧТЗ Сталинец-60“, Сельхозгиз, 1936 г.

ного жиклера. Поступающий воздух уменьшает разрежение смеси. Для лучшего понимания работы карбюратора на рис.

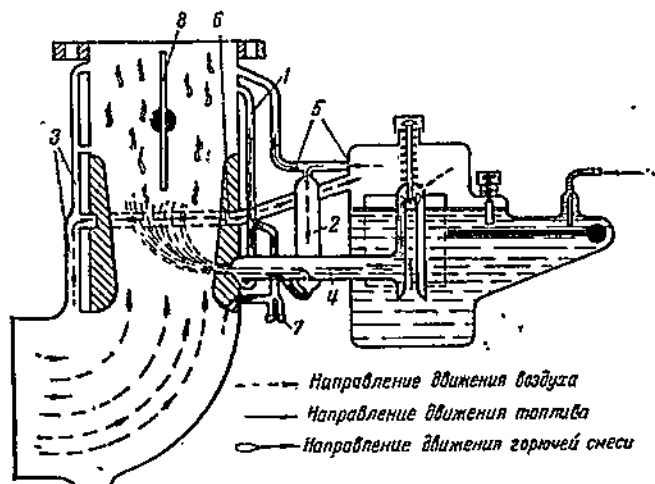


Рис. 261.

За дроссельной заслонкой создается значительное разрежение, под действием которого из канала холостого хода будет интенсивно вытекать топливо с воздухом. Вследствие значительного разрежения в каналах 1 и 4, количество топлива, вытекающее из главного жиклера, увеличивается и оно начинает заполнять компенсационную камеру 2. Из камеры топливо направляется в вертикальный канал и здесь смешивается с воздухом, засасываемым через калиброванное отверстие из поплавковой камеры. При указанном положении дросселя смесь получается более богатой. Для увеличения числа оборотов двигателя, дроссель открывается, при этом разрежение в каналах и камере 2 падает, в результате чего топливо вытекает из компенсационной камеры в канал главного жиклера, обогащая рабочую смесь на период разгона двигателя. Регулирующий винт 7 служит для ручной регулировки карбюратора на малое число оборотов двигателя. При заворачивании винта получается обогащение рабочей смеси.

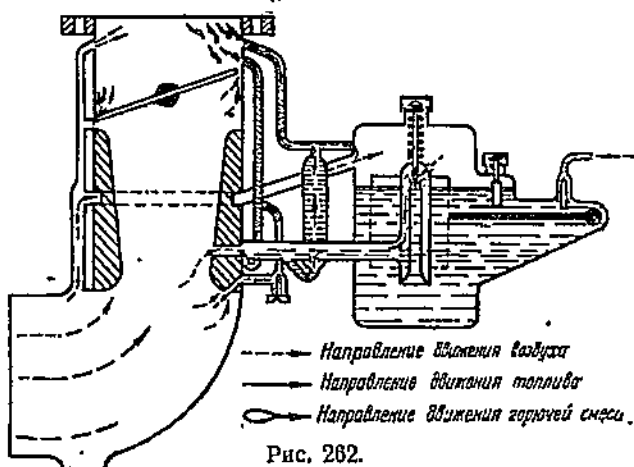


Рис. 262.

§ 92. Зажигание

Для зажигания рабочей смеси в цилиндре двигателя применяется электрический ток с напряжением до 12 000 вольт. Зажигание производится при помощи особой свечи, показанной на рис. 263. Свеча состоит из центрального электрода 6, изолированного при помощи фарфоровой втулки 8 от корпуса свечи 2. Прокладки 3 и 5 служат для уплотнения изолятора. Электрический ток подводится к свече при помощи проводника, который закрепляется зажимом 1. Далее электрический ток проходит по электроду 6 и попадает на один из трех электродов 7, образуя между ними искру. Электроды 7 закреплены в нижней части корпуса свечи; через них электрический ток попадает на корпус двигателя и по нему возвращается к источнику тока. Расстояние между электродами устанавливается в 0,6—0,8 мм. Верхняя часть корпуса свечи делается шестигранной, под гаечный ключ. Свеча имеет медно-асбестовую кольцевую прокладку 4.

Для работы свечи зажигания необходим источник электрической энергии, кроме того в цепь должен быть включен распределитель, направляющий ток к той или

в канале 4 и обедняет рабочую смесь. 261 показана принципиальная его схема, а также указано направление движения воздуха и топлива, при полном открытии дросселя. Цифрами обозначены следующие каналы: 1 — канал холостого хода, 2 — компенсационная камера, 3 — воздушный балансирующий канал, 4 — горизонтальный канал главного жиклера, 5 — жиклеры компенсационной камеры, 6 — обходной кольцевой канал и 7 — регулирующий винт. Канал 1 холостого хода при полном открытии дросселя не оказывает влияния на работу карбюратора. Балансирующий канал 3 служит для пополнения воздуха, расходуемого из поплавковой камеры. При малой нагрузке или при холостом ходе, а также при пуске двигателя в ход, дроссельная заслонка закрывается, как то показано на принципиальной схеме рис. 262.

другой свече (для многосилиндрового двигателя), в зависимости от порядка вспышек в отдельных цилиндрах. Источником электрической энергии служат особые магнетомашинны (магнето) и аккумуляторы. Магнето дают ток высокого напряжения и имеют в своем устройстве распределитель тока. Якорь магнето приводится во вращение при помощи зубчатой передачи от вала двигателя.

Магнето высокого напряжения представляет собой прибор, в котором происходит: 1) превращение механической энергии в электрическую, 2) преобразование тока низкого напряжения в ток высокого напряжения и 3) распределение тока высокого напряжения по свечам зажигания. В зависимости от конструкции магнето, они разделяются на два основных типа: с неподвижными обмотками типа Сцинтилла и магнето с вращающимися обмотками типа Бош. Первый тип магнето в настоящее время получает наибольшее распространение.

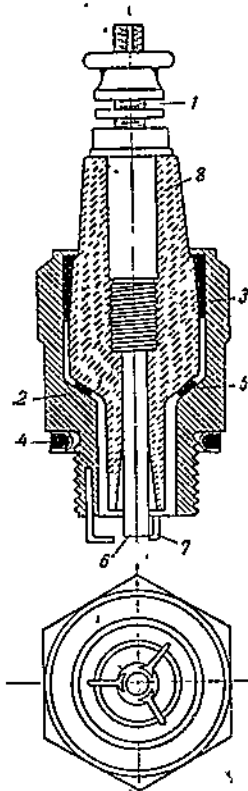


Рис. 263. Свеча зажигания.

На рис. 264 приведена схема зажигания четырехтактного четырехцилиндрового двигателя при помощи магнето с вращающимися обмотками. Между полюсами постоянного магнита 2 образуется магнитное поле, в котором вращается якорь 1 с двумя независимыми обмотками. Первичная обмотка низкого напряжения имеет сравнительно небольшое число витков толстой проволоки 3. Обмотка высокого напряжения 4 состоит из большого числа витков тонкой проволоки. При вращении якоря в магнитном поле, витки проволоки пересекают силовые линии магнитного потока и в первичной обмотке индуцируется переменный ток низкого напряжения.

Ток низкого напряжения направляется из якоря по проводу 13, через прерыватель 6, находящийся на оси якоря, к корпусу двигателя 5 (замыкается на массу). Другой конец толстой обмотки замкнут на корпус, через вал и подшипник якоря. Когда кромка якоря отойдет от кромки полюсного наконечника в сторону вращения на 1—2 мм, то в этот момент напря-

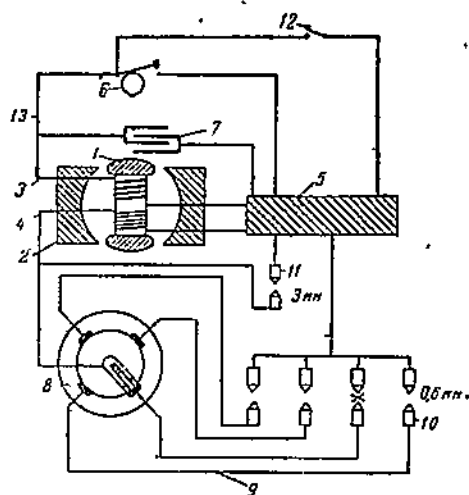


Рис. 264. Схема магнето Бош.

жение первичного тока будет максимальным и прерыватель 6 разомкнет цепь. При протекании тока в первичной обмотке, вокруг нее создается магнитное поле и в момент его исчезновения, при размыкании первичной цепи, во вторичной тонкой обмотке индуцируется ток высокого напряжения.

Ток высокого напряжения, при помощи изолированного коллектора и угольной щетки (на схеме не показаны), направляется по проводу 4, к угольной вращающейся щетке распределителя 8. При контакте угольной щетки с одной из четырех медных пластин распределителя, ток высокого напряжения направляется по проводу к соответствующей свече зажигания, где и получается искра (вспышка в цилиндре). Затем ток попадает на корпус двигателя или массу. Другой конец тонкой обмотки соединяется с толстой и через нее замыкается на массу. Для уменьшения искрообразования в прерывателе, возникающего при размыкании первичной цепи вследствие самоиндукции, в цепь первичной обмотки параллельно включен конденсатор 7. Одни обкладки конденсатора соединены с массой 5, другие с проводом первичной обмотки. Для предохранения изоляции обмотки якоря от пробивания током высокого напряжения, в случае обгорания электродов и уве-

личения искрового промежутка в свече, а также при обрыве наружных проводов, служит предохранитель 11, с расстояниями между контактами в 3 мм. В случае если искра не может образоваться в свече, разряд получается в предохранителе. Для выключения магнето служит выключатель 12, который выводит из действия прерыватель 6.

На рис. 265 показана схема магнето. Электростанция, с неподвижными обмотками (типа Сцинтилла-СС4). Две железные неподвижные стойки 11 и 12 имеют снизу наконечники с цилиндрическим очертанием, между которыми вращается постоянный магнит 13 подковообразной формы, на концах которого укреплены полюсные наконечники. Стойки соединены друг с другом железным сердечником 9. На сердечнике помещается катушка с двумя обмотками: 7 — первичной из 155 витков изолированной медной проволоки диаметром 1 мм и 10 — вторичной — из 12 000 витков тонкой медной изолированной проволоки диаметром 0,07 мм. Между первичной и вторичной обмотками располагается конденсатор, в виде лент из станиоля, изолированных парафинированной бумагой и намотанных на первичную обмотку.

На схеме рис. 265 конденсатор 5 показан для ясности отдельно от обмотки. Якорь или ротор магнето (постоянный магнит) приводится во вращение от коленчатого вала при помощи зубчатой передачи. При вращении ротора 13, в сердечнике 9 возникает, то снова исчезает магнитный поток, дважды проходя через нулевое значение и столько же раз меняя направление за один оборот якоря.

В результате возникновения переменного магнитного потока, в первичной обмотке индуцируется переменный ток низкого напряжения, при этом за один оборот якоря магнето, сила тока дважды достигает своей наибольшей величины. Толстая обмотка 7 одним своим концом соединяется с сердечником 9 и через него замыкается на массу. Другой конец той же обмотки присоединяется к изолированному от массы контактного винту 15 прерывателя 14. С контакта 15 ток поступает на контакт 16, закрепленный на рычажке 17, который всегда соединен с массой. Прерывание тока в первичной обмотке 7 производится при помощи прерывателя 14, состоящего из кулачной шайбы 19 с двумя выступами и рычажка 17, который прижимается к шайбе пружиной 18. Кулачная шайба закреплена на оси якоря магнето и вращается вместе с ним, производя разрыв первичной цепи дважды за один оборот якоря (двухискровое магнето). Разъединение контактов 15 и 16 происходит в момент поворота рычажка 17, под действием выступа кулачной шайбы.

Рис. 265. Схема магнето Сцинтилла.

Для уменьшения искрообразования между контактами прерывателя, при их размыкании в первичную цепь включен параллельно конденсатор 5. Зазор между контактами 15 и 16 в момент разрыва должен быть в пределах 0,3—0,4 мм. Сверху толстой обмотки 7 в катушке помещается тонкая обмотка 10. Один конец тонкой обмотки соединен в точке 8 с толстой обмоткой и через нее замыкается на массу. Второй конец тонкой обмотки соединен проводом 6 с угольным контактом 4 распределителя тока высокого напряжения 3. В момент разрыва первичной цепи, во вторичной обмотке катушки индуцируется ток напряжением в 7 000 вольт. Ток высокого напряжения подводится к двум контактам 1 и 2 ротора распределителя, изготовленного из неэлектропроводного материала. Контакты 1 и 2 располагаются под углом в 90°.

В крышке распределителя имеются неподвижные контакты I, II, III и IV, через

которые ток направляется к свечам зажигания на рабочих цилиндрах. Если в четырехтактном четырехцилиндровом двигателе имеется следующая последовательность вспышек по цилиндрам: 1—3—4—2, то в этом случае контакт I соединяется проводом с первым цилиндром, контакт II с третьим, III с четвертым и контакт IV со свечой второго цилиндра. На крышке распределителя против каждого контакта поставлен номер и сделан зажим для провода. На рис. 266 показан частичный разрез корпуса магнето, позволяющий видеть его внутреннее устройство. Цифрами обозначены следующие части магнето: 7 — неподвижная катушка, 5 — прерыватель, 19 — кулачковая шайба прерывателя, 13 — постоянный магнит (ротор), 3 — ротор распределителя, 1 и 2 — подвижные контакты ротора, 20 — изолированный зажим для провода выключения зажигания (короткозамыкатель).

Диск, на котором закреплена ось качания рычажка прерывателя, может поворачиваться на некоторый угол относительно якоря, вызывая более раннее или позднее размыкание первичной цепи. Для указанной цели служит рычаг 21, поворот которого изменяет угол опережения зажигания рабочей смеси в цилиндрах двигателя. Ротор распределителя 3 приводится во вращение от ротора магнето при помощи двух цилиндрических шестерен 22. Скорость вращения якоря должна находиться в определенном соотношении с числом цилиндров двигателя. За каждый оборот якоря, зажигание может происходить в двух цилиндрах (через 180° по ворта якоря), между тем как вспышки во всех цилиндрах четырехтактного двигателя должны получаться по одному разу в каждом цилиндре за два оборота коленчатого вала. Отсюда следует, что якорь магнето должен вращаться быстрее коленчатого вала в отношении $\frac{z}{4}$, где: z — число цилиндров двигателя. Передача от якоря к ротору распределителя во всех случаях должна быть та-

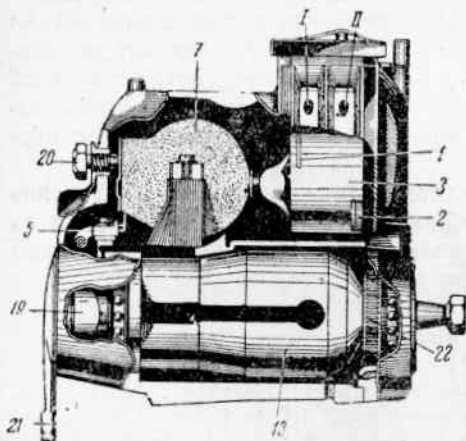


Рис. 266. Магнето Сцинтилла.

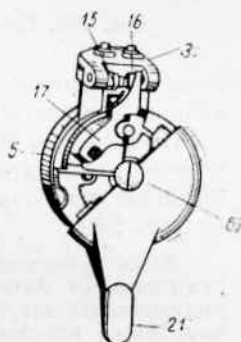


Рис. 267. Прерыватель магнето Сцинтилла.

кова, чтобы вращение последнего было в два раза медленнее вращения якоря. Для магнето рассматриваемого типа при $z = 4$, число оборотов якоря равно числу оборотов коленчатого вала. Для выключения зажигания в магнето имеется винт 20, который соединен с концом первичной обмотки. При соединении винта 20 проводником с массой, первичная обмотка замыкается на массу, вне зависимости от работы прерывателя. При отсутствии размыкания первичной цепи, во вторичной обмотке катушки не будет индуцироваться ток высокого напряжения.

На рис. 267 показан прерыватель магнето. Рычаг 21, служащий для изменения опережения зажигания, соединяется с диском 5 при помощи шурупа 6. На диске 5 имеется выступающая часть 3, на которой закреплен неподвижный контакт 15 прерывателя, соединенного с концом первичной обмотки. Подвижный контакт 16 укрепляется на рычажке 17, который совершает колебательное движение при помощи кулачковой шайбы, закрепленной на конце якоря. Преимущество магнето последнего типа заключается в том, что обмотка катушки остается неподвижной и работает в более благоприятных условиях, кроме того число подвижных контактов значительно меньше по сравнению с магнето первого типа. В магнето Сцинтилла отсутствует угольная щетка в распределителе и между подвижными контактами вращающегося ротора распределителя и неподвижными контактами крышки всегда существует небольшой зазор. В результате указанного, искра проскакивает не только в свече, но и между контактами распределителя тока высокого напряжения. Как показал опыт, проскакивание искры через два зазора усиливает процесс искрообразования в свече.

Принципиальная схема зажигания от батарей аккумуляторов показана на рис. 268. Отрицательный полюс батареи заземлен. Ток от батареи идет через выключатель 2 в первичную обмотку 3 индукционной катушки 5, а затем через прерыватель 7 и массу возвращается в батарею. Параллельно с прерывателем 7 включается конденсатор 6, уменьшающий искрообразование в прерывателе при размыкании цепи низкого напряжения. При протекании тока через первичную обмотку катушки, вокруг нее образуется магнитное поле. При размыкании первичной цепи, магнитное поле быстро исчезает и во вторичной обмотке 4 катушки, состоящей из большого числа витков тонкой проволоки, индуцируется ток высокого напряжения. Ток высокого напряжения направляется из катушки к подвижному контакту 8, распределителя и при замыкании на пластины 9, подходит по проводнику к соответствующей свече зажигания и здесь за-

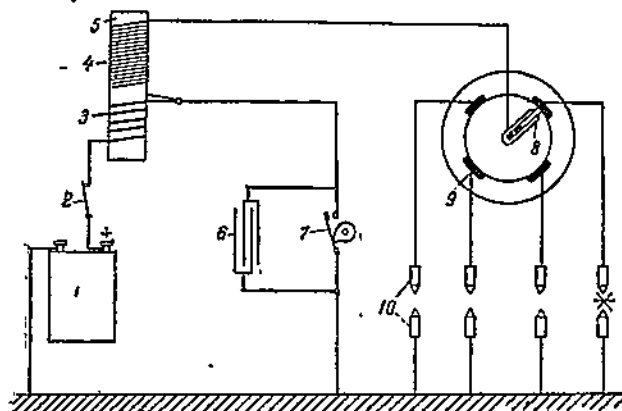


Рис. 268. Схема зажигания от аккумулятора.

мыкается искрой на массу. Другой конец тонкой обмотки соединяется с первичной и через нее соединяется с массой.

Прерыватель первичной цепи и распределитель тока высокого напряжения обычно располагаются в общей коробке на одном валу, который приводится во вращение при помощи зубчатой передачи от коленчатого вала, как то показано на рис. 269.

Здесь приведена конструктивная схема зажигания от батарей аккумуляторов и индукционной катушки высокого напряжения. Ток от положительного зажима батареи 17 с напряжением в 6 или 12 вольт поступает в обмотку из толстой проволоки катушки 15, проходя через выключатель 16. Далее ток направляется к изолированному неподвижному контакту 14 прерывателя 7. Через подвижный контакт 13, находящийся на качающемся рычажке 12 прерывателя, ток замыкается на массу и через нее возвращается к заземленному отрицательному зажиму батареи аккумуляторов. Рычажок 12 прижимается пружинкой 11 к кулачной шайбе 5 с четырьмя выступами, закрепленной на валу 8, приводимом во вращение от распределительного кулачного вала 9, при помощи винтовой передачи.

При воздействии выступа кулачной шайбы на рычажок 12, он поворачивается вокруг неподвижной оси, в результате чего происходит разрыв первичной цепи. В момент разрыва контактов 14 и 13, в обмотке из тонкой проволоки катушки 15 появляется ток высокого напряжения, который поступает к центральному контакту 10, распределителя тока высокого напряжения. С контактом 10 соприкасается пружинка 4 вращающегося ротора распределителя, изолированного от вала 8.

При вращении вертикального вала 8, ротор будет последовательно включать контактные выступы 2, расположенные в неподвижной крышке 1 распределителя, изготовленной из эбонита. В момент замыкания одного из контактов 2, происходит разрыв первичной цепи и ток высокого напряжения направляется к свече зажигания 3 и через искру и массу возвращается к аккумулятору. Параллельно с контактами прерывателя, в цепь низкого напряжения включен конденсатор 6. Кулачная шайба 5 имеет четыре выступа, следовательно за один оборот вертикального вала 8 получается четыре разрыва первичной цепи. Для четырехцилиндрового двигателя вал прерывателя должен вращаться в два раза медленнее

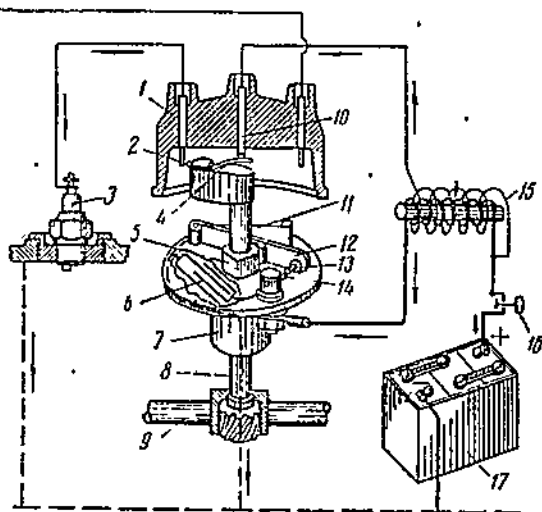


Рис. 269.

коченчатого вала. Такое число выступов на кулачной шайбе делается с целью упрощения конструкции прибора, так как в этом случае прерыватель и распределитель могут располагаться на одном валу.

Для изменения угла опережения зажигания при различном числе оборотов двигателя рычажок 12 прерывателя устанавливается на диске, который может поворачиваться ручным приводом на небольшой угол относительно вала 8. Если диск поворачивается в сторону, противоположную вращению вала 8, то в этом случае выступ кулачной шайбы будет раньше отводить рычажок 12, а следовательно произойдет более раннее зажигание (угол опережения зажигания увеличивается). При пуске двигателя в ход, для устранения возможности появления контрвыскажки, диск следует повернуть до упора в сторону вращения вала 8; при таком положении диска прерывателя угол опережения зажигания равен нулю и искра в свече получается в момент прохождения поршнем в.м.т. Провода, предназначенные для подвода тока от распределителя к свечам зажигания, делаются многожильными медными, лужеными, сечением 1,5 мм², с толстой изолирующей и резиновой оболочкой.

§ 93. Конструкции карбюраторных двигателей

Одним из наиболее распространенных легких двигателей на водном транспорте является тракторный четырехтактный четырехцилиндровый лигроиновый двигатель Челябинского тракторного завода (ЧТЗ) (лигронин — продукт, средний между керосином и бензином), который нашел широкое применение на катерах и не-

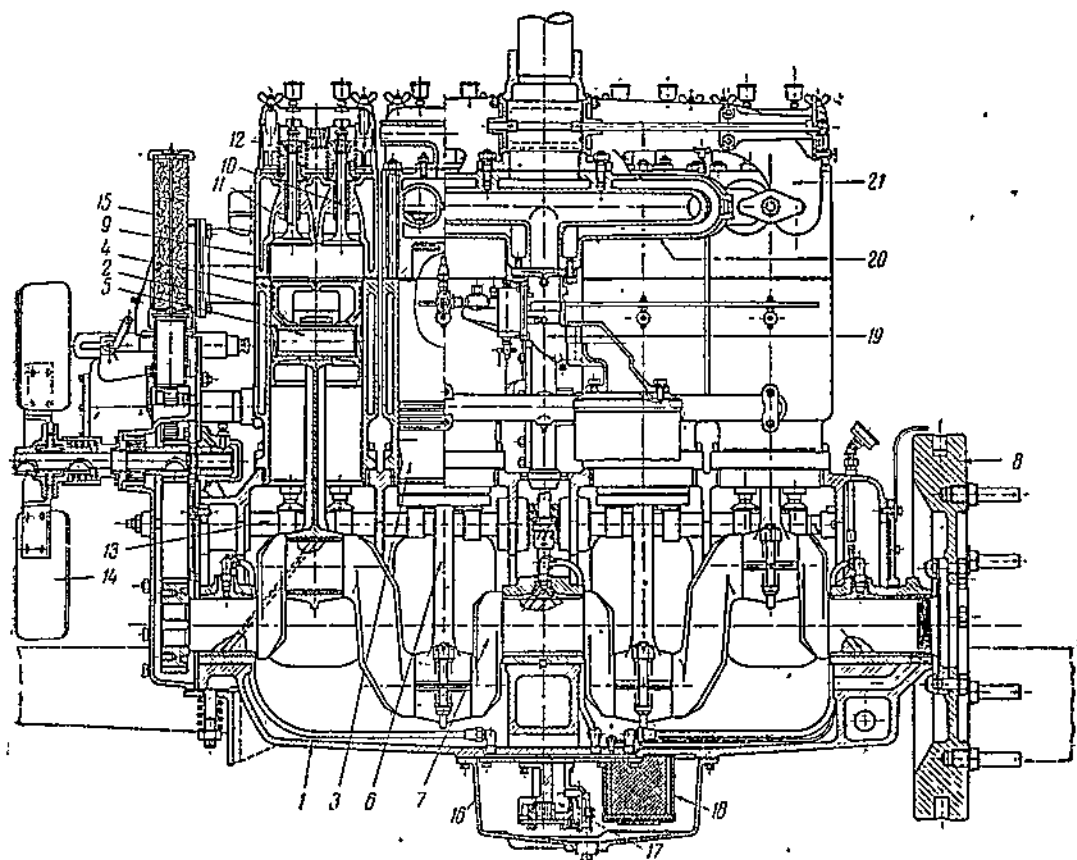


Рис. 270. Тракторный четырехтактный двигатель ЧТЗ.

больших моторных судах. Этот тип двигателя в настоящее время приспособлен для работы на генераторном газе и широко используется для газоходов. Основные размеры двигателя ЧТЗ: диаметр цилиндра 165 мм, ход поршня 216 мм. Степень сжатия $\epsilon = 3,96$. Порядок работы цилиндров: 1—3—4—2. При числе оборотов 650 в минуту двигатель развивает нормальную мощность в 60 л. с. Основным топливом для двигателя служит лигронин, но пуск в ход производится на бензине. Расход топлива на 1 э.л.с. в час при полной нагрузке составляет 340 г. Вес двигателя 1300 кг. Устройство двигателя показано на рис. 270, 271, 272. Рама

и станина двигателя, образующие картер 1 (рис. 270), отлиты из чугуна за одно целое и представляют собой массивную коробку, к которой крепятся четыре отдельных цилиндра 2, расположенных вертикально в один ряд. Каждый цилиндр имеет съемную чугунную крышку 9, в которой располагаются клапаны: всасывающий 10 и выпускной 11, а также одна свеча зажигания. К нижней части двигателя крепится поддон 16, в котором находится масло (19 л) и помещается шестерчатый насос 17, для циркуляционной смазки, а также масляный фильтр 18. Цилиндры и крышки охлаждаются водой, которая подается центробежным насосом 11 (рис. 271) в нижнюю часть рубашек цилиндров.

Нагретая вода поднимается вверх и через отверстия во фланцах цилиндров поступает в крышки и затем отводится в трубопровод. Поршни 3 рабочих цилиндров

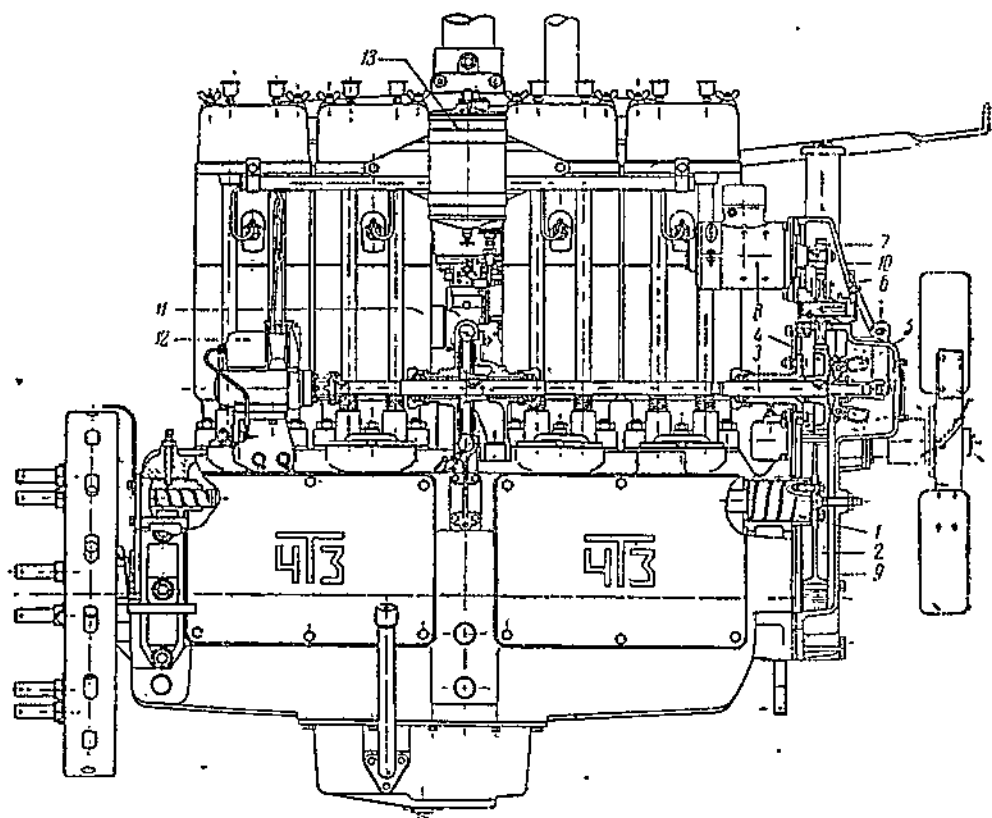


Рис. 271. Тракторный двигатель ЧТЗ.

отлиты из чугуна и имеют по четыре уплотнительных кольца на головке и внизу по одному маслосъемному. Доньшко поршня — плоское и с нижней стороны подкрепляется двумя ребрами жесткости. Верхняя головка шатуна 6 соединяется с поршнем при помощи поршневого пальца 5, закрепленного в приливах (бобышках) поршня. Палец сделан пустотелым и поверхность его цементирована, закалена и шлифована.

При работе двигателя палец может поворачиваться как в бронзовой втулке верхней головки шатуна, так и в отверстиях бобышек (палец плавающего типа). Для устранения осевого перемещения пальца имеются стопоры в виде двух пружинящих колец, вставленных в соответствующие канавки в отверстиях бобышек, с каждого конца пальца. В бобышках просверлены два отверстия, для смазки поршневого пальца, соединяющие каналом отверстия бобышек с наружной стороной поршня. Зазор между направляющей частью поршня и цилиндром составляет 0,16—0,20 мм. Стальной штампованный шатун 6, двутаврового сечения имеет цельную верхнюю головку, в которой помещается запрессованная бронзовая втулка (головной подшипник). Нижняя головка шатуна имеет съемную крышку. Последняя

крепится к шатуну двумя болтами с корончатыми гайками. Мотылевой подшипник залит баббитом и имеет набор тонких латунных прокладок, для регулировки зазора, в случае износа баббита.

Для уменьшения длины двигателя, штампованный коленчатый вал 7 имеет лишь три рамовых шейки, которыми он лежит на трех рамовых подшипниках, залитых баббитом. В щеке мотыля и в шейках вала сделаны сверления, для подвода смазки из рамового подшипника в мотылевой. Коленчатый вал вставляется в картер через окно в задней его стенке. На заднем конце вала находится фланец к которому крепится маховик 8. На ободе маховика сделаны отверстия, в которые вставляется пусковой ломик, для проворачивания двигателя при пуске его в ход.

Распределительный механизм состоит из штампованного распределительного валика 13 с кулачными шайбами, плоских толкателей, штанг толкателей, клапанных рычагов и клапанов с пружинами. Распределительный валик находится в картере и лежит на шести опорах. Передача движения к распределительному валику, а также к механизмам, обслуживающим двигатель, производится при помощи зубчатой передачи. На передней части коленчатого вала насажена на шпонке цилиндрическая шестерня с числом зубцов $z=38$, сцепляющаяся с шестерней распределительного валика ($z=76$). От шестерни распределительного валика приводятся во вращение следующие шестерни: шестерня вала водяного насоса 3 (рис. 271) и шестерня вала вентилятора. Вал водяного насоса приводит в движение магнето 12 (рис. 271) типа Сдинтилла и регулятор 5 (рис. 271). Все шестерни располагаются в кожухе 9.

Для правильной работы распределительного механизма, шестерни соединяются по контрольным маркам, с таким расчетом, чтобы марка на торце зуба шестерни, сидящей на коленчатом валу, находилась между марками на двух зубцах шестерни распределительного вала. Смазка рамовых и мотылевых подшипников производится при помощи шестеренчатого насоса под давлением 1,3—1,8 ати, которое контролируется манометром.

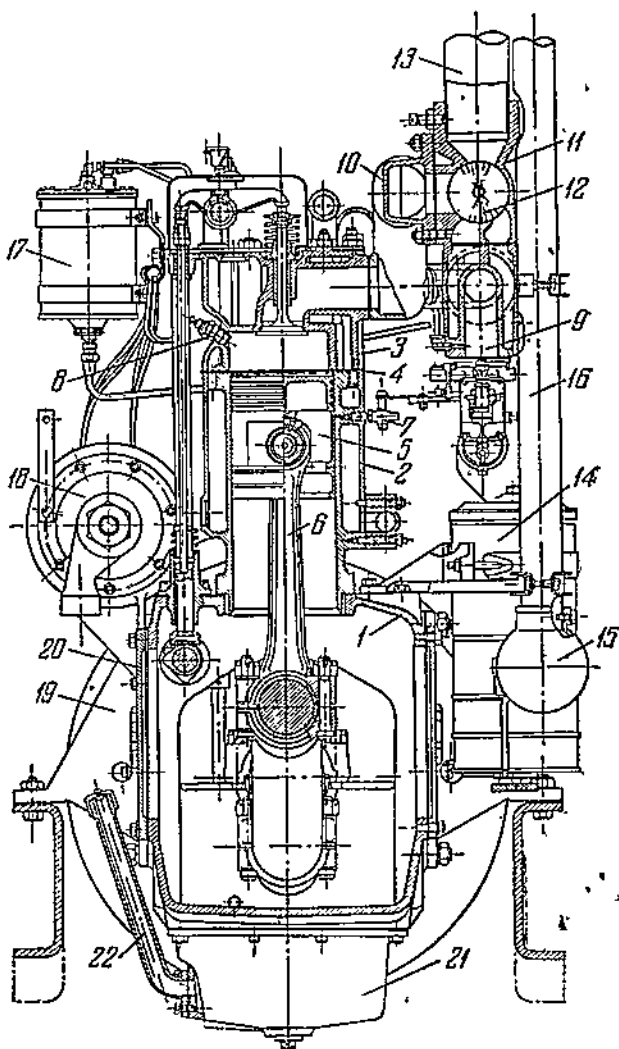


Рис. 272. Поперечный разрез двигателя ЧТЗ.

Схема принудительной смазки показана на рис. 273, где цифрами обозначены: 1 — масляный насос, 2 — масляная напорная камера, 3—4—5 — трубки для подвода смазки к рамовым подшипникам, 6 — трубка к масляному манометру, 7 — манометр, 8 — сетчатый фильтр, 9 — спускная пробка.

Масляный насос приводится в движение от распределительного валика при помощи винтовых шестерен и вертикального распределительного вала. Смазка цилиндров, поршневых колец, подшипников распределительного валика и его кулачных шайб производится

путем разбрызгивания масла шатуном. Масло собирается в картере и стекает через сетчатый фильтр в поддон.

Для контроля уровня масла в поддоне имеется измерительная линейка с двумя отметками (предельный верхний и нижний уровень). Клапанные рычаги смазываются

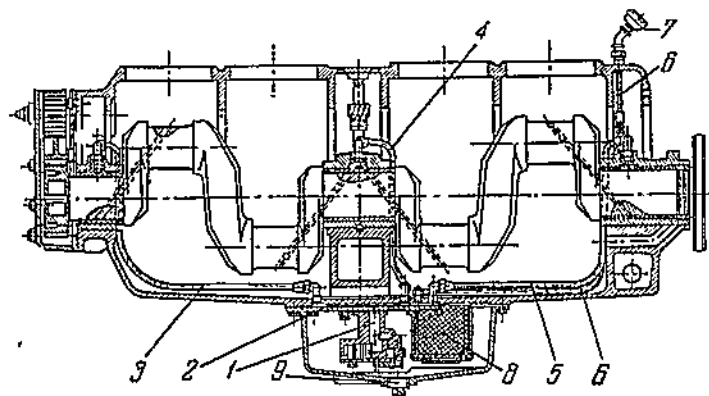


Рис. 273. Схема смазки.

от масленок, расположенных на колпаках, закрывающих цилиндры. На двигателе установлен карбюратор Энсайн-ААе. Воздух, поступающий в карбюратор, подвергается предварительной очистке от пыли в очистителе 14 (рис. 272). Для лучшего испарения лигроина, всасывающая труба 9 (рис. 272) сделана с двойными стенками, между которыми проходят выхлопные газы. Для регу-

лирования подогрева служит заслонка 12 (рис. 272). Выхлопные газы отводятся из цилиндров в выпускную трубу 10.

На рис. 272 цифрами обозначены следующие части двигателя: 1 — картер; 2 — цилиндр; 3 — цилиндрическая крышка; 4 — медно-асбестовая прокладка; 5 — поршень; 6 — шатун; 7 — декомпрессионный кран для уменьшения сжатия в цилиндре при пуске двигателя в ход; 8 — свеча для зажигания рабочей смеси; 18 — водяной центробежный насос; 20 — крышка бокового люка; 21 — поддон и 22 — колено с масломерной линейкой.

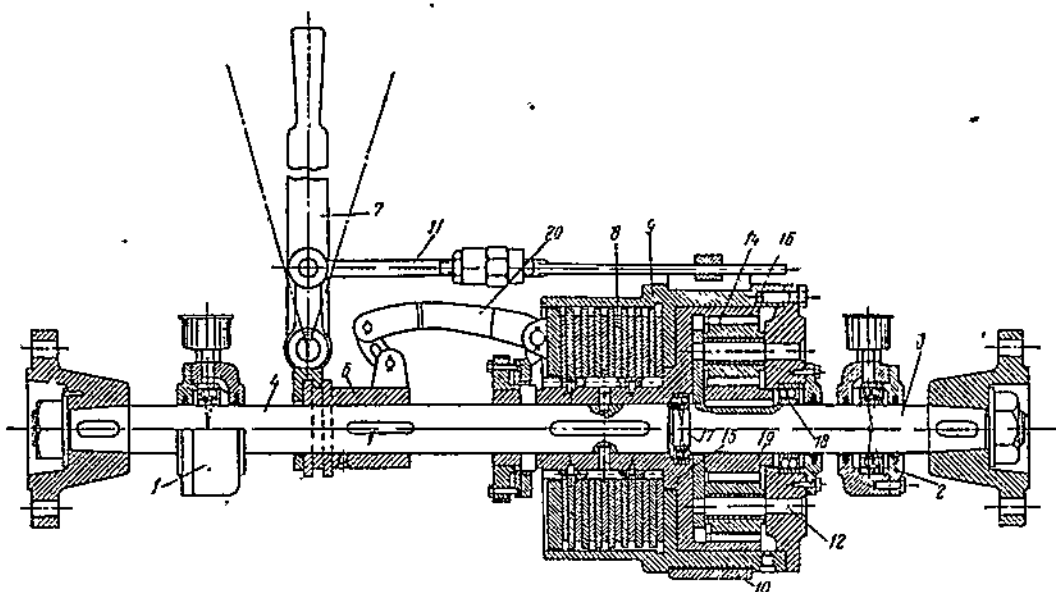


Рис. 274. Реверсивная муфта.

Двигатель ЧТЗ не реверсивный, поэтому при установке его на катере, для получения заднего хода, приходится применять реверсивную муфту. На рис. 274 показана реверсивно-разобщительная муфта с цилиндрическими шестернями конструкции Московской судостроительной верфи, получившая широкое распространение на газодоках. Короткий вал 3 муфты соединяется фланцем с коленчатым валом двигателя, вал 4 соединяется с промежуточным валом, передающим вращение двигателю. При помощи дисковой муфты сцепления 8, вал 4 может соединяться с корпусом 9 реверсивной муфты. Внутри муфты 9 имеются две цилиндрические

(планетарные) шестерни 14, свободно вращающиеся на своих осях 12, закрепленных в крышке реверсивной муфты. На конце вала 3 закреплена на шпонке шестерня 19, находящаяся в зацеплении с шестернями 14. С теми же шестернями 14 сцепляется большая шестерня 16 с внутренним зацеплением. Последняя шестерня имеет удлиненную ступицу и при помощи шпонки она закрепляется на валу 4.

При отклонении реверсивного рычага вправо (вперед) от среднего положения, муфта 6 передвигается влево и при посредстве серыги 20 производится нажатие на фрикционные диски сцепления. В результате значительного трения, возникающего между дисками, происходит сцепление вала 4 с корпусом 9 реверсивной муфты. Одновременно тяга 11 устраняет нажатие тормозной ленты 10. При таком положении реверсивного рычага, вращение вала 4 будет происходить в том же направлении, что и вращение коленчатого вала. Передача вращения от коленчатого вала к промежуточному 4 будет происходить через шестерни 19, 14 и 16, при этом валы 3 и 4 будут находиться в жестком сцеплении, так как шестерни 14 не смогут вращаться вокруг своих осей, ибо шестерня 16 неподвижно соединена с корпусом реверсивной муфты.

При отклонении рычага 7 влево (назад), фрикционные диски сцепления раздвинутся и вал 4 разъединится с корпусом реверсивной муфты. Одновременно тяга 11 застопорит от вращения корпус 9 реверсивной муфты, при помощи тормозной ленты 10. Вращение шестерни 19 будет вызывать вращение шестерен 14 вокруг их осей, в результате чего шестерня 16 с внутренним зацеплением и вал 4 начинают вращаться в сторону, обратную вращению коленчатого вала, с половинным числом оборотов.

При среднем положении рычага 7, диски фрикционной муфты разобщены и тормозная лента отжата. Вращение шестерни 19 будет вызывать вращение шестерен 14, которые будут катиться по неподвижной шестерне 16, вызывая вращение корпуса муфты в сторону вращения коленчатого вала, но с половинным числом оборотов. Таким образом, при указанном положении рычага 7, вал 4 вращаться не будет.

Пуск карбюраторных двигателей производится вручную или при помощи стартера (электромотора). Шестерня стартера соединяется, на время пуска двигателя, с маховиком, который имеет соответствующий зубчатый венец. После того как двигатель забрал ход, шестерня автоматически выключается из зацепления и стартер выводится из действия. При ручном пуске проворачивание двигателя, для засасывания рабочей смеси в цилиндры, производится за рукоятку на маховике.

ГЛАВА XXIII

СУДОВЫЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 94. Устройство газогенераторной установки

Двигатели внутреннего сгорания, работающие на газообразном топливе, в настоящее время получают очень широкое распространение на водном транспорте. Постройка катеров с газогенераторными установками (газоходы) является одним из наиболее эффективных способов освоения мелких рек, так как этот тип судовых установок позволяет широко использовать местные топливные ресурсы в виде угля, древесины и торфа. Перевод катерного флота на твердое топливо дает здесь возможность отказаться от дефицитного жидкого топлива, которое может идти на нужды обороны и автотракторного парка. Газогенераторные установки обладают достаточно высокой экономичностью, и коэффициент использования тепла в них достигает 16—20%, между тем как для паровых установок тот же коэффициент обычно не превышает 12—14%. Газогенераторные установки обладают небольшими габаритными размерами и малым весом, что является весьма важным их преимуществом.

Газ, необходимый для образования рабочей смеси, готовится в газогенераторе, где происходит газификация твердого топлива. В результате газификации, в генераторе остаются лишь остатки твердого топлива в виде золы. Состав генераторного газа зависит от способа газификации, рода топлива и его влажности,

конструкции газогенератора и режима его работы. В качестве топлива для газогенераторов употребляется торф, древесный уголь, древесина в виде щепы и чурок, а также антрацит и кокс. В судовых газогенераторах в настоящее время применяются чурки определенных размеров в зависимости от производительности и размеров газогенератора. Лучшим древесным топливом для газогенераторов являются лиственные породы (береза, ольха, осина) с абсолютной влажностью, не превышающей 25—30%, и наименьшим содержанием смол. Повышенный процент влажности топлива ухудшает качество газа и понижает мощность двигателя. Газогенераторы могут также работать и на хвойных породах (ель, сосна). Абсолютной влажностью в процентах называется отношение веса влаги к весу высушенной древесины, умноженное на сто. Если вес влаги относится к весу образца до сушки, то в этом случае получается относительная влажность.

В зависимости от способа подачи воздуха, генераторы разделяются на всасывающие и нагнетательные. В генераторах первого типа воздух поступает лишь вследствие разрежения создаваемого внутри генератора, при отсасывании газа двигателем. В нагнетательных генераторах воздух подается под давлением. На водном

транспорте применяются генераторы первого типа. По процессу горения газогенераторы бывают прямого горения и обратного или генераторы с опрокинутым процессом горения. На рис. 275 показана схема генератора прямого горения. Генератор представляет собой печь шахтного типа с загрузкой топлива через верхнее загрузочное отверстие 1, герметически закрываемое крышкой. В нижней части газогенератора имеется колосниковая решетка 2, на которой происходит горение топлива. Воздух, необходимый для горения, поступает под колосниковую решетку — в зольник. Генераторный газ отводится из верхней части генератора. В районе колосниковой решетки происходит соприкосновение раскаленного топлива с кислородом воздуха, в результате чего получается сгорание углерода топлива в углекислоту по реакции

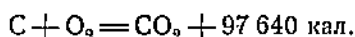
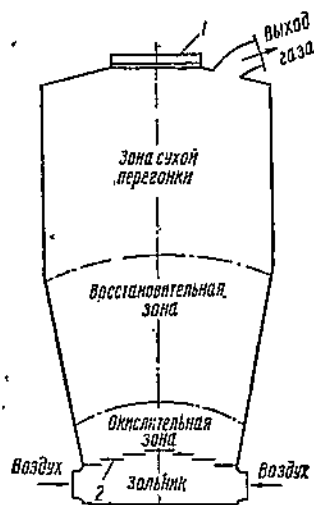
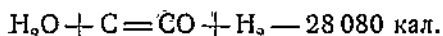


Рис. 275. Схема газогенератора прямого горения.

Нижняя часть генератора, где происходит сгорание углерода, называется окислительной зоной. Сгорание одного моля углерода в CO_2 сопровождается выделением 97 640 кал. тепла температура достигает до 1100—1500° С. Теплота, получающаяся при горении, уносится поднимающимся потоком газа в верхние слои топлива, нагревая их до высокой температуры. При отсутствии свободного кислорода в вышележащих слоях топлива, происходит взаимодействие CO_2 с углеродом по эндотермической реакции:

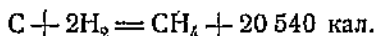


Эта реакция идет с поглощением тепла, так как для превращения одного моля CO_2 в окись углерода расходуется 38 360 кал. Образование CO происходит лишь в тех горизонтах генератора, где температура газа не ниже 700° С. Эта область генератора называется восстановительной зоной. Для повышения к. п. д. газогенератора в стационарных установках вводят под колосниковую решетку пар. При высокой температуре в нижней части газогенератора пар начинает реагировать с углеродом топлива по эндотермической реакции:



Для превращения одного моля водяного пара в CO и H_2 необходимо затратить 28 080 кал. тепла. Конечные продукты этой реакции в виде окиси углерода и свободного водорода переходят в генераторный газ, увеличивая активную его часть.

Часть водорода вместе с углеродом топлива образует метан по реакции:



Образование метана идет по экзотермической реакции.¹

Слон топлива, лежащие выше восстановительной зоны, нагреваются поднимающимся вверх газом, и здесь имеет место процесс сухой перегонки топлива без доступа воздуха (зона сухой перегонки). Газообразные продукты сухой перегонки уносятся газом из генератора. Процесс газификации древесного топлива заканчивается примерно при 400°C и при более низких температурах в верхней части газогенератора происходит лишь подогревание и высушивание топлива. Продуктами сухой перегонки являются: уголь, водяной пар, углекислота, окись углерода, уксусная кислота, метиловый спирт, деготь и пр. В результате газификации твердого топлива получается генераторный газ, состоящий из смеси углерода, водорода, метана, небольшого количества кислорода (активная часть), азота и углекислоты (пассивная часть). При прямом процессе горения генераторный газ содержит значительное количество водяного пара и смол, что является недостатком этого процесса. Водяной пар понижает калорийность газа, а смолы дают нагар в цилиндре и могут засмолить двигатель, выводя его из строя. Последующая очистка газа от механических примесей (сажа, угольная пыль), смол и влаги освобождает газ от этих примесей, но все же полное удаление смол является очень трудной задачей при прямом процессе, в особенности в судовых условиях. Газогенераторы с прямым процессом горения применяются при сортах топлива, не содержащих летучих смолистых веществ, как то: антрацит, кокс, древесный уголь, и главным их преимуществом является лучшее использование тепла, так как температура газа, покидающего генератор, значительно ниже по сравнению с генератором, работающим по принципу опрокинутого процесса горения.

На рис. 276 приведена схема газогенератора обратного горения. Воздух поступает в газогенератор через ряд (один или два) отверстий или фурм, расположенных в боковой стенке. Плоскость фурм делит газогенератор на две части. В верхнюю часть, называемую бункером, загружается топливо. Загрузка бункера производится через верхнее отверстие, плотно закрываемое крышкой. Часть газогенератора ниже фурм до колосниковой решетки называется камерой сгорания. Здесь происходят термохимические реакции процесса газификации.

Под колосниковой решеткой помещается зольник, откуда и отводится генераторный газ.

Топливо, по мере его сгорания, опускается из бункера в камеру сгорания, при этом древесина к этому моменту превращается в уголь. В верхней части камеры сгорания происходит горение углерода топлива с образованием CO_2 (зона окисления). Ниже протекают реакции получения окиси углерода из CO_2 (восстановительная зона), а также образования свободного водорода и окиси углерода из водяного пара. В газогенераторах с обратным процессом горения водяной пар образуется вследствие влажности древесного топлива и высушивания его в бункере. Движение газа в генераторе происходит сверху вниз и расположение зон получается обратным по сравнению с прямым процессом горения.

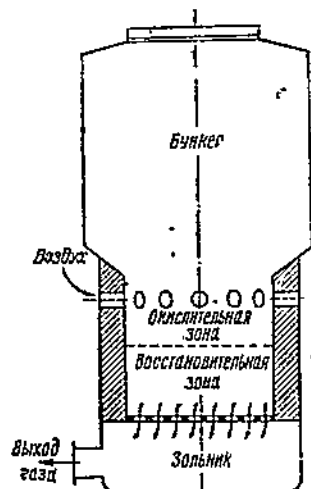


Рис. 276. Схема газогенератора при опрокнутом процессе горения.

¹ Идея ввода в газогенератор, наравне с воздухом, водяного пара принадлежит английскому инженеру Даусону, который реализовал ее в 1884—1885 гг.

Причина повышения отдачи газогенератора при этом заключается в том, что при введении лишь воздуха образуется окись углерода, теплота горения которой рассеивается, не участвуя в работе двигателя. Когда же вводится в газогенератор еще и пар, то последний, разлагаясь по эндотермической реакции, затрачивает на эту реакцию как раз то тепло, которое, как сказано выше, выделилось при сгорании угля в CO . Теплота эта таким образом переходит обратно (*in statu nascendi*) в связанную химическую форму и может быть использована в двигателе при горении газа.

В идеале к. п. д. газогенератора повышается до 99%; практически, хорошо построенные антрацитные газогенераторы с прямым процессом имеют к. п. д. до 85%, и больше, что без введения пара было бы совершенно нелепо. *Прим. ред.*

Использование смолистых топлив в транспортных газогенераторах послужило причиной применения здесь способа опрокинутого процесса горения, при котором все продукты сухой перегонки топлива неизбежно проходят через зону высоких температур (зону окисления) и под влиянием кислорода воздуха изменяют свой состав. В результате протекания опрокинутого процесса горения удается избавиться от смол, уксусной кислоты, влаги и прочих продуктов сухой перегонки. При сгорании смол, таковые выделяют тепло, которое полезно используется в газогенераторе, между тем как при прямом процессе горения смолы уносятся генераторным газом и должны быть сконденсированы в очистительном устройстве. Загрузка бункера новым топливом при опрокинутом процессе производится на ходу двигателя, без каких-либо дополнительных устройств в верхней части генератора, что является большим их преимуществом. Топливо, поступающее в камеру сгорания, обугливается, в результате чего активная зона газогенератора состоит из постоянного слоя измельченного угля с большим содержанием углерода, что в значительной степени способствует лучшему протеканию реакции в этой зоне. При прямом процессе горения в восстановительной зоне имеется часть недостаточно обугленного топлива и в этих условиях восстановительные процессы протекают менее энергично. Влага, имеющаяся в топливе, испаряется в газогенераторе и в виде пара поступает в активную зону генератора, превращаясь в CO и H_2 . В этом случае устройство для подвода воды или пара в газогенератор отпадает за необходимость.

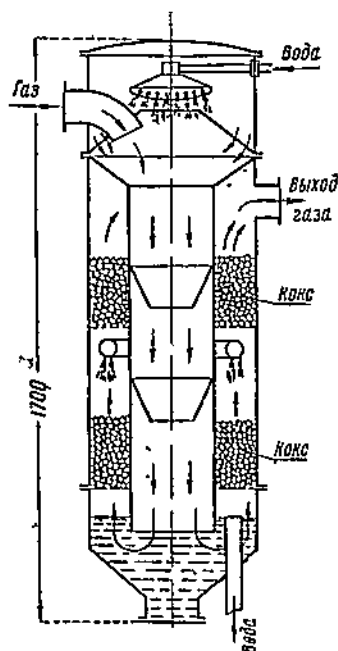


Рис. 277. Скруббер.

Генераторный газ по выходе из генератора направляется в скруббер, где производится мокрая очистка газа и его охлаждение. Газ поступает в верхнюю часть скруббера (рис. 277) и по центральной его части спускается вниз, под влиянием разрежения, создаваемого двигателем. В этой части скруббера происходит промывка газа струями воды, которые вытекают из лейки. Для лучшего отделения примесей на пути движения газа устанавливаются конические насадки. Далее газ проходит через воду и поступает в кольцевое пространство, где имеются два слоя кокса, уложенного на решетках. В насадочной части скруббера установлена кольцевая дырчатая труба, из которой вытекают струи воды, смачивая нижний слой кокса. Здесь происходит вторичная промывка газа, при этом осуществляется принцип противотока. Для смены кокса и очистки скруббера имеются соответствующие горловины, плотно закрывающиеся крышками.

Из скруббера газ направляется в сухой очиститель (рис. 278). Сухой очиститель представляет собой вертикальный цилиндр, в нижней части которого налито масло. Газ, поступая в нижнюю часть очистителя, по лучает при помощи патрубка вращательное движение. Мелкие частицы примесей отделяются от газа при ударе его о поверхность масла. Затем газ поднимается вверх, проходя слой металлической стружки и выше лежащий слой из волокон (кенаф). В очистителях газ освобождается от паров (которые в них конденсируются) и пыли (сажа, мелкие частицы угля), после чего он поступает в смеситель газа и воздуха. В некоторых конструкциях очистители мокрой и сухой очистки располагаются в одном общем корпусе.

Для лучшего обеспечения полного сгорания продуктов сухой перегонки и в пер-

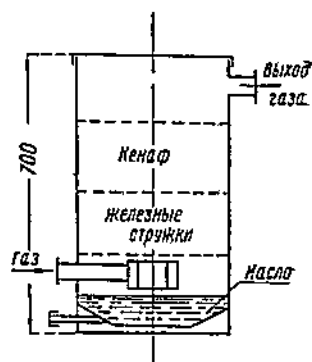


Рис. 278. Сухой очиститель газа.

вую очередь смол, необходимо иметь высокие температуры в окислительной зоне, для этого сечение камеры сгорания уменьшается. Вследствие уменьшения сечения для прохода газов, скорость движения их увеличивается до 2—2,5 м/сек., отчего интенсивность протекания реакций повышается. Одним из радикальных средств повышения температурного режима газогенератора является подогрев воздуха, поступающего в генератор. Для этой цели используется генераторный газ, выходящий из камеры сгорания.

На рис. 279 показана схема газогенератора с подогревом воздуха отходящим генераторным газом.

Корпус газогенератора изготавливается из листов стали, сваривающихся между собой. Бункер, камера сгорания и зольник изготавливаются отдельно и соединяются в одно целое при помощи болтов. Камера сгорания внутри выкладывается огнеупорным кирпичом. Колосниковая решетка иногда делается подвижной, позволяющей встряхивать ее или вращать при помощи наружного рычага. В некоторых случаях под колосниками помещается ряд коротких стержней, укрепленных на общей оси вращения. При повороте рычагом оси вращения стержни прорезают отверстия в решетке, прочищая их при засорении. Тяги приводов для управления приспособлением по очистке решетки должны иметь герметическое уплотнение.

К судовым газогенераторным установкам Наркомводом были предъявлены следующие технические требования. Газогенераторы (по одному на каждый катер) должны быть вертикальные, деревянные, с обращенным процессом горения, безопасные в эксплуатации, допускающие разборку и очистку без снятия их с основных креплений. Обслуживание установки должно производиться одним человеком. Разжигание холодного газогенератора и пуск на полный ход двигателя не должны отнимать более 10 мин. Догрузка газогенератора топливом производится на ходу, через каждые $1\frac{1}{2}$ часа для 30-сильного катера и через $2\frac{1}{2}$ часа для 60- и 120-сильных. Для катеров 30—60 л. с. загрузка топлива предусмотрена ручная и для 120-сильных желательна механическая. Устройство газогенератора должно обеспечивать в случае надобности работу одного двигателя при длительной его нагрузке. Температура наружной поверхности газогенераторов не должна превышать 50°C . Топливом для газогенераторов служат дрова хвойных пород с относительной влажностью 30%, и размерностью для 60—120-сильных катеров $500 \times 70 \times 70$ мм, и для 30-сильных — $330 \times 70 \times 70$ мм, при этом расход топлива не должен превышать 1 кг на 1 э. л. с. в час. Постройка газогенераторов производится из обычных торговых материалов, при этом работа их должна быть обеспечена в течение 2000 час. без ремонта. Очистка двигателей от пыли и смол производится не чаще чем через 500 час. работы их на полную мощность. Температура газа, поступающего в двигатель, не должна быть выше $35\text{—}40^{\circ}$ при колебании температуры охлаждающей воды от 2 до 22°C и температуре окружающего воздуха от -5° до $+30^{\circ}\text{C}$. Конструкция очистителей должна обеспечивать свободное их обслуживание, разборку и очистку без снятия с основных креплений. Вес газогенераторной установки в рабочем состоянии не должен превышать 10 кг на 1 э. л. с.

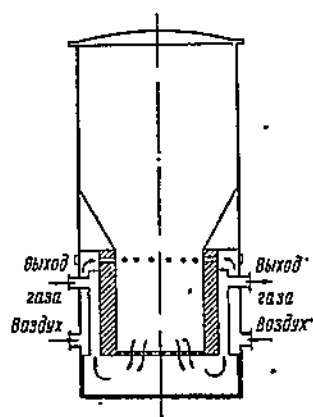


Рис. 279. Схема газогенератора с подогревом воздуха.

§ 95. Основы теории газогенераторного процесса

В результате процесса газификации твердого топлива получается газ, состоящий из механической смеси газообразных продуктов, составляющими которой являются: окись углерода (CO), водород (H_2), метан (CH_4), кислород (O_2) (активная часть), угольная кислота (CO_2) и азот (пассивная часть). Активная часть газа участвует в процессе горения в цилиндре двигателя, между тем как пассивная часть не принимает участия в химических процессах и является лишь балластом, способствуя увеличению

тепловых потерь с выхлопными газами. Отношение активной части газа к пассивной называется коэффициентом доброкачественности газа.

$$\lambda = \frac{\text{CO} + \text{H}_2 + \text{CH}_4 + \text{O}_2}{\text{CO}_2 + \text{N}_2}$$

$$\text{CO} + \text{H}_2 + \text{CH}_4 + \text{O}_2 + \text{CO}_2 + \text{N}_2 = 100$$

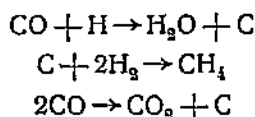
$$\lambda = \frac{100}{\text{CO}_2 + \text{N}_2} - 1$$

Коэффициент доброкачественности газа изменяется в зависимости от качества газа в пределах $\lambda = 0,45 \div 0,75$.

Наиболее ценной частью газа является окись углерода, так как смесь CO с необходимым количеством воздуха для сгорания обладает наибольшей калорийностью (902 кал./м³). Калорийность смеси H₂ и воздуха составляет 764 кал./м³ и CH₄ и воздуха — 810 кал./м³. Присутствие значительного количества метана (6—7%) в генераторном газе показывает холодный ход процесса газификации, так как образование CH₄ происходит главным образом при низких температурах выхода газа из камеры сгорания. Низкая температура генератора вызывает неполное освобождение газа от смол, что является весьма нежелательным явлением.

Количество кислорода в генераторном газе обычно не превышает 0,5—1,0%. Таким образом наиболее ценным продуктом газификации является CO, затем следует H₂ и при этом количество CH₄ должно быть минимальным.

Образование CO и H₂ происходит при температуре от 700° С и выше, при более низких температурах в интервале 700—400° С реакции начинают протекать в обратном направлении.



В результате указанных реакций образуются пары воды, углекислота и углерод в виде сажи или смол, кроме того теряются наиболее ценные продукты газификации. Для устранения этих вредных явлений желательно, чтобы генераторный газ покидал камеру сгорания при температуре около 800° С, после чего его следует по возможности быстро охлаждать до 400—450° С, так как при этой температуре нежелательное течение реакций прекращается. Одним из наиболее эффективных средств сокращения времени для охлаждения газа с 800 до 400° С является использование его для подогрева воздуха, поступающего в газогенератор, о чем было сказано выше.

Нижний предел теплотворной способности H_u генераторного газа при 0° С и 760 мм рт. ст. может быть определен по формуле

$$H_u = 25,8\text{H}_2 + 30,45\text{CO} + 85,17\text{CH}_4 \text{ кал./м}^3$$

где H₂, CO и CH₄ выражены в процентах и представляют объемное содержание элементов, составляющих генераторный газ. Коэффициенты, стоящие в формуле, соответствуют теплотворным способностям перечисленных газов.

Вес в килограммах генераторного газа, взятого в количестве 100 молей, определится по формуле

$$G_2 = 28\text{CO} + 44\text{CO}_2 + 2\text{H}_2 + 16\text{CH}_4 + 32\text{O}_2 + 28\text{N}_2$$

где составляющие газа выражаются в процентах.

Удельный вес газа при 0° С и 760 мм рт. ст.

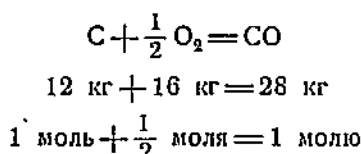
$$\gamma_0 = \frac{G_2}{2240} \text{ кг/м}^3$$

то же при 15° С и 1 ата

$$\gamma_{15} = \frac{G_2}{2440} \text{ кг/м}^3$$

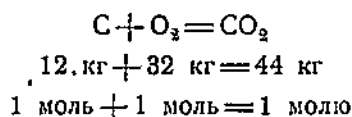
где 2240 и 2440 — объемы 100 молей газа при соответствующих параметрах.

Для определения элементарного состава генераторного газа рассмотрим реакции, происходящие в активной зоне газогенератора. Получение CO можно рассматривать, как неполное сгорание углерода топлива по реакции



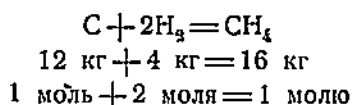
Для получения (CO) молей окиси углерода расходуется (CO) молей углерода и ($\frac{1}{2}$ CO) молей кислорода. Если взять 100 молей генераторного газа, то значение CO будет представлять содержание окиси углерода в генераторном газе в процентах по объему.

Сгорание углерода в углекислоту происходит по реакции



Для образования (CO₂) молей углекислоты потребуется (CO₂) молей углерода и (CO₂) молей кислорода.

Образование метана идет по реакции



и для получения (CH₄) молей метана необходимо (2CH₄) молей водорода и (CH₄) молей углерода.

На основании указанных подсчетов можно определить элементарный состав генераторного газа. Для 100 молей газа будем иметь состав

углерода $C_0 = \text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4$ молей

водорода $H_0 = \text{H}_2 + 2\text{CH}_4$ молей

кислорода $O_0 = \frac{1}{2} \text{CO} + \text{CO}_2 + \text{O}_2$ молей

азота $N_0 = \text{N}_2$ молей

где H_2 , O_2 и N_2 — содержание водорода, кислорода и азота в свободном состоянии в процентах по объему.

• Определим количество топлива, необходимое для получения 100 молей генераторного газа принятого состава. Предположим, что твердое топливо содержит, в процентах по весу, следующие элементы: $c\%$ углерода, $h\%$ водорода, $o\%$ кислорода, $n\%$ азота и в сумме все это составляет 100%. Углерод, входящий в состав генераторного газа, получается из топлива; кроме того, часть углерода теряется с золой и в виде сажи и пыли уносится в очиститель. Эти потери могут быть учтены коэффициентом полноты сгорания углерода $\xi = 0,96 \div 0,97$. Таким образом количество углерода, израсходованного для получения 100 молей генераторного газа, будет составлять

$$C_T = \frac{1}{\xi} C_0 \text{ молей}$$

или по весу

$$C_T' = 12C_T = \frac{12}{\xi} C_0 \text{ кг}$$

где 12 — молекулярный или атомный вес углерода.

Обозначим количество водорода топлива через H_T молей или по весу $2H_T$ кг. Для принятого обозначения состава топлива будем иметь

$$\begin{aligned} \frac{2H_T}{12C_T} = \frac{h}{c} = \alpha & \quad H_T = 6 \frac{\alpha}{\xi} C_0 \text{ молей} \\ H_T' = 12 \frac{\alpha}{\xi} C_0 & \text{ кг} \end{aligned}$$

Предположим, что в топливе содержится O_T молей кислорода или по весу $32O_T$ кг. Весовое соотношение между кислородом и углеродом топлива

$$\frac{32O_T}{12C_T} = \frac{o}{c} = \beta; \quad O_T = \frac{3}{8} \cdot \frac{\beta}{\xi} C_0 \text{ мол.}$$

$$O'_T = 12 \frac{\beta}{\xi} C_0 \text{ кг}$$

Азота в топливе содержится N_T молей или по весу $28N_T$ кг. Аналогично предыдущему определим весовое соотношение азота и углерода в топливе

$$\frac{28N_T}{12C_T} = \frac{n}{c} = \gamma; \quad N_T = \frac{3}{7} \cdot \frac{\gamma}{\xi} C_0 \text{ мол.}$$

$$N'_T = 12 \frac{\gamma}{\xi} C_0 \text{ кг}$$

Пользуясь найденными соотношениями, определим вес горючей массы топлива, необходимый для получения 100 молей генераторного газа

$$G = C'_T + H'_T + O'_T + N'_T \text{ кг}$$

$$G = \frac{12}{\xi} C_0 (1 + \alpha + \beta + \gamma) \text{ кг}$$

Значения коэффициентов α , β и γ могут быть подсчитаны в зависимости от элементарного состава топлива. Эти данные приведены в нижепомещенной табл. 55.

В состав топлива входит G кг горючей массы, A кг зольных веществ и W кг гигроскопической влаги

$$G + A + W = 100\%$$

Общий вес топлива, израсходованного для получения 100 молей генераторного газа, составляет

$$G_{\text{общ.}} = G \frac{100}{100 - (A + W)} \text{ кг}$$

Подставляя значение будем иметь

$$C_{\text{общ.}} = \frac{12}{\xi} C_0 (1 + \alpha + \beta + \gamma) \frac{100}{100 - (A + W)} \text{ кг}$$

Коэффициенты, стоящие в скобках, заменим через соответствующие весовые соотношения элементарных составляющих топлива.

$$1 + \alpha + \beta + \gamma = \frac{c}{c} + \frac{h}{c} + \frac{o}{c} + \frac{n}{c} = \frac{100}{c} = \frac{1}{\delta}$$

$$c + h + o + n = 100$$

Значение δ есть весовое содержание углерода в горючей массе топлива.

$$G_{\text{общ.}} = \frac{12C_0}{\xi} \cdot \frac{100}{100 - (A + W)} \text{ кг}$$

При 0°C и давлении 760 мм рт. ст. объем 100 молей генераторного сухого газа составляет 2240 м³. Таким образом из 1 кг влажного топлива получается генераторного газа

$$V = \frac{2240}{G_{\text{общ.}}} \text{ м}^3/\text{кг}$$

Величина V составляет: для дров $V = 2,2 \div 3,0$ м³/кг и для древесного угля $V = 4 \div 6$ м³/кг.

Количество воздуха, необходимое для подачи в газогенератор, определится по содержанию азота в генераторном газе. Азот попадает в газ главным образом из воздуха (N_B молей) и частично из топлива (N_T молей). Таким образом 100 молей генераторного газа будут содержать общее количество N_B молей азота.

$$N_B = N_B + N_T; \quad N_B = N_0 - N_T$$

Воздух содержит по объему 79⁰/₁₀₀ азота и 21⁰/₁₀₀ кислорода. Отношение количества воздуха L к количеству азота в нем, составляет

$$\frac{L}{N_a} = \frac{100}{79}$$

Из полученного выражения определим количество воздуха в молях, необходимое для получения 100 молей генераторного газа

$$L = \frac{100}{0,79} N_a = \frac{N_0 - N}{0,79} \text{ мол.}$$

или в кг

$$G_b = \frac{28,95}{0,79} (N_0 - N_T) = 36,7 (N_0 - N_T) \text{ кг}$$

где 28,95 — вес одного моля воздуха.

Для оценки работы газогенератора вводят понятие о коэффициенте его полезного действия, представляющем отношение химически скрытой тепловой энергии генераторного газа к такой же энергии твердого топлива, израсходованного для получения этого газа. Если для получения 100 молей газа с теплотворной его способностью H_u кал./м³ израсходовано G кг топлива с теплотворной способностью горючей массы H_u' кал./кг, то к. п. д. газогенератора будет равен

$$\eta = \frac{2240 H_u}{G H_u'}$$

где 2240 — объем 100 молей газа при 0°С и 760 мм рт. ст.

В полученное выражение подставим значения

$$G = \frac{12}{\xi} C_0 (1 + \alpha + \beta + \gamma) = \frac{12}{\xi} C_0$$

$$C_0 = \text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4 \text{ мол.}$$

$$H_u = 25,8\text{H}_2 + 30,45\text{CO} + 85,17\text{CH}_4 \text{ кал./м}^3$$

$$\eta = \frac{1875}{H_u'} \cdot \frac{25,8\text{H}_2 + 30,45\text{CO} + 85,17\text{CH}_4}{\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4}$$

Обозначим

$$M = \frac{1875}{H_u'}$$

$$\eta = M \frac{H_u}{\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4}$$

Коэффициент полезного действия газогенератора характеризует степень использования тепловой энергии, скрытой в твердом топливе.

Значение M зависит от ξ — коэффициента полноты сгорания углерода, от δ — весового содержания углерода в горючей массе топлива и от ее теплотворной способности H_u' . Величина M изменяется в небольших пределах, так как с увеличением δ повышается и величина H_u' . В среднем можно принять для березовых дров $M = 0,020$ и для древесного угля $M = 0,022$. Таким образом к. п. д. газогенератора зависит главным образом от теплотворной способности газа и его состава. Значение к. п. д. для легких транспортных газогенераторов изменяется в пределах $\eta = 0,65 \div 0,80$.

§ 96. Особенности газогенераторных двигателей

Основными двигателями для судовых установок-газоходов являются четырехтактные тракторные двигатели ЧТЗ 60 л. с. и ХТЗ 30 л. с., конвертированные для работы на газе. Эти двигатели изготавливаются нашими заводами в массовом производстве и легко могут быть обеспечены запасными частями, а также ремонтом в МТС. Газоходы строятся с мощностью установок в 30, 60 и 120 л. с. (при двух

ХАРАКТЕРИСТИКА ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Род топлива	Состав органической массы в проц.				Значения коэффициентов								Влажность топлива	Низшая теплотворная способность	H _u		
	углерод	водород	кислород	азот	C	H ₂	O ₂	N ₂	α	β	γ	δ				λ	W
Береза	49,30	6,10	43,60	1,00	0,1240	0,8850	0,0203	0,4930	1,10	25,0	4460						
Дуб	50,70	6,05	47,25	2,00	0,1190	0,8150	0,0394	0,5070	2,80	25,0	4390						
Сосна	50,20	6,00	43,30	0,50	0,1190	0,8630	0,0100	0,5020	2,9	12,0	4560						
Ольха	49,00	6,25	44,00	0,75	0,1270	0,9000	0,0153	0,4900	2,4	15,0	4140						
Березовый уголь	89,90	2,04	8,06		0,0227	—	—	0,8990	1,80		7320						

Таблица 56

ХИМИЧЕСКИЙ СОСТАВ ГЕНЕРАТОРНЫХ ГАЗОВ

Газифицируемое топливо										Состав газа в проц. по объему					Коэффициент джоуля-качества газа	Теплотворная способность 1 м³ газа при 0° 760 мм	к. п. п. газогенератора
виды топлива	относительная влажность в проц.	размер кусков в мм	Система газогенератора	Двигатель													
					CO	H ₂	CH ₄	CO ₂	O ₂	N ₂							
Сосна	28	45 × 45 × 70	ЦНИИВТ	ХТЗ-30	16,7	16,87	0,65	12,8	0,6	52,47	0,532	996	0,660				
Разных пород	32	40 × 40 × 480	ЦНИИЛ	ХТЗ-30	16,07	11,23	1,79	12,8	0,4	57,71	0,420	933	0,597				
Сосна	20	40 × 40 × 100	ЦНИИВТ	ЧТЗ-60	19,05	14,62	1,95	11,93	0,48	51,97	0,565	1124	0,683				
Береза	29,3	60 × 60 × 60	НАТИ III	СТЗ	13,6	17,6	3,0	11,0	0,4	54,4	0,530	1125	0,810				
Береза	28,9	40 × 40 × 60	НАТИ III		18,4	16,4	3,0	11,4	0,6	50,5	0,616	1240	0,688				
Древесный уголь	12,8	50 × 50 × 50	REX		26,2	9,7	0,9	3,7	0	59,5	0,581	1125	0,605				

двигателях). Двигателями для катеров в 120 л. с. служат гребные колеса и гребные винты для малых катеров в 30 и 60 э. л. с..

Судовая установка газохода состоит из двигателя, газогенератора, очистительного устройства для газа, реверсивной муфты, редуктора для уменьшения числа оборотов гребного вала (передача на гребные колеса), движителя и необходимых трубопроводов, для нормального обслуживания установки. При переводе двигателя с жидкого топлива (бензин — лигроин) на генераторный газ требуется изготовление всасывающего и выхлопного коллекторов, смесителя газа и воздуха, а также установка водяного насоса большей производительности для охлаждения двигателя и питания скруббера (очистителя газа). Отделение всасывающего коллектора от выхлопного делается для того, чтобы исключить подогрев рабочей смеси выхлопными газами, отрицательно влияющий на мощность двигателя. Всасывающий коллектор изготавливается в виде чугунной отливки без подогревающей рубашки, которая необходима лишь для лучшего испарения бензина. Газовый смеситель является новой деталью конвертированного двигателя. Он служит для образования рабочей смеси из генераторного газа и воздуха. Рабочая смесь образуется путем перемешивания струй газа и воздуха, направленных под некоторым углом друг к другу.

На рис. 280 показана схема смесителя, цифрами обозначено: 1 — дроссельная заслонка для регулирования количества рабочей смеси, поступающей в цилиндры двигателя, поворачивающаяся на своей оси под действием тяги регулятора; 2 — дроссель ручной регулировки; 3 — дроссель для регулирования воздуха, поступающего в смеситель (регулирует состав рабочей смеси); 4 — дроссель карбюратора; 5 — бензиновый карбюратор.

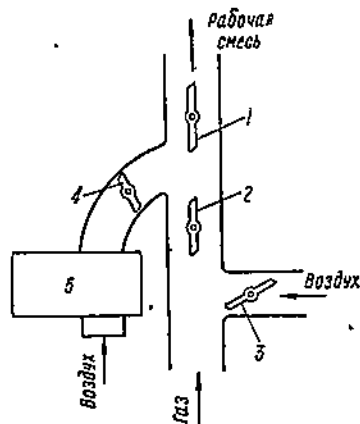


Рис. 280. Схема смесителя газа и воздуха.

Теплотворная способность газовой смеси ниже рабочей смеси, состоящей из бензина и воздуха, что влечет за собой уменьшение мощности двигателя до 30—40%, при переводе его на газ. Для достижения стабилизации мощности, увеличивают степень сжатия в рабочих цилиндрах путем уменьшения объема камеры сжатия. Увеличение степени сжатия может быть произведено заменой старых поршней новыми большей высоты. В некоторых случаях прибегают к подрезке нижнего фланца цилиндрических крышек или же таковые заменяются новыми, позволяющими уменьшать объем камеры сжатия. Пользуясь указанными методами, можно увеличить степень сжатия с 4 до 5,8—7,0, что уменьшает снижение мощности двигателя при переводе его на газ.

Пуск двигателя производится на бензине, для чего необходимо полностью закрыть дроссели 2 и 3 и приоткрыть дроссель 4. После пуска двигателя и бесперебойной его работы на тихом ходу в течение 3—5 мин. для прогрева, двигатель переводится на газ, для чего приоткрываются дроссели 2 и 3. При открытом положении дросселей двигатель работает 1—3 мин. на смеси газа и бензина, пока генератор не будет давать газ нормального состава, после чего двигатель полностью переводится на газообразное топливо и дроссель 4 — закрывается. Работа двигателя на бензине под нагрузкой допускается лишь в исключительных случаях, так как при повышенной степени сжатия температура рабочей смеси в конце сжатия сильно повышается, что может вызвать очень быстрое сгорание смеси, с значительным повышением давления (детонация).

ГЛАВА XXIV

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНЫХ РАЗМЕРОВ ЧАСТЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ.

§ 97. Общие понятия о расчете деталей на прочность

При конструировании деталей двигателя необходимо, чтобы таковые соответствовали своему назначению, были правильно рассчитаны и обеспечивали необходимую прочность и безопасность работы двигателя. Наиболее дешевый способ изготовления

деталей, а также пропорциональность их форм, требуют от конструктора особого внимания. Прочные размеры деталей получаются в результате расчетов, в основу которых положены формулы сопротивления материалов и действующие на деталь внешние силы. Некоторые размеры частей двигателя не поддаются точному теоретическому определению и в этом случае пользуются эмпирическими формулами или данными, основанными на опыте. Весь конструктивный расчет деталей производится для наибольшего рабочего давления p_z в кг на 1 см^2 (давление в цилиндре при горении топлива) и проверяется, для двигателя Дизеля, на максимальное давление $(p_z)_{\text{max}}$ при неисправном действии форсунки и ранней подаче топлива, когда давление взрыва достигает до 100 атм. В последнем случае степень надежности может быть понижена, как для случайной нагрузки. Определение наибольших по величине сил, действующих на деталь, производится с помощью простейших положений механики о разложении и сложении сил.

При расчете движущихся частей, во многих случаях приходится считаться с силами инерции и динамической нагрузкой (удар). Точное определение напряжений в материале частей в этом случае затруднительно, поэтому действие динамической нагрузки обычно учитывается лишь введением более повышенной степени надежности, согласно практическим данным. При выборе допускаемых напряжений в отдельных частях двигателя следует руководствоваться соображениями о степени и серьезности повреждений, причиняемых поломкой этой части машины; так, например, коленчатый вал является наиболее дорогой и трудно заменяемой частью двигателя, повреждение шатуна может вызвать значительную аварию всей машины, поэтому эти части должны быть рассчитаны с большей степенью надежности.

При конструктивном расчете двигателя первоначально выбираются размеры деталей, пользуясь опытными данными, после чего производится поверочный подсчет на прочность по формулам сопротивления материалов. Во избежание ошибок при выборе размеров детали, таковую следует вычертить отдельно, что дает возможность оценить на-глаз конструктивные соотношения. При проверке детали может оказаться, что напряжения в ней для данной действующей нагрузки превосходят допускаемые. В этом случае прочные размеры должны быть увеличены, после чего необходимо повторить вновь поверочный подсчет.

Если получаются напряжения меньше допускаемых, то и для этого случая необходимо изменить выбранные размеры, с целью сохранения запаса прочности в общепринятых пределах. Чрезмерный запас прочности не целесообразно увеличивает вес и стоимость двигателя.

§ 98. Материалы, применяемые при изготовлении частей двигателей

Современное двигателестроение развивается в направлении уменьшения веса и габаритных размеров двигателей, за счет увеличения их быстроходности и применения материалов повышенного качества. Улучшение конструкций и повышение допускаемых напряжений в деталях позволяет значительно снизить вес двигателей, что уменьшает их стоимость и дает большую экономию металла. За последние 10—15 лет вес двигателей на 1 э. л. с. снижается с 200 кг до 40—50 кг, достигая в быстроходных судовых дизелях до 12—20 кг. Согласно ОСТ 7106 удельный вес вновь строящихся тихоходных бескомпрессорных судовых дизелей не должен быть выше 75 кг/э. л. с. для четырехтактных двигателей и 70 кг/э. л. с. для двухтактных простого и двойного действия. Для двигателей с повышенной скоростью поршня удельный вес не должен превышать: 35 кг/э. л. с. для четырехтактных двигателей и 25 кг/э. л. с. для двухтактных. Удельный вес относится к сухому двигателю (без воды и масла) без маховика и приставного вала, без баллонов и глушителя, но с трубопроводом в пределах двигателя и с навешенными на нем механизмами.

Основным материалом для изготовления частей тихоходных двигателей является чугун. В зависимости от условий работы деталей к чугунному литью предъявляются различные требования. Ответственные сильно нагруженные детали, работающие в условиях трения при высоких температурах, изготавливаются из перлитного чугуна, обладающего повышенной прочностью и износостойчивостью. Для частей двигателей, работающих при нормальных температурах и подвергающихся лишь механическим усилиям, обычно используются серые обыкновенные чугуны.

Механические качества чугуна характеризуются: разрывным усилием в кг/мм², временным сопротивлением на изгиб и стрелю прогиба образца (при изгибе и его разрушении), а также твердостью, определяемой обычно по способу Бринелля. В табл. 58 приведены механические свойства различных сортов чугуна, применяемых для изготовления частей двигателей.

Чугун марки Ч-24 допускается для неответственных изделий, как-то: плиты, крышки люков, маховики клапанов и т. п. Из чугуна Ч-28 изготавливаются машинные части, не подвергающиеся действию больших напряжений, как-то: кожухи, глушители, кронштейны, фланцы и т. п. Чугун Ч-32 применяется для изготовления следующих ответственных деталей: корпуса и крышки масляных насосов, подшипники вспомогательных валов, корпуса регуляторов, крышки холодильников, кронштейны, стойки рычагов и арматура. Из чугуна Ч-36 отливаются маховики, фундаментные рамы, рамные подшипники, станины и прочие ответственные детали, не подвергающиеся трению. Для изготовления втулок рабочих цилиндров, компрессоров, нефтяных и продувочных насосов, поршней, шестерен передач и прочих особо ответственных деталей быстроходных двигателей применяется чугун Ч-46 и Ч-50. Чугун Ч-40 идет на изготовление следующих ответственных деталей: втулки и поршни компрессоров, втулки и поршни рабочих цилиндров, поршневые кольца, крышки цилиндров, компрессоров и продувочных насосов, корпуса выпускных, впускных и пусковых клапанов, гнезда или вставные кольца клапанов, тарелки выпускных клапанов, корпуса нефтяных фильтров, корпуса форсунок, цилиндры компрессора, шестерни, крышки главных подшипников, цилиндрические блоки и пр. Первые три сорта чугуна по табл. 58 имеют перлитную структуру.

В настоящее время для частей, подвергающихся высоким напряжениям, применяется чугун с присадкой хрома и никеля. Для указанной цели в шихту добавляют халиловский чугун, содержащий никель и хром, в результате чего в чугунном литье получается 0,3—0,4% каждой из указанных примесей. Никель способствует получению более равномерной и мелкозернистой структуры, повышает механические качества и облегчает обработку резанием при повышенной твердости чугуна. Хром совместно с никелем заметно повышает износостойчивость чугуна.

Сталь. Сименс-мартеновская сталь имеет широкое применение при изготовлении частей двигателей Дизеля. В двигателях быстрого сгорания, с целью облегчения их веса, применяется главным образом легированная сталь повышенного сопротивления. В зависимости от назначения изготавливаемых деталей, обычно употребляются следующие сорта сименс-мартеновской стали: мягкая сталь с содержанием углерода до 0,2%, применяющаяся для поковок, подлежащих цементации. Этот сорт стали употребляется для изделий, от которых требуется большая твердость на поверхности вместе с общей вязкостью. Мягкая сталь идет на изготовление цапф, роликов, кулачных шайб и пр. Сталь средней твердости с содержанием углерода до 0,5% обладает большой прочностью, пластичностью, хорошо обрабатывается на станках и имеет достаточную твердость. Сталь средней твердости идет на отливки иковки. Из нее изготавливаются: валы, шатуны, части распределительного механизма и пр. Твердая сталь с повышенным содержанием углерода до 1% употребляется в закаленном состоянии для изготовления пружин. Для изготовления частей двигателей применяются стали с механическими качествами, приведенными в табл. 59.

В табл. 60 приведены механические свойства и химический состав различных марок легированных сталей, выпускаемых заводами СССР.

Широкое распространение углеродистых сталей объясняется их дешевизной и простотой термической обработки. Сталь марок 2—4 идет для поковок, требующих цементации, как-то: цапфы, пальцы, втулки и прочие изделия. Глубина цементованного слоя должна быть не менее 1,5 мм и твердостью по Шору 60—70. Наиболее распространенной сталью является марка 5, которая идет на изготовление крупных поковок, как-то: коленчатые валы, шатуны, штоки, ответственные болты, гайки и шпильки. Из этой же стали производится отливка ответственных деталей, как-то: рычаги клапанов, головки шатунов, ползуны и цилиндрические крышки. В быстроходных двигателях сталь 4 идет на отливку фундаментных рам, станин и блоков. Сталь 5 идет на вышеперечисленные изделия, но более сильно нагруженные. Для уменьшения веса и габаритных размеров деталей применяется сталь

повышенного сопротивления. Эта сталь обладает большей твердостью и идет на изготовление шестерен, червячных колес, кулачных шайб, форсуночных игл, установочных болтов и др. Сталь 7 применяется для специального назначения в тех случаях, когда требуется высокая твердость, как например: сильно нагруженные шестерни, цапфы, крейцкопфы, пальцы. Кроме того, эта сталь идет в закаленном состоянии для изготовления ответственных пружин.

§ 99. Поршень

Поршни двигателей Дизеля изготавливаются из чугуна повышенного качества, обладающего хорошей изнosoустойчивостью при высокой температуре. Для этой цели используется перлитный чугун с минимальным сопротивлением изгибу $40\text{--}50 \text{ кг/мм}^2$, разрыву $22\text{--}28 \text{ кг/мм}^2$ и твердостью по Бринеллю $170\text{--}230$. В быстроходных двигателях съемные головки поршней иногда делаются из кованой или литой стали марок 35 X12 или 30 XMA. Толщина днища неохлаждаемых чугунных поршней составляет $\delta = (0,10 \div 0,14) D$ и для поршней с охлаждением $\delta = (0,08 \div 0,10) D$, где D — диаметр цилиндра. Для стальных головок $\delta = (0,055 \div 0,070) D$.

Для проверки выбранной толщины днища поршня воспользуемся приближенной теорией Баха для круглой свободно лежащей плиты, подпертой по внешней окружности и нагруженной равномерно распределенным давлением $p_z \text{ кг/см}^2$ (наибольшее давление в цилиндре при горении топлива). Напряжения в материале, при указанных условиях, получаются несколько большими, чем в случае закрепления плиты по краям, что в действительности и имеет место при конструктивном выполнении головки поршня. Рассмотрим условия равновесия половины плоской плиты (простейший случай), разрезанной по диаметру AB (рис. 281). Равнодействующая давления p_z по величине равна

$$P_z = \frac{\pi r_1^2}{2} p_z$$

и приложена в центре тяжести площади полукруга. Из внешних сил будет действовать еще опорное давление, равномерно распределенное по окружности опоры. Это опорное давление дает равнодействующую, проходящую через центр тяжести полуокружности, и будет равно воспринимаемой половиной плиты нагрузке, но противоположно ей направлено. Таким образом внешние силы половины плиты приводятся к некоторой паре, которая и должна уравнивать пару напряжений. Момент пары внешних сил будем называть изгибающим моментом M . Он равен произведению из величины нагрузки половины плиты на расстояние между точками приложения обеих равнодействующих. Центр тяжести полуокружности находится от диаметра на $y = \frac{2r_1}{\pi}$, а центр тяжести площади полукруга на $x = \frac{4r_1}{3\pi}$. Следовательно, плечо момента будет равно $\frac{2r_1}{3\pi}$. Отсюда определим величину изгибающего момента

$$M = \frac{\pi r_1^2}{2} p_z \frac{2r_1}{3\pi} = p_z \frac{r_1^3}{3}$$

Для плоской плиты момент сопротивления сечения будет равен (δ — толщина днища)

$$W = \frac{2r_1^3 \delta}{6}$$

Напряжение изгиба от момента M

$$R_b' = \frac{M}{W} = p_z \frac{r_1^2}{\delta^2} \dots \dots \dots (174)$$

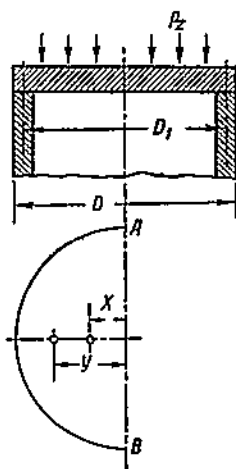


Рис. 281.

Марки	Химический состав в процентах								
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Va	Mo
Э-10 Электросталь	0,33—0,41	≤ 0,4	0,25—0,50	≤ 0,02	≤ 0,03	1,2—1,6	3,0—3,7	—	—
Э-12 Электросталь	0,16—0,24	≤ 0,4	0,25—0,50	≤ 0,02	≤ 0,03	0,7—1,1	3,9—4,6	—	—
30ХМА ОСТ 7124	0,25—0,35	0,15—0,35	0,4—0,7	≤ 0,03	≤ 0,03	0,8—1,1	≤ 0,3	—	0,15—0,25
ХВ Завод „Большевик“	0,30—0,38	0,2—0,3	0,5—0,7	≤ 0,03	≤ 0,03	0,9—1,2	≤ 0,5	0,15—0,3	—
Э-3 Электросталь	0,10—0,16	≤ 0,35	0,2—0,5	≤ 0,02	≤ 0,03	0,55—0,9	2,8—3,4	—	—
15ХФ ОСТ 7124	0,12—0,20	0,17—0,37	0,3—0,6	≤ 0,04	≤ 0,04	0,8—1,1	≤ 0,3	0,1—0,2	—
ЭСХ-8 Электросталь	0,35—0,50	2,9—3,2	0,3—0,7	≤ 0,02	≤ 0,03	8,0—9,5	—	—	—
ЭЯЭС Электросталь	0,30—0,40	2,3—2,9	0,4—0,7	≤ 0,02	≤ 0,03	16—20	23—27	—	—
ЭЖ-2 Электросталь	0,13—0,23	≤ 0,7	≤ 0,5	≤ 0,02	≤ 0,03	13—15	≤ 0,6	—	—
35Х12 Завод им. Кирова	0,3—0,4	≤ 0,35	0,3—0,6	≤ 0,03	≤ 0,04	11—14	≤ 0,5	—	—

Примечание. σ_b — разрывное усилие в кг/мм², σ_s — предел текучести в кг/мм², δ — в мм/см².

Для свободно лежащей плиты наибольшие напряжения получаются в центре плиты. Если рассматривать днище поршня, как плиту, закрепленную по контуру, то в этом случае наибольшие изгибающие напряжения получаются у края плиты в месте закрепления

$$R_b = 0,75 p_z \frac{r_1^2}{\delta^3}$$

Для большего запаса прочности при расчете принимают $r_1 = r = \frac{D}{2}$, где D — диаметр цилиндра в см. Кроме напряжения R_b , в днище поршня возникают значительные напряжения от разности температур в различных слоях днища. Если бы плоское днище поршня имело возможность свободно расширяться, то, при значительном нагревании верхнего слоя днища, таковое стремилось бы принять форму сферы, так как верхние слои, как наиболее нагретые, получили бы большие удлинения по сравнению с нижними менее нагретыми слоями. В силу тех условий, что днище составляет одно целое с цилиндрической частью поршня и представ-

Термическая обработка	Механические свойства					Применение
	σ_b	σ_s	δ	НБ	σ_H	
Закалка 820° масло Отпуск 650° вода	≥ 90	≥ 80	≥ 12	240—270	12,5	Для ответственных и сильно нагруженных деталей: шпильки, болтов, анкерных связей и пр.
Закалка 820° масло Отпуск 600° вода	≥ 90	≥ 70	≥ 13	260	12,5	
Закалка 860° масло Отпуск 650° вода	≥ 75	≥ 55	≥ 14	241—269	11	Для высоко напряженных деталей, с повышенной устойчивостью при 400—500°. Головки поршней, шатуны.
Закалка 850° масло Отпуск 640° вода	≥ 70	≥ 50	≥ 16	255—269	4	Для крупных ответственных поковок: коленчатые валы, шатуны, штоки, крейцкопфы.
Закалка 860° масло 780° Отпуск 200° вода	≥ 85	≥ 65	≥ 18	240—380	8	Для цементуемых ответственных деталей: цапфы поршней, ролики толкателей, кулачковые шайбы, втулки и пр. После цементации и закалки твердость по Шору до 80.
Закалка 860° вода 780° Отпуск 200° "	≥ 80	≥ 60	≥ 11	—	—	
Закалка 1100° масло Отпуск 850°	≥ 75	≥ 60	≥ 20	217—269	4	Для деталей, работающих при высоких температурах (до 800°) с повышенными напряжениями (выпускные клапаны).
Закалка 1000° вода	≥ 65	≥ 30	≥ 25	—	8	
Закалка 1050° воздух Отпуск 500° Отпуск 600°	≥ 125 ≥ 85	≥ 95 ≥ 65	≥ 7 ≥ 10	363 255—302	5 7	Для деталей, подверженных коррозии при температурах до 600°: клапаны, иглы, телескопия, трубы охлаждения, диафрагмы.
Закалка 860° Отпуск 500°	≥ 95	≥ 75	≥ 9	—	—	Нержавеющая сталь для поковок (головки поршней).

относительное удлинение в процентах, НБ — твердость по Бринеллю, σ_H — ударное сопротивление

ляет собою достаточно жесткую конструкцию, деформации поршня в действительности будут весьма незначительны, а потому верхние слои днища будут испытывать напряжение сжатия и нижние — растяжения. Для плоского днища средний слой будет оставаться нейтральным.

Для определения тепловых напряжений воспользуемся формулами § 43.

Для чугунного поршня

$$R_z'' = R_d'' = 0,001q\delta$$

Для стальной головки

$$R_z'' = R_d'' = 0,0024q\delta$$

где δ — толщина днища в см и q — тепловая нагрузка в кал./м²час.

Тепловая нагрузка плоского днища поршня с охлаждением: для четырехтактных двигателей $q = 3\,300 p_i C_m$ и для двухтактных $q = 6\,600 p_i C_m$, где p_i — среднее индикаторное давление и C_m — средняя скорость поршня в м/сек.

Тепловые напряжения в днище поршня складываются с напряжениями от давления газа и дают суммарное напряжение сжатия для верхнего слоя и равное ему по величине растяжение для нижнего слоя

$$R_d = R_z = R_z'' + R_b'$$

При увеличении толщины днища поршня, тепловые напряжения возрастают, при этом напряжения от давления газа уменьшаются.

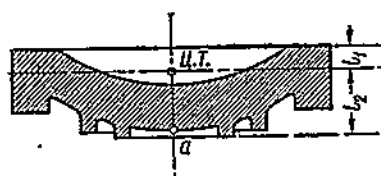
При сложной форме днища поршня (рис. 282) необходимо определить момент инерции J сечения днища относительно нейтральной оси, проходящей через центр тяжести сечения. В этом случае момент сопротивления для сжатых волокон будет равен

$$W_1 = \frac{J}{l_1}$$

и для растянутых волокон

$$W_2 = \frac{J}{l_2}$$

где l_1 — расстояние в см от оси до наиболее отдаленного сжатого волокна и l_2 — то же для наиболее отдаленного растянутого волокна. Равнодействующее напряжение сжатия для днища сложной формы



$$R_d = \frac{M l_1}{J} + R_d''$$

Равнодействующее напряжение растяжения

$$R_z = \frac{M l_2}{J} + R_z''$$

Рис. 282.

При проектировании днища поршня центр тяжести сечения выгоднее располагать по возможности ближе к точке a , так как в этом случае равнодействующее растягивающее напряжение, наиболее опасное для чугуна, будет минимальным. Для уменьшения чрезмерных напряжений в днище, таковое обычно делают вогнутым и укрепляют его ребрами. В этом случае моменты сопротивления W_1 и W_2 сечения днища будут значительно больше, что позволяет уменьшить толщину днища и в то же время дает возможность понизить тепловые напряжения.

Для определения толщины чугунного днища поршня проф. Дуббель дает следующую формулу

$$\delta \geq r \sqrt{\frac{p_z}{R_b}} \dots \dots \dots (175)$$

$$r = \frac{D}{2} - \delta_2$$

где δ_2 — толщина цилиндрической стенки головки поршня, $R_b = 600 \div 700 \text{ кг/см}^2$ допускаемое напряжение на изгиб. Значение δ может быть определено для днища поршня, независимо от его формы. По данным Дуббеля, формула (175) дает результаты, совпадающие с размерами поршней построенных двигателей.

При конструкциях составных поршней, шпильки, служащие для соединения головки поршня с направляющей частью, испытывают напряжение от силы инерции головки и трения поршня. Как известно, сила инерции достигает наибольшей своей величины в момент прохождения поршнем своего верхнего крайнего положения и по величине равна

$$P_n = \frac{G}{g} r \omega^2 (1 + \lambda)$$

где G — вес головки поршня и охлаждающей жидкости в кг;

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$;

r — длина мотыля в м;

ω — угловая скорость вращения вала;

λ — отношение длины мотыля к длине шатуна. При n числе оборотов в минуту

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{1}{\text{сек.}}$$

Сечение шпилек следует проверить также на разрыв в случае заедания головки поршня. Это усилие с некоторым запасом, по данным проф. Гельда, может быть принято равным

$$P_b = 10 \frac{\pi D^2}{4}$$

где D — диаметр цилиндра в см. Диаметр шпилек d определяется из уравнения прочности.

Для числа шпилек m будем иметь

$$m \frac{\pi d^3}{4} R_z = P_b$$

Для стали 4 $R_z = 600 \text{ кг/см}^2$ и для стали Э-10 $R_z = 1200 \text{ кг/см}^2$.

Поршневые уплотнительные кольца изготавливаются из мелкозернистого перлитного чугуна с твердостью, равной твердости рабочей втулки. В этом случае кольца хорошо пришлифовывают рабочую втулку, в результате чего она получает высокую поверхностную твердость и износ ее при дальнейшей работе уменьшается.

Размеры уплотнительных колец могут быть приняты по табл. 61. Проверка выбранных размеров колец может быть сделана по формуле

$$R_b \geq \frac{12r^2 p}{f^2} \text{ кг/см}^2; \quad r = \frac{D-f}{2}$$

где R_b — допускаемое напряжение материала кольца на изгиб в кг/см^2 ;

p — удельное давление между кольцом и стенкой цилиндра;

r — средний радиус кольца в сжатом состоянии;

f — толщина кольца в см;

D — диаметр цилиндра в см.

Допускаемое напряжение на изгиб для чугуна: $R_b = 1000 \div 1500 \text{ кг/см}^2$. При расчете кольца лучше не превосходить $R_b = 1200 \text{ кг/см}^2$. Удельное давление между кольцом и стенкой цилиндра

$$p = \frac{R_b f^2}{12r^2} \approx \frac{R_b f^2}{3D^2} \text{ кг/см}^2$$

Вырез в кольце для обработки

$$l = 2,4 \frac{D^2 R_b}{f E} \text{ см}$$

где $E = 800\,000 \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости материала кольца. Чтобы изготовить кольцо толщиной f см, должен быть отлит цилиндр с наружным диаметром $D + \frac{l}{\pi} + c$ и толщиной стенки $f + c$, где $c \sim 1$ см. Средние значения: $f = (0,03 \div 0,04) D$; $p = (0,30 \div 0,60) \text{ кг/см}^2$; высота кольца $g = (0,75 \div 1,5) f$; $l = (0,20 \div 0,28) r$, где $r = \frac{D}{2}$ (рис. 134). Верхнее поршневое кольцо подвергается высокому нагреву и для устранения его защемления, вследствие пригорания масла, лучше располагать его на расстоянии $b_1 = (4 \div 6) g$ или $b_1 \geq (1,3 \div 2,0) \delta$ от верхней кромки поршня, где δ — толщина днища поршня. Нижнее маслосъемное кольцо должно располагаться таким образом, чтобы при крайнем нижнем положении поршня оно не выходило из цилиндра и при крайнем верхнем положении кольцо должно быть ниже маслоподводящих отверстий в стенке цилиндра.

Наибольшее давление поршня на стенку цилиндра получается для бескомпрессорных дизелей при повороте мотыля на угол $\varphi = 20 \div 25^\circ$ за в. м. т.; кроме того, величина этого давления зависит от отношения длины мотыля r к длине шатуна L . Чем больше отношение $= \lambda \frac{r}{L}$, тем большей величины достигает сила,

где D — диаметр цилиндра в см. Высота промежуточной части поршня между кольцами принимается в пределах $g_1 = (1,0 \div 1,5) g$. Приведенные данные позволяют определить общую длину поршня

$$L = l + mg + (m - 1)g_1 + b_1$$

где m — число уплотнительных колец в верхней части поршня. Толщина цилиндрической стенки поршня под уплотнительными кольцами $\delta_1 = (0,04 \div 0,06) D$; радиус закругления в месте перехода днища в цилиндрическую стенку $r_1 = (0,4 \div 0,5) \delta$. Толщина стенки поршня в нижней части у открытого конца делается равной $\delta_2 = \left(\frac{1}{2} \div \frac{1}{3}\right) \delta_1$.

В табл. 63 приведены соотношения размеров поршней и пальцев построенных дизелей. D — диаметр цилиндра в мм; D_1 — диаметр головки поршня; D_2 — диаметр нижней направляющей части поршня; δ — толщина днища поршня; K_1 — наибольшее удельное давление в кг на 1 см^2 проекции трущейся части поршня; K_2 — удельное давление в цапфе поршня; d_1 и l — диаметр и свободная длина поршневого пальца.

Таблица 63

Соотношения размеров поршней и пальцев построенных дизелей

D	$\frac{D_1}{D}$	$\frac{D_2}{D}$	$\frac{\delta}{D}$	$\frac{L}{D}$	K_1	$\frac{d_1}{D}$	$\frac{l}{d_1}$	$\frac{e}{D}$	K_2
380	0,991	0,9992	0,090	1,76	2,47	0,37	1,64	0,60	159
345	—	—	0,116	2,11	1,88	0,42	1,05	0,44	148
580	0,993	0,9990	0,112	2,06	1,92	0,38	1,45	0,55	170
290	0,993	0,9970	0,123	2,05	1,82	0,34	1,60	0,55	144
335	0,994	0,9994	—	2,20	1,67	0,40	1,41	0,57	120
420	0,991	—	0,095	2,00	1,69	0,35	1,52	0,52	150
500	0,994	0,9980	0,110	2,58	1,37	0,36	1,60	0,57	134
345	—	—	0,099	2,25	1,70	0,38	1,22	0,46	156
280	0,994	0,9984	0,100	1,37	3,13	0,38	1,24	0,46	250

Количество жидкости, необходимой для охлаждения поршня, определим в зависимости от количества тепла, которое отводится от поршня в течение часа. На основании опытных данных примем, что это количество тепла составляет с некоторым запасом $\tau = 90\%$ от всего тепла, выделенного в цилиндре топлива.

$$Q = 52,3 D^2 c_m i c_i H_u \tau p_i \text{ кал./час}$$

где c_i — расход топлива на 1 н. л. с.-час, H_u — теплотворная способность топлива $i = 0,5$ для четырехтактных двигателей и $i = 1$ для двухтактных. Величина Q изменяется в пределах 120—170 кал./э. л. с.

Обозначим: температуру входящей жидкости — $t_1^\circ \text{C}$; выходящей — $t_2^\circ \text{C}$; теплоемкость воды $C = 1,0$ кал./кг; теплоемкость масла $C = 0,47$ кал./кг; количество охлаждающей жидкости — G кг/час. Пользуясь принятыми обозначениями, составим уравнение

$$GC(t_2 - t_1) = Q$$

откуда и определим количество жидкости, необходимое для охлаждения поршня в кг

$$G = \frac{Q}{C(t_2 - t_1)}$$

Наименьшее сечение трубок, подводящих охлаждающую жидкость к поршню, определяется по скорости и количеству протекающей жидкости

$$f = \frac{G 10 000}{v \gamma 3 600} \text{ см}^2$$

где v — скорость протекания жидкости в напорных трубах в м/сек., равная для воды $v = 2 \div 4$ м/сек. и для масла $v = 1 \div 3$ м/сек.

γ — удельный вес жидкости: для воды $\gamma = 1 000$ кг/м³ и для масла $\gamma = 900$ кг/м³;

По данным фирмы Зульцера, расход воды для охлаждения поршней в условиях тропического плавания составляет 10—15 л на 1 э. л. с. в час и, для северного плавания 7—9 л на 1 э. л. с. в час. При масляном охлаждении поршней расход масла составляет 12—20 л на 1 э. л. с. в час.

Пример. Требуется определить необходимую толщину днища поршня с водяным охлаждением для четырехтактного шестицилиндрового двигателя Дизеля, с диаметром цилиндра $D=630$ мм, мощностью 1200 э. л. с. при 125 об./мин.

Среднее индикаторное давление $p_i=6,25$ атм. Наибольшее давление в цилиндре $p_z=34$ атм.

Для предварительного подсчета принимаем: толщину вогнутого днища $\delta = \frac{1}{10} D = \frac{1}{10} \cdot 63 = 6,3$ см; радиус внутренней сферической поверхности днища $r_2 = 0,56 D + \delta = 0,56 \cdot 63 + 6,3 = 41,6$ см; радиус наружной сферической поверхности днища $r_1 = 0,56 D = 0,56 \cdot 63 = 35,3$ см.

Согласно эскизу рис. 283 находим угол $\varphi = 100^\circ$. Момент инерции части кругового кольца относительно оси $x-x$

$$J_{x-x} = (2,18 \cdot 10^{-3} \varphi^\circ + 0,125 \sin \varphi) (r_2^4 - r_1^4) = (2,18 \cdot 10^{-3} \cdot 100 + 0,125 \sin 100) (41,6^4 - 35,3^4) = 491\,751 \text{ см}^4$$

Площадь части кругового кольца с центральным углом $\varphi = 100^\circ$

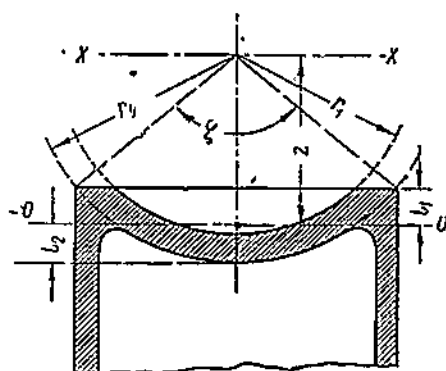


Рис. 283.

$$F = \frac{\varphi^\circ \pi}{360} (r_2^2 - r_1^2) = 8,726 \cdot 10^{-3} \varphi^\circ (r_2^2 - r_1^2)$$

$$F = 8,726 \cdot 10^{-3} \cdot 100 (41,6^2 - 35,3^2) = 422 \text{ см}^2$$

Расстояние от центра тяжести части кругового кольца до оси $x-x$

$$z = 38,197 \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{\frac{\varphi}{2}} = 76,39 \frac{41,6^3 - 35,3^3}{41,6^2 - 35,3^2} \cdot \frac{\sin 50}{100} = 33,8 \text{ см}$$

Рассматривая сечение днища, как часть кольца, определим момент инерции сечения относительно оси $O-O$, проходящей через центр тяжести сечения $J_{O-O} = J_{x-x} - z^2 F = 491\,751 - 33,8^2 \cdot 422 = 9642 \text{ см}^4$.

Момент сопротивления для сжатых волокон

$$W_1 = \frac{J_{O-O}}{l_1} = \frac{9\,642}{7,8} = 1\,236 \text{ см}^3$$

и для растянутых волокон

$$W_2 = \frac{J_{O-O}}{l_2} = \frac{9\,642}{7,8} = 1\,236 \text{ см}^3$$

Изгибающий момент

$$M = p_z \frac{r^3}{3} = 34 \frac{31,5^3}{3} = 354\,223 \text{ кгсм}$$

Тепловая нагрузка

$$q = 3\,300 p_i C_m = 3\,300 \cdot 6,25 \cdot 4 = 82\,500 \text{ кал./м}^2 \text{ час}$$

$$C_m = \frac{nS}{30} = \frac{125 \cdot 0,975}{30} = 4 \text{ м/сек.}$$

Для рассматриваемого случая $W_1 = W_2$, следовательно, напряжения сжатия и растяжения будут одинаковы. Напряжения в днище от рабочего давления]

$$R_z = R_d = \frac{M}{W_1} = \frac{M}{W_2} = \frac{354\,223}{1\,236} = 287 \text{ кг/см}^2$$

Тепловые напряжения для чугуниного днища

$$R_z = R_d \sim 0,001 q \delta = 0,001 \cdot 82\,500 \cdot 6,3 = 520 \text{ кг/см}^2$$

Суммарное напряжение

$$R_z = R_d = 287 + 520 = 807 \text{ кг/см}^2$$

Ввиду значительных тепловых напряжений в крышках цилиндров и в головках поршней приходится допускать более повышенные напряжения, уменьшая степень надежности до двух.

Суммарное напряжение в охлаждаемом чугуном днище не должно превосходить $R_z \leq 1400 \text{ кг/см}^2$ и для специальной стали $R_z \leq 3500 \text{ кг/см}^2$.

При выбранной толщине днища поршня $\delta = 63 \text{ мм}$, суммарное напряжение в нем не превосходит допускаемого. Принимая во внимание сферическую форму днища, каковая позволяет ему слегка деформироваться при нагревании, можно считать, что напряжения в днище в действительности будут меньше полученных при расчете.

Допускаемые напряжения, для чугунных головок неохлаждаемых поршней без учета тепловых напряжений, не должны превышать $350\text{--}400 \text{ кг/см}^2$.

§ 100. Палец (цапфа) поршня

Пальцы поршней тихоходных двигателей Дизеля изготавливаются из мягкой качественной конструкционной углеродистой стали № 20 по ОСТ 7123 с сопротивлением разрыву $40\text{--}50 \text{ кг/мм}^2$, с пределом текучести $\geq 22 \text{ кг/мм}^2$, при удлинении не менее 20% на 10-кратной длине образца и содержанием углерода не свыше $0,20\%$. Рабочая поверхность цапфы подвергается цементации на глубину не менее $1,5 \text{ мм}$, после чего производится шлифовка для получения точного размера. Для быстроходных дизелей при изготовлении пальцев применяются легированные хромо-никелевые стали повышенного сопротивления марок Э-3, 15ХФ и 12ХНЗА (ОСТ—7124). После цементации и термической обработки указанные стали приобретают следующие механические свойства: разрывное усилие $85\text{--}90 \text{ кг/мм}^2$, предел текучести $60\text{--}70 \text{ кг/мм}^2$, относительное удлинение $\sim 18\%$ при $l = 10d$, ударное сопротивление (Шарпи) $8\text{--}10 \text{ кгм/см}^2$ и твердость по Шору не менее 80.

Для уменьшения удельного давления в головном подшипнике шатуна, палец поршня следует делать по возможности наибольшего диаметра. Удельное давление K на проекцию рабочей поверхности пальца может быть принято при расчете:

для двигателей Дизеля

$$K = 120 \div 170, \text{ кг/см}^2$$

для двигателей быстрого сгорания

$$K = 125 \div 135 \text{ кг/см}^2$$

Если головной подшипник залит баббитом и работает по закаленному пальцу, то при хорошей смазке для дизелей допускается $K = 200 \text{ кг/см}^2$. В быстроходных дизелях судового типа головные подшипники изготавливаются из специальной бронзы Каро, допускающей удельное давление до $K = 250 \text{ кг/см}^2$ (двигатели марки 38-B-8).

При слишком высоком удельном давлении происходит выдавливание смазки из головного подшипника, что вызывает нагрев и заедание пальца. Для предварительного выбора диаметра пальца можно руководствоваться нижеследующими данными:

для дизелей диаметра пальца $d \simeq (0,35 \div 0,40) D$

для двигателей быстрого сгорания $d \simeq (0,22 \div 0,30) D$

Выбранные размеры пальца должны удовлетворять уравнению

$$Kdl = \frac{\pi D^2}{4} p_z \dots \dots \dots (177)$$

где d — диаметр пальца в см;

l — длина вкладыша головного подшипника в см;

D — диаметр цилиндра в см;

p_z — наибольшее давление в цилиндре при горении топлива в кг/см^2 ;

$$l \simeq (0,45 \div 0,60) D; \quad l \simeq (1,25 \div 1,60) d$$

Размеры пальца должны быть проверены на изгиб от усилия

$$P_z = \frac{\pi D^2}{4} p_z$$

¹ Бронза Каро имеет состав: $\text{Cu} \simeq 91\%$, $\text{Sn} \simeq 9\%$, $\text{P} = 0,14\%$. Послековки и термической обработки обладает механическими свойствами: разрывное усилие $40\text{--}50 \text{ кг/мм}^2$, относительное удлинение $15\text{--}30\%$ и твердость по Бринеллю $107\text{--}140$.

соответствующего наибольшему давлению на поршень. В этом случае палец рассматривается как балка, лежащая на двух опорах, с расстоянием между ними l_1 см и нагруженная равномерно распределенной нагрузкой P_z на длине участка l см. Изгибающий момент в опасном сечении будет равен

$$M = \frac{P_z}{2} \left(\frac{l_1}{2} - \frac{l}{4} \right) \dots \dots \dots (178)$$

где l_1 — расстояние между серединами опор пальца. При проектировании может быть принято $l_1 \approx (1,43 \div 1,36) l$. Для уменьшения веса палец делают пустотелым, рассверливая до диаметра d_1 ($0,4 \div 0,5$) d . Момент сопротивления сечения сплошного пальца W и пустотелого W_1

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3; \quad W_1 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^3 - d_1^3}{d} \sim 0,1 \frac{d^3 - d_1^3}{d}$$

Наибольшее напряжение в пальце

$$R_b = \frac{M}{W}$$

Допускаемое напряжение на изгиб для стали № 20 составляет $R_b \leq 800$ кг/см² и для легированной стали $R_b \leq 1500$ кг/см². Диаметр приливов в поршне, служащих для закрепления концов пальца, может быть принят: $d_0 = (1,4 \div 1,7) d$, где d — диаметр пальца. Проекция опор пальца проверяются на удельное давление от силы P_z

$$K = \frac{P_z}{2d_2 l_2} \leq 400 \text{ кг/см}^2$$

где d_2 и l_2 — диаметр и длина пальца в месте закрепления.

§ 101. Шток поршня

Шток поршня обычно отковывается из лучшей сиенс-мартееновской стали с сопротивлением на разрыв 42 — 55 кг/мм² при удлинении 18—16%. Для облегчения штока, по оси его просверливают канал. В некоторых случаях этот канал используется для отвода охлаждающей жидкости, поступающей в поршень по трубке, вставленной во внутреннюю полость штока. Шток поршня рассчитывается на продольный изгиб по формуле Эйлера, при этом запас прочности принимается в пределах $\sigma = 16 \div 25$. При нормальной работе двигателя шток будет нагружен разностью давления на поршень и силой инерции массы поршня. Во время пуска двигателя усилие, действующее на шток, может оказаться равным

$$P_z = \frac{\pi D^2}{4} p_z$$

так как силы инерции в первоначальный момент пуска машины будут ничтожны. Ввиду указанного, следует принимать из осторожности расчетное усилие, равное P_z . Формула Эйлера для продольного изгиба

$$\sigma P_z = \pi_2 \frac{EJ}{L^3} \quad J = \frac{\sigma P_z L^3}{\pi_2 E} \dots \dots \dots (179)$$

где модуль продольной упругости $E = 2\,200\,000$ кг/см²;

J — момент инерции сечения штока в см⁴,

L — длина штока в см.

Для сплошного штока $J = \frac{\pi d^4}{64}$ и для пустотелого $J = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_1^4)$ см⁴, где d — диаметр штока в см и d_1 — диаметр внутреннего канала в штоке в см. При выборе размеров штока можно руководствоваться следующими данными: $d = (0,25 \div 0,30) D$, $d_1 = (0,3 \div 0,5) d$.

Длина штока L зависит от длины поршня, $L \sim (1,5 \div 2,1) S$, где S — ход поршня в см. Сечение штока F см² проверяется на сжатие

$$R_d = \frac{P_z}{F} \leq 1\,000 \text{ кг/см}^2$$

Шток соединяется с поршнем при помощи фланца толщиной $(0,3 \div 0,4) d$. Шпильки, крепящие поршень с фланцем штока, рассчитываются аналогично соединительным шпилькам съемной головки поршня. Шток поршня соединяется с поперечиной ползуна при помощи конуса или заплечика (рис. 284). Проекцию опорной поверхности соединения следует проверить на смятие

$$R_d = \frac{P_z}{\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2)} \leq 1000 \text{ кг/см}^2$$

Конец штока, закрепляющийся в поперечине при помощи гайки, подвергается растяжению от силы инерции массы штока и поршня

$$P_u = \frac{G}{g} r \omega^2 (1 + \lambda)$$

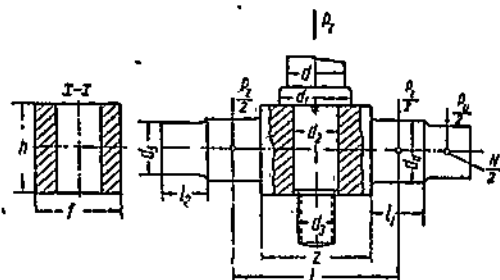


Рис. 284. Крепление штока с поперечиной.

где G — вес поршня и штока в кг. Для достижения плотного соединения штока с поперечиной и передачи силы без удара, гайка, навинченная на конец штока, должна создавать натяг, равный по величине $P_1 = (1 + m) P_u$, где $m = 0,15 \div 0,20$. Сечение штока в резьбе должно быть проверено на случай заедания поршня силой

$$P_b = 10 \frac{\pi D^2}{4}$$

Напряжение на растяжение части штока в резьбе, диаметром d_3

$$R_z = \frac{P_b}{f} \leq 900 \text{ кг/см}^2; \quad f = \frac{\pi d_3^2}{4} \text{ см}^2$$

Для двигателей двойного действия диаметр d_3 должен быть проверен на растяжение от силы P_z и шток поршня на силу $+P_z, -P_z$, при этом допускаемое напряжение $R_d = R_z \leq 650 \text{ кг/см}^2$

$$d = (0,30 \div 0,35) D$$

§ 102. Ползун (крейцкопф)

Поверхность трения ползуна рассчитывается по предельному значению удельного давления на 1 см^2 , с которым ползун прижимается к направляющим его параллелям. Нормы предельных значений удельных давлений выработаны практикой и зависят от типа двигателя. При конструировании ползунот могут быть допущены нижеследующие удельные давления, обеспечивающие ползуны от выдавливания смазки с поверхности трения

для одностороннего ползуна для переднего хода	$k = 4,0 \div 6,0 \text{ кг/см}^2$
" " " " заднего	$k = 6,0 \div 9,0$
" двустороннего ползуна	$k = 5,0 \div 8,0$

Если N есть нормальное давление на ползун в кг и k — принятое удельное давление, то поверхность трения ползуна будет

$$F = \frac{N}{k} \text{ см}^2; \quad N = (0,10 \div 0,14) P_z$$

Трущаяся поверхность ползуна делается прямоугольной со сторонами a и b , причем сторона b , совпадающая с направлением движения ползуна, принимается в среднем $b \sim 1,4a$ (от a до $2a$). При малом размере b и большом расстоянии от оси штока до параллели, односторонний ползун будет стремиться опрокинуться. Это явление может вызвать излишнее увеличение трения и быстрый износ трущейся поверхности ползуна. Толщина плоской подошвы ползуна может быть определена по формуле

$$m = 0,3 D \sqrt{\frac{P_z a}{b R_b}}$$

Для стали $R_b \leq 600 \text{ кг/см}^2$. Размер подошвы m должен быть увеличен на толщину слоя антифрикционного металла, каковой принимается в пределах $l = (0,15 \div 0,20) m$. Сечения болтов, соединяющих тело ползуна (поперечину) со съемными башмаками, рассчитываются на срез в предположении, что ползун заклинился в параллелях и что вся сила, действующая на поршень, стремится срезать соединительные болты. Размеры цапф ползуна проверяются на удельное давление, каковое принимается в тех же пределах, что и для цапфы поршня. Для повышения надежности работы цапфы, удельное давление в ней лучше не превышать $90\text{—}120 \text{ кг/см}^2$ для тихоходных двигателей и $120\text{—}180$ для быстроходных. Поперечина (рис. 284) проверяется в наиболее слабом сечении $X-X$ на изгиб силой P_z , образующей момент $M = \frac{P_z l}{4}$.

Определяя W — момент сопротивления сечения $X-X$, ослабленного отверстием для штока, найдем напряжение на изгиб в опасном сечении поперечины

$$R_b = \frac{M}{W} \leq 1000 \text{ кг/см}^2$$

Для двигателей двойного действия величина $R_b \leq 500 \div 600 \text{ кг/см}^2$.

Для уменьшения износа шеек, поперечина обычно изготавливается из стали повышенной твердости с временным сопротивлением разрыву $75 \div 80 \text{ кг/мм}^2$ при удлинении 14% на десятикратной длине образца.

Диаметр цапфы поперечины определится из условия ее изгиба как консоли моментом

$$M_1 = \frac{P_z l_1}{4} \text{ кгсм}$$

Напряжение на изгиб

$$R_b = \frac{M_1}{W_1} \text{ кг/см}^2$$

где $W_1 = 0,1 d_4^3 \text{ см}^3$ для сплошной цапфы и $W_1 = 0,1 \frac{(d_4^4 - d_0^4)}{d_4}$ для пустотелой цапфы;

d_4 — диаметр цапфы в см;

d_0 — " высверловки;

$d_0 = (0,4 \div 0,6) d_4$.

При конструкции ползуна с четырьмя башмаками, концевые шейки диаметром d_5 проверяются на изгиб от нормального давления на параллели и от силы инерции ползуна P_u . Наибольший изгибающий момент:

$$M_2 = \left[V \left(\frac{N}{2} \right)^2 + P_u^2 \right] \frac{l_2}{2}$$

Напряжение изгиба

$$R_b = \frac{M_2}{W_2}$$

При выборе размеров ползуна можно руководствоваться следующими конструктивными соотношениями согласно рис. 284.

Диаметр шеек поперечины $d_4 = (0,38 \div 0,45) D$

Длина шейки $l_1 = (0,7 \div 0,8) d_4$

Расстояние между внутренними кромками шеек $z = (1,2 \div 1,5) d$

То же для двигателей двойного действия $z = (1,8 \div 2,0) d$

Высота подошвы ползуна $b = (0,55 \div 0,65) S$

Ширина подошвы одностороннего ползуна $a = (0,60 \div 0,70) b$

Расстояние между ползунами (рис. 151) $L = (1,4 \div 1,6) D$

Расстояние от оси шейки до параллели (вылет ползуна) $H = (1,6 \div 1,7) d_4$

Диаметр конца штока $d_2 = (0,7 \div 0,8) d$

§ 103. Шатун

Детали шатунного механизма двигателей простого действия нагружены силой P_z от давления газа в период горения, действующей по оси цилиндра вниз. Кроме того, по направлению оси цилиндра вверх действует сила инерции прямолинейно

движущихся частей, достигающая своей наибольшей величины при подходе поршня к крайнему верхнему положению.

В четырехтактных двигателях простого действия силы инерции шатуна и поршня нагружают нижнюю половину мотылевого подшипника и верхнюю половину головного подшипника, растягивая стяжные болты. В двигателях тихоходного типа силы инерции обычно невелики, но в быстроходных двигателях силы инерции могут достигать до 12—17 кг на 1 см² площади поршня. В двухтактных двигателях простого действия, при крайнем верхнем положении поршня, всегда имеется значительное давление в цилиндре, поэтому части шатунного механизма в этом случае разгружаются от силы, действующей вверх. Таким образом, в четырехтактных двигателях приходится считаться с силами, изменяющимися как по величине, так и по направлению. В двухтактных двигателях будем иметь лишь изменения величины действующей силы.

Ввиду малых значений сил инерции для тихоходных двигателей, можно считать, что части шатунного механизма обоих типов двигателей нагружены силой, изменяющейся от P_z до 0 (2-й случай нагрузки). При определении прочных размеров шатунного механизма следует учесть возможность заедания поршня во втулке цилиндра, вследствие чего у двигателей простого действия в нижней половине подшипника и в соединительных болтах верхней и нижней головок шатуна возникают напряжения изгиба в растяжения, которые они должны выдержать. Силу заедания поршня проф. Гельд оценивает (с запасом) как некоторую фиктивную силу, равную в кг

$$P_b = 10 \frac{\pi D^2}{4} \dots \dots \dots (180)$$

где D — диаметр цилиндра в см. В двигателях двойного действия части шатунного механизма нагружены силой P_z , действующей сверху вниз, при сгорании в нижней полости цилиндра, сила P_z меняет свое направление на обратное, действуя снизу вверх. Таким образом в этом случае шатун будет иметь знакопеременную нагрузку (3-й случай нагрузки), в результате чего допускаемые напряжения в частях механизма должны быть соответственно понижены.

Сечение шатуна проверяется по формуле Тетмайера на продольный изгиб силой P_z кг. Критическая нагрузка в кг/см² для углеродистой стали при длине шатуна L см

$$R_{кр} = 3\,350 - 6,2 \frac{L}{i} \text{ кг/см}^2$$

для никелевой стали (50/4 Ni):

$$R_{кр} = 4\,700 - 23 \frac{L}{i} \text{ кг/см}^2$$

$$i = \sqrt{\frac{J}{f}}$$

где i — радиус инерции сечения шатуна в см;

J — наименьший момент инерции сечения в см⁴;

f — площадь сечения см².

Момент инерции круглого сечения:

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \text{ см}^4; \quad d = (0,26 \div 0,35) D$$

Для полого шатуна

$$J = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_0^4); \quad d_0 = (0,25 \div 0,60) d$$

где d — диаметр стержня шатуна в см;

d_0 — " канала в шатуне;

D — " цилиндра в см.

Ломающая критическая сила

$$P_{кр} = f R_{кр}$$

При определении момента сопротивления W необходимо учесть ослабление сечения головки от наличия отверстия для стопорной шпильки. Для выбора предварительных размеров верхней головки шатуна можно руководствоваться следующими соотношениями (рис. 285): толщина втулки $s = (0,07 \div 0,20) d$, $l_1 = 0,7 l$, $l_2 = (1,4 \div 1,6) d$. В двигателях с ползуном верхняя часть шатуна обычно имеет форму вилки с двумя подшипниками (рис. 286).

Каждый из подшипников вилкообразной головки имеет по два болта с внутренним диаметром нарезки d_1 . Этот диаметр определяется по наибольшему растягивающему усилию от силы инерции массы поршня и штока, приходящемуся на каждый из болтов или по условной силе P_b заедания поршня. Напряжение болта на растяжение

$$R_z = \frac{P_b(1+m)}{4f}; \quad f = \frac{\pi d_1^2}{4}$$

где m — коэффициент, определяющий величину начальной затяжки болтов; $m = 0,15 \div 0,25$. Ввиду возможности ударов и неравномерной затяжки болтов допускаемое напряжение R_z на растяжение не следует превышать $R_z = 500 \text{ кг/см}^2$ для стали № 5 и $R_z = 800 \text{ кг/см}^2$ для стали Э-10.

Каждый из подшипников вилкообразной головки шатуна нагружен силой $\frac{P_z}{2}$ от давления газа на поршень (рис. 286). Под влиянием указанной силы в сечении AB вилки возникают

напряжения сжатия. Если направление силы $\frac{P_z}{2}$, приложенной к середине подшипника, не будет совпадать с центром тяжести сечения AB , то в этом сечении будут возникать дополнительные изгибающие напряжения. Приложим к центру тяжести сечения AB две равные, но противоположно направленные силы $\frac{P_z}{2}$. Одна из этих сил вместе с силой, приложенной к середине подшипника, образуют пару, изгибающую сечение AB . Раскладываем другую силу на составляющие: P_n — нормальную к сечению AB и касательную P_t . Под влиянием указанных сил в сечении AB возникают напряжения:

изгибающие

$$R_b = \frac{P_z l}{2W}$$

сжимающие

$$R_d = \frac{P_n}{F}$$

скалывающие

$$R_s = \frac{P_t}{F}$$

где W и F — момент сопротивления и площадь сечения AB

$$W = \frac{ab^2}{6}; \quad F = ab$$

Сложное напряжение в сечении AB

$$R = \sqrt{(R_b + R_d)^2 + 4R_s^2} \leq 800 \text{ кг/см}^2 \dots \dots \dots (181)$$

Изложенным способом должны быть проверены несколько сечений вилки. Нижняя половина мотылевой головки шатуна подвергается посередине изгибу моментом: $M = \frac{P_b l}{6}$, где l — расстояние между стяжными болтами в см; P_b — сила

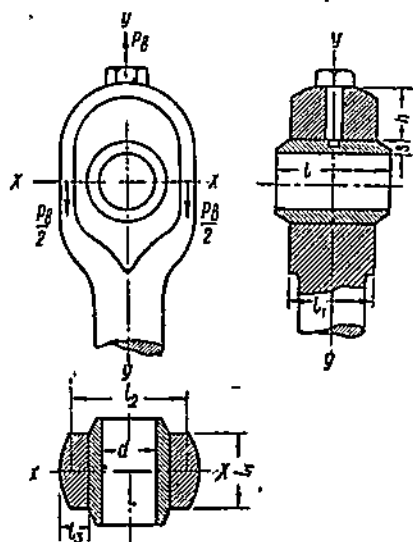


Рис. 285. Верхняя головка шатуна.

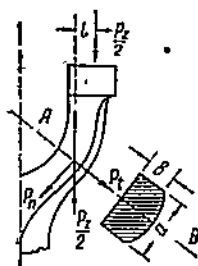


Рис. 286. Верхняя головка шатуна вилкообразного типа.

инерции в кг·прямолинейно-возвратно движущихся частей или сила заедания поршня.¹ Наибольшее напряжение изгиба

$$R_b = \frac{M}{W}$$

где W — момент сопротивления сечения. Напряжение на изгиб для литых стальных головок $R_b \leq 650$ кг/см² и для кованных $R_b \leq 1000$ кг/см². Толщина цилиндрического вкладыша делается около 0,1 диаметра шейки d . Толщина слоя баббита (0,03 ÷ 0,04) d . При съёмных головках вкладыши обычно не применяются. Заливка баббита производится непосредственно в обе стальные половины головки. Для хорошего прилегания баббита делаются канавки, имеющие в сечении форму ласточкина хвоста, расположенные как в продольном направлении, так и по окружности. Глубина канавок делается равной толщине слоя баббита (0,04 d до 0,03 d). Диаметр центрирующего выступа в шатуне составляет 0,4 d тела шатуна и высота его $h \sim 0,1 d$ диаметра шейки. Толщина фланца шатуна для крепления его с головкой $h \sim 0,2 d$. Наименьшее сечение болтов рассчитывается на разрыв от силы инерции прямолинейно движущихся масс + 0,6 массы шатуна и проверяется на случай заедания поршня. Первоначальный натяг болтов при сборке принимается в пределах от 1,15 до 1,25 от усилия, приходящегося на болт во время работы двигателя.

При наличии некоторых зазоров в подшипниках головок шатуна и переменном направлении действующей силы (для четырехтактных двигателей) неизбежны удары, каковые увеличивают напряжение в болтах. Напряжение на растяжение для материала болтов не следует превышать 500 кг/см² для сименс-мартеновской стали (сталь 5) и 800 кг/см² для специальной стали.

Для предварительного выбора диаметра стяжных болтов можно руководствоваться следующими соотношениями: $d_2 = (0,13 \div 0,14) D$ и расстояние между болтами $l = d + (1,15 \div 1,20) d_2$, где: d — диаметр шейки. Нарезка на болтах делается мелкая — машинная. Для выбора размеров болтов проф. Ваншейдт дает соотношения: диаметр стяжных болтов $d_2 = (0,20 \div 0,22) d$ при двух болтах и $d_2 = (0,14 \div 0,16) d$ при четырех болтах; расстояние между болтами $l = (1,28 \div 1,30) d$ и $l = (1,2 \div 1,25) d$ (для четырех болтов).

При определении размеров нижней головки шатуна двигателей тронкового типа следует иметь в виду, что при разборке шатун должен проходить через рабочий цилиндр, следовательно, нижняя головка не должна этому препятствовать.

§ 104. Коленчатый вал

Сименс-мартеновская сталь, применяемая для изготовления коленчатых валов, имеет примерно следующий состав: углерода — 0,30 — 0,35%; кремния — 0,35 — 0,50%; марганца — 0,30 — 0,50% и обладает механическими свойствами: временное сопротивление разрыву 48 — 55 кг/мм²; предел упругости 28 — 33 кг/мм² при минимальном удлинении 20% на 10-кратной длине образца. После механической обработки все шейки вала тщательно шлифуются.

При расчете вала размеры его выбираются на основании опытных данных или в соответствии с требованием Регистра СССР.

Ниже приводятся правила Регистра СССР для определения размеров судовых валов.

Валы двигателей: коленчатые, упорные, промежуточные и гребные должны иметь размеры не ниже определяемых по следующим формулам:

диаметр коленчатого вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{D^2 p_z (S + L)}{C}} \dots \dots \dots (182)$$

диаметр промежуточных валов

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{D^2 p_z S}{C_1}} K \dots \dots \dots (183)$$

¹ От прямолинейно движущихся масс + 0,6 массы шатуна.

где d и d_1 — диаметры валов в мм;

D — диаметр рабочего цилиндра в мм;

S — ход поршня в мм;

L — расстояние между внутренними краями рамовых подшипников в мм;

p_z — наибольшее давление вспышки в рабочем цилиндре в кг/см²;

C и C_1 — коэффициенты, выбираемые из табл. 64 и 65;

G — вес маховика в т;

D_1 — диаметр маховика в мм;

n — число оборотов в минуту;

K — коэффициент, выбираемый из табл. 66 для различных значений X , равного

$$X = \frac{D^3 p_z S}{G (D_1 n)^2} \dots \dots \dots (184)$$

Таблица 64

Значение коэффициента C для коленчатых валов двигателей Дизеля

C	Число цилиндров			
	двигатели простого действия		двигатели двойного действия	
	четырехтактных	двухтактных	четырехтактных	двухтактных
490	2, 3, 4, 5, 6	1, 2, 3	1, 2, 3	1
455	8	4	4	2, 3
420	10, 12	5, 6	5, 6	—
385	16	8	8	5, 2 (мотыли под 180°)
350	—	10	10	4 (мотыли под 90°)
315	—	—	—	6
280	—	—	—	8

Таблица 65

Значение коэффициента C_1 для промежуточных валов

C ₁	Число цилиндров			
	двигатели простого действия		двигатели двойного действия	
	четырехтактных	двухтактных	четырехтактных	двухтактных
560	2	1	1	—
545	4	2	2	1
530	6	3	3	—
510	8	4	4	2
490	10	5	5	—
455	12	6	6	3
365	16	8	8, 10	4, 5
315	—	—	12	6

Промежуточные значения K могут быть получены интерполированием.

Диаметр вала, на котором насажено маховое колесо, должен быть не менее диаметра коленчатого вала. Диаметр упорного вала между гребнями должен превосходить диаметр промежуточного вала не менее, чем на 5%.

Валы могут быть высверленными без увеличения диаметров, определенных вышеприведенными правилами, но при условии, что диаметр высверленной части не будет превосходить одной трети наружного диаметра; при несоблюдении же последнего, наружный диаметр вала должен быть соответственно увеличен. Щеки

ЗНАЧЕНИЕ КОЭФИЦИЕНТА K

Число цилиндров				K при X равном					
двигатели простого действия		двигатели двойного действия							
четырехтакт- ных	двухтактных	четырехтакт- ных	двухтактных	0,003	0,006	0,012	0,024	0,036	0,048
4	2	2	1	0,735	0,740	0,750	0,770	0,790	0,810
6	3	3	—	0,835	0,840	0,850	0,870	0,890	0,910
8	4	4	2	0,869	0,872	0,878	0,890	0,902	0,914
12	6	6	3	0,928	0,930	0,934	0,942	0,950	0,958
16	8	8	4	0,940	0,942	0,947	0,955	0,963	0,970

цельных коленчатых валов должны иметь размеры, удовлетворяющие следующей формуле

$$hb^3 = \frac{d^3}{2,4}$$

где d — диаметр коленчатого вала в мм;

h — ширина щеки мотыля в мм;

b — толщина щеки в мм. Толщина откованных вместе с валом щек мотыля должна быть не менее $0,55 d$.

Наименьшие допустимые размеры мотылевых щек у составных валов определяются по формуле

$$b = 0,625 d; C = 0,35 \sqrt{\frac{d^3}{b}}$$

где b — толщина щеки, измеренная параллельно оси вала, в мм;

C — толщина металла щеки вокруг отверстия для шейки мотыля, измеренная в направлении радиуса шейки, в мм;

d — диаметр коленчатого вала в мм.

Мотылевые щеки должны быть надлежаще пригнаны и плотно насажены на тело вала и мотылевые шейки гидравлическим прессом или в горячем состоянии. Каждое соединение щеки мотыля с телом вала и мотылевой шейкой должно быть уплотнено одной или двумя шпонками или цилиндрическими шпильками. В случае применения других способов уплотнения соединений, таковые должны быть предварительно согласованы с Регистром СССР. Радиус закругления у фланцев вала должен быть не менее $0,125$ диаметра вала, а у мотылей — не менее $0,05$ диаметра вала со стороны мотылевой шейки и $0,07$ диаметра со стороны шейки рамового подшипника.

Диаметры коленчатых валов двигателей для вспомогательных механизмов могут быть на 5% менее определяемых по вышеприведенным формулам.

Наименьший допустимый диаметр соединительных болтов в плоскости разъема фланцев определяется по следующей формуле:

$$d_2 = 0,535 \sqrt{\frac{d_1^3}{zr}}$$

где d_1 — диаметр промежуточного вала в мм;

r — радиус центральной окружности болтов в мм;

z — число болтов в соединении.

Толщина соединительных фланцев по центральной окружности отверстий для болтов должна быть не менее диаметра соединительных болтов в плоскости разъема фланцев. Эта же толщина у соединительных фланцев концевых валов должна быть не менее четверти диаметра, определенного настоящими правилами для промежуточных валов.

Диаметры валов и мотылевых щек по правилам Германского Ллойда должны определяться по формуле

$$d_k = \sqrt[3]{D^3 (\alpha S p_i + \beta L p_z) C_1 \dots \dots \dots} \quad (185)$$

где d_k — диаметр коленчатого вала в см;
 D — диаметр цилиндра в см;
 S — ход поршня в см;
 L — расстояние между центрами рамовых подшипников в см, причем L следует принимать по наибольшей длине подшипников, равной $1,2 d_k$;
 p_i — среднее индикаторное давление в кг/см²;
 p_z — наибольшее давление вспышки в кг/см²;
 β — коэффициент, равный $\frac{1}{650}$;
 α — коэффициент, принимаемый по табл. 67.

Таблица 67

p_i	$\frac{1}{\alpha}$	p_i	$\frac{1}{\alpha}$	p_i	$\frac{1}{\alpha}$	p_i	$\frac{1}{\alpha}$
3,0	330	4,5	220	6,0	165	7,5	145
3,5	285	5,0	200	6,5	155	7,5 и более	145
4,0	250	5,5	180	7,0	150		

При отсутствии точных данных для p_i надлежит принимать $p_i = 1,35 p_z$ для компрессорных дизелей и $p_i = 1,2 p_z$ для бескомпрессорных, где p_z — среднее эффективное давление, C_1 — коэффициент, определяемый по табл. 68. Значения для d_k , полученные на основании вышеприведенных данных, относятся к двигателям морских судов. Для двигателей рейдовых судов подкоренная величина должна быть умножена на 0,85. Для двигателей судов внутреннего плавания и для двигателей вспомогательных судовых установок подкоренная величина должна быть умножена на 0,8. Определение диаметров валов по приведенным данным предполагает применение материала с временным сопротивлением разрыву 40—50 кг/мм². При применении материала с временным сопротивлением $\sigma_z > 50$ кг/мм² большую прочность материала можно учесть умножением подкоренной величины на численное значение

$$40 + \frac{2}{3}(\sigma_z - 40)$$

где σ_z — нижний предел прочности материала, положенной в основание расчета данной конструкции. Валы, рассчитанные по вышеприведенным правилам, могут быть рассверлены до $0,4 d_k$.

Таблица 68

Число цилиндров	Четырехтактные		Двухтактные	
	простого действия	двойного действия	простого действия	двойного действия
1	1,00	1,00	1,00	1,00
2	0,96	1,17	0,96	1,18
3	1,02	1,27	1,05	1,32
4	1,09	1,32	1,18	1,43
5	1,14	1,37	1,25	1,52
6	1,19	1,43	1,30	1,58
7	1,22	1,48	1,34	1,64
8	1,24	1,51	1,37	1,72
9	1,25	1,53	1,39	1,88
10	1,25	1,55	1,41	2,11

Ширина мотылевых щек цельнокованных валов должна быть не менее $1,3 d_k$, а толщина их не менее $0,56 d_k$. У составных мотылей щетки соответственно усиливаются, при этом толщина щетки должна быть не менее $0,62 d_k$.

Для предварительного определения размеров коленчатого вала можно воспользоваться следующими конструктивными соотношениями.

Диаметр коленчатого вала

Тихоходных двигателей	$d = (0,60 \div 0,68) D$
Быстроходных двигателей	$d = (0,56 \div 0,65) D$
Длина мотылевых шеек	$l = (0,65 \div 1,00) d$
Длина рамовых шеек	$l = (0,90 \div 1,10) d$

Расстояние между осями рабочих цилиндров

Четырехтактных двигателей простого действия	$a = (1,6 \div 2,0) D$
Двухтактных двигателей простого действия	$a = (1,7 \div 2,0) D$
Двухтактных " двойного "	$a = (1,9 \div 2,2) D$
Быстроходные двигатели	$a = (1,35 \div 1,75) D$

Расстояние между внутренними кромками рамовых подшипников

Быстроходные двигатели	$L = (1,1 \div 1,25) D$
Тихоходные "	$L = (1,25 \div 1,40) D$
Двойного действия	$L = (1,5 \div 1,6) D$

где D — диаметр цилиндра.

Для устранения возможности выдавливания смазки наибольшее давление $k_{\max}$ на 1 см^2 проекции шеек от силы P_z (наибольшее давление вспышки) допускается .

для мотылевых шеек тихоходных двигателей	$k_{\max} = 80 \div 110 \text{ кг/см}^2$
" " " быстроходных "	$k_{\max} = 110 \div 200$
" рамовых шеек тихоходных двигателей	$k_{\max} = 80 \div 110$
" " " быстроходных "	$k_{\max} = 110 \div 200$

Принимая значения $k_{\max}$ в указанных пределах, определится длина шейки

$$l = \frac{P_z}{dk_{\max}} \text{ см; } P_z = p_z \frac{\pi D^2}{4} \text{ кг}$$

В табл. 69 приведены соотношения между размерами коленчатых валов построенных дизелей простого действия,

где D — диаметр цилиндра в мм;

S — ход поршня;

n — число оборотов вала в минуту;

C_m — средняя скорость поршня;

z — число цилиндров;

d — диаметр вала;

l и l_1 — длина мотылевой и рамовой шеек;

v — скорость скольжения шейки по подшипнику м/сек. (окружная скорость на шейке);

$k_{\max}$ — максимальное удельное давление на 1 см^2 проекции шейки;

k_m кг/см² — среднее удельное давление на проекцию шейки;

p_m кг/см² — среднее давление на 1 см^2 площади поршня за полный рабочий цикл (с учетом сил инерции поступательно движущихся частей);

$k_m v$ — величина, характеризующая нагрузку подшипника (мера износа и нагрева подшипника);

a — расстояние между цилиндрами.

При вращении шейки в подшипнике происходит ее нагревание, вследствие работы трения, превращающейся в тепло. Для удовлетворительной работы подшипника необходимо, чтобы температура шейки не превышала 50°C . Работа трения зависит от материала подшипника, скорости вращения шейки, удельного давления, от качества смазочного масла и системы смазки. Если k_m — среднее удельное давление на 1 см^2 проекции шейки диаметром d и длиной l за один оборот вала (для двухтактных двигателей и за два оборота — для четырехтактных), а P_m — полное давление на шейку в кг, то при окружной скорости v м/сек. и коэффициенте трения μ работа трения в секунду, приходящаяся на 1 см^2 проекции поверхности шейки, выразится следующей формулой:

Соотношения между размерами колецчатых балов

D×S×Z	n	C _m	Тип двигателя	Мотылевые шейки							Рабочие шейки				$\frac{a}{D}$		
				$\frac{d}{D}$	$\frac{l}{D}$	$\frac{l}{d}$	P _{шт}	k _{шт}	k _{max}	v	k _{шт}	$\frac{l_1}{D}$	k _{шт}	k _{max}		$\frac{l_1}{d_1}$	
425×600×6	250	5,00	Четырехтактный бескомпрес.	0,635	0,588	0,926	4,58	9,63	95	3,53	34	0,660	8,50	85	1,04	30	1,95
345×500×6	230	3,84	"	0,638	0,576	0,887	4,60	9,82	98	2,65	26	0,624	9,08	89	0,94	24	1,83
290×430×6	245	3,52	"	0,604	0,559	0,926	4,50	10,5	105	2,25	23,6	0,614	9,53	95	1,02	21,5	1,80
300×380×8	600	7,60	"	0,650	0,400	0,616	5,70	17,2	168	6,12	105	0,367	18,3	182	0,564	112	1,34
280×380×8	600	7,60	"	0,696	0,429	0,616	5,47	14,4	144	6,12	88	0,393	15,7	157	0,564	96	1,36
410×560×6	240	4,48	компрес.	0,590	0,780	1,32	7,92	13,5	60,7	3,00	40,5	0,730	11,2	64,6	1,24	33,7	—
275×420×6	375	5,25	бескомпрес.	0,618	0,546	0,883	5,63	13,1	117	3,34	43,8	0,582	12,3	109	0,940	41,1	1,74
680×1200×4	100	4,00	Двухтактный компрессорный	0,670	0,441	0,652	6,25	16,6	105	2,41	40	0,691	11,0	67	1,02	26,5	1,99
580×900	260	7,80	бескомпрес.	0,621	0,397	0,649	5,49	17,5	159	4,90	86	0,552	12,7	114	0,890	62	1,64
480×900×6	150	4,50	"	0,677	0,471	0,695	5,64	13,9	118	2,55	35,5	0,613	10,7	91	0,905	27,3	1,79
600×1040	135	4,70	"	0,650	0,484	0,744	5,37	13,4	112	2,76	37	0,617	10,5	88	0,950	29	1,80
510×580×9	350	6,77	компрессорный	0,559	0,463	0,828	5,34	16,2	128	5,22	84,7	0,612	12,3	96,5	1,10	64	1,63
290×500×6	300	5,00	бескомпрес.	0,655	0,337	0,516	5,30	15,7	215	3,53	50	0,400	18,4	181	0,610	66	—
240×380×6	375	4,75	"	0,625	0,500	0,800	—	13,4	150	2,95	39,6	0,584	11,5	130	0,934	34	1,75
510×550×9	400	7,35	"	0,607	0,385	0,832	—	—	202	—	—	0,425	—	181	0,697	—	—

Примечание. Удельные давления отнесены к полной длине шейки.

Для двигателя 290×500×6 длины шеек и удельные давления даны с учетом галтелей.

$$W = \mu k_m v = \mu \frac{P_m \pi d n^2}{d l 60 \cdot 100} = \mu \frac{P_m \pi n}{l 60 \cdot 100} \text{ кгм/см}^2 \text{сек.} \dots (186)$$

$$v = \frac{\pi d n}{60} \text{ м/сек.}; \quad k_m = \frac{P_m}{d l} \text{ кг/см}^2,$$

где n — число оборотов вала в минуту.

Из полученного выражения следует, что работа трения не зависит от диаметра шейки; кроме того, величина работы трения пропорциональна числу оборотов вала и обратно пропорциональна длине шейки. Для двигателей быстроходных с большим числом оборотов работа трения будет значительна, и для того чтобы сохранить температуру подшипника в выше приведенных пределах, необходимо применять форсированную смазку под давлением. В этом случае масло подводится к подшипнику не только с целью смазки, но и для его охлаждения. Там, где позволяет конструкция трущихся частей (параллели), применяется водяное охлаждение, путем циркуляции воды в охлаждающей камере. Значительная работа трения при большом числе оборотов двигателя вызывает износ трущихся частей и в первую очередь выработку подшипников. Для устранения возможности перегрева подшипников и для уменьшения износа их, работа трения W не должна превосходить определенных норм, выработанных практикой. Полагая в выражении (186), коэффициент трения $\mu = 1$, ввиду его неопределенности, получаем уравнение, которому должна удовлетворять выбранная длина шейки l

$$k_m v = \frac{P_m n}{1900 l} \text{ кгм/см}^2 \text{сек.} \dots (187)$$

$$P_m = k_m d l$$

Произведение $k_m v$ является мерой износа подшипников и величина его обычно, лежит в пределах

Для рамовых подшипников тихоходных двигателей.....	$k_m v = 25 \div 40$
То же для быстроходных.....	$k_m v = 40 \div 80$
„ „ очень быстроходных.....	$k_m v = 80 \div 180$
Для мотылевых подшипников тихоходных двигателей.....	$k_m v = 30 \div 45$
То же для быстроходных.....	$k_m v = 50 \div 90$
„ „ очень быстроходных.....	$k_m v = 90 \div 200$

Среднее значение силы P_m ; прижимающей подшипник к шейке, может быть приближенно определено по среднему давлению на поршень за полный рабочий цикл. Для четырехтактных двигателей

$$P_m = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + p_4}{4} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \text{ кг.}$$

где p — среднее давление в кг на см² площади поршня за каждый ход. Среднее давление p_1 и p_4 за периоды всасывания и выхлопа будут зависеть от силы инерции поступательно движущихся частей, так как давление всасывания и выпуска можно не принимать во внимание. С достаточной точностью можно принять

$$p_1 = p_4 = 0,45 \frac{g}{9,81} \omega^2 r (1 + \lambda)$$

$$p_2 \sim 0,5 p_1; \quad p_3 \sim 1,5 p_1$$

где g — вес прямолинейно движущихся частей шатунного механизма, отнесенный к 1 см² площади поршня;

r — длина мотыля в м;

λ — отношение длины мотыля к длине шатуна;

ω — угловая скорость вращения вала;

p_1 — среднее индикаторное давление в кг/см²

$$\lambda = \frac{r}{L}; \quad \omega = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{1}{\text{сек.}}$$

Для двухтактных двигателей

$$P_m = \frac{p_2 + p_3}{2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \sim p_1 \frac{\pi D^2}{4}$$

где p_2 и p_3 — среднее давление на поршень за периоды сжатия и расширения.

• ¹⁾ Множитель 100 введен в знаменатель для приведения d в м, значение l — в см.

Для двигателей, имеющих скорость $v > 2$ м/сек., необходима форсированная смазка подшипников под давлением.

Значение p_m можно найти по развернутой индикаторной диаграмме (рис. 80), для чего следует определить сумму всех площадок диаграммы, ограниченных линией давления газа и кривой сил инерции, при этом все площадки считаются положительными. Разделив значение полученной суммы в см² на основание диаграммы в см, определим значение p_m в масштабе чертежа. Пользуясь масштабом диаграммы, найдем p_m кг/см²

$$p_m = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + p_4}{4} \text{ кг/см}^2$$

После установления прочных размеров коленчатого вала, на основании формул Регистра, производится поверочный подсчет напряжений в отдельных частях вала, пользуясь формулами сопротивления материалов. Коленчатый вал многоцилиндрового двигателя можно рассматривать как балку, лежащую на нескольких опорах и нагруженную переменными силами.

Точность расчета вала при указанных условиях не может быть велика, так как рама двигателя не представляет собой абсолютно жесткой конструкции и ее деформации сильно влияют на величину моментов, изгибающих вал.

При расчете многоколенчатого вала обычно рассматривают лишь одно наиболее нагруженное колено, лежащее на двух опорах. Отбрасывание остальной части вала дает меньшие ошибки по сравнению с методом расчета неразрезного вала.

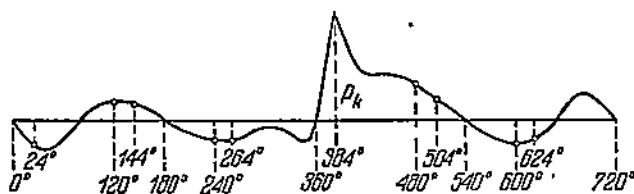


Рис. 287.

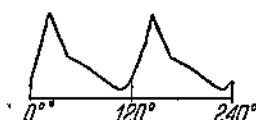


Рис. 288.

Напряжения изгиба при пользовании вторым методом получаются несколько выше, что делает расчет более надежным.

Для расчета вала необходимо установить наиболее нагруженное колено и определить величину наибольших действующих сил. Обычно расчет производится для двух опасных положений вала — когда мотыль находится на в. м. т. и при повороте его на угол φ , когда касательные (тангенциальные) усилия достигают наибольшей величины, при этом наиболее нагруженным коленом считается последнее (у маховика), как передающее суммарный вращающий момент от всего двигателя.

Согласно указаниям проф. Кернера и исследованию вопроса о расчете коленчатых валов, произведенному инж. В. К. Гудковым-Беляковым, наиболее нагруженным коленом является одно из промежуточных, между тем как последнее колено оказывается разгруженным от максимального касательного усилия. Степень нагруженности отдельных колен зависит от быстроходности двигателя, числа цилиндров, тактности двигателя и от выбранной последовательности вспышек в отдельных цилиндрах. Для определения наиболее нагруженного колена воспользуемся диаграммой касательных усилий рис. 287 для одного цилиндра бескомпрессорного четырехтактного двигателя. Величина наибольшего касательного усилия p_k по диаграмме получается при повороте мотыля за в. м. т. на угол $\varphi = 24^\circ$. Значение $p_k = 17,6$ кг, отнесенное к 1 см² площади поршня. На рис. 288 показана диаграмма суммарных касательных усилий для шести цилиндров. Наибольшее значение p_k по суммарной диаграмме получается при том же угле поворота мотыля $\varphi = 24^\circ$. Произведем последовательное суммирование ординат кривых касательных усилий для различных цилиндров, начиная с первого, принимая во внимание последовательность вспышек, чередующихся через угол поворота мотыля $\varphi_0 = 120^\circ$ при следующем порядке работы цилиндров: 1—5—3—6—2—4. Для упрощения расчета суммирование производится лишь для точек кривой с абсциссами 24° ; $24^\circ + \varphi_0$; $24^\circ + 2\varphi_0$; $24^\circ + 3\varphi_0$; $24^\circ + 4\varphi_0$; $24^\circ + 5\varphi_0$. Для рассматриваемого двигателя $\varphi_0 = 120^\circ$. При

указанных углах поворота вала получаются максимальные значения касательных усилий для различных цилиндров.

При суммировании кривых касательных усилий отдельных цилиндров таковые сдвигаются по отношению кривой касательных усилий первого цилиндра на угол $K\varphi_0$, где величина K зависит от выбранного порядка работы цилиндров. Для рассматриваемого двигателя после вспышки в первом цилиндре последующая вспышка получается в пятом цилиндре, следовательно, кривая касательных усилий для этого цилиндра при суммировании будет сдвинута на 120° по отношению кривой для первого цилиндра. Дальнейшие вспышки происходят в третьем, шестом, втором и четвертом цилиндрах, следовательно, кривые касательных усилий для перечисленных цилиндров соответственно сдвигаются на углы: $2\varphi_0$, $3\varphi_0$, $4\varphi_0$ и $5\varphi_0$. В табл. 70 значения p_k сняты с кривой касательных усилий для одного цилиндра (рис. 287) с учетом масштаба чертежа.

Таблица 70

№ мотылей	$\varphi^\circ =$	Углы поворота вала						Порядок вспышек
		24°	144°	264°	384°	504°	624°	
1	$p_r =$	- 6,6	- 8,0	+ 0,3	+ 32,2	- 10,1	+ 0,3	1
	$p_k =$	- 3,8	+ 2,8	- 3,2	+ 17,6	+ 3,4	- 2,8	
2	$p_r =$	+ 0,3	+ 32,2	- 10,1	+ 0,3	- 6,6	- 8,0	5
	$p_k =$	- 3,2	+ 17,6	+ 3,4	- 2,8	- 3,8	+ 2,8	
	$\Sigma p_k =$	- 7,0	+ 20,4	+ 0,2	+ 14,8	- 0,4	0,0	
3	$p_r =$	- 10,1	+ 0,3	- 6,6	- 8,0	+ 0,3	+ 32,2	3
	$p_k =$	+ 3,4	- 2,8	- 3,8	+ 2,8	- 3,2	+ 17,6	
	$\Sigma p_k =$	- 3,6	+ 17,6	- 3,6	+ 17,6	- 3,6	+ 17,6	
4	$p_r =$	- 8,0	+ 0,3	+ 32,2	- 10,1	+ 0,3	- 6,6	6
	$p_k =$	+ 2,8	- 3,2	+ 17,6	+ 3,4	- 2,8	- 3,8	
	$\Sigma p_k =$	- 0,8	+ 14,4	+ 14,0	+ 21,0	- 6,4	+ 13,8	
5	$p_r =$	+ 0,3	- 6,6	- 8,0	+ 0,3	+ 32,2	- 10,1	2
	$p_k =$	- 2,8	- 3,8	+ 2,8	- 3,2	+ 17,6	+ 3,4	
	$\Sigma p_k =$	- 3,6	+ 10,6	+ 16,8	+ 17,8	+ 11,2	+ 17,2	
6	$p_r =$	+ 32,2	- 10,1	+ 0,3	- 6,6	- 8,0	+ 0,3	4
	$p_k =$	+ 17,6	+ 3,4	- 2,8	- 3,8	+ 2,8	- 3,2	
	$\Sigma p_k =$	+ 14,0	+ 14,0	+ 14,0	+ 14,0	+ 14,0	+ 14,0	

Величины p_k вносятся в строки табл. 70, принимая во внимание углы сдвига кривых. Заполнение этих строк следует производить в порядке последовательности вспышек, т. е. сначала заполняется строка для первого цилиндра, затем для пятого, третьего и т. д., при этом цифры смещаются на одну клетку. Для получения значений Σp_k в строках табл. 70, производится суммирование предыдущих значений p_k по вертикальным столбцам с учетом их знака. Цифры, отпечатанные жирным шрифтом, дают наибольшие значения p_r и p_k для каждого мотыля, в зависимости от угла φ поворота вала и принятого порядка вспышек в отдельных цилиндрах. Цифры, обведенные кругом, относятся к наиболее нагруженным мотылям и в дальнейшем они кладутся в основание расчета вала на прочность (второй мотыль).

Значение p_r — радиальных усилий, действующих по мотылям, определяются по ниже приведенной формуле в зависимости от угла φ

$$p_r = \frac{\cos(\varphi + \psi)}{\sin(\varphi + \psi)} p_k = \cotg(\varphi + \psi) p_k \dots \dots \dots (188)$$

$$\sin \psi = \lambda \sin \varphi,$$

где p_r — в кг на 1 см^2 площади поршня;

φ_0 — угол поворота мотыля;

ψ — угол наклона шатуна,

λ — отношение длины мотыля к длине шатуна.

Из приведенной табл. 70 видно, что наиболее нагруженным мотылем является второй, для которого максимальное касательное усилие (от первого и второго цилиндров) составляет $\Sigma p_k = 20,4 \text{ кг/см}^2$ и радиальное усилие $p_r = 32,2 \text{ кг/см}^2$, между тем как для шестого мотыля эти величины имеют следующие значения: $\Sigma p_k = 14 \text{ кг/см}^2$ и $p_r = 32,2 \text{ кг/см}^2$, где $\Sigma p_k = 14 \text{ кг/см}^2$ — наибольшее суммарное касательное усилие от всех шести цилиндров. Наибольшей величины достигает касательное усилие четвертого мотыля, где $\Sigma p_k = 21,0 \text{ кг/см}^2$ (на шейке пятого рамового подшипника), но для этого случая значение $p_r = -10,1 \text{ кг/см}^2$, т. е. значительно меньше по сравнению с первым и вторым мотылями. Радиальное усилие p_r достигает наибольшего значения при положении мотыля в в. м. т.: $p_r = p_z - p_n + p$, где $p_z \text{ кг/см}^2$ — наибольшее давление в цилиндре при горении топлива, $p_n \text{ кг/см}^2$ — силы инерции от поступательно движущихся частей шатунного механизма, при указанном положении мотыля, p — вес поступательно движущихся частей для одного цилиндра в кг на 1 см^2 площади поршня. Величину p_r можно определить по развернутой индикаторной диаграмме, как отрезок прямой (в масштабе чертежа), заключенный между кривой давления газа и кривой силы инерции при $\varphi = 360^\circ$ (период горения). Для рассматриваемого двигателя $p_r = 36 \text{ кг/см}^2$. При положении мотыля в в. м. т. он будет передавать вращающий момент от расположенных впереди рабочих цилиндров.

Найдем мотыль, который при $(p_r)_{\max}$ передает наибольший вращающий момент от прочих цилиндров. Для указанной цели произведем суммирование ординат диаграммы касательных усилий (рис. 287) при значениях абсцисс от 0 до 720° через каждые 120° . При суммировании ординат кривые касательных усилий сдвигаются на угол φ_0 для каждого из цилиндров в соответствии с порядком их работы.

Таблица 71

№ мотылей	$\varphi^\circ =$	Углы поворота вала					
		0	120	240	360	480	600
1	$p_k =$ $p_r =$	0	+ 3,2	- 3,0	0 36	+ 6,0	- 3,6
2	$p_k =$ $\Sigma p_k =$ $p_r =$	- 3,0	0 + 3,2 36	+ 6,0	- 3,6	0	+ 3,2
3	$p_k =$ $\Sigma p_k =$ $p_r =$	+ 6,0	- 3,6	0	+ 3,2	- 3,0	0 0,4 36
4	$p_k =$ $\Sigma p_k =$ $p_r =$	+ 3,2	- 3,0	0 + 3,0 36	+ 6,0	- 3,6	0
5	$p_k =$ $\Sigma p_k =$ $p_r =$	- 3,6	0	+ 3,2	- 3,0	0 - 0,6 36	+ 6,0
6	$p_k =$ $\Sigma p_k =$ $p_r =$	0 + 2,6 36	+ 6,0	- 3,6	0	+ 3,2	- 3,0

При положении второго мотыля в в. м. т. он будет нагружен наибольшей радиальной силой $p_r = 36 \text{ кг/см}^2$ и вращающим моментом от касательной силы первого цилиндра $p_k = 3,2 \text{ кг/см}^2$. Все прочие мотыли нагружены меньшими усилиями, что видно из табл. 71, где цифры, отпечатанные жирным шрифтом, соответствуют моментам вспышек в отдельных цилиндрах. На основании табл. 70 и 71 можно сделать заключение, что наибольшие напряжения будут создаваться на втором мотыле, при двух опасных положениях.

Напряжение кручения

$$R_{s2} = \frac{M_d}{2W_2} \text{ кг/см}^2$$

где W_2 — момент сопротивления изгибу сечения шейки в см^3 .

Сложное напряжение в рамовой шейке

$$R_2 = \sqrt{R_{b2}^2 + 4R_{s2}^2} \leq 1000 \text{ кг/см}^2$$

Щека мотыля изгибается моментом от реакции $\frac{P_z}{2}$. Изгибающий момент: $M_3 = \frac{P_z}{2} a_3$ кгсм. Под влиянием этого момента на широкой стороне щеки появляются напряжения $R_{b3} = \frac{M_3}{W_3}$, где $W_3 = \frac{b^3 h}{6} \text{ см}^3$ — момент сопротивления прямоугольного сечения. На узкой стороне щеки возникают изгибающие напряжения $R_{b4} = \frac{M_d}{W_4}$ от момента M_d , передаваемого щекой, где $W_4 = \frac{bh^3}{6} \text{ см}^3$. Обе щеки сжимаются силой P_z . Напряжения сжатия

$$R_d = \frac{P_z}{2bh} \text{ кг/см}^2$$

Все указанные напряжения являются нормальными и складываются, создавая на ребре щеки напряжения

$$R_3 = R_{b3} + R_{b4} + R_d \leq 900 \text{ кг/см}^2$$

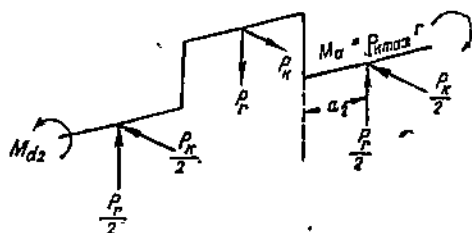


Рис. 290.

При втором опасном положении мотыль будет повернут на угол φ , соответствующий наибольшему значению касательной силы. На рис. 290 показаны силы, действующие на мотыль и их направления. Значение $P_k = p_k \frac{\pi D^2}{4}$, где $p_k \text{ кг/см}^2$ — наибольшее касательное усилие, отнесенное к 1 см^2 площади поршня, определяемое по диаграмме касательных усилий для одного цилиндра. Значение $P_r = p_r \frac{\pi D^2}{4}$, где p_r может быть определено по формуле (188).

Для рассматриваемого шестицилиндрового двигателя

$$p_k = 17,6 \text{ кг/см}^2 \text{ и } p_r = 32,2 \text{ кг/см}^2$$

Под влиянием действующих сил шейка мотыля изгибается моментами

$$M_1 = \frac{P_k a_1}{4} \text{ кгсм}; \quad M_2 = \frac{P_r a_1}{4} \text{ кгсм}$$

Напряжение изгиба

$$R_{b1} = \frac{M_1}{W_1} \text{ кг/см}^2; \quad R_{b2} = \frac{M_2}{W_1} \text{ кг/см}^2;$$

Кроме того, шейка мотыля скручивается моментом

$$M_{d1} = \frac{P_k}{2} r \text{ кгсм}$$

Напряжение кручения

$$R_{s1} = \frac{M_{d1}}{2W_1} \text{ кг/см}^2$$

Шейка скручивается от действия касательной силы остальных цилиндров]

$$M_{d2} = P_k' r = (P_{k\max} - P_k) r \text{ кгсм}$$

где $P_{k\max} r$ — суммарный крутящий момент, передаваемый шейкой, рамового подшипника, расположенной ближе к маховику.

Для рассматриваемого шестицилиндрового двигателя

$$P_{k\max} = 20,4 \frac{\pi D^2}{4} \text{ кг}$$

Напряжение кручения

$$R_{s_2} = \frac{M_{d_2}}{2W_1} \text{ кг/см}^2$$

Суммарное напряжение кручения

$$R_s = R_{s_1} + R_{s_2} \text{ кг/см}^2$$

Равнодействующее напряжение изгиба

$$R_b = \sqrt{R_{b_1}^2 + R_{b_2}^2} \text{ кг/см}^2$$

Сложное напряжение в мотылевой шейке

$$R_1 = \sqrt{R_b^2 + 4R_s^2} \leq 1000 \text{ кг/см}^2$$

Щека мотыля, ближняя к маховику, изгибается моментами

$$M_4 = P_{k\max} r = (P_k' + P_k) r \text{ кгсм}; \quad M_3 = \frac{P_r}{2} a_2 \text{ кгсм}$$

и напряжения изгиба получаются на широкой стороне щеки

$$R_{b_3} = \frac{M_3}{W_3} \text{ кг/см}^2; \quad W_3 = \frac{b^3 h}{6} \text{ см}^3$$

на узкой стороне щеки

$$R_{b_4} = \frac{M_4}{W_4} \text{ кг/см}^2; \quad W_4 = \frac{bh^3}{6} \text{ см}^3$$

Щека сжимается силой $\frac{P_r}{2}$, что вызывает напряжение сжатия

$$R_d = \frac{P_r}{2bh} \text{ кг/см}^2$$

Полученные нормальные напряжения суммируются и наибольшие напряжения получаются в углах сечения щеки

$$R_2 = R_{b_3} + R_{b_4} + R_d \leq 1000 \text{ кг/см}^2$$

Кроме указанных напряжений щека испытывает также напряжения кручения от момента

$$M_{d_3} = \frac{P_k}{2} a_2 \text{ кгсм}$$

Действие момента M_{d_3} вызывает касательные напряжения на середине узкой стороны щеки

$$R_{s_4} = \frac{M_{d_3}}{W_5} \text{ кг/см}^2; \quad W_5 = \frac{2}{9} bh^2 \text{ см}^3$$

и на середине широкой стороны

$$R_{s_5} = \frac{M_{d_3}}{W_6} \text{ кг/см}^2; \quad W_6 = \frac{2}{9} b^3 h \text{ см}^3$$

Сложное напряжение на середине широкой стороны щеки

$$R_3 = \sqrt{(R_{b_3} + R_d)^2 + 4R_{s_5}^2} \leq 1000 \text{ кг/см}^2$$

на середине узкой стороны щеки

$$R_4 = \sqrt{(R_{b_4} + R_d)^2 + 4R_{s_4}^2} \leq 1000 \text{ кг/см}^2$$

Напряжения R_3 и R_4 должны быть меньше или равны допускаемым нормальным напряжениям.

Шейка рамового подшипника около щеки изгибается моментами

$$M_5 = \frac{P_k}{2} \cdot \frac{l_1}{2} \text{ кгсм}; \quad M_6 = \frac{P_r l_1}{2 \cdot 2} \text{ кгсм}$$

Равнодействующий изгибающий момент

$$M_b = \sqrt{M_s^2 + M_k^2} \text{ кгсм}$$

Напряжение изгиба

$$R_b = \frac{M_b}{W_s} \text{ кг/см}^2$$

Шейка подвергается действию скручивающего момента

$$M_d = P_{k\max} r \text{ кгсм}$$

Напряжение кручения

$$R_s = \frac{M_d}{2W_s} \text{ кг/см}^2$$

Сложное напряжение в рамовой шейке

$$R_b = \sqrt{R_b^2 + 4R_s^2} \leq 1000 \text{ кг/см}^2$$

Вал, на котором устанавливается маховик, проверяется на изгиб моментом (рис. 291)

$$M_b = \frac{Gab}{a+b} \text{ кгсм}$$

Напряжения изгиба

$$R_b = \frac{M_b}{W} \text{ кг/см}^2$$

где $W \text{ см}^3$ — момент сопротивления сечения вала в том месте, где насажен маховик;

G — вес маховика в кг.

Вал передает максимальный суммарный крутящий момент от всех цилиндров

$$M_d = P_k'' r \text{ кгсм}; \quad P_k'' = p_k'' \frac{\pi D^2}{4} \text{ кг}$$

Значение p_k'' определится по суммарной диаграмме касательных усилий (наибольшая ордината диаграммы).

Напряжение кручения

$$R_s = \frac{M_d}{2W} \text{ кг/см}^2$$

Сложное напряжение

$$R = \sqrt{R_b^2 + 4R_s^2} \text{ кг/см}^2$$

Стрела прогиба вала под маховиком

$$f = \left(G = \frac{l^2 + ab}{8ab} G' \right) \frac{a^2 b^2}{3EI} \text{ см} < 0,5 \text{ мм}$$

где G' — вес отрезка вала под маховиком;

$E = 2,2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости;

$J \text{ см}^4$ — момент инерции сечения вала.

Толщина фланца вала обычно принимается равной

$$b = (0,23 \div 0,30) d$$

где d — диаметр вала;

Наружный диаметр фланца $d_1 = (1,8 \div 2,1) d$. Диаметр центрирующей шайбы $d_2 = (0,8 \div 0,9) d$. Диаметр соединительных болтов d_3 проверяется на срез по формуле

$$z \frac{\pi d_3}{4} R_s r_1 = P_k'' r$$

где z — число болтов;

r_1 — расстояние от центра вала до осей болтов $r_1 = (0,65 \div 0,85) d$; допускаемое напряжение на срез болтов — $R_s = 250 \div 300 \text{ кг/см}^2$;

$P_k'' r$ — максимальный скручивающий момент.

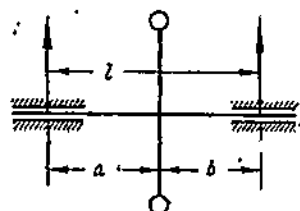


Рис. 291.

Рубашка водяного охлаждения цилиндра изготавливается из чугуна с сопротивлением изгибу 36—40 кг/мм² и сопротивлением разрыву 18—22 кг/мм². Вставная рабочая втулка отливается из перлитного чугуна с сопротивлением изгибу 40—50 кг/мм², сопротивлением разрыву 22—28 кг/мм² и твердостью по Бринеллю 190—230. Для предварительного выбора размеров рабочей втулки можно руководствоваться данными, приведенными на рис. 292: $a = (0,12 \div 0,18) D$, $b = (0,10 \div 0,15) D$, $c = (0,05 \div 0,10) D$, $n = (0,02 \div 0,03) D$, $m = (0,02 \div 0,04) D$, где D — диаметр цилиндра. Глубина уплотнительной заточки 4—6 мм. Толщина рабочей втулки делается в верхней части $(0,06 \div 0,08) D$ и в нижней части $(0,04 \div 0,05) D$. В двухтактных двигателях толщина втулки, в местах расположения окон, составляет $(0,10 \div 0,12) D$, при отверстиях в простенках между окнами и $(0,07 \div 0,09) D$ при отсутствии отверстий. Толщина стенки рубашки $(0,06 \div 0,075) D$, тоже при наличии анкерных связей $(0,05 \div 0,06) D$.

Втулка рабочего цилиндра испытывает напряжения от наибольшего давления p_z кг/см² при сгорании топлива и от тепловой нагрузки. Толщина стенки втулки может быть определена по формуле Ламе-Баха

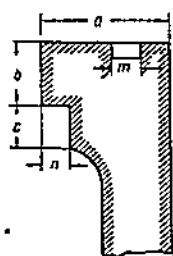


Рис. 292.

$$s = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{R_z + 0,4p_z}{R_z - 1,3p_z}} - 1 \right) \text{ см}$$

где $R_z \leq 400$ кг/см² — допускаемое напряжение на растяжение для чугуна.

Рассматривая втулку как цилиндрический сосуд с внутренним давлением p_z , определим растягивающие напряжения в стенке при толщине ее s см.

$$R_z = \frac{D p_z}{2s} \text{ кг/см}^2$$

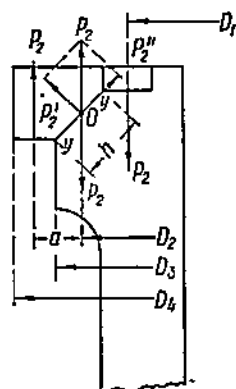


Рис. 293.

Тепловые напряжения для чугунной втулки: $R_z' = 0,001 q s$, где q — тепловая нагрузка цилиндра и s — толщина стенки в см.

Суммарные напряжения растяжения

$$R = R_z + R_z' \leq 1000 \text{ кг/см}^2$$

Фланец втулки проверяется на изгиб в опасном сечении $y-y$ от силы затяжки крышечных шпилек (рис. 293). Усилие от затяжки шпилек должно превосходить усилия от рабочего давления, так как при действии давления газа на крышку необходимо достигнуть хорошего уплотнения цилиндра. Для достижения плотности соединения крышки и фланца цилиндра, крышечные шпильки должны создавать усилие, прижимающее крышку и превышающее усилие от давления газа на 15%—35%. Если на крышку цилиндра действует сила $P_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} p_z$, то сила затяжки болтов, приложенная к середине уплотнительной канавки, может быть принята равной $P_2 = 1,25 \frac{\pi D_1^2}{4} p_z$, где D_1 — средний диаметр кольцевой канавки.

Приложим в середине сечения (точка O , рис. 293) две равные силы P_2 , но противоположно направленные. Разложим одну из сил P_2 на составляющие: P_2' — перпендикулярную сечению $y-y$ и силу P_2'' — действующую в плоскости сечения. Под влиянием перечисленных сил в сечении фланца возникают напряжения

$$1. \text{ Растягивающие — от силы } P_2': R_z = \frac{P_2'}{\pi D_2 h}$$

$$2. \text{ Скалывающие — от силы } P_2'': R_s = \frac{P_2''}{\pi D_2 h}$$

$$3. \text{ Изгибающие — от пары сил } P_2 a:$$

$$R_b = \frac{P_2 a}{\frac{\pi D_2^3}{6} h^2}$$

$$R = \sqrt{(R_z + R_b)^2 + 4R_s^2}$$

должно быть равно 250—400 кг/см². Для уменьшения напряжения во фланце втулки иногда делают $a = 0$; в этом случае будут иметь место лишь скалывающие напряжения. С уменьшением величины a увеличивается диаметр D_1 , в результате чего растут напряжения в крышке и соединительных шпильках. Правильнее располагать уплотнительную канавку по возможности ближе к отверстию цилиндра, так как при этом уменьшается сила от затяжки болтов. Ширина уплотнительной канавки проверяется на смятие по формуле $P_2 = \pi D_1 m R_d$, где m — ширина канавки, $R_d = 500 \div 1000$ кг/см². Площадь опорного кольца втулки следует также проверить на смятие

$$\frac{P_2}{\frac{\pi}{4}(D_4^2 - D_3^2)} \leq 900 \text{ кг/см}^2$$

Вследствие давления газа на крышку, рубашка цилиндра со вставной втулкой испытывает напряжение от растяжения силой $P_z = 0,785 D^2 p_z$. Если s_1 — толщина рубашки, D_m — средний диаметр стенки рубашки, то площадь сечения рубашки будет равна $f = \pi D_m s_1$ см² и напряжения, создаваемые в ней

$$R_z = \frac{P_z}{\pi D_m s_1} \leq 250 \text{ кг/см}^2$$

При определении площади сечения рубашки f следует учесть ее ослабление одной или двумя горловинами для очистки зарубашечного пространства от осадков и грязи. Кольцевое пространство для охлаждающей воды делается в 15—40 мм. Рубашка двухтактного двигателя в районе продувочных и выпускных окон сильно ослаблена, каналами для выпуска продуктов сгорания и подачи продувочного воздуха в цилиндр, поэтому рубашка в этом месте обычно подкрепляется продольными ребрами.

Размеры верхнего фланца рубашки зависят от диаметра шпилек, крепящих крышку к цилиндру. Число шпилек у четырехтактных дизелей бывает 8—10 (у малых двигателей — 6 и больших — 10—12), у двухтактных 10—18.

Диаметр шпилек определится из расчета на растяжение силой P_z . Допускаемое напряжение на растяжение для материала шпилек $R_z \leq 600$ кг/см² для обычной стали и $R_z \leq 1200$ кг/см² для специальной.

Диаметр шпилек

$$d = \sqrt{\frac{P_z}{0,785 m R_z}}$$

$$P_z = 1,25 \frac{\pi D_1^2}{4} p_z$$

Число шпилек m и расстояния между ними зависят от размеров каналов в крышке, служащих для подвода воздуха к всасывающему клапану и для отвода продуктов сгорания от выпускного клапана. Каждый из этих каналов должен разместиться между соседними шпильками. Толщина фланца рубашки там, где располагаются шпильки, делается $\approx 2d$. Фланец рубашки в опасном сечении проверяется на сложное напряжение аналогично фланцу рабочей втулки. Нижний фланец рубашки, соединяющийся со станиной или колонной, изгибается силой P_z , образующей изгибающий момент $P_z l$ (рис. 294).

Высота круглого фланца определится из уравнения

$$R_b = \frac{P_z l}{W} \leq 250 \text{ кг/см}^2; \quad W = \frac{\pi D'^2}{6} s^2.$$

В случае крепления цилиндра при помощи четырех лап, на каждую лапу будет действовать сила $0,25 P_z$, создавая изгибающий момент $0,25 P_z l$ (рис. 295). Опасное сечение $x-x$ должно быть проверено по уравнению

$$R_b = \frac{0,25 P_z l}{W} \leq 250 \text{ кг/см}^2; \quad W = \frac{a s^2}{6}$$

где W — момент сопротивления сечению $x-x$.

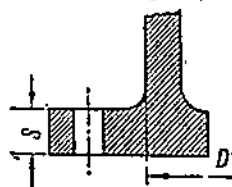


Рис. 294.

Цилиндровая крышка изготавливается из чугуна (марка Ч-46 или Ч-50) с временным сопротивлением разрыву от 26 до 28 кг/мм². Нормальная высота крышки составляет от 0,55 до 0,70 диаметра цилиндра. Высота крышки зависит от сечения каналов для подвода воздуха и отвода продуктов сгорания, соединяющих всасывающий и выхлопной клапаны с наружными фланцами. Сечение каналов определяется по скорости газа, протекающего по каналам. Средняя скорость может быть принята в пределах 35—45 м/сек. Ширина каналов определяется расстояниями между крышечными шпильками, следовательно, это условие устанавливает и высоту канала. Расстояние между стенкой канала и нижней или верхней доской крышки должно быть 10—20 мм. Для правильной установки крышки и осей клапанных рычагов служат монтажные штифты. Толщина нижней доски (днища) крышки принимается равной $0,1 D$ для малых двигателей и до $0,050 D$ для больших, где D — диаметр цилиндра.

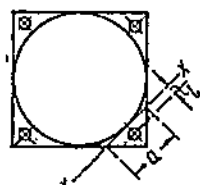


Рис. 295.

Толщина стенок клапанных втулок и наружных вертикальных стенок крышки делается от $0,07 D$ до $0,03 D$. Диаметр крышечных шпилек для четырехтактных двигателей $d = (0,15 \div 0,18) D$ и для двухтактных $d (0,10 \div 0,12) D$.

Диаметры клапанных стаканов:

всасывающий и выхлопной клапаны	$d = (0,39 \div 0,45) D$
пусковой и предохранительный	$d = (0,15 \div 0,20) D$
топливный	$d = (0,10 \div 0,15) D$

Сечения каналов в крышке для прохода воздуха и продуктов сгорания должны быть на 10—20% больше проходного отверстия клапана.

При конструировании крышки следует иметь в виду, чтобы стенки канала в крышке, отводящего продукты сгорания от выхлопного клапана, имели наружное водяное охлаждение. Между втулкой, служащей для помещения топливного клапана, и втулками для всасывающего и выхлопного клапанов, должен быть зазор в 10—15 мм для циркуляции охлаждающей воды. В некоторых случаях, вместо втулки, отлитой вместе с крышкой, применяют тонкостенную стальную оцинкованную вставную втулку, которая и охватывает корпус топливного клапана.

Нижний конец втулки ввертывается в крышку на резьбе, а верхний конец входит в калиброванное отверстие верхней доски, где и уплотняется зачеканенным кольцом из красной меди. Край отверстий в нижней доске крышки должны быть тщательно закруглены во избежание появления трещин. Приливы для крышечных шпилек, в случае затруднения размещения каналов в крышке, иногда заменяются лужеными трубами, развальцованными в отверстиях крышки. Для возможности установки индикатора, в нижней доске крышки делают канал диаметром 8—10 мм, сообщающийся с камерой сжатия. При охлаждении крышки морской водой, во избежание гальванического разъедания стенок, в водяном пространстве крышки должны быть установлены цинковые пластины. Отверстие для отвода охлаждающей воды необходимо помещать в верхней части крышки, для устранения скопления в ней воздуха. Крышка имеет сквозные отверстия для постановки клапанов. Эти отверстия уменьшают прочность крышки, поэтому для наиболее ослабленных сечений необходимо произвести подсчет напряжений, возникающих в крышке от действия затяжки крышечных шпилек и давления газа в цилиндре.

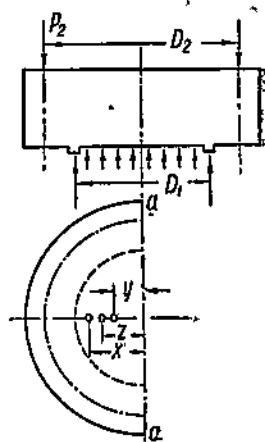


Рис. 296.

Напряжения в крышке не должны превосходить допускаемых напряжений для принятого материала крышки. Наиболее ослабленным сечением крышки является сечение ее по клапанам, поэтому это сечение должно быть проверено в первую очередь. При отсутствии давления газа крышка изгибается в сечении a — а моментом $M_1 = \frac{P_2}{2} x$ от силы затяжки крышечных шпилек, где $x = \frac{D_2}{\pi}$ — расстояние от

рассматриваемого сечения до точки приложения равнодействующего усилия (для левой половины крышки, рис. 296).

Точка приложения равнодействующей силы будет находиться в центре тяжести полуокружности диаметром D_2 . Равнодействующая опорной реакции уплотнительного буртика, для той же половины крышки, по величине равна $\frac{P_2}{2}$ и точка приложения ее находится в расстоянии $Z = \frac{D_1}{\pi}$ от сечения $a-a$. Равнодействующая опорной реакции будет создавать момент $M_2 = \frac{P_2}{2} Z$, изгибающий крышку в сечении $a-a$. При отсутствии давления в цилиндре, сечение крышки $a-a$ изгибается суммарным моментом

$$M' = M_1 - M_2 = 0,5 \frac{P_2}{\pi} (D_2 - D_1) = 1,25 \frac{D_1^2}{8} p_z (D_2 - D_1) \dots (189)$$

$$P_2 = 1,25 \frac{\pi D_1^2}{4} p_z$$

где 1,25 — коэффициент, учитывающий затяжку шпилек. При горении топлива в цилиндре на крышку действует давление газа снизу вверх. Равнодействующая этого давления, приложенная к левой половине крышки, по величине равна $\frac{P_1}{2}$ и точка ее приложения находится в расстоянии $y = \frac{2}{3} \frac{D_1}{\pi}$ от сечения $a-a$. Вследствие давления в цилиндре, равнодействующая опорной реакции делается равной:

$$P_3 = P_2 - P_1 = 1,25 \frac{\pi D_1^2}{4} p_z - \frac{\pi D_1^2}{4} p_z = 0,25 \frac{\pi D_1^2}{4} p_z$$

где P_3 — сила, прижимающая уплотнительный буртик крышки к фланку цилиндра при давлении в цилиндре p_z в период горения топлива. Суммарный изгибающий момент, действующий на крышку при давлении p_z в цилиндре

$$M'' = \frac{P_2}{2} x - \frac{P_2}{2} z - \frac{P_1}{2} y$$

Подставляя в полученное выражение значения моментов, определим величину

$$M'' = \frac{P_2}{2\pi} D_2 - \frac{P_2}{2\pi} D_1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{P_1}{2\pi} D_1 = \frac{D_1^2}{8} p_z \left(1,25 D_2 - \frac{11}{12} D_1 \right) \dots (190)$$

Из полученного выражения видно, что момент, изгибающий крышку, увеличивается пропорционально квадрату среднего диаметра уплотнительного буртика крышки.

Момент сопротивления сечения $a-a$ крышки $W_1 = \frac{J}{l_1}$, где J — момент инерции сечения крышки относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения; l_1 — расстояние наиболее удаленного волокна от оси. Напряжение в верхней доске при действии момента M'' (наибольшего из двух) $R_z = \frac{M'' l_1}{J}$ и в нижней напряжения сжатия $R_d' = \frac{M'' l_2}{J}$. В нижней доске, соприкасающейся с нагретыми газами, возникают тепловые напряжения R_d'' , которые суммируются с напряженными R_d' . Суммарные напряжения в нижней доске крышки получаются равными

$$R_d = R_d' + R_d''$$

Для чугунной крышки $R_d'' \simeq 0,001 \text{ } q_s$
 „ стальной „ „ $R_d'' \simeq 0,0024 \text{ } q_s$

где q — тепловая нагрузка крышки цилиндра в кал./м² в час;

s — толщина нижней доски в см.

Для того чтобы определить напряжения в крышке, необходимо предварительно выбрать ее основные размеры, пользуясь опытными данными. Для подсчета диаметров отверстий в крышке следует определить главные размеры всасывающего, выхлопного и топливного клапанов и найти наружные диаметры их корпусов, пользуясь данными, приведенными в последующем параграфе. После размещения клапанов

в крышке и определения главных ее размеров (толщина стенок и перегородок, размеры втулок для установки клапанов), таковую следует вычертить схематично для возможности графического определения момента инерции J наиболее ослабленного сечения крышки. Момент инерции сечения следует брать относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести выбранного сечения. Для нахождения положения нейтральной оси по высоте крышки можно воспользоваться методом определения статического момента относительно нижней кромки крышки. Статический момент всего сечения крышки равен

$$S = Fx = f_1 l_1 + f_2 l_2 + f_3 l_3 + \dots$$

где F — площадь сечения крышки (за вычетом всех отверстий, попавших в разрез) в см^2 ;

x — расстояние от нижней кромки крышки до нейтральной оси $x-x$, параллельной нижней кромке;

f_1, f_2 и т. д. — площади отдельных участков сечения крышки в см^2 (форму сечения крышки по возможности упрощают с целью разбивки его на простейшие фигуры — прямоугольники с площадями f_1, f_2 и т. д.);

l_1, l_2 и т. д. — расстояния центра тяжести простейших фигур с площадями f_1, f_2 и т. д., от нижней кромки крышки

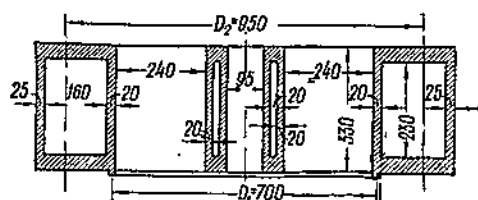


Рис. 297.

$$F = f_1 + f_2 + f_3 + \dots$$

$$x = \frac{S}{F} = \frac{f_1 l_1 + f_2 l_2 + f_3 l_3}{F} \text{ см}$$

Указанный метод позволяет определить положение нейтральной оси $x-x$ сечения крышки. Момент инерции сечения J относительно оси $x-x$ будет складываться из моментов инерции простейших фигур, которые могут быть определены по формуле

$$J_{x-x} = J_{x_1-x_1} + f_1 y_1^2 \dots \dots \dots (191)$$

где J_{x-x} — момент инерции простейшей фигуры относительно оси $x-x$, $J_{x_1-x_1}$ — момент инерции той же фигуры относительно оси x_1-x_1 , проходящей через центр тяжести фигуры и параллельной оси $x-x$, f_1 — площадь простейшей фигуры в см^2 , y_1 — расстояние между осями $x-x$ и x_1-x_1 . Момент инерции всего сечения крышки, площадью $F \text{ см}^2$, будет равен:

$$J = \Sigma J_{x-x}$$

Определим напряжение в крышке (рис. 297) четырехтактного двигателя Дизеля. Диаметр цилиндра $D = 600 \text{ мм}$; ход поршня $S = 720 \text{ мм}$; средний диаметр уплотнительного буртика $D_1 = 700 \text{ мм}$; диаметр окружности центров отверстий для шпилек $D_2 = 950 \text{ мм}$; остальные размеры показаны на чертеже. Давление в цилиндре при горении топлива $p_z = 33 \text{ кг/см}^2$. Вследствие симметрии крышки, нейтральная ось проходит через середину высоты крышки $l_1 = l_2 = 165 \text{ мм}$. Момент инерции сечения крышки:

$$J = 2 \frac{(2 + 2 + 2 + 2 + 16 + 2,5) 83^3 - (2 + 16) 23^3}{12} = 92 583 \text{ см}^4$$

По формуле (190) определим величину момента, изгибающего крышку при давлении p_z в цилиндре

$$M'' = \frac{D_1^2}{8} p_z \left(1,25 D_2 - \frac{11}{12} D_1 \right) = \frac{70^2}{8} 33 \left(1,25 \cdot 95 - \frac{11}{12} 70 \right) = 1 103 112 \text{ кгсм}$$

Напряжения от растяжения в верхней доске равны напряжению от сжатия в нижней доске крышки, так как $l_1 = l_2 = 16,5 \text{ см}$

$$R_z = R_d = \frac{M'' l_1}{J} = \frac{1 103 112 \cdot 16,5}{92 583} = 195 \text{ кг/см}^2$$

Момент, изгибающий крышку при отсутствии давления в цилиндре (формула 189)

$$M' = 1,25 \frac{D_1^2}{8} p_z (D_2 - D_1) = 1,25 \frac{70^2}{8} 33 (95 - 70) = 631 640 \text{ кгсм}$$

Напряжение растяжения в верхней доске и напряжение сжатия в нижней доске крышки

$$R_z' = R_d' = \frac{M'I_1}{J} = \frac{631\,640 \cdot 16,5}{92\,588} = 112 \text{ кг/см}^2$$

Тепловую нагрузку крышки для четырехтактных двигателей определим по формуле для головок поршней (§ 42)

$$q = 3300 p_i C_m = 3300 \cdot 6,5 \cdot 4,5 = 96\,500 \text{ кал./м}^2\text{час}$$

где C_m — средняя скорость поршня в м/сек.

Тепловые напряжения в нижней доске крышки

$$R_d'' = 0,001 q s = 0,001 \cdot 96\,500 \cdot 5 = 485 \text{ кг/см}^2$$

Суммарные наибольшие напряжения в нижней доске

$$(R_d)_{\max} = R_d' + R_d'' = 112 + 485 = 680 \text{ кг/см}^2$$

Суммарные наименьшие напряжения в нижней доске при отсутствии давлений в цилиндре

$$(R_d)_{\min} = R_d' + R_d'' = 112 + 485 = 597 \text{ кг/см}^2$$

Временное сопротивление сжатию для чугуна может быть принято $\sigma_d = 8\,000 \text{ кг/см}^2$. Допускаемое напряжение для сжатия при нагрузке, изменяющейся от 0 до σ_d ; составляет

$$R_d = 0,15 \sigma_d = 0,15 \cdot 8\,000 = 1\,200 \text{ кг/см}^2$$

Количество воды, необходимой для охлаждения цилиндра и крышки, определим по средним опытным данным, считая, что с охлаждающей водой отводится $\tau = 18 \div 23\%$ тепла выделенного в цилиндре топливом

$$Q_1 = \tau c_e N_e' H_u \text{ кал./час}$$

Расход воды

$$W = \frac{Q_1}{t_1 - t_2} \text{ л/час}$$

Если принять: $\tau = 0,22$, расход топлива на 1 э. л. с.-час. $c_e = 0,180 \text{ кг}$, теплотворную способность топлива $H_u = 10\,000 \text{ кал./кг}$, температуру поступающей воды $t_2 = 25^\circ \text{C}$ и температуру отходящей воды $t_1 = 45^\circ \text{C}$, эффективную мощность цилиндра N_e' , получим

$$Q_1 = 0,22 \cdot 0,180 \cdot 10\,000 N_e' = 400 N_e' \text{ кал./час}$$

или на 1 э. л. с.-час

$$\frac{Q_1}{N_e'} = 400 \text{ кал./час}$$

Расход охлаждающей воды на 1 э. л. с.-час

$$W = \frac{Q_1'}{t_1 - t_2} = \frac{400}{45 - 25} = 20 \text{ л/э. л. с.-час}$$

Количество воды для охлаждения цилиндров в условиях тропического плавания (по данным завода Зульцера) может быть принято при определении производительности охлаждающего насоса, 40—45 л на 1 э. л. с. в час, то же в условиях северного плавания — 30—35 л на 1 э. л. с. в час.

§ 106. Станина

Колонны, поддерживающие цилиндр, подвергаются изгибающим и растягивающим напряжениям от давления газа в цилиндре и от силы $N_{\max}$ ползуна, действующей на параллель (рис. 298). Давление газа на крышку цилиндра создает вертикальную силу $P_z = \frac{\pi D^3}{4} p_z$, где D — диаметр цилиндра в см и p_z — наибольшее давление в цилиндре. Значение $N_{\max}$ может быть принято равным $(0,10 \div 0,14) P_z$.

Если цилиндр поддерживается двумя А-образными колоннами (рис. 298), расположенными в плоскости рамовых подшипников, то в этом случае на каждую колонну будут действовать силы $\frac{P_z}{2}$ и $\frac{N_{\max}}{2}$. Сила давления газа на крышку цилиндра и сила, действующая на параллель, являются переменными силами и величина их будет зависеть от положения поршня. Для большей надежности расчета принимается их наибольшее значение.

Пренебрегая заделкой на опорах, составим уравнения равновесия колонны

$$\frac{P_z}{2} - P_1 - P_2 = 0; \quad \frac{N}{2} - P_3 - P_4 = 0$$

$$\frac{P_z}{2} \cdot \frac{l_2}{2} - \frac{N}{2} l_1 - P_1 l_2 = 0$$

Из полученных уравнений определим

$$P_1 = \frac{P_z}{4} - \frac{N}{2} \cdot \frac{l_1}{l_2}; \quad P_2 = \frac{P_z}{4} + \frac{N}{2} \cdot \frac{l_1}{l_2}$$

Допуская, что $P_3 = P_4$ найдем их значения

$$P_3 = P_4 = \frac{N}{4}$$

В сечении 1—1 колонны будут действовать:

Изгибающий момент

$$M_x = P_1 \cos \alpha \cdot z + P_3 \sin \alpha \cdot z$$

Срезающая сила

$$P_s = P_1 \cos \alpha + P_3 \sin \alpha$$

Растягивающая сила

$$P = P_1 \sin \alpha - P_3 \cos \alpha$$

В результате действия указанных сил, в опасном сечении колонны 1—1 возникают напряжения:

Изгибающие

$$R_b = \frac{M_x}{W_x}$$

Растягивающие

$$R_z = \frac{P}{F}$$

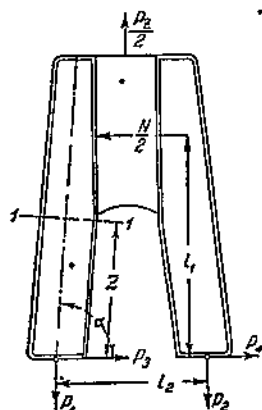


Рис. 298.

Суммарные нормальные напряжения

$$R = R_b + R_z \leq 200 \text{ кг/см}^2$$

Касательные напряжения

$$R_s = \frac{P_s S_x}{b J_x} \leq 200 \text{ кг/см}^2$$

где F в см^2 —площадь сечения 1—1 колонны;

W_x в см^3 —момент сопротивления сечения;

S_x —статический момент заштрихованной площади сечения колонны (рис. 299) относительно оси $X-X$;

J_x см^4 —момент инерции всего сечения относительно той же оси.

Шпильки для крепления одной ноги колонны к раме рассчитываются на растяжение от силы P_2 . Диаметр шпилек может быть определен по формуле

$$R_z = \frac{1,25 P_2}{l f} \leq 500 \text{ кг/см}^2$$

где l —число шпилек для одной ноги колонны;

f —площадь сечения шпильки в см^2 ;

1,25—коэффициент затяжки шпилек.

Расчет станин закрытого типа (картерный тип) производится аналогичным методом; при этом следует иметь в виду сильное ослабление станины большими горловинами для осмотра подшипников.

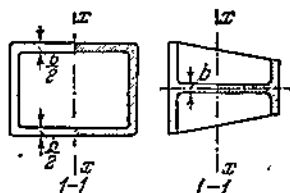


Рис. 299.

¹ Для литых стальных колонн $R \leq 650$ и $R_s \leq 300 \text{ кг/см}^2$.

В этом случае станина подкрепляется ребрами. При сквозных анкерных болтах станина разгружается от изгибающих и растягивающих напряжений и может быть сделана более легкой. Усилие от затяжки болта воспринимается трубчатой частью станины, работающей лишь на сжатие. Диаметр анкерных или разгрузочных болтов принимается равным $(0,14 \div 0,20) D$ (при четырех болтах). Для уменьшения упругих деформаций напряжения в болтах не следует допускать свыше $600\text{--}700 \text{ кг/см}^2$ для стали 5 и 1200 кг/см^2 для стали Э-10.

Для предварительного определения толщины стенок чугунной станины можно руководствоваться следующими соотношениями: толщина верхней и нижней досок $(0,07 \div 0,10) D$; то же боковых стенок $(0,045 \div 0,050) D$, где D — диаметр цилиндра.

При конструировании станины следует проверить достаточность зазора между шатуном и станиной при проворачивании вала на 360° (зазор $15\text{--}50 \text{ мм}$).

§ 107. Рама

Фундаментная рама изготавливается из чугуна Ч-36 или стали, в зависимости от типа двигателя. После изготовления рамы она должна быть испытана на непроницаемость наливом водой или какой-либо другой жидкостью.

Расточка гнезд для рамовых подшипников выполняется с точностью, обеспечивающей взаимозаменяемость вкладышей. Шпильки для крепления рамы и подшипников должны быть изготовлены из углеродистой или специальной стали с временным сопротивлением разрыву от 50 до 60 кг/мм^2 при удлинении $18\text{--}19\%$. Шайки для шпилек обычно применяются корончатые.

Вкладыши рамовых подшипников изготавливаются из чугуна или стали с заливкой баббитом. В некоторых случаях ограничиваются одним нижним вкладышем и верхняя половина его заменяется крышкой подшипника.

Крышка рамового подшипника отливается из чугуна или стали и делается двутаврового или корыччатого сечения.

Толщина вкладыша за вычетом слоя баббита составляет от $0,1d$ до $0,15d$, при толщине заливки баббита $(0,04 \div 0,05) d$, где d — диаметр шейки. Расстояние между болтами $l = (1,5 \div 1,75) d$.

Крышка и шпильки подшипника испытывают напряжения от действия сил инерции поступательно движущихся частей при положении поршня в в. м. т. (только для четырехтактных двигателей) и при заедании поршня. В двигателях двойного действия крышка нагружается силой от полного давления газа в нижней полости цилиндра. Принимая силу заедания поршня

$$P_n = p_n \frac{\pi D^2}{4} \text{ кг; } p_n = 10 \text{ кг/см}^2$$

определим изгибающий момент, действующий на крышку

$$M = \frac{P_n l}{6} \text{ кгсм}$$

считая, что нагрузка является промежуточной между сосредоточенной и равномерно распределенной. Напряжение на изгиб в опасном сечении крышки

$$R_b = \frac{M}{W}$$

где W в см^3 — момент сопротивления сечения крышки;

l — расстояние между болтами.

Для чугуна $R_b = 150 \div 250 \text{ кг/см}^2$ и для стали $R_b = 350 \div 650 \text{ кг/см}^2$. Крышечные болты рассчитываются на силу P_n , принимая во внимание затяжку их, что учитывается коэффициентом $m = 1,25$. Сечение одной шпильки

$$f = \frac{1,25 P_n}{i R_z} \text{ см}^2$$

где i — количество шпилек;

R_z — допускаемое напряжение на разрыв $R_z = 500 \div 800 \text{ кг/см}^2$.

При выборе прочных размеров рамы можно руководствоваться следующими конструктивными соотношениями: наибольшая ширина рамы $(2,4 \div 2,7) S$; высота продольной балки $(0,5 \div 0,8) S$ и толщина ее стенки $(0,07 \div 0,09) d$; толщина верхней доски и нижней опорной $(0,15 \div 0,18) d$; толщина гнезда под вкладышем $(0,12 \div 0,16) d$; толщина литого корыта $(0,05 \div 0,06) d$; расстояние между анкерными болтами $(2,1 \div 2,2) d$; диаметр фундаментных болтов $d_1 = (0,1 \div 0,12) d$ и шаг их $t \approx 10 d_1$; S — ход поршня и d — диаметр коленчатого вала.

В фундаментной раме возникают изгибающие напряжения, вследствие давления, создаваемого в цилиндре, и действия сил инерции поступательно движущихся масс отдельных цилиндров. При конструкции станины в виде отдельных колонн или

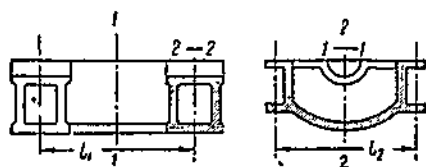


Рис. 300.

стоек, расположенных в плоскости движения мотыля (рис. 300), сечение 1—1 изгибается моментом $M_1 = \frac{P_z}{2} \cdot \frac{l_1}{2}$ и напряжение изгиба $R_b' = \frac{M_1}{W_1}$, где W_1 — момент сопротивления относительно оси $x-x$, проходящей через центр тяжести сечения 1—1; $P_z = \frac{\pi D^2}{4} p_z$; D — диаметр цилиндра.

В сечении 2—2 возникает изгибающее напряжение от действия реакций $R = \frac{P_z}{4}$. Изгибающий момент для сечения 2—2 получается равным: $M_2 = \frac{P_z}{4} \cdot \frac{l_2}{2}$ и напряжения от изгиба: $R_b'' = \frac{M_2}{W_2}$, где W_2 — момент сопротивления сечения 2—2 (рис. 301).

Напряжение изгиба для чугуна $R_b \leq 250 \text{ кг/см}^2$ и для стали $R_b \leq 600 \text{ кг/см}^2$. Кроме рассмотренных напряжений, в раме возникают дополнительные напряжения от сил инерции, действующих по оси каждого цилиндра, и по величине равные

$$P_u = \frac{G}{g} r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{1}{\text{сек.}}$$



Рис. 301.

где ω — угловая скорость вращения вала;

G — вес прямолинейно движущихся частей одного цилиндра;

r — длина мотыля в см;

$g = 918 \text{ см/сек.}^2$;

φ — угол, составленный мотылем с вертикальной осью (по часовой стрелке).

Под влиянием сил инерции в каждом рамовом подшипнике возникают реакции R_1, R_2, R_3 и т. д., изгибающие раму в плоскости, проходящей через оси цилиндров. Реакции рамовых подшипников будут изменять свою величину в зависимости от положения мотылей. Для многоцилиндрового двигателя следует проверить несколько сечений рамы при различных углах поворота коленчатого вала, выбирая их таким образом, чтобы один из крайних мотылей был в верхней мертвой точке. Момент, изгибающий раму, определится из выражения

$$M_3 = R_1 l_1 + R_2 l_2 - R_3 l_3 \dots \text{и т. д.}$$

где l_1, l_2, l_3 и т. д. — расстояния от рассматриваемого сечения рамы до точек приложений реакций R_1, R_2, R_3 и т. д., расположенных по одну сторону рассматриваемого сечения. Знак $\pm$ члена Rl определится в зависимости от направления реакции R . Опасное сечение рамы будет находится около среднего рамового подшипника (сечение 1—1).

Напряжение изгиба R_b' от давления газа будет суммироваться с напряжениями R_b''' от действия сил инерции

$$R_b''' = \frac{M_3}{W_1} \text{ кг/см}^2$$

Суммарные напряжения в сечении 1—1

$$R = R_b' + R_b''' \leq 250 \text{ кг/см}^2$$

При расчете рамы двигателя картерного типа с коромыслом изгибающий момент M_1 будет равен

$$M_1 = \frac{P_z l_1}{8} \text{ кгсм}$$

где l_1 —расстояние между осями цилиндров.

При наличии анкерных болтов или стоек (колонн), расположенных у рамовых подшипников, поперечное сечение 1—1 станины разгружается от напряжений, вызываемых давлением газа в цилиндре ($R_b' = 0$), и в этом сечении остаются лишь напряжения R_b''' от сил инерции. Анкерные болты уменьшают изгибающий момент M_1 и несколько разгружают сечение 2—2 станины. В этом случае изгибающий момент M_2 делается равным

$$M_2 = \frac{P_z}{4} \cdot \frac{l_2}{2} \text{ кгсм}$$

где l_2 см—расстояние между анкерными болтами в плоскости рамового подшипника. Для уменьшения величины M_2 следует располагать анкерные болты ближе к шейке вала.

Упорный подшипник рассчитывается по упорному давлению P , создаваемому гребным винтом. Если мощность двигателя N_e э.л.с. и скорость корабля v м/сек., то упорное давление приблизительно составляет

$$P \approx 150 \frac{N_e}{v} \text{ кг}$$

Если упорный вал имеет z гребней, то при диаметре его d_1 см и толщине гребня b см получим уравнение прочности

$$P = \pi d_1 b z R_c$$

где R_c —допускаемое напряжение на срез; $R_c \approx 150 \text{ кг/см}^2$.

Упорный гребень подвергается изгибу моментом

$$M_b = \frac{P}{z} \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{4} = \frac{\pi d_1 b^2}{6} R_b \text{ кгсм}$$

Напряжения на изгиб

$$R_b = \frac{P}{z} \cdot \frac{3(d_2 - d_1)}{2\pi d_1 b^2} \leq 300 \text{ кг/см}^2$$

где d_2 см—диаметр гребня. Удельное давление на упорную поверхность гребня

$$p = \frac{P}{0,785(d_2^2 - d_1^2) z \alpha} = 3 \div 5 \text{ кг/см}^2$$

При подковообразных скобах упорного подшипника $\alpha = 0,65 \div 0,70$. Для подшипника Митчеля $p = 12 \div 16 \text{ кг/см}^2$. Диаметр упорного гребня $d_2 = (1,6 \div 1,9) d_1$; толщина гребня $b = (0,15 \div 0,20) d_1$.

§ 108. Клапаны

Прходное сечение клапана $f \text{ см}^2$ и его диаметр d см определяются в зависимости от отношения $F : f = m$, принятого при расчете рабочего процесса, где F в см^2 —площадь сечения цилиндра. Для повышения плотности прилегания клапана, гнездо обычно делается коническим (рис. 302) с углом $\alpha = 45 \div 60^\circ$. Подъем клапана $h_2 = \frac{h_1}{\sin \alpha}$ или $h_1 = h_2 \sin \alpha$. При коническом клапане проходное сечение его f будет равно:

$$\begin{aligned} f &= \pi (h_2 d \sin \alpha + h_2^2 \cos \alpha \sin^2 \alpha) \\ \alpha &= 45^\circ; \quad f = 2,22 h_2 (d + 0,5 h_2) \\ \alpha &= 60^\circ; \quad f = 2,73 h_2 (d + 0,43 h_2) \end{aligned}$$

Определив величину $f = mF$, найдем по выше приведенным формулам диаметр клапана, подставляя значение $h_a = (0,25 - 0,30) d$.

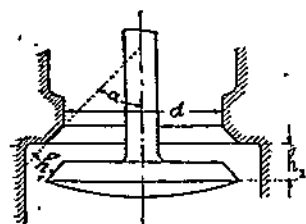


Рис. 302.

Для дизелей $d = (0,26 \div 0,33) D$ и для бензиновых двигателей $d = (0,4 \div 0,5) D$, где D — диаметр цилиндра.

Клапаны большого диаметра трудно разместить в крышке и для этого иногда приходится делать местные выемки у втулки рабочего цилиндра. При большом подъеме клапана необходимо проверить расстояние между клапаном и днищем поршня при крайнем верхнем его положении. Это расстояние должно обеспечивать открытие клапана. В некоторых случаях для этой цели делают местные выемки в днище поршня. Предварительные размеры всасывающего и выпускного клапанов

могут быть установлены, пользуясь данными табл. 72, где принято $d = 1$ в соответствии с рис. 303.

Таблица 72

d	a	c	e	f	g	l	l	m	m_1	n	o	p	t	t_1	u	y
1	1	0,8	0,08	0,2	0,22	0,5	0,4	0,22	0,24	1,8	0,15	$0,1 m + 5$ мм	0,15	0,2	0,03	0,1

По английским данным (Purday):

толщина тарелки клапана $t = (0,15 \div 0,18) d$,

диаметр штока клапана $m = (0,20 \div 0,24) d$,

толщина фланца корпуса $q = (0,25 \div 0,36) d$,

стенки клапана у гнезда $o = (0,07 \div 0,17) d$,

диаметр витка пружины $d_1 = (0,50 \div 0,65) d$,

толщина проволоки $d_2 = (0,06 \div 0,08) d$,

число витков пружины — от 12 до 22.

Зазор между внутренней направляющей втулкой и штоком клапана делается от 0,2 до 0,5 мм.

Диаметр шпилек для закрепления клапана $d_3 = (0,25 \div 0,33) d$ (при двух шпильках).

Для надежности уплотнения клапана размеры опорной поверхности его выбирают с таким расчетом, чтобы опорное давление составляло от 150 до 300 кг/см².

При ширине опорной поверхности $a = 0,01 d + 0,4$ см, наружный (наибольший) диаметр тарелки клапана получается равным $d_4 = d + 2a = (1,02 \div 1,05) d$.

Диаметр отверстия в крышке цилиндра для постановки клапана принимается: $d_5 = (1,30 \div 1,35) d$. Ширина опорной поверхности в нижней доске крышки для постановки клапанного гнезда $s = (0,05 \div 0,08) d$.

Считая тарелку клапана как плоскую плиту, определим ее толщину по формуле Баха

$$t_1 = 0,5 d_4 \sqrt{\frac{p_z}{R_b}} \dots \dots \dots (192)$$

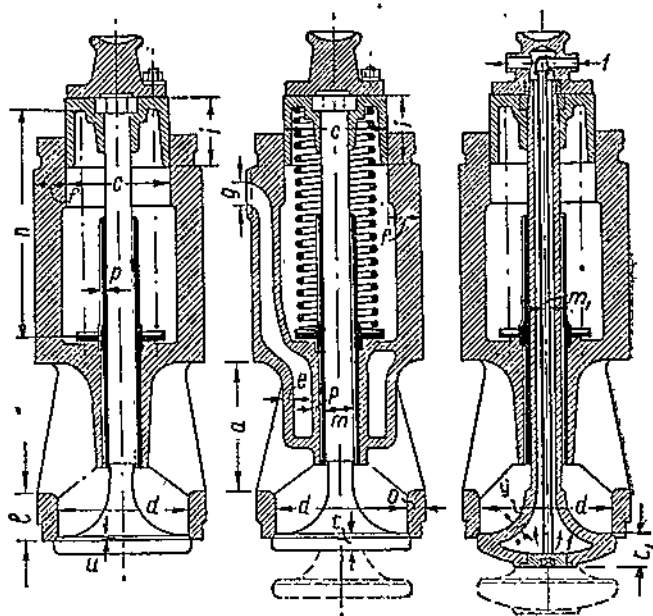


Рис. 303.

где R_b — допускаемое напряжение на изгиб — для стали до 450 кг/см^2 и для чугуна до 250 кг/см^2 .

Всасывающие клапаны и в особенности выпускные работают при весьма трудных условиях, поэтому к материалу клапанов предъявляются повышенные требования. При действии клапана он должен работать длительное время при условиях повторных ударов большой частоты и высоких температурах, что может вызвать его коробление и сильное окисление. Материал клапана не должен быть красноломким и принимать закалку, при охлаждении в воздушной струе, в то же время он должен быть повышенной твердости, для избежания частых притирок. На основании указанного, к материалу клапанов предъявляются следующие требования: повышенная твердость, хорошая жароупорность и антикоррозионность, высокое сопротивление динамической нагрузке, достаточная пластичность и отсутствие самозакаливаемости на воздухе. Перечисленным требованиям удовлетворяют в большей или меньшей степени лишь легированные стали с присадкой кремния (сильхромы) и значительным содержанием хрома. Обычные углеродистые стали (сталь 5) применяются для клапанов лишь в тихоходных двигателях, при этом тарелки выпускных клапанов иногда делаются из перлитного чугуна, который хорошо выдерживает влияние высоких температур. Соединение чугунной тарелки со штоком клапана, обычно изготавливаемого из твердой стали, должно быть весьма надежным. Такие клапаны имеют значительный вес и обладают большой силой инерции. Для быстроходных двигателей клапаны делаются из легированных сталей. Для выпускных клапанов применяются стали следующих марок ЭЯЗС и ЭСХ-8 (марки электростали). Впускные и пусковые клапаны работают при более низких температурах и подвергаются меньшему износу от коррозии. Для этих клапанов применяются более дешевые стали ЭЖ-2 и Э-14 (табл. 60). Для специальных сталей значение R_b в формуле 192 может быть принято $700\text{—}900 \text{ кг/см}^2$. Для уменьшения веса клапана, а также устранения его коробления при высоких температурах, нижняя поверхность тарелки делается шаровой или обрабатывается по конусу, утончая ее к краям до толщины $t_2 = (0,75 \div 0,86) t_1$. Переход от штока клапана к тарелке делается радиусом $r = (0,2 \div 0,3) d$. Впускной клапан обычно имеет те же размеры, что и всасывающий. Корпусы клапанов изготавливаются из чугуна Ч-40 или Ч-46 и после их обработки подвергаются гидравлическому испытанию.

Шток выпускного клапана проверяется на сжатие силой $P_e = \frac{\pi d_4^2}{4} p_e \text{ кг}$, где: p_e — давление газа в цилиндре в момент открытия выпускного клапана (давление в конце расширения); d_4 — наибольший диаметр тарелки клапана.

При пуске двигателя в ход сжатым воздухом, выпускной клапан открывается при давлении в цилиндре $7\text{—}10 \text{ кг/см}^2$, поэтому выбранное сечение штока следует проверить на давление $p_e = 8 \div 10 \text{ кг/см}^2$. Напряжение сжатия в штоке клапана обычно не превышает $300\text{—}450 \text{ кг/см}^2$.

Шпильки, крепящие фланец клапанного корпуса к крышке цилиндра, рассчитываются на разрыв силой $P = \frac{1,25\pi d_6^2}{4} p_z$, где: d_6 — диаметр нижней части корпуса клапана, на которую действует давление газа $d_6 = d_5 - 2s$; p_z — наибольшее давление в цилиндре; s — ширина опорной поверхности в нижней доске крышки; 1,25 — коэффициент затяжки шпилек. Число шпилек принимают $2\text{—}4$. Допускаемое напряжение для материала шпилек может быть принято $R_z = 500 \div 800 \text{ кг/см}^2$, для стали № 5.

Фланец корпуса клапана проверяется на изгиб силой P затяжки шпильки. Напряжение на изгиб

$$R_b = \frac{6Pl}{bt^2} \leq 250 \text{ кг/см}^2$$

где: h — высота фланца и b — ширина фланца в опасном сечении, l — расстояние от оси шпильки до корпуса клапана.

Пусковой клапан. Внутренний диаметр пускового клапана с коническим гнездом может быть принят равным: $d = (0,08 \div 0,16) D$ и ход его $h = 0,25 d$. Для быстроходных двигателей $h = (0,15 \div 0,20) d$. Наибольший диаметр тарелки клапана $d_4 = (1,15 \div 1,27) d$. В верхней части штока клапана делают поршень с целью частичной разгрузки пружины от высокого давления пускового воздуха, действующего

щего на тарелку клапана. Диаметр разгрузочного поршня $d_0 = (1,1 \div 1,2) d$, где d — диаметр клапана.

Корпус клапана обычно садится на гнездо, находящееся в нижней части отверстия цилиндрической крышки и имеющее форму конуса. Диаметр меньшей окружности усеченного конуса делается равным: $d_1 = (1,85 \div 1,5) d$ и наружный диаметр корпуса клапана $d_2 = (2,12 \div 1,70) d$. Диаметр штока составляет $(0,58 \div 0,52) d$. Толщина тарелки определится по формуле (192). Размеры фланца и шпилек проверяются, как и у всасывающего клапана. Предохранительный клапан обычно имеет такие же размеры, как и пусковой.

Продувочные клапаны. Продувка системы Зульцера требует установки клапана, регулирующего подачу воздуха в цилиндр через верхние продувочные (наддувочные) окна. В настоящее время, с целью упрощения конструкции двигателя, завод Зульцера применяет автоматически действующие пластинчатые клапаны, помещая их в коробках, примыкающих к цилиндру в районе продувочных окон.

Подъем дисков происходит вследствие разности давлений продувочного воздуха и продуктов сгорания, заполняющих цилиндр в момент начала продувки. Продувочный воздух поступает снаружи — внутрь клапана. Когда давление в цилиндре сделается больше продувочного воздуха, все пластинчатые клапаны сядут на свои

гнезда и ресивер будет разобщен от цилиндра. Диаметр диска может быть принят: $d_1 = (0,20 \div 0,35) D$, где D — диаметр цилиндра. Толщина диска $s = 0,2 \div 0,3$ см (рис. 304), $s_1 = 0,10 \div 0,25$ см. Определим число дисков клапана при разности давлений продувочного воздуха p_s и продуктов сгорания p . Объем диска определим по формуле

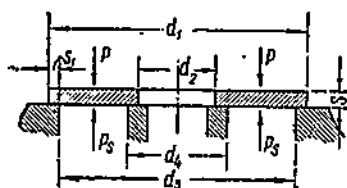


Рис. 304.

$$V = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) s$$

При удельном весе материала диска $\gamma = 0,0078$ кг/см³, вес диска будет равен $G = \gamma V$ кг. Кольцевая площадь диска, нагруженная давлением p_s

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_1^2)$$

Площадь диска, подверженная давлению p , действующего сверху

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2)$$

Давление газа в цилиндре, в момент начала открытия клапана, определится из уравнения

$$pF_1 = p_s F_2 - G; \quad p = \frac{p_s F_2 - G}{F_1}$$

Ввиду малого значения G , положим $G = 0$ и для этого случая определим отношение $\sigma = \frac{p}{p_s}$, при котором начнется продувка:

$$\sigma = \frac{p}{p_s} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{d_3^2 - d_1^2}{d_1^2 - d_2^2} = \frac{(d_1 - 2s_1)^2 - (d_2 + 2s_1)^2}{d_1^2 - d_2^2}$$

$$d_3 = d_1 - 2s_1$$

$$d_4 = d_2 + 2s_1$$

Решая полученное уравнение, найдем зависимость

$$d_1 - d_2 = \frac{4s_1}{1 - \sigma} \dots \dots \dots (193)$$

Принимая значение s_1 и зная величину σ из расчета продувки, определим диаметры d_1 , d_2 , d_3 и d_4 .

Площадь проходного сечения n клапанов при z дисках определим по количеству продувочного воздуха, поступающего через клапаны в рабочий цилиндр. Объем продувочного воздуха, поступающего в цилиндр

$$V = \frac{g_s}{\gamma_s}; g_s = 1,18 \alpha_2 V_h' \eta_{\text{ш}}; \gamma_s = 1,25 \frac{273 p_s}{T_s}$$

где T_s и p_s — абсолютная температура и давление продувочного воздуха, g_s — по формуле (71).

Из общего количества V м³ продувочного воздуха, через верхние окна (Зульцер) должно поступать в цилиндр

$$V' = \frac{F_2''}{F_2} V \text{ м}^3$$

где F'' в см²сек. — „время — сечение“ для продувки через верхние окна, F_2 — суммарное „время — сечение“ для продувки.

Пользуясь бицентральной диаграммой Брикса, определим угол поворота мотыля φ_2° , соответствующий полному периоду продувки через верхние окна. Продолжительность продувки в секундах (n — число оборотов)

$$\Delta t = \frac{60 \varphi_2^\circ}{n 360} \text{ сек.}$$

Задавая скорость воздуха в проходном сечении клапанов C м/сек. и пользуясь уравнением $V' = F C \Delta t$, определим суммарное сечение клапанов для одного цилиндра

$$F = \frac{V'}{C \Delta t} 10^4 \text{ см}^2$$

$$F = \pi z h (d_2 + d_1) \text{ см}^2$$

Из полученного выражения, при выбранном значении подъема $h = (0,15 \div 0,30)$ см, определим число дисков клапанов

$$z = \frac{F}{\pi h (d_2 + d_1)}$$

Скорость прохода воздуха через клапан: для тихоходных двигателей $C = 40 \div 60$ м/сек., для быстроходных $C = 70 \div 100$ м/сек.

Топливный клапан (форсунка). Площадь сечения выходного отверстия форсунки может быть определена приблизительно, в зависимости от продолжительности открытия форсунки и веса вытекающей из нее смеси воздуха и топлива. Ввиду незначительного объема, занимаемого топливом, по сравнению с воздухом, таковым пренебрегаем. В момент наибольшего открытия клапана проходное отверстие между иглой и корпусом в наиболее узком сечении прохода будет равно: $f_1 = \pi d_3 h \sin \alpha$, где: h — подъем иглы, 2α — угол у вершины конуса иглы (рис. 305).

Площадь выходного отверстия форсунки $f_2 = \frac{\pi d_4^2}{4}$. Обычно принимают $f_1 = 2f_2$.

Среднее значение f_m площади прохода для воздуха, за период открытия клапана, зависит от профиля кулачной шайбы и в первом приближении может быть принято: $f_m \sim \sqrt[2]{f_2}$. Время t открытия форсунки определится в зависимости от угла α° поворота мотыля (угол подачи) и числа оборотов двигателя в минуту

$$t = \frac{60}{n} \cdot \frac{\alpha^\circ}{360} = \frac{\alpha^\circ}{6n}$$

За период t секунд из форсунки вытечет V_m м³ воздуха; $V_m = C f_m t$, где C — скорость истечения может быть определена по формуле:

$$C = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} 10^4 p_\Phi v_\Phi \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_\Phi} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек; } v_\Phi = \frac{RT_\Phi}{10^4 p_\Phi}$$

где φ — коэффициент истечения $\varphi = 0,7 \div 0,8$;

k — показатель адиабаты;

p_Φ и v_Φ — давление в ата и удельный объем м³/кг форсуночного воздуха;

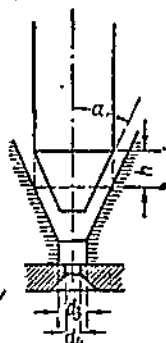


Рис. 305.

p_c — давление в цилиндре в конце сжатия в ата. Вес вытекающего воздуха

$$g_m = \frac{V_m}{v_{\phi}} \dots \dots \dots (194)$$

Если N_e — эффективная мощность одного цилиндра и c_e — расход топлива на 1 э. л. с. в час, то количество горючего, подаваемого в цилиндр за один час, составляет $g_1 = c_e N_e$ кг и за один рабочий цикл

$$g_2 = \frac{g_1}{60 n i}$$

Для четырехтактных двигателей $i = 1/2$ и для двухтактных $i = 1$. Для распыливания 1 кг топлива необходимо $q = (1,2 \div 1,8)$ кг форсуночного воздуха. Следовательно, для распыливания g_2 кг топлива потребуется $g_m = \frac{g_2 q}{60 n i}$ кг сжатого воздуха.

Приравнявая полученное значение g_m выражению (194), определим площадь f_m м². Площадь выходного отверстия форсунки $f_2 = 1,5 f_m$.

Форсуночная игла изготавливается из твердой стали и диаметр ее определится из расчета на продольный изгиб по формуле Эйлера

$$P = \frac{\pi d^3}{4} p_{\sigma} = \frac{\pi^2 J E}{l^2}$$

где $J = \frac{\pi d^4}{64}$ — момент инерции сечения иглы диаметром d ;

E — модуль упругости, равный для стали 2 200 000 кг/см²;

$p = (p_{\phi} + 20)$ кг/см²;

σ — запас прочности $\sigma \geq 10$;

l — расчетная длина иглы.

Величина l зависит от высоты крышки и конструкции форсунки $i = (1,2 \div 1,8) D$, где D — диаметр цилиндра.

Диаметр иглы $d = (0,035 \div 0,040) D$, диаметр иглы в сальнике $d_1 = d + 0,2$ см.

Клапанные пружины. Для расчета цилиндрических винтовых пружин, устанавливаемых в клапанах, проф. Бах дает следующие формулы.

Максимальный прогиб пружины

$$f_{\max} = 64 \frac{P_{\max} r^3 i}{\delta^4 G} = 8 \frac{P_{\max} d^3 i}{\delta^4 G} \text{ см}$$

где $P_{\max}$ — наибольшая нагрузка на пружину;

i — число витков пружины;

$G = 800\,000 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ модуль упругости 2-го рода;

$d = 2r$ — диаметр пружины в см;

δ — толщина круглой проволоки в см.

Наибольшую допустимую нагрузку на пружину определим из соотношения

$$P_{\max} r = \frac{\pi}{16} \delta^3 R_s \text{ кгсм}$$

$$P_{\max} = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{\delta^3}{d} \cdot R_s = \frac{\pi \delta^3 2\,000}{\delta d} = 786 \frac{\delta^2}{d} \text{ кг}$$

Значение R_s для нагрузки, изменяющейся от 0 до $\max$, может быть принято $R_s = (2\,000 \div 3\,000)$ кг/см². Из полученного выражения найдем диаметр проволоки

$$\delta = 0,108 \sqrt[3]{P_{\max} d} \text{ см} \dots \dots \dots (195)$$

$$f_{\max} = 8 \frac{786 \delta^2 d^3 i}{\delta^4 800\,000} = 786 \frac{d^2 i}{\delta} 10^{-8} \text{ см} \dots \dots \dots (196)$$

при

$$i = 10; f_{10} = 786 \frac{d^2}{\delta} 10^{-4} \text{ см} \dots \dots \dots (197)$$

Если принять допускаемое напряжение на скручивание $R_s = 3\,000$ кг/см² (кремне-марганцовистая сталь 9255 с содержанием $C = 0,5 \div 0,6\%$, $Mn = 0,8 \div$

0,9%, Si = 1,5 ÷ 2,0%, после закалки при 850° и отпуска при 500° сталь имеет следующие механические качества: разрывное усилие 130 кг/мм², предел текучести 120 кг/мм² при удлинении 8%. Твердость по Бринеллю 387—418, то диаметр проволоки δ см и максимальный прогиб $f_{\max}$ при 10 витках получаются равными

$$\delta = 0,085 \sqrt[3]{P_{\max} d} \text{ см}; f_{10} = 1180 \frac{d^2}{\delta} 10^{-4} \text{ см}$$

Диаметр пружины d выбирается из конструктивных соображений.

Нагрузка, действующая на всасывающий клапан при закрытом его состоянии, будет складываться из веса клапана и разрежения, создаваемого за период всасывающего хода поршня. Если давление в цилиндре в начале сжатия — p_a атм., то величина разрежения при всасывании будет составлять $p_1 = 1 - p_a$ (следует принять $p_1 = 0,6$). От давления p_1 пружина клапана будет нагружена силой

$$P_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} p_1$$

где d_1 — наибольший диаметр тарелки. Если к усилию P_1 прибавить вес клапана P_2 , то получится минимальная нагрузка пружины при закрытом клапане: $P_{\min} = P_1 + P_2$. При полном открытии клапана, кроме силы $P_{\min}$, на пружину будет действовать сила инерции P_u клапана и привода, при этом, во избежание сильных ударов, пружина не должна позволять ролику рычага отскакивать от кулачной шайбы. Величина наибольшей нагрузки, действующей на пружину при открытом клапане, равна: $P_{\max} = P_{\min} + P_u$. Для подсчетов величина наибольшей нагрузки может быть принята: $P_{\max} = (1,5 \div 2,0) P_{\min}$.

По выбранному диаметру пружины d и наибольшей нагрузке $P_{\max}$ определим по формуле (195) диаметр проволоки пружины и по формуле (197) ее прогиб $f_{\max}$ при десяти витках ($i = 10$).

Для того чтобы определить необходимое количество витков, будем считать, что сила натяжения пружины P пропорциональна ее прогибу. Построим диаграмму (рис. 306); отложим по оси ординат в масштабе величины $P_{\max}$ и $P_{\min}$, а по оси абсцисс (от точки c влево) величину хода клапана h см.

Соединяя прямой линией точки B и D и продолжая ее до пересечения с осью абсцисс в точке A , получим два подобных треугольника ADE и ABC , из которых найдем следующее соотношение:

$$\frac{P_{\max}}{P_{\min}} = \frac{f_{\max}}{f_{\min}} = \frac{\frac{i}{10} f_{10}}{\frac{i}{10} f_{10} - h}$$

Из полученного выражения определим необходимое число витков пружины

$$i = \frac{10 P_{\max} h}{f_{10} (P_{\max} - P_{\min})} \dots \dots \dots (198)$$

Длина пружины при открытом клапане получается равной $l_1 = i\delta + l_e$, где $e = 0,2 \div 0,3$ см — минимальный зазор между витками проволоки. Длина пружины при закрытом клапане $l_2 = l_1 + h$. Длина пружины в свободном состоянии: $l_0 = l_2 + f_{\min}$, где $f_{\min}$ — прогиб пружины при закрытом клапане (при $P_{\min}$)

$$f_{\min} = \frac{i}{10} f_{10} \frac{P_{\min}}{P_{\max}} \dots \dots \dots (199)$$

Диаметр пружины пускового клапана может быть принят: $d_1 = (1,7 \div 2,0) d$ — для наружной пружины и $d_1 = (0,9 \div 1,0) d$ — для внутренней.

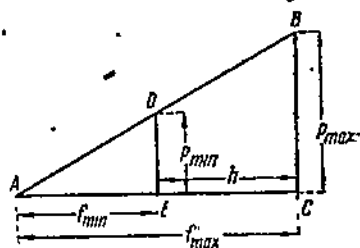


Рис. 306.

Минимальная сила пружины для топливного клапана

$$P_{\min} = \frac{\pi d^2}{4} (p_{\phi} + 20)$$

где d — диаметр иглы.

§ 109. Клапанные приводы

Приводные шестерни должны изготавливаться из чугуна Ч-46 или кованой стали с временным сопротивлением разрыву от 55 до 60 кг/мм². При изготовлении шестерен из двух половин обе части должны быть одинаковы по твердости. Бронзовые шестерни изготавливаются из твердой бронзы, обеспечивающей малый износ. Материалом для кулачных шайб служит углеродистая или легированная сталь, пригодная для цементации. После цементации и закалки кулачные шайбы шлифуются.

Материалом для изготовления распределительного вала двигателей Дизеля служит та же сталь, что и для коленчатых валов. Для двигателей быстрого сгорания применяется сталь, пригодная для цементации, так как кулачные шайбы обычно изготавливаются заодно с валом. Диаметр вала принимают по опытным данным: для дизелей $d = (0,20 \div 0,28) D$ и для двигателей быстрого сгорания $d = (0,15 \div 0,18) D$, где D — диаметр цилиндра. Практические данные о распо-

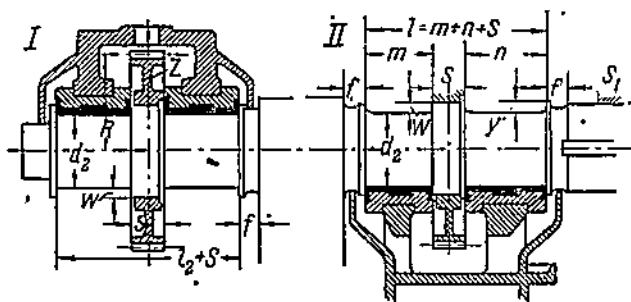


Рис. 307.

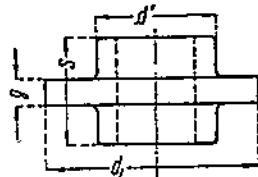


Рис. 308.

ложении и размерах частей привода можно найти из следующих соотношений (Haeder) согласно рис. 181.

Диаметры распределительного и передаточного валов $a = 0,2D$; диаметр оси клапанных рычагов $d = 0,82a$; расстояние от оси цилиндра до оси распределительного вала $C = 1,2D + 9$ см; расстояние между осями вертикального, передаточного и распределительного валов $C_1 = 0,48C$ [по данным проф. Синицкого $C = (0,82 \div 1,0) D$]; высота оси распределительного вала над фланцем крышки $F = 0,45D$; высота оси клапанных рычагов над осью распределительного вала $G = 0,9D$; расстояние между серединами подшипников, поддерживающих ось рычагов, $K = 1,2D$; расстояние между осями всасывающих и выпускных клапанов (в плане) $L = 0,7D$; расстояние между осью цилиндра и осью вертикального вала $P = (1,0 \div 1,2) D$; расстояние между осью распределительного вала и осью клапанных рычагов (в плане) $Z = 0,3D$; $M = 0,85D$; $N = 0,65D$; $O = 0,25L$; где D — диаметр цилиндра.

Размеры шейки вала с надетой на нее распределительной шестерней могут быть приняты по следующим данным в соответствии с рис. 307: $m = 0,9d_2$; $n = 1,1d_2$; $R = 0,7d_2 + 40$ мм; $S = 0,4d_2 + 5$ мм; $W = 0,1d_2$.

Диаметр кулачной шайбы может быть принят для тихоходных дизелей: $d_1 = (0,50 \div 0,55) D$ и для быстроходных $d_1 = (0,40 \div 0,45) D$, при скорости по окружности шайб не более 1,5 м/сек. Толщина шайб $b = (0,20 \div 0,13) d_1$ должна быть проверена на удельное давление по формуле

$$\frac{P_1}{b} \leq 500 \text{ кг на пог. см}$$

где P_1 — сила нажатия ролика рычага на шайбу. Остальные размеры шайбы могут быть приняты по следующим данным (согласно рис. 308): $d' = 1,8d$, где d — диаметр распределительного вала, $S = 2b$.

По данным инженера Хедера, размеры кулачных шайб могут быть приняты в зависимости от диаметра цилиндра $b=0,08D$; $S=0,15D$; диаметр ролика $d_2=0,18D$.

Диаметр ролика рычага может быть принят в следующих пределах: для топливного клапана $d_2=(0,25 \div 0,33)d_1$ и для остальных клапанов $d_2=(0,33 \div 0,50)d_1$. Диаметр оси ролика следует брать не менее $d_3=0,45d_2$, чтобы удельное давление не превышало $p \leq 80 \text{ кг/см}^2$

$$p = \frac{P_1}{d_3 l}$$

где l — длина рабочей поверхности оси ролика.

Величина силы P_1 в зависимости от наибольшей силы $P_{\max}$, действующей на клапан, определяется из соотношения (рис. 309) $P_1 l_1 = P_{\max} l_2$. Сечения рычага $x-x$ и $y-y$ следует проверить на изгиб моментами

$$M_1 = P_{\max} y \text{ и } M_2 = P_1 x$$

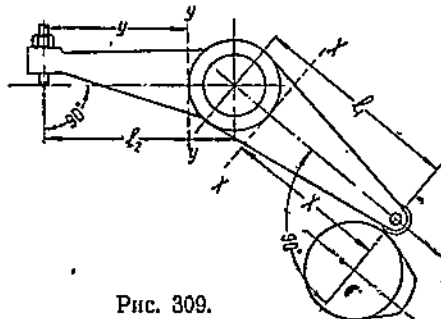


Рис. 309.

Напряжение изгиба в указанных сечениях $R_b = \frac{M}{W}$, где W — момент сопротивления сечения, R_b — допускаемое напряжение на изгиб для стали $R_b \leq 500 \text{ кг/см}^2$. Сечение $x-x$ и $y-y$ рычага обычно выполняется двутавровым.

Наибольшая сила $P_{\max}$, действующая на рычаг выпускного клапана, равняется

$$P_{\max} = P_{\text{пруж.}} + P_{\text{инерц.}} + P_{\text{газа}}$$

При нормальной работе двигателя

$$P_{\max} \simeq P_{\min} + 5 \frac{\pi d_1^3}{4}$$

При работе двигателя на воздухе

$$P_{\max} \simeq P_{\min} + 8 \frac{\pi d_1^3}{4}$$

где $P_{\min}$ кг — наименьшая нагрузка пружины при закрытом клапане;

d_1 см — наибольший диаметр тарелки клапана.

Размеры рычага всасывающего клапана делаются такими же, как и для выпускного.

§ 110. Профилирование кулачных шайб

Очертание профиля кулачной шайбы определяет скорость и ускорение движения клапана и передачи к нему. Ускорение клапана, а следовательно и сила инерции его, достигает иногда значительной величины, особенно в быстроходных двигателях, поэтому профиль кулачной шайбы приходится выбирать, руководствуясь предельным значением ускорения клапана. Если сила инерции клапана окажется больше натяжения его пружины, то ролик будет отскакивать от кулачной шайбы, вызывая иногда сильные удары. Сила удара зависит от вида кривой скорости движения и чем эта кривая расположится более полого, тем удар получается слабее. Характер кривой скорости будет зависеть от профиля кулачной шайбы. Между роликом и кулачной шайбой, при закрытом клапане, необходимо устанавливать зазор для возможности удлинения штока клапана при его нагревании.

Из-за наличия зазоров скорость движения клапана при начале и в конце движения не может быть сделана равной нулю. Следовательно, удар ролика о кулачную шайбу является неизбежным, однако, при тщательном профилировании кулачной шайбы все же удастся этот недостаток значительно ослабить.

Для того чтобы судить о характере движения распределительных органов, служат диаграммы скоростей и ускорения.

При построении профиля кулачной шайбы можно задаваться кривой открытия клапана и уже по ней определить графически скорости и ускорения. Более простой

способ состоит в том, что задаются видом кривой ускорения благоприятной формы и по ней находят профиль кулака. На рис. 310,а показана кривая ускорения клапана в виде трапециoidalной кривой, дающей клапану плавное движение, причем ускорение его в начале, в середине и в конце хода равно нулю.

Основание кривой равно полному периоду открытия клапана T в секундах (в масштабе оси абсцисс). По оси ординат откладывается ускорение клапана. Полный период T разделен на двадцать равных частей.

Ускорение выражается известной формулой

$$j = \frac{dv}{dt}$$

откуда определится скорость клапана

$$v = \int j dt$$

Значение полученного интеграла выразится площадью диаграммы j до соответствующего момента времени. Если интегрирование произвести в пределах от 0 до $t = \frac{T}{4}$, то скорость в момент $t = \frac{T}{4}$ будет численно равна площади $ABCD$ диаграммы j . Очевидно, что при значении $t = \frac{T}{4}$ скорость клапана достигает максимума, так как ускорение делается равным нулю.

$$v_{\max} = 2 \cdot \frac{T}{20} \cdot \frac{j_{\max}}{2} + \frac{3}{20} T j_{\max} = 0,20 T j_{\max} \dots (200)$$

Откладывая значения v по оси ординат в соответствии с интервалами полного

периода, получим кривую изменения скорости клапана в различные моменты от начала его открытия до момента закрытия (рис. 310,б).

Скорость клапана равна: $v = \frac{ds}{dt}$ и путь, пройденный клапаном $S = \int v dt$, т. е. значение интеграла выразится некоторой площадью диаграммы ускорений, умноженной на абсциссу dt . Таким образом, величина S будет численно равна статическому моменту площади кривой ускорений относительно соответствующего момента времени t .

Если взять по предыдущему $t = \frac{T}{4}$, то величина открытия клапана в этот момент будет равна:

$$S_t = \text{пл. } ABCD \times 2,5 \frac{T}{20} = 0,20 T j_{\max} 2,5 \frac{T}{20}$$

Найдем значение S при $t = \frac{T}{2}$

$$S_{\max} = 0,20 T j_{\max} \cdot 7,5 \frac{T}{20} - 0,20 T j_{\max} \cdot 2,5 \frac{T}{20} = \frac{0,20}{4} T^2 j_{\max}$$

$$j_{\max} = \frac{20 S_{\max}}{T^2}$$

где $S_{\max} = h$ — ход клапана в м;

T — полный период открытия клапана в секундах;

j — ускорение в м/сек.²

На рис. 310,с показана кривая открытия клапана (кривая путей).

Кривая скорости на участке $A_1 D_1$ состоит из двух парабол $A_1 B_1$ и $C_1 D_1$ и прямой $B_1 C_1$, где ускорение постоянное. Кривая путей на участках $A_2 B_2$, $C_2 D_2$ и

F_2G_2 является кубической параболой, а на участках B_2C_2 и E_2F_2 обыкновенной параболой. Для облегчения вычерчивания кривой открытия клапана в табл. 73 приведены ординаты кривой в процентах от полного подъема клапана (для половины полного периода T , другая половина кривой симметрична). Для абсцисс за единицу построения взята $\frac{T}{40}$.

Таблица 73
(Гельс)

Абсциссы	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ординаты	0	0,30	0,83	3,00	5,83	10,5	15,8	23,5	30,8	40,7	50,0
Абсциссы	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Ординаты	60,0	69,1	77,5	84,1	90,0	94,1	97,0	99,1	99,5	100	$=h$

Для тихоходных двигателей может быть использован профиль кулачной шайбы, для которого на рис. 311 показаны диаграммы ускорений, скоростей и путей клапана. Диаграмма пути клапана построена по уравнению

$$S = \frac{h}{2} (1 - \cos k\beta)$$

где $k = \frac{180^\circ}{\beta_0}$,

β_0 — угол поворота распределительного вала, соответствующий открытию клапана от 0 до h ,

h — полный подъем клапана в м.

При построении диаграммы по оси абсцисс отложено: время открытия клапана в секундах, соответствующее углу поворота β кулачной шайбы, и по оси ординат — переменная величина подъема клапана S м.

Диаграмма скоростей v клапана построена по уравнению

$$v = \frac{dS}{dt} = \frac{h}{2} k \frac{d\beta}{dt} \sin \beta k = \frac{h}{2} k \omega \sin k\beta$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

где n — число оборотов распределительного вала в минуту. Диаграмма ускорений клапана j построена по уравнению

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{h}{2} k^2 \omega^2 \cos k\beta$$

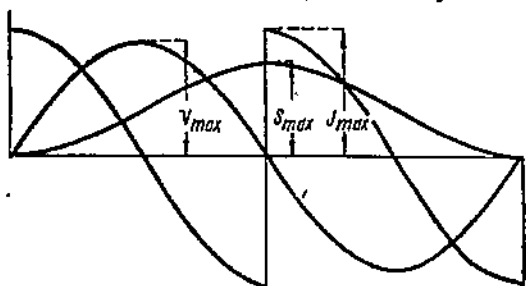


Рис. 311.

Максимальное ускорение получается при значении $\beta = \beta_0$. В табл. 74 приведены предельные значения ускорений, допускаемые для различных клапанов.

Таблица 74

Типы клапанов	$j_{\max}$ м/сек ²
Клапаны тихоходных двигателей . . .	40—60
быстроходных двигателей . . .	60—120
Форсунки и пусковой клапан	50—200

Для построения диаграмм ускорений и скоростей необходимо знать угол α поворота мотыля, соответствующий полному периоду T открытия клапана.

Если коленчатый вал поворачивается на угол α , то распределительный вал за то же время повернется на угол $\beta = \frac{\alpha}{2}$ для четырехтактных двигателей и $\beta = \alpha$ для двухтактных. Принятое значение α позволяет определить величину полного периода T при числе оборотов двигателя n в минуту.

$$T = \frac{60}{n} \cdot \frac{\alpha^\circ}{360} = \frac{\alpha^\circ}{6n} \text{ сек.}$$

Для построения профиля кулачной шайбы необходимо выбрать угол α поворота мотыля, соответствующий полному периоду открытия клапана. Затем, по вычисленному наибольшему подъему клапана h определяют максимальное ускорение его, в зависимости от типа очертания кулака.

Если ускорение клапана не будет превышать принятых норм, то можно перейти к построению кривой путей клапана по одному из двух способов, изложенных выше. Для того чтобы перейти от диаграммы открытия клапана к профилю кулачной шайбы, необходимо предварительно выбрать отношение плеч рычага (рис. 309).

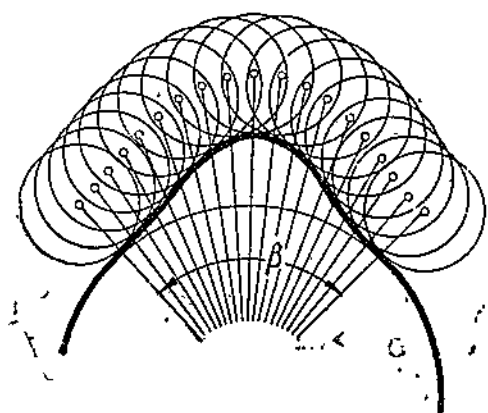


Рис. 312.

Если h — наибольший ход клапана, то подъем ролика рычага должен быть равен $S = h \frac{l_1}{l_2}$ (обычно делается $l_1 > l_2$). Зная угол поворота распределительного вала β , соответствующий углу α , и диаметр шайбы d_1 , — опишем окружность радиусом $r_1 = \frac{d_1}{2}$ в принятом масштабе (рис. 312).

Угол β , или соответствующую ему дугу, разделим на равные между собой части, причем количество этих частей должно совпадать с числом делений основания диаграммы путей клапана. Через точки делений проводятся радиусы. Затем

от начальной окружности откладываются по радиусам ординаты диаграммы путей, умноженные на отношение $\frac{l_1}{l_2}$ (в масштабе рис. 312), плюс радиус ролика и величина зазора между роликом и шайбой.

Описывая из полученных точек, как из центров, окружности радиусом ролика и строя огибающую к окружностям, получим требуемый профиль кулачной шайбы. Для упрощения вычислительной работы можно строить не кривую путей клапана, а кривую хода ролика; в этом случае

$$S_{\max} = h \frac{l_1}{l_2}$$

При больших углах β , для всасывающего и выпускного клапанов тихоходных двигателей, вставляя иногда в кривую путей отрезок прямой (рис. 313), отчего среднее проходное отверстие клапана, за период открытия, увеличивается. Очертание кулака, соответствующее прямолинейному участку диаграммы, будет иметь вид дуги круга, описанной из центра шайбы.

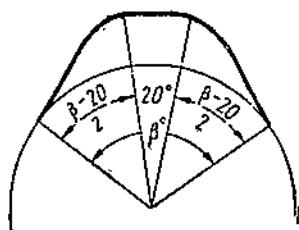


Рис. 313.

В табл. 75 приведено распределение четырехтактных бескомпрессорных дизелей системы М. А. Н.: 6БК43 — 6 $\frac{290}{430}$ 300; 42БМ6 — 6 $\frac{450}{420}$ 450; 42БМН6 — 6 $\frac{450}{420}$ 465; 38В8 — 8 $\frac{280}{380}$ 600. Двигатель 42БМН6 — с наддувом Бюхи.

Таблица 75

Клапаны	6БК43	42БМ6	42БМН6	38В8
Всасывающий				
открытие	21° до в.м.т.	21° до в.м.т.	61° до в.м.т.	37° до в.м.т.
закрытие	29° за н.м.т.	29° за н.м.т.	22° за н.м.т.	47° за н.м.т.
Выхлопной				
открытие	50° до н.м.т.	41° до н.м.т.	48° до н.м.т.	52° до н.м.т.
закрытие	21° за в.м.т.	21° за в.м.т.	48° за в.м.т.	32° за в.м.т.
Топливный				
набегание ролика	24° до в.м.т.	32° до в.м.т.	23° до в.м.т.	20° до в.м.т.
отсечка	—	0 в в.м.т.	4° за в.м.т.	6° за в.м.т.
Пусковой				
открытие	23° до в.м.т.	23° до в.м.т.	23° до в.м.т.	18° до в.м.т.
закрытие	29° до н.м.т.	31° до н.м.т.	42° до н.м.т.	40° до н.м.т.

§ 111. Топливный насос

Главные размеры топливного насоса компрессорного двигателя Дизеля определяются по количеству топлива, подаваемого в цилиндр за один рабочий цикл.

Если обозначить: N_e — эффективная мощность цилиндра, c_e — расход топлива на 1 э. л. с. в час, n — число оборотов двигателя, то количество топлива, подаваемое насосом за один рабочий ход при 20% перегрузке двигателя, составляет

$$C_n = \frac{1,2 c_e N_e}{60 n i} \text{ кг; } \psi = 1,10 \div 1,15$$

где: $c_e' = \psi c_e$ и ψ — коэффициент, учитывающий повышение расхода топлива при перегрузке, вследствие ухудшения сгорания; $i = 1/2$ для четырехтактных двигателей и $i = 1$ для двухтактных.

Полезный объем, описываемый скалкой насоса за 1 ход, при удельном весе топлива $\gamma = 0,85 - 0,92 \text{ г/см}^3$

$$V_n = \frac{C_n}{\gamma} \text{ см}^3$$

Задаваясь диаметром цилиндра насоса $d = 8 \div 30 \text{ мм}$, получим максимальные полезный ход скалки $h_1 = \frac{V_n}{0,785 d^2}$ см. Полный ход скалки может быть принят в пределах $h = (1,5 \div 3,0) h_1$. По Гельду, для малых двигателей $h = (4 \div 5) h_1$ и для больших: $h = (2,0 \div 2,5) h_1$. Значение $\frac{h}{d} = 1,2 \div 1,4$, причем меньшие значения следует выбирать для двигателей небольшой мощности.

Для пояснения метода расчета топливного насоса бескомпрессорного двигателя Дизеля системы М.А.Н. рассмотрим числовой пример.

Требуется определить главные размеры топливного насоса четырехтактного двигателя с мощностью в цилиндре $N_e' = 100 \text{ л. с.}$ при $n = 186 \text{ об./мин.}$ Расход топлива на 1 э. л. с. в час составляет $c_e = 180 \text{ г.}$ На основании указанных данных определим количество топлива, подаваемое насосом в цилиндр за один рабочий цикл при нормальной мощности двигателя и коэффициенте подачи насоса $\eta_n = 1$ (значение $\eta_n = 0,8 \div 1,0$)

$$g = \frac{N_e' c_e}{\eta_n 60 n k} = \frac{100 \cdot 180}{60 \cdot 186 \cdot 0,5} = 3,22 \text{ г}$$

где $k = 0,5$ для четырехтактных двигателей и $k = 1$ для двухтактных.

Принимая удельный вес топлива $\gamma = 0,89 \text{ г/см}^3$, найдем объем, описываемый скалкой насоса за период подачи, без учета сжимаемости топлива:

$$V = \frac{g}{\gamma} = \frac{3,22}{0,89} = 3,62 \text{ см}^3$$

Изменение объема топлива в нагнетательном трубопроводе, форсунке и в самом насосе вследствие его сжимаемости определится по формуле

$$V_1 = \mu p_n V' \dots \dots \dots (201)$$

где: $p_n \text{ кг/см}^2$ — давление в насосе в момент отсечки, ориентировочно, принимаем $p_n = 350 \text{ кг/см}^2$ ($p_n = 300 \div 400$ для тихоходных двигателей и $p_n = 350 \div 500$ для быстроходных); μ — коэффициент сжимаемости топлива по Зассу; $\mu = 0,00005 \text{ см}^3/\text{кг.}$

Объем насоса при крайнем нижнем положении скалки $v_n = 34,3 \text{ см}^3$. Ориентировочно может быть принято $v_n = (5 \div 10) V$ или более точно $v_n = (3 \div 5) F_n H$, где: F_n и H — площадь и ход скалки насоса. Для малых двигателей отношение $v_n : V$ имеет большую величину. Объем нагнетательного трубопровода от форсунки до насоса $v_r = f_r l_r \text{ см}^3$. Принимая внутренний диаметр трубки $d_r = 0,3 \text{ см}$ и длину ее $l_r = 200 \text{ см}$, определим значение v_r :

$$f_r = \frac{\pi d_r^2}{4} = \frac{\pi 0,3^2}{4} = 0,071 \text{ см}^2; \quad v_r = 0,071 \cdot 200 = 14,2 \text{ см}^3$$

$$V' = v_n + v_r = 34,3 + 14,2 = 48,5 \text{ см}^3$$

$$V_1 = \mu p_n V' = 0,00005 \cdot 350 \cdot 48,5 = 0,85 \text{ см}^3$$

Полезный объем насоса с учетом сжимаемости топлива:

$$V_2 = 3,62 + 0,85 = 4,47 \text{ см}^3$$

Принимая диаметр цилиндра насоса $d = 2$ см, определим полезный ход скалки, при нормальной нагрузке двигателя:

$$h = \frac{4V_2}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 4,47}{\pi 2^2} = 1,42 \text{ см}$$

Полный ход скалки насоса принимаем $H = 2,4$ см.

$$F_u = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi 2^2}{4} = 3,14 \text{ см}^2; \quad \alpha = \frac{H}{h} = \frac{2,4}{1,42} = 1,69$$

$$\frac{v_u}{F_u H} = \frac{31,3}{3,14 \cdot 2,4} = 4,55; \quad \rho = \frac{H}{d} = \frac{2,4}{2} = 1,2; \quad (\rho = 0,5 \div 1,2)$$

Коэффициент α учитывает утечку топлива через неплотности, перепуск топлива и работу двигателя с перегрузкой. Для быстроходных двигателей следует принимать большее значение α , так как при малом α получается слишком большое отрицательное ускорение скалки насоса $\alpha = 1,5 \div 3,5$.

При 20% перегрузке двигателя расход топлива принимаем: $c_e' = 1,1 c_e = 1,1 \cdot 180 = 200$ г на 1 э. л. с. в час. При указанном расходе топлива количество горючего, подаваемое в цилиндр за один рабочий цикл, составляет

$$g' = \frac{N_e'' c_e}{60 n h} = \frac{120 \cdot 200}{60 \cdot 180 \cdot 0,5} = 4,3 \text{ г}$$

$$N_e'' = 1,2 N_e' = 1,2 \cdot 100 = 120 \text{ л. с.}$$

$$V_2' = V_2'' + V_1 = 4,84 + 0,85 = 5,69 \text{ см}^3$$

$$V_2'' = \frac{g'}{\gamma} = \frac{4,3}{0,89} = 4,84 \text{ см}^3$$

Полезный ход скалки насоса при перегрузке

$$h' = \frac{4V_2'}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 5,69}{\pi 2^2} = 1,81 \text{ см}$$

Процесс истечения топлива из форсунки зависит от характера движения скалки, который в свою очередь определяется профилем кулачной шайбы насоса. Для спокойной и плавной работы двигателя, а также для устранения возможности чрезмерного повышения давления в рабочем цилиндре при горении топлива, необходимо установить правильное опережение подачи топлива и выбрать подходящий профиль набегающей части кулака.

Для лучшего использования воздуха в объеме камеры сжатия, топливо, поступающее в цилиндр в начале впрыска, должно обладать сравнительно небольшой скоростью. В этом случае частицы топлива не пролетают большого расстояния до момента своего воспламенения и сгорают в непосредственной близости от сопла. При последующем истечении, частицы горючего должны пролетать сквозь зону горения, а для этого им необходимо сообщить большую скорость. Вследствие запаздывания воспламенения, частицы, пролетающие зону горения, не воспламеняются. Таким образом, начальная скорость истечения топлива из сопла должна все время увеличиваться. Последние поступающие частицы топлива будут иметь наибольшую скорость, так как им необходимо совершить наибольший путь. Следовательно, скорость скалки насоса в момент отсечки должна быть максимальной. Наиболее поздняя отсечка подачи топлива происходит при работе двигателя с перегрузкой, следовательно, в этот момент скорость скалки насоса должна иметь наибольшее значение.

Кроме перечисленных условий, профиль кулачной шайбы насоса должен удовлетворять следующим требованиям, обеспечивающим хорошую работу двигателя.

1. Угол поворота β распределительного вала, соответствующий продолжительности впрыскивания топлива в цилиндр при 100% нагрузке двигателя, не должен быть меньше 10° .

2. Скорость скалки насоса в момент отсечки не должна быть больше 0,7—0,9 м/сек. для тихоходных двигателей и 0,9—1,2 м/сек. для быстроходных.

3. Для устранения возможности отскакивания ролика насоса от кулачной шайбы, отрицательное ускорение скалки по возможности не должно быть больше 80 м/сек.² для тихоходных двигателей и 200 м/сек.² для быстроходных.

Поставленным требованиям удовлетворяет кулачная шайба с профилем постоянного ускорения. Кривая пути центра ролика насоса $S=f(\beta)$ состоит из двух парабол, сопряженных между собой при угле $\beta_{\max}$, соответствующем моменту отсечки при работе двигателя с перегрузкой. На участке первой параболы скорость скалки линейно нарастает от $C=0$ до $C=C_{\max}$. На участке второй параболы с вершиной, расположенной в точке D , с координатами $S=H$ и $\beta=\Theta$ скорость линейно убывает (рисунок 314) от $C_{\max}$ до $C=0$.

Уравнение первой параболы

$$S_1 = k_1 \beta^2$$

где k_1 — параметр. Уравнение второй параболы

$$S_2 = H - k_2 (\theta - \beta)^2$$

где k_2 — параметр и Θ — угол поворота распределительного вала, соответствующий полному нагнетательному ходу H скалки насоса. Для определения значения параметра первой параболы найдем выражение для скорости движения скалки на первом участке профиля шайбы. Скорость скалки есть первая производная от пути по времени

$$C = \frac{dS_1}{dt} = \frac{dS_1}{d\beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} = 2k_1 \beta \omega = 12k_1 n' \beta_1$$

$$\omega = \frac{360n'}{60} = 6n'$$

где n' — число оборотов распределительного вала в минуту; для четырехтактных двигателей $n' = \frac{n}{2}$ и для двухтактных $n' = n$, где n — число оборотов коленчатого вала в минуту.

Из полученных выражений для пути S_1 и скорости C движения скалки насоса определится параметр k_1 и угол β_1 поворота распределительного вала от момента начала набегания ролика на выступ кулачной шайбы до момента отсечки (при $S_1 = h = 14,2$ мм), при нормальной работе двигателя

$$k_1 = \frac{S_1}{\beta_1^2}; \quad C_1 = 12 \frac{S_1}{\beta_1^2} \beta_1 n'; \quad \beta_1 = \frac{12S_1 n'}{C_1}$$

Принимаем скорость скалки насоса в момент отсечки $C_1 = 750$ мм/сек.

$$\beta_1 = \frac{12 \cdot 14,2 \cdot 93}{750} = 21^\circ; \quad k_1 = \frac{14,2}{21^2} = 0,032$$

При открытых форсунках истечение топлива из сопла в цилиндр, как показывают эксперименты и расчеты, происходит почти одновременно с началом нагнетательного хода скалки насоса. В этом случае незначительным запаздыванием впрыска, вследствие сжимаемости топлива, можно пренебречь, считая что угол β_1 есть угол впрыска топлива при нормальной работе двигателя. Для закрытых форсунок с дифференциальной иглой угол впрыска будет меньше β_1 . Если игла форсунки должна приподниматься при давлении p , то величина сжимаемости топлива во всей системе объемом V' см³ определится по формуле (201). При $p = 200$ кг/см² ($p = 200 \div 250$) определим величину сжимаемости топлива до начала впрыска:

$$V_1 = \mu p V' = 0,00005 \cdot 200 \cdot 48,5 = 0,485 \text{ см}^3$$

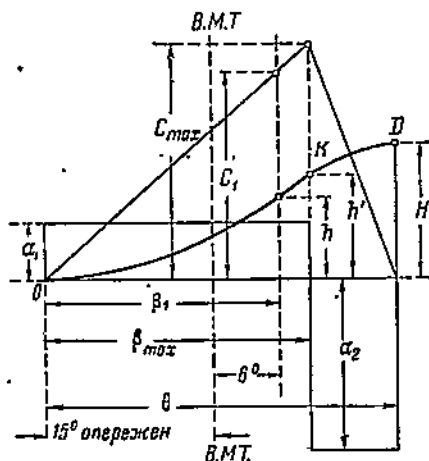


Рис. 314.

Ход скалки насоса, соответствующий сжимаемости топлива, будет

$$s_0 = h_0 = \frac{4V_1}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,485}{\pi 2^2} = 0,154 \text{ см}; \quad h_0 = 1,54 \text{ мм}$$

Угол поворота распределительного вала от начала нагнетательного хода скалки до момента начала подачи топлива в цилиндр (угол запаздывания впрыска)

$$h_0 = k_1 \beta_0^2; \quad \beta_0 = \sqrt{\frac{h_0}{k_1}} = \sqrt{\frac{1,54}{0,032}} = 7^\circ$$

Угол впрыска топлива

$$\beta = \beta_1 - \beta_0 = 21 - 7 = 14^\circ$$

После того как игла форсунки, приподнимаясь на 0,5 — 2,5 мм, упрется в ходоограничитель, давление, создаваемое насосом, повышается до 300 — 500 кг/см² (в момент отсечки).

Угол поворота распределительного вала, соответствующий моменту отсечки ($S_1 = h' = 18,1 \text{ мм}$) при перегрузке двигателя будет

$$\beta_{\max} = \sqrt{\frac{h'}{k_1}} = \sqrt{\frac{18,1}{0,032}} = 23,8^\circ$$

Скорость скалки в момент отсечки

$$C_{\max} = 12k_1 \beta_{\max} n' = 12 \cdot 0,032 \cdot 23,8 \cdot 93 = 840 \text{ мм/сек.}$$

Наибольшая скорость скалки насоса в момент отсечки при перегрузке допускается до 1,4 м/сек.

Координаты точки К (рис. 314) будут удовлетворять уравнениям для пути и скорости скалки первого и второго периода

$$h' = k_1 \beta_{\max}^2 = H - k_2 (\theta - \beta_{\max})^2$$

$$C_{\max} = 12k_1 \beta_{\max} n' = 12k_2 (\theta - \beta_{\max}) n'$$

Решая совместно полученные уравнения, определим угол поворота распределительного вала, соответствующий полному ходу H скалки насоса, а также параметр k_2 второй параболы:

$$k_2 = \frac{k_1 \beta_{\max}^2}{\theta - \beta_{\max}} = \frac{H - k_1 \beta_{\max}^2}{(\theta - \beta_{\max})^2}$$

$$k_1 \beta_{\max} = \frac{H - k_1 \beta_{\max}^2}{\theta - \beta_{\max}}$$

$$\theta = \frac{H}{k_1 \beta_{\max}} = \frac{24}{0,032 \cdot 23,8} = 31,5^\circ$$

$$k_2 = \frac{k_1 \beta_{\max}^2}{\theta - \beta_{\max}} = \frac{0,032 \cdot 23,8}{31,5 - 23,8} = 0,099$$

Ускорение движения скалки есть вторая производная от пути по времени, или первая производная от скорости.

Для первого участка

$$a_1 = \frac{d^2 S_1}{dt^2} = 72k_1 n'^2 = 72 \cdot 0,032 \cdot 93^2 \cdot 10^{-3} = 20 \text{ м/сек}^2.$$

Отрицательное ускорение для второго участка

$$a_2 = \frac{d^2 S_2}{dt^2} = -72k_2 n'^2 = -72 \cdot 0,099 \cdot 93^2 \cdot 10^{-3} = 62 \text{ м/сек}^2.$$

На рис. 314 показан профиль набегающей части кулака (кривая OKD), а также диаграмма скорости и ускорения движения скалки. Парабола OK строится по уравнению

$$S_1 = k_1 \beta^2 = 0,032 \beta^2$$

и парабола KD по уравнению

$$S_2 = H - k_2 (0 - \beta)^2 = 24 - 0,099 (31,5 - \beta)^2$$

Для определения теоретической скорости истечения (без учета сжимаемости топлива) из сопла форсунки, можно воспользоваться уравнением неразрывности потока:

$$\mu_0 c'_\phi f_\phi = C F_\Pi; \quad F_\Pi = \frac{\pi d_\Pi^2}{4}; \quad f_\phi = \frac{\pi d_\phi^2}{4} l$$

$$c'_\phi = \frac{F_\Pi}{\mu_0 f_\phi} C$$

где c'_ϕ и C — скорость впрыскивания топлива и скорость движения скалки насоса;

d_ϕ и l — диаметр и число сопловых отверстий форсунки;

d_Π и F_Π — диаметр и площадь сечения скалки насоса;

μ_0 — коэффициент истечения из сопла; $\mu_0 = 0,7 \div 0,8$.

Теоретическая скорость вытекания топлива из форсунки в момент отсечки при $C = 0,75$ м/сек.

$$F_\Pi = \frac{\pi 20^2}{4} = 314 \text{ мм}^2; \quad f_\phi = \frac{\pi 0,5^2}{4} 5 = 0,981 \text{ мм}^2$$

$$c'_\phi = \frac{314}{0,8 \cdot 0,981} 0,75 = 300 \text{ м/сек.}$$

Принято: $d_\phi = 0,5$ мм; $l = 5$; $\mu_0 = 0,8$.

Избыточное давление топлива в форсунке, соответствующее теоретической скорости c'_ϕ , определится по уравнению Бернулли

$$p_\phi'' = 10^{-4} \frac{\gamma}{2g} c'^2_\phi = 10^{-4} \frac{890}{2 \cdot 9,81} 300^2 = 409 \text{ кг/см}^2$$

Давление в форсунке в конце подачи топлива при горении в цилиндре и давлении $p_z = 42 \text{ кг/см}^2$

$$p_\phi' = p_\phi'' + p_z = 409 + 42 = 451 \text{ кг/см}^2$$

Количество топлива, вытекающее из форсунки за один полезный ход скалки, составляет $V = 3,62 \text{ см}^3$.

За этот же период времени скалка описывает объем $V_2 = 4,47 \text{ см}^3$. Отношение секундного объемного расхода топлива через сопло к секундному объему, описываемому скалкой насоса, называется коэффициентом подачи топливной системы

$$\eta = \frac{V}{V_2} = \frac{3,62}{4,47} = 0,81$$

В результате сжимаемости топлива, скорость истечения из сопла, а следовательно и давление в форсунке, будет меньше теоретического, что особенно сильно проявляется в быстроходных двигателях. В момент отсечки действительная скорость истечения будет равна

$$c_\phi = \eta c'_\phi = 0,81 \cdot 300 = 243 \text{ м/сек.}$$

Избыточное давление в форсунке в соответствии с полученной скоростью

$$p_\phi = \eta^2 p_\phi'' = 0,81^2 \cdot 409 = 268 \text{ кг/см}^2$$

Действительное давление в форсунке в момент отсечки

$$p_\phi = 268 + 42 = 310 \text{ кг/см}^2$$

Для определения давления в топливном насосе найдем сопротивление в нагнетательном трубопроводе по формуле Блазиуса.

$$p_r = \frac{0,316 \gamma l_T c_T^3}{10^4 d_T^2 g^4 \sqrt{R}}$$

где R — число Рейнольдса для трубопровода диаметром d_T , длиной l_T , скоростью c_T и кинематической вязкостью топлива $\gamma = 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{сек.}$

$$c_T = \eta \frac{F_H}{f_T} C = 0,81 \frac{3,14}{0,071} 0,75 = 26,9 \text{ м/сек.}$$

$$R = \frac{c_T d_T}{\gamma} = \frac{26,9 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 10^{-4}} = 4035$$

$$p_r = \frac{0,316 \cdot 890 \cdot 2000 \cdot 26,9^3}{10^4 \sqrt{4035 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 9,81}} = 85 \text{ кг/см}^2$$

Наибольшее давление в топливном насосе в момент отсечки при нормальной работе двигателя составляет:

$$p_H = p_F + p_r = 310 + 85 = 395 \text{ кг/см}^2$$

Определим основные размеры топливного насоса системы Бош, для быстроходного четырехтактного бескомпрессорного двигателя с цилиндровой мощностью 86 э. л. с. при $n = 600 \text{ об./мин.}$ Расход топлива на 1 э. л. с. в час. составляет 170 г. Принимая коэффициент подачи насоса $\eta_H = 0,9$, определим количество топлива, подаваемое насосом в цилиндр за один рабочий цикл при нормальной нагрузке.

$$g = \frac{N_e' c_g}{60 \eta_H n k} = \frac{86 \cdot 170}{60 \cdot 0,9 \cdot 600 \cdot 0,5} = 0,9 \text{ г}$$

Полезный объем, описываемый скалкой насоса за один ход, при удельном весе топлива $\gamma = 0,89 \text{ г/см}^3$:

$$V = \frac{g}{\gamma} = \frac{0,9}{0,89} = 1,0 \text{ см}^3$$

Определим объем топлива V' в нагнетательном трубопроводе, насосе и форсунке. При внутреннем диаметре трубки $d_T = 0,3 \text{ см}$ и длине $l = 150 \text{ см}$, объем топлива в трубопроводе и форсунке:

$$v_T = \frac{\pi d_T^3}{4} l = \frac{\pi 0,3^3}{4} 150 = 10,6 \text{ см}^3$$

в насосе: $v_H \approx 3V \sim 3 \cdot 1 = 3 \text{ см}^3$; $V' = 10,6 + 3 = 13,6 \text{ см}^3$

Изменение объема топлива в нагнетательном трубопроводе вследствие сжимаемости, при давлении в насосе $p_H = 400 \text{ кг/см}^2$ в момент отсечки:

$$V_1 = \mu p_H V' = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 400 \cdot 13,6 = 0,27 \text{ см}^3$$

Полезный объем насоса с учетом сжимаемости топлива:

$$V_2 = V + V_1 = 1,0 + 0,27 = 1,27 \text{ см}^3$$

Принимая диаметр насоса $d = 1,7 \text{ см}$, определим ход скалки при нормальной нагрузке двигателя.

$$h' = \frac{4V_2}{\pi d^3} = \frac{4 \cdot 1,27}{\pi 1,7^3} = 0,56 \text{ см}$$

К полезному ходу скалки прибавим величину холостого хода $h_0 = 2,5 \text{ мм}$ ($h_0 = 2 \div 3 \text{ мм}$), соответствующую перемещению скалки, для перекрытия приемных отверстий.

$$h = S_1 = h' + h_0 = 5,6 + 2,5 = 8,1 \text{ мм}$$

Полный ход скалки принимаем $H = 1,5 \text{ см}$

$$\alpha = \frac{H}{h} = \frac{15}{8,1} = 1,85; \quad (\alpha = 1,5 - 3,5)$$

$$\rho = \frac{H}{d} = \frac{1,5}{1,7} = 0,88; \quad (\rho = 1,0 - 0,6)$$

При 20% перегрузке двигателя расход топлива принимаем: $C_e' = 1,1$ $C_e = 1,1 \cdot 170 = 187$ г на 1 э. л. с. в час, при мощности двигателя $N_e'' = 1,2$ $N_e' = 1,2 \cdot 86 = 103$ э. л. с. Количество топлива, подаваемое насосом в цилиндр за один рабочий цикл при перегрузке:

$$g_t' = \frac{N_e'' C_e'}{60 n k_{\eta}} = \frac{103 \cdot 187}{60 \cdot 600 \cdot 0,5 \cdot 0,9} = 1,19 \text{ г}$$

$$V_2'' = \frac{g_t'}{\gamma} = \frac{1,19}{0,89} = 1,34 \text{ см}^3; \quad V_2' = V_2'' + V_1 = 1,34 + 0,27 = 1,61 \text{ см}^3.$$

Полезный ход скалки при перегрузке:

$$h_1' = \frac{4V_2'}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 1,61}{\pi 1,7^2} = 0,71 \text{ см.}$$

Ход скалки с учетом холостого хода:

$$S_2 = h_1' + h_0 = 7,1 + 2,5 = 9,6 \text{ мм}$$

Принимаем скорость скалки в момент отсечки $C_1 = 1100$ мм/сек. и определим угол поворота распределительного вала от момента начала набегания ролика на выступ кулачной шайбы до момента отсечки при нормальной работе двигателя

$$\beta_1 = \frac{12 S_2 n'}{C_1} = \frac{12 \cdot 8,1 \cdot 300}{1100} = 26,5^\circ$$

n' — число оборотов распределительного вала в минуту.

Параметр первой параболы:

$$k_1 = \frac{S_1}{\beta_1^2} = \frac{8,1}{26,5^2} = 0,0115$$

Для закрытой форсунки угол впрыска топлива в цилиндр будет меньше β_1 вследствие сжимаемости топлива и холостого хода скалки. Если игла форсунки должна приподниматься при давлении $p = 200$ кг/см², то величина сжимаемости топлива во всей системе объемом $V' = 13,6$ см³ определится по формуле:

$$V_1 = \mu p V' = 5 \cdot 10^{-5} \cdot 200 \cdot 13,6 = 0,14 \text{ см}^3$$

Ход скалки насоса, соответствующий сжимаемости топлива:

$$S_0 = \frac{4V_1}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,14}{\pi 1,7^2} = 0,062 \text{ см}$$

Определим угол поворота распределительного вала, соответствующий сжимаемости топлива и холостому ходу $h_0 = 2,5$ мм

$$\beta_0 = \sqrt{\frac{S_0 + h_0}{k_1}} = \sqrt{\frac{0,62 + 2,5}{0,0115}} = 16,5^\circ$$

Угол впрыска топлива по распределительному валу:

$$\beta = \beta_1 - \beta_0 = 26,5 - 16,5 = 10^\circ$$

Угол поворота распределительного вала, соответствующий моменту отсечки при перегрузке двигателя:

$$\beta_{\max} = \sqrt{\frac{S_2}{k_1}} = \sqrt{\frac{9,6}{0,0115}} = 30^\circ$$

Скорость скалки в момент отсечки:

$$C_{\max} = 12 k_1 \beta_{\max} n' = 12 \cdot 0,0115 \cdot 30 \cdot 300 = 1240 \text{ мм/сек.}$$

Угол поворота распределительного вала, соответствующий полному ходу скалки насоса:

$$\Theta = \frac{H}{k_1 \beta_{\max}} = \frac{15}{0,0115 \cdot 30} = 43,5^\circ$$

Определим угол поворота распределительного вала, соответствующий холостому ходу $h_0 = 2,5$ мм

$$\beta_0' = \sqrt{\frac{h_0}{k_1}} = \sqrt{\frac{2,5}{0,0115}} = 14,7^\circ$$

Нагнетательному ходу скалки насоса $h' = 5,6$ мм соответствует угол поворота распределительного вала $\beta' = \beta_1 - \beta_0' = 26,5 - 14,7 = 11,8^\circ$ или в углах поворота мотыля $23,6^\circ$. Принимаем следующее распределение подачи топлива насосом в углах поворота мотыля:

угол опережения подачи топлива 19° до в.м.т. и момент отсечки, при нормальной нагрузке двигателя; $4,6^\circ$ за в.м.т.

Параметр второй параболы: $\dots$

$$k_2 = \frac{k_1 \beta_{\max}}{\Theta - \beta_{\max}} = \frac{0,0115 \cdot 30}{43,5 - 30} = 0,0255$$

Ускорение скалки, для первого участка:

$$a_1 = 72 k_1 n^2 10^{-8} = 72 \cdot 0,0115 \cdot 300^2 \cdot 10^{-8} = 75 \text{ м/сек.}^2$$

для второго участка:

$$a_2 = -72 k_2 n^2 10^{-8} = -72 \cdot 0,0255 \cdot 300^2 \cdot 10^{-8} = -165 \text{ м/сек.}^2$$

Построение профиля кулачной шайбы производится способом, рассмотренным в предыдущем примере.

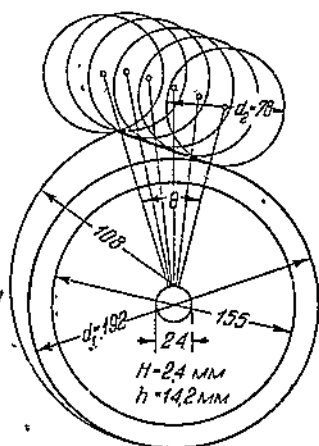


Рис. 315. Кулачная шайба топливного насоса.

Диаметр распределительного вала, для бескомпрессорных дизелей составляет $d = (0,20 \div 0,28) D$. Диаметр кулачной шайбы топливного насоса, согласно рис. 315, $d_1 = (1,5 \div 1,8) d$ и диаметр ролика $d_2 = (0,40 \div 0,50) d_1$. Толщина ролика $b = (0,2 \div 0,3) d_2$ проверяется на давление, приходящееся на 1 см толщины ролика, при максимальном давлении в насосе.

$$b = \frac{P_{\max}}{R_d} \text{ см; } P_{\max} = \frac{\pi d^2}{4} p_{\max};$$

$$R_d = 300 \div 800 \text{ кг/см}$$

где: d диаметр скалки насоса, $p_{\max} = 350 \div 500 \text{ кг/см}^2$.

Рабочая длина цапфы ролика определяется по допускаемому удельному давлению.

$$l_{\text{ц}} = \frac{P_{\max}}{k d_{\text{ц}}}; \quad k = 100 \div 150 \text{ кг/см}^2$$

Диаметр цапфы ролика $d_{\text{ц}} = (0,45 \div 0,50) d_2$. Окружная скорость на цапфе ролика $0,5 \div 1,0 \text{ м/сек}$. Наибольшая нагрузка на распределительный вал получается от давления $P_{\max}$ ролика насоса.

Сила $P_{\max}$, приложенная к оси ролика, дает нормальное и касательное усилие, которые достигают наибольшего значения при определенном положении шайбы (рис. 316). Ввиду того что одновременной подачи топлива в различных насосах не происходит, то все участки распределительного вала находятся в одинаковых условиях нагрузки. Каждый участок распределительного вала, при определенном угле поворота вала скручивается моментом $M_d = P_k l$ и изгибается моментом (рис. 316, $l = OA$ и рис. 317):

$$M_b = \frac{ab}{a+b} P_r \text{ кгсм}$$

Напряжение изгиба:

$$R_b = \frac{M_b}{W}; \quad W = 0,1 d^3$$

Напряжение кручения:

$$R_d = \frac{M_d}{2W}$$

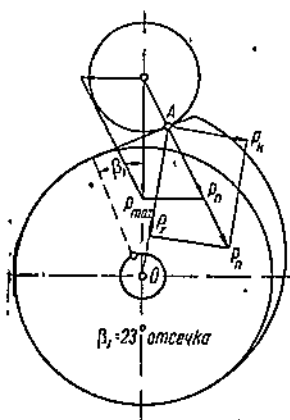


Рис. 316.

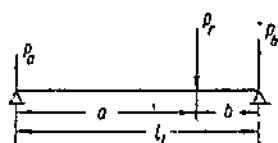


Рис. 317.

Сложное напряжение от изгиба и кручения:

$$R = 0,35 R_b + 0,65 \sqrt{R_b^2 + 4 R_d^2} \leq 800 \text{ кг/см}^2$$

Нагрузка на опоры:

$$P_a = \frac{b}{l_1} P_r; \quad P_b = \frac{a}{l_1} P_r$$

Наибольший прогиб распределительного вала:

$$f_{\max} = \frac{P_r b (l_1^3 - b^3)^{\frac{3}{2}}}{9 \sqrt{3} l_1 E J} \leq 0,08 \text{ мм}; \quad E = 2,2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2; \quad J = \frac{\pi d^4}{64} \text{ см}^4$$

Угол закручивания вала в радианах на длине L см от середины ведущей шестерни до середины крайней кулачной шайбы:

$$\varphi = \frac{M_d L}{G J_p}; \quad J_p = \frac{\pi d^4}{32} \text{ см}^4$$

где: J_p полярный момент инерции распределительного вала и $G = 8 \cdot 10^5$ модуль сдвига.

$$\varphi^\circ = \frac{360 \varphi}{2\pi}$$

В построенных двигателях величина φ° на 1 погон. м длины распределительного вала изменяется в пределах 0,05—0,10°. Усилие, приходящееся на передаточную шестерню распределительного вала, отнесенное к начальной окружности R :

$$P_1 = \frac{M_d}{R} \text{ кг}$$

При косых зубцах, нормальное усилие на зубец при угле его наклона α

$$N = \frac{P_1}{\cos \alpha} \text{ кг}$$

Принимая к. п. д. передачи $\eta = 0,92$, получим усилие, действующее на зубец шестерни коленчатого вала.

$$P_2 = \frac{P_1}{\eta}$$

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ГЛАВА XXV

ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 112. Двигатели с наддувом

Для выяснения тех условий, при которых возможно повышение мощности двигателей, рассмотрим выражение для индикаторной мощности.

$$N_i = 52,3 D^3 C_m i p_i$$

Индикаторная мощность двигателя является функцией: D — диаметра цилиндра, C_m — средней скорости поршня, i — числа рабочих ходов поршня во всех цилиндрах двигателя за один оборот вала и p_i — среднего индикаторного давления.

Из приведенной формулы видно, что повышение мощности двигателя может быть произведено за счет увеличения четырех величин, а именно:

1. Увеличение диаметра цилиндра связано с увеличением габаритных размеров и весом двигателя. В современных двигателях большой мощности диаметры цилиндров доведены до максимальных размеров и дальнейшее их увеличение связано с прогрессом в области металлургии и литейного дела.

2. Увеличение средней скорости поршня. Первые двигатели Дизеля были тихоходные и средняя скорость поршня не превышала 4 м/сек. В настоящее время значение C_m доведено до 6—8 м/сек. и дальнейшее увеличение скорости поршня нежелательно, так как увеличение ее уменьшает срок службы двигателя, ибо средняя скорость поршня является мерой износа частей двигателя. Увеличение скорости поршня повышает тепловую нагрузку цилиндра, вследствие увеличения количества тепла, передаваемого стенками цилиндра в единицу времени.

3. Увеличение числа рабочих ходов поршня во всех цилиндрах двигателя за один оборот вала. Число рабочих ходов поршня зависит от числа цилиндров двигателя и его системы. При равных размерах цилиндров и одинаковом их числе, двухтактный двигатель теоретически должен иметь мощность в два раза большую по сравнению с четырехтактным двигателем. Применение двигателей двойного действия соответственно увеличивает мощность цилиндра почти в два раза. Увеличение числа цилиндров до 10—12 и применение двойного действия используется в современных двигателях. Дальнейшее увеличение числа цилиндров в одном агрегате весьма нежелательно из-за трудности его обслуживания.

4. Увеличение среднего индикаторного давления. В двигателях нормального четырехтактного типа увеличение p_i возможно исключительно за счет увеличения δ — степени предварительного расширения, т. е. увеличения подачи горючего. Повышение степени сжатия ϵ в допустимых пределах дает незначительное увеличение p_i . Повышение среднего индикаторного давления, за счет увеличения количества сжигаемого топлива, связано с уменьшением коэффициента α_1 избытка воздуха, что вызывает ухудшение сгорания. С уменьшением количества чистого воздуха и с увеличением содержания углекислоты в конце процесса горения, скорость сгорания уменьшается и горение топлива продолжается в период расширения (явление догорания).

Как показали опыты, кривая расширения в этом случае (перегрузка) проходит выше адиабаты и температура газов при расширении падает значительно медленнее, что влечет за собой нежелательное увеличение тепловых напряжений в крышке и стенках цилиндра. Вследствие более высокой температуры и давления выхлоп-

ных газов, коэффициент подачи цилиндра уменьшается и избыток воздуха делается еще меньше, что в конечном итоге способствует образованию в цилиндре нагара и неисправной работе двигателя. Повышение удельной мощности двигателей, при указанных условиях, можно ожидать не свыше 10—15%.

Из рассмотрения всех элементов, обуславливающих мощность двигателя, следует, что современные двигатели четырехтактного типа по своей мощности подходят к пределу и дальнейшее повышение мощности при постоянной максимальной скорости поршня возможно лишь за счет увеличения среднего индикаторного или соответственно эффективного давления. Повышение среднего индикаторного давления при помощи обогащения горючей смеси, как было уже указано, не может повысить удельную мощность четырехтактного двигателя больше чем на 10—15%; следовательно, для решения этого вопроса необходимо избрать другой путь. Если в цилиндр двигателя ввести большее количество нормальной рабочей смеси, то при горении ее в том же объеме (без изменения объема камеры горения) получим большую мощность.

В этом случае требуется искусственное давление при всасывании воздуха или рабочей смеси, что может быть достигнуто применением воздухоподкачки. Рабочий процесс двигателей повышенной удельной мощности, достигнутой за счет повышения давления в начале сжатия при помощи подачи воздуха в цилиндр под давлением, называется процессом с наддувом.

Пользуясь методом наддува, можно ввести в цилиндр четырехтактного двигателя любое количество воздуха и горючего и теоретически повысить среднее индикаторное давление до любого предела. При рассмотрении рабочих процессов с наддувом разберем два варианта увеличения мощности двигателя: с нормальной степенью сжатия и с пониженной.

Увеличение мощности двигателя с нормальной степенью сжатия. В этом случае пределом увеличения мощности двигателя является наибольшее давление, допускаемое в цилиндре, так как с увеличением давления в начале сжатия повышается конечное давление сжатия и наибольшее давление в цилиндре. Степень расширения $\frac{V_g}{V_z}$ и конечная температура сжатия, при постоянном значении ϵ , остаются неизменными

$$T_c = T_a \epsilon^{\eta_1 - 1}$$

$$T_a \approx 325^\circ - \text{const}$$

и увеличение среднего индикаторного давления, главным образом, получается за счет более высокой диаграммы (рис. 318). Повышение наибольшего давления в цилиндре до 60 атм вполне допустимо, так как при этом давление конструкция подшипников осуществима без больших затруднений.

При процессе с наддувом качество рабочей смеси в отношении избытка воздуха и теплотворной способности остается таким же, как и при нормальном процессе. Явление догорания, при указанных условиях, не должно иметь места. Подача воздуха под давлением уменьшает количество остающихся в цилиндре продуктов сгорания, способствует увеличению вихревых движений и улучшает процесс горения. Количество тепла, переданного охлаждающей воде, не увеличивается, так как эта потеря зависит главным образом от средней температуры газов, каковая при цикле с наддувом остается почти без изменения.

С увеличением давления в начале сжатия экономический к. п. д., η_e и расход горючего на 1 э. л. с. остаются без изменений и лишь при большом предварении сжатия значение η_e уменьшается вследствие ухудшения механического к. п. д.

Опыты с повышением мощности двигателей, путем применения наддува, начались в Германии на заводе Krupp-Germaniawerft, Kiel, причем среднее индикатор-

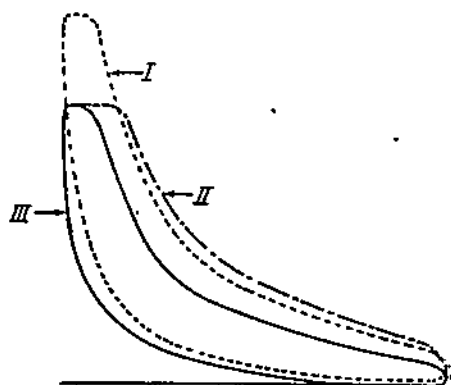


Рис. 318.

ное давление в двигателе нормальной конструкции было доведено до 1,4 атм. при предельном сжатии воздуха до 0,71 ати и числе оборотов двигателя 183 в минуту.

В настоящее время процесс наддува имеет широкое применение в четырехтактных двигателях, установленных на коммерческих судах, причем некоторые из двигателей были нормальной конструкции и только впоследствии были приспособлены для наддува. Заводом M. A. N. был установлен шестицилиндровый двигатель на судне „Seefalke“ мощностью 900 л. с. при 200 об./мин. Двигатель был снабжен воздуходувкой, которая подавала воздух в цилиндр при давлении 0,04 ати, при этом среднее эффективное давление повышалось с 5,24 атм. до 6,4 атм. и мощность увеличивалась до 1100 э. л. с. Указанный двигатель при нормальной мощности, в 900 л. с. мог работать без воздуходувки.

Рабочий процесс с наддувом, с постоянной степенью сжатия, повышает мощность двигателя до 50%, при нормальной средней температуре рабочего процесса и может быть использован для длительной работы двигателя без опасений получения чрезмерных тепловых напряжений.

Увеличение мощности двигателей с пониженной степенью сжатия. При увеличении мощности двигателя до 50% можно пользоваться первым вариантом увеличения мощности, каковой и получил самое широкое распространение.

Дальнейшее увеличение удельной мощности двигателя может быть произведено за счет увеличения объема камеры горения (второй вариант), что позволяет повысить вес заряда, не увеличивая давление и температуру в конце сжатия. Таким образом, в этом случае давление в конце сжатия можно поддерживать постоянным, не превышая допустимых пределов, но для этого необходимо, чтобы объем камеры горения был увеличен пропорционально давлению наддува

$$p_c = p_a \varepsilon^{\kappa_1}; \quad T_c = T_a \varepsilon^{\kappa_1 - 1}; \quad p_c = \text{const}; \quad \varepsilon = f(p_a)$$

Степень расширения, вследствие уменьшения степени сжатия, будет меньше нормальной и температура в конце расширения несколько повышается. Увеличение среднего индикаторного давления происходит за счет уширения диаграммы, что показано на рис. 318: диаграмма I — увеличение мощности по первому варианту, диаграмма II — второй вариант и III — нормальная диаграмма четырехтактного двигателя.

Увеличение камеры сжатия уменьшает ε и несколько понижает термический к. п. д., что делает второй вариант менее экономичным. Наименьший предел уменьшения степени сжатия должен обеспечивать конечную температуру сжатия для возможности самовоспламенения топлива.

Способы получения воздуха при наддуве применяются в настоящее время следующие:

1. Наддув по системе Бюхи. Сущность этого способа заключается в том, что центробежный насос, подающий воздух под давлением 0,3—0,5 ати к всасывающим клапанам двигателя, приводится в движение турбиной, работающей на выхлопных газах двигателя. Линия выпуска при этой системе наддува превышает атмосферное давление примерно на 0,5 ати, поэтому средняя температура рабочего процесса будет несколько выше, чем при других способах наддува. Давление выхлопа имеет резкое колебание, уменьшаясь в конце хода выталкивания до 0,14—0,20 ати. В течение этого периода давление заряда воздуха больше давления выхлопных газов, поэтому делается возможной продувка цилиндра холодным воздухом, хорошо охлаждающим поршень и крышку цилиндра. Впуск воздуха под давлением происходит через впускной клапан, когда поршень близок к своему крайнему верхнему положению. При таком положении поршня объем цилиндра мал и камера горения хорошо очищается от остаточных газов. Избыток воздуха для продувки цилиндра должен быть равен $\alpha_2 = 1,20 \div 1,35$. Для устранения интерферирующего действия выхлопа из различных цилиндров, применяется подвод газа к турбине не по одной выхлопной трубе, а по нескольким (от каждой группы цилиндров).

2. Наддув при помощи центробежного насоса, приводимого в движение от электромотора. Эта система используется фирмой A. E. G.

3. Наддув при посредстве центробежного или ротативного насоса с приводом от вала двигателя через зубчатую передачу.

4. Использование нижней полости цилиндра крейцкопфного четырехтактного двигателя простого действия, как наддувочного насоса (Веркспур). Для указанной цели нижняя полость цилиндра закрывается легкой крышкой с приемным и выпускными клапанами.

Оригинальной конструкцией отличаются вновь выпущенные фирмой Зульцера четырехтактные двигатели с наддувом, позволяющим увеличивать мощность двигателя на 25%. Сущность наддува системы завода Зульцера заключается в том, что в цилиндр вводится воздух под давлением, через окна, расположенные на полуокружности цилиндровой втулки в нижней ее части, открываемые кромкой поршня, аналогично двухтактным двигателям. Зарядка цилиндра воздухом происходит следующим образом: в конце рабочего хода открывается выпускной клапан и, когда давление в цилиндре упадет почти до атмосферного давления, поршень открывает своей кромкой наддувочные окна. Воздух, поступающий в цилиндр через автоматические пластинчатые клапаны (аналогичная конструкция клапанов применяется в двухтактных двигателях), как бы создает упругую подушку над днищем поршня, в результате чего в конце хода выталкивания камера сжатия оказывается заполненной не остаточными газами, а чистым воздухом. В конце нормального хода всасывания всасывающий клапан закрывается и в цилиндре создается разрежение. При дальнейшем движении поршня вниз открываются окна и воздух устремляется в цилиндр, производя дозарядку цилиндра, т. е. осуществляя наддув. Подача воздуха для наддува производится поршневым насосом, приводимым в движение непосредственно от коленчатого вала двигателя.

При рассмотренной системе наддува воздушный насос потребляет около 40% мощности, затрачиваемой в других системах наддува, где воздух, подаваемый в цилиндр, полностью подвергается предварительному сжатию. Такой наддув называется частичным, так как основная масса воздуха засасывается из атмосферы обычным способом через всасывающий клапан. На рис. 319 показан поперечный разрез шестицилиндрового четырехтактного двигателя Зульцера с частичным наддувом мощностью 500 э. л. с. при 375 об./мин. Давление наддувочного воздуха составляет около 1,6 ата и расход топлива 174,4 г на 1 э. л. с. в час при полной мощности.

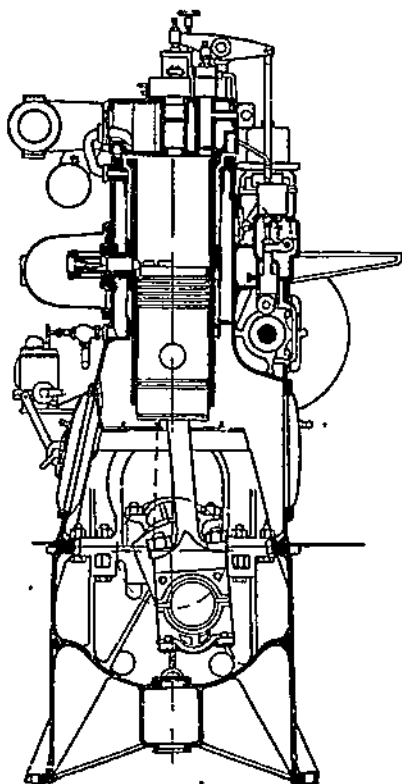


Рис. 319.

В табл. 76 приведены результаты испытания двигателей с наддувом по системе Бюхи. В настоящее время наддув по системе Альфреда Бюхи получил широкое распространение. Целый ряд заводов (Tosì, Werkspoor, M.A.N., Deutz) выпускает дизели с наддувом как для береговых, так и судовых установок, мощностью до 4000 л. с.

В 1935 г. двумя польскими инженерами Wicinski и Bujaк был предложен новый способ наддува, названный системой Wibu. Принцип действия наддува состоит в повышении давления в начале сжатия, при помощи использования инерции столба воздуха во всасывающем трубопроводе особой формы. Схема работы четырехтактного двигателя с наддувом Wibu состоит в следующем: всасывающий клапан открывается вначале на незначительную часть, в результате чего давление в цилиндре падает до 0,7 ата. Приблизительно в середине хода поршня всасывающий клапан открывается полностью, и поступающий в цилиндр воздух получает скорость до 200 м/сек. Вследствие удлиненного всасывающего трубопровода и значительной кинетической энергии движущегося столба воздуха, давление в цилиндре быстро повышается и достигает в н.м.т. до 1,18—1,30 ата, при этом мощность двигателя увеличивается на 25—30% и удельный расход топлива несколько понижается. Опыты

Диаметр Ход поршня Число цилиндров	Эфф. мощность в л. с.	Число оборотов	Средняя скорость поршня	Среднее давление		Расход топлива		Механический к. п. д.	Давление наддува в атм.	Коэффициент избытка воздуха
				Эффект.	Индик.	на 1 э. л. с.	на 1 и. л. с.			
$D \times S \times Z$	N_e	n	C_m	P_e	P_i	c_e	c_i	η_m	P_s	α
650 × 1400 × 8	3100	116	5,4	6,47	7,98	165	134	81,1	0,200	—
650 × 1400 × 8	3380	120	5,6	6,82	8,32	163	134	82,0	0,360	—
650 × 1400 × 8	4320	125	5,8	8,40	9,77	187	160	86,0	0,365	—
450 × 420 × 6	1090	422	5,9	5,78	8,05	175	126	72,0	0,142	2,20
450 × 420 × 6	1306	426	6,0	6,87	10,29	175	121	69,0	0,195	2,07
450 × 420 × 6	1483	445	6,2	7,50	10,72	176	127	72,0	0,203	2,00
450 × 420 × 6	1500	450	6,3	7,50	9,30	175	140	80,0	0,283	1,95
450 × 420 × 6	1585	445	6,2	8,00	11,12	181	130	72,0	0,300	2,07

Испытание двигателя с наддувом Бюхи

Таблица 77

Характеристика двигателя:					
Число оборотов в мин.	167,6	168,7	169,3	170,1	167,5
Эффективная мощность в л. с.	650	961	1271	1550	1651
Индикаторная	961	1263	1586	1884	1970
Среднее индикаторное давление в атм.	5,47	7,14	9,03	10,61	11,22
Среднее эффективное давление в атм.	3,71	5,43	7,24	8,72	9,41
Механический к. п. д. в проц.	67,8	76,1	80,2	82,2	83,9
Расход топлива в г на 1 и. л. с. в час.	128	136,7	142,7	148,3	154,5
Расход топлива в г на 1 э. л. с. в час.	189	180	177	180	183
Турбина воздуходувки:					
Число оборотов в мин.	2979	3822	4793	5814	6178
Температура газа за выпускным клапаном °С	283,4	344,8	389,2	427,7	445,2
Температура газов перед рабочим колесом турбины °С	320,6	393,6	461,2	529,2	544,1
Давление газа перед турбиной в ата.	1,088	1,149	1,223	1,336	1,389
Воздуходувка:					
Давление наддувочного воздуха в ата.	1,060	1,139	1,228	1,410	1,477
Температура воздуха °С	27,2	36,0	48,3	65,6	72,6
Тепловой баланс в проц.					
Обращено в полезную работу	33,0	34,8	35,2	34,5	33,9
Унесено охлажд. водой	31,4	24,1	24,7	24,1	23,9
„ с газами и пр.	35,6	41,1	40,1	41,4	42,2

Характеристика двигателя:

Число цилиндров 6; ход поршня 640 мм. Диаметр цилиндра 560 мм; число оборотов 167 в минуту. Средняя скорость поршня 3,55 м/сек.

производились с одноцилиндровым, трех- и шестицилиндровыми двигателями и во всех случаях были получены положительные результаты.

В последнее время заводом Зульцера был построен двухтактный двигатель повышенной удельной мощности, с применением наддува. Конструкция двигателя была обычного типа, с продувкой по системе Зульцера, с двумя рядами продувочных окон. Подача продувочного воздуха в цилиндр происходит непосредственно через нижние окна и через верхние окна при помощи обычных дисковых клапанов (2), открывающихся автоматически под влиянием разности давлений в ресивере 1 и в рабочем цилиндре (схема рис. 320). При движении поршня вверх, он своей верхней кромкой закрывает сначала нижние продувочные окна, а затем выпускные. В этот момент, при помощи распределительного устройства, открывается клапан 3 и сжатый

воздух при давлении 0,5 атм. начинает поступать из ресивера 4 в цилиндр через клапан 3 и верхние продувочные окна. Дисковые клапаны 2 под влиянием повышенного давления в ресивере 4 автоматически закрываются. Повышение давления в начале сжатия вызывает соответственно увеличение давления в конце сжатия, повышая тем самым среднее индикаторное давление и увеличивая мощность двигателя.

Увеличение удельной мощности четырехтактных двигателей, путем применения наддува, получило за последние годы широкое распространение, так как в этом случае четырехтактная машина стала успешно конкурировать с двухтактным двигателем.

Как пример широкого распространения двигателей с наддувом можно привести заказ Англосаксон Петролеум Компани, выданный разным заводам на постройку 18 танкеров серийного изготовления с шестицилиндровыми четырехтактными двигателями с наддувом типа Werksproor, мощностью 2100 э. л. с., при числе оборотов 130 в минуту. При испытании серийного нефтевоза „Мегира“ водоизмещением в 11 000 т была достигнута скорость в 14,5 узла при мощности двух двигателей в 5 800 э. л. с. Среднее индикаторное давление было получено в 9,5 атм. при давлении наддува 0,27 атм. Увеличение мощности при помощи наддува было достигнуто в 40%.

Отработанные газы двигателей использовались в утилизационном котле, который обслуживал на ходу все вспомогательные механизмы общей мощностью около 210 л. с., давая экономию около 3 т топлива в сутки.

Применение наддува в существующих установках теплоходов с четырехтактными двигателями Дизеля может быть выполнено путем их модернизации.

Мощность двигателя, работающего в судовых условиях, является функцией двух переменных: p_i — среднего индикаторного давления и n — числа оборотов двигателя в минуту.

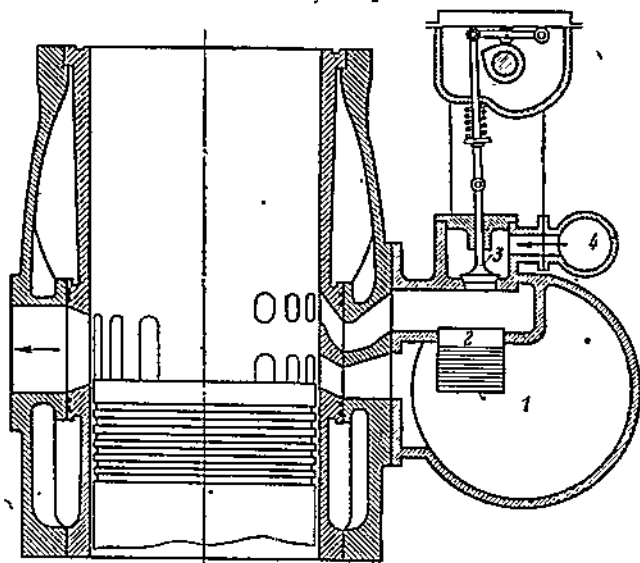


Рис. 320.

$$N_i = 1,74 D^2 S p_i n \text{ л. с.}$$

Увеличивая любую из двух переменных или изменяя их одновременно, можно увеличить мощность установки. Рассмотрим первый вариант повышения мощности двигателя путем изменения p_i при $n = \text{const}$. Для увеличения мощности на $\gamma\%$ необходимо путем наддува повысить давление в начале сжатия на $\sim \gamma\%$, настолько же увеличивается и наибольшее давление в цилиндре. Следовательно, при постоянном числе оборотов двигателя и повышенной его мощности, механические напряжения (от давления газа) в цилиндрической крышке, в днище поршня и в стенке цилиндра — повышаются. Увеличиваются и напряжения в частях коленчатого вала. Тепловые напряжения в деталях, соприкасающихся с нагретыми газами, остаются неизменными, так как средняя температура газа в цилиндре, за период рабочего цикла, при повышенной мощности почти не увеличивается. Потери тепла с охлаждающей водой по абсолютной величине остаются неизменными ($T_{\text{сред}} \text{ и } n = \text{const}$), следовательно, потери на 1 э. л. с. в час уменьшаются. Тепловые потери с выхлопом увеличиваются пропорционально повышению мощности и увеличению весового количества газов, но потери тепла на 1 э. л. с. в час остаются без изменения. Если наддувочный агрегат приводится в движение отдельным двигателем, то механические потери будут иметь относительно меньшее значение, так как по опытным данным для наддува при $n = \text{const}$ механический к. п. д. двигателя повышается. Для первого варианта

увеличения мощности двигателя следует ожидать уменьшение механических и тепловых потерь на 1 э. л. с. в час, а следовательно экономичность установки должна повыситься по сравнению с нормальной ее мощностью. Сохранение числа оборотов двигателя при повышенной его мощности может быть осуществлено заменой старого гребного винта новым — с большим шагом. Топливный насос двигателя должен подавать горючее при повышенном давлении и в большем количестве (за период одного рабочего цикла). Для того чтобы не повышать чрезмерно давление топлива в насосе, необходимо увеличить диаметр или количество сопловых отверстий в форсунке. Нагрузка подшипников с увеличением давления в цилиндре возрастает и для лучшего их охлаждения требуется более обильная смазка с повышенным давлением.

При втором варианте повышения мощности двигателя на $\gamma\%$, при $p_i = \text{const}$ следует увеличить обороты двигателя на $\sim \gamma^{1/3}$, что вызывает необходимость замены старого гребного винта новым — с меньшим шагом. Таким образом при этом варианте все элементы индикаторной диаграммы остаются неизменными и наибольшее давление в цилиндре сохраняется нормальным. При повышенном числе оборотов, давление p_a в начале сжатия падает и следовательно роль наддува при втором варианте сводится лишь к сохранению p_a таким же, как и при нормальной мощности двигателя. Средняя температура газа за период рабочего цикла остается прежней, при этом количество топлива, подаваемое в цилиндр за период горения, не изменяется. Повышение мощности двигателя происходит вследствие увеличения частоты циклов, так как количество топлива, сжигаемого в цилиндрах в единицу времени, увеличивается пропорционально повышению мощности или пропорционально увеличению числа оборотов. Давление наддува при втором варианте будет значительно ниже по сравнению с предыдущим вариантом, но производительность воздухоудвки в м^3 при нормальных условиях остается неизменной, следовательно, мощность воздухоудвки уменьшается. Вследствие сохранения наибольшего давления в цилиндре в прежних пределах ($p_z = \text{const}$) механические напряжения от давления газа во всех частях двигателя остаются без изменения, но тепловые напряжения в крышке, цилиндре и днище поршня — увеличиваются, так как тепловая нагрузка растет с увеличением числа оборотов двигателя. С повышением частоты протекания рабочих циклов увеличивается количество тепла, передаваемого охлаждающей воде в единицу времени. Потери тепла с выхлопом остаются такими же, как и в предыдущем варианте, так как весовое количество продуктов сгорания и их температура не изменяются по сравнению с первым вариантом. Механические потери с повышением числа оборотов двигателя возрастают. На основании приведенного сравнения двух вариантов повышения мощности двигателя можно вывести заключение, что при последнем варианте следует ожидать меньшей экономичности установки, так как тепловые и механические потери на 1 э. л. с. в час увеличиваются по сравнению с первым вариантом; кроме того, износ трущихся частей и нагрузка подшипников, при увеличенном числе оборотов двигателя, повышаются.

Второй вариант повышения мощности не следует смешивать с перегрузкой двигателя путем увеличения числа его оборотов. В этом случае в цилиндры вводят большее количество топлива, при меньшем наполнении цилиндра воздухом, отчего падает коэффициент избытка воздуха при горении и средняя температура газа за один цикл возрастает. При наддуве по первому и второму вариантам коэффициент избытка воздуха при горении не изменяется по сравнению с нормальной работой двигателя.

Наивыгоднейшим способом повышения мощности двигателя следует признать тот, при котором изменяются среднее индикаторное давление и число оборотов одновременно. Степень приближения системы наддува к первому или второму из вариантов зависит от конструкции двигателя и главным образом от величины напряжений в частях вала и от степени нагрузки подшипников (от удельного давления) при нормальной работе двигателя.

Если топливный и масляный насосы, обслуживающие двигатель, находятся в хорошем состоянии, то эти механизмы смогут обслужить двигатель и при повышенной его мощности, так как они обычно рассчитываются с большим запасом производительности. В случае применения наддува следует проверить достаточность „времени — сечения“ открытия всасывающего клапана для увеличенного количества воздуха, подаваемого в цилиндр при наддуве. Для снижения наибольшего давления p_z ,

при повышенной мощности двигателя, следует отрегулировать топливный насос, уменьшая угол опережения подачи топлива в цилиндр, в результате чего степень увеличения давления при горении (σ) может быть понижена по сравнению с нормальной работой двигателя.

§ 113. Особенности расчета двигателей с наддувом

При расчете рабочего процесса двигателя с наддувом, в первую очередь приходится определять давление воздуха, подаваемого воздухоподогревателем к всасывающим клапанам двигателя, так как от величины этого давления зависит давление в начале сжатия.

Предположим, что при скорости судна в v узлов эффективная мощность двигателя составляет N_e л. с. при числе оборотов n в минуту. Требуется повысить скорость судна до v' узлов, что вызывает необходимость повышения мощности двигателя до N_e' л. с. Считая, что мощность, развиваемая двигателем, пропорциональна кубу числа оборотов гребного винта, определим необходимое число оборотов двигателя n' при повышенной мощности (без замены винта).

$$N_e = an^3; \quad N_e' = an'^3$$

$$n' = n \sqrt[3]{\frac{N_e'}{N_e}} \text{ об./мин.}$$

Нормальная средняя скорость поршня

$$C_m = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек.}$$

повышенная средняя скорость поршня при числе оборотов n'

$$C_m' = \frac{Sn'}{30} \text{ м/сек.}$$

где S — ход поршня в м.

В случае выполнения наддува при помощи автономного агрегата с приводом от газовой турбины (Бюхи) или от электромотора, механический к. п. д. двигателя остается без изменения или несколько повышается. Если воздухоподогреватель приводится в действие непосредственно от самого двигателя, то в этом случае механический к. п. д. при включении воздухоподогревателя уменьшается на 4—8%. Полагая, что механический к. п. д. остается без изменения, определим среднее индикаторное давление при наддуве.

Напишем выражение индикаторной мощности двигателя с наддувом

$$N_i' = \frac{N_e'}{\eta_m} = \frac{\pi D^2}{4} S (p_i)_n \frac{n'^2}{75 \cdot 60} 10^4 \text{ л. с.}$$

Индикаторная мощность двигателя при работе без наддува

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m} = \frac{\pi D^2}{4} S p_i \frac{n^2}{75 \cdot 60} 10^4 \text{ л. с.}$$

Из двух последних выражений определим предполагаемое среднее индикаторное давление при наддуве

$$(p_i)_n = \frac{N_e'}{N_e} \cdot \frac{n}{n'} p_i \text{ атм.} \dots \dots \dots (202)$$

Для определения теоретического среднего индикаторного давления, принимаем коэффициент полноты диаграммы, при работе двигателя с наддувом, равным $\varphi = 0,95 \div 0,98$. Среднее теоретическое индикаторное давление

$$(p_i')_n = \frac{(p_i)_n}{\varphi} \text{ атм.} \dots \dots \dots (203)$$

Предполагаем в первом приближении, что с применением наддува степень предварительного расширения δ , степень увеличения давления при горении σ , показатель политропы сжатия n_1 и расширения n_2 — остаются без изменения по сравнению

с нормальным режимом работы двигателя. В этом случае увеличение среднего теоретического индикаторного давления при наддуве будет пропорционально повышению давления в конце сжатия, что видно из выражения (60). При указанных допущениях, давление в конце сжатия для двигателя с наддувом получается равным

$$(p_c)_н = \frac{(p_i')_н}{p_i'} p_c \text{ ата} \dots \dots \dots (204)$$

Давление в начале сжатия определится из уравнения политропы сжатия

$$(p_a)_н = \frac{(p_c)_н}{\varepsilon^n} \text{ ата} \dots \dots \dots (205)$$

Давление в конце горения, для бескомпрессорных дизелей, определится в зависимости от величины принятой степени увеличения давления при горении σ

$$(p_z)_н = \sigma (p_c)_н \text{ ата} \dots \dots \dots (206)$$

Степень увеличения давления при горении принимается в пределах $\sigma = 1,3 \div 1,6$. Для того чтобы давление $(p_z)_н$ в цилиндре при горении топлива и работе двигателя с наддувом не было очень высоким $[(p_z)_н = 45 \div 60 \text{ ата}]$, значение σ следует принимать ближе к нижнему пределу.

Наибольшую скорость протекания воздуха через всасывающий клапан найдем по формуле

$$C_q = 1,57 C_m' \frac{F}{f} \text{ м/сек.}$$

где $\frac{F}{f}$ — отношение площади поршня к проходному сечению всасывающего клапана.

Для определения величины потери давления во всасывающем клапане рабочего цилиндра, воспользуемся выражением для скорости истечения газа через отверстие при небольшой разности давлений — формула (12)

$$C_2' = 24\varphi \sqrt{T \left[1 - \frac{(p_a)_н}{p} \right]} \dots \dots \dots (207)$$

где: p и T — абсолютное давление и температура воздуха перед клапаном, коэффициент истечения $\varphi = 0,6 \div 0,7$. Значение T с достаточной точностью может быть определено по уравнению адиабатического сжатия воздуха в воздухоподогре.

$$T = T_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (208)$$

где: T_0 и p_0 — абсолютная температура и давление воздуха в машинном помещении.

Подставим в выражение 207 значение T

$$C_2' = 24\varphi \sqrt{T_0 p^{\frac{k-1}{k}} \left[1 - \frac{(p_a)_н}{p} \right]} \dots (209): p_0 = 1 \text{ ата}$$

Разделим обе части полученного выражения на $(p_a)_н^{\frac{k-1}{2k}}$ и преобразуем

$$\frac{C_2'}{(p_a)_н^{\frac{k-1}{2k}}} = \frac{C_2'}{(p_a)_н^{\frac{1,41-1}{2 \cdot 1,41}}} = \frac{C_2'}{(p_a)_н^{0,145}} = A \dots \dots \dots (210)$$

$$A = 24\varphi \sqrt{T_0 \left[\frac{p}{(p_a)_н} \right]^{\frac{k-1}{k}} \left[1 - \frac{(p_a)_н}{p} \right]}$$

$$B = \frac{(p_a)_н}{p}$$

$$A = 24\varphi \sqrt{T_0 \left(\frac{1}{B} \right)^{\frac{k-1}{k}} [1 - B]} \dots \dots \dots (211)$$

Подсчитывая значения A по формуле 210 и пользуясь кривой $B=f(A)$ рис. 321, определим величину B , а следовательно найдем и значение $p = \frac{(p_a)_n}{B}$. Значения A и B вычислены при $T_0 = 290^\circ$, $\varphi = 0,70$ и $k = 1,41$. Принимая падение давления в нагнетательном трубопроводе воздухоудки $\Delta p = 0,02 \div 0,04$, найдем абсолютное давление наддувочного воздуха у воздухоудки: $p_n = p + \Delta p$.

Для определения абсолютной температуры T_a в начале сжатия, полученную температуру T по формуле (208) следует увеличить на $\Delta T = 10 \div 20^\circ$, вследствие нагрева воздуха о стенки цилиндра.

$$T_a = T + \Delta T$$

Если воздухоудка приводится в движение непосредственно двигателем, то, принимая механический к. п. д. двигателя с наддувом $\eta_m' = \eta_m - \Delta \eta_m$, где $\Delta \eta_m = 0,04 \div 0,08$, определим предполагаемое среднее индикаторное давление для этого случая.

$$(p_i)_n = \frac{N_e'}{N_e} \cdot \frac{\eta_m'}{\eta_m} \cdot \frac{n}{n'} p_i \dots \dots \dots (212)$$

Из полученного выражения видно, что величина $(p_i)_n$, для последнего случая, должна быть больше по сравнению с формулой (202). Дальнейшее определение значений $(p_c)_n$, $(p_z)_n$, $(p_a)_n$ и p_n производится способом, рассмотренным выше.

Вследствие повышенного давления воздуха, поступающего в цилиндр, и полной очистки его от остаточных газов, коэффициент подачи рабочего цилиндра значительно повышается и делается равным единице и выше, в зависимости от давления наддува.

Как известно, коэффициентом подачи называется отношение веса воздуха G_g , поступившего в цилиндр за один всасывающий ход поршня, к весу воздуха G_0 , который мог бы поместиться в рабочем объеме цилиндра V_h при температуре T_0 и давлении p_0 окружающего воздуха

$$\eta_v = \frac{G_g}{G_0}$$

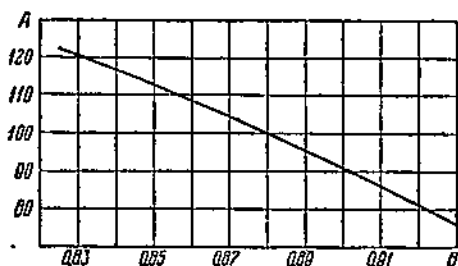


Рис. 321.

При наддуве камера сжатия хорошо продувается воздухом и можно считать, что продукты сгорания не остаются в цилиндре. В этом случае коэффициент остаточных газов равен нулю $X=0$. Следовательно, за каждый всасывающий ход поршня в цилиндр будет поступать G_g кг воздуха

$$G_g = G_a = \frac{V_a p_a}{T_a R_g} 10^4; \quad G_0 = \frac{V_h p_0}{T_0 R_g} 10^4$$

где R_g — газовая постоянная для воздуха,

V_a — объем цилиндра $V_a = V_h + V_c$

$$\eta_v = \frac{G_g}{G_0} = \frac{T_0 V_a p_a}{T_a V_h p_0} = \frac{T_0 p_a \varepsilon}{(\varepsilon - 1) T_a p_0} \dots \dots \dots (213)$$

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}; \quad \varepsilon - 1 = \frac{V_h}{V_c}$$

$$\frac{V_a}{V_h} = \frac{\frac{V_a}{V_c}}{\frac{V_h}{V_c}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

Дальнейший расчет рабочего процесса двигателя с наддувом производится обычным методом. Для сравнения тепловых режимов работы двигателя с наддувом и при нормальных условиях ниже приводится пример расчета рабочего процесса.

При скорости судна в 11 узлов эффективная мощность дизельной двухвальной установки составляет 950 л. с. при числе оборотов гребных винтов $n = 250$ в минуту. Требуется увеличить скорость судна до 11,8 узла, что вызывает необходимость повышения мощности установки до 1200 л. с. или на 26,5%.

Определим число оборотов двигателя при повышенной мощности:

$$n' = n \sqrt[3]{\frac{N_e'}{N_e}} = 250 \sqrt[3]{\frac{600}{475}} = 270 \text{ об./мин.}$$

где: $N_e = 475$ и $N_e' = 600$ нормальная и повышенная эффективная мощность одного двигателя.

При расчете двигателя с наддувом в первую очередь приходится определять предполагаемое среднее индикаторное давление, а также давление наддувочного воздуха, обеспечивающее получение повышенной мощности двигателя. Указанные данные могут быть подсчитаны приближенно, но с достаточной точностью по результатам расчета двигателя при нормальной его работе на полную мощность. На основании предварительных подсчетов производится окончательный расчет рабочего процесса двигателя с наддувом с установлением основных параметров работы двигателя при повышенной мощности. Расчет двигателя при нормальной его мощности $N_e = 475$ л. с. и числе оборотов $n = 250$ в минуту — приведен в § 51. Для расчета двигателя с наддувом воспользуемся результатами указанного числового примера.

Определим предполагаемое среднее индикаторное давление при работе двигателя с наддувом — формула (202)

$$(p_i)_n = \frac{N_e'}{N_e} \cdot \frac{n}{n'} p_i = \frac{600 \cdot 250}{475 \cdot 270} 6,26 = 7,32 \text{ атм.}$$

Для определения теоретического среднего индикаторного давления принимаем коэффициент полноты диаграммы $\varphi = 0,96$

$$(p_i')_n = \frac{(p_i)_n}{\varphi} = \frac{7,32}{0,96} = 7,63 \text{ атм.}$$

Давление в конце сжатия, для двигателя с наддувом, получается равным

$$(p_c)_n = \frac{(p_i')_n}{p_i'} p_c = \frac{7,63}{6,52} 29,5 = 34,5 \text{ ата}$$

Давление в конце горения, при $\sigma = 1,4$

$$(p_z)_n = \sigma (p_c)_n = 1,4 \cdot 34,5 = 48,3 \text{ ата}$$

где σ — степень повышения давления при горении — взята из расчета рабочего процесса.

Давление в цилиндре в начале сжатия определится из уравнения политропы сжатия — формула (205)

$$(p_a)_n = \frac{(p_c)_n}{\varepsilon^{n_1}} = \frac{34,5}{13,6^{1,35}} = 1,02 \text{ ата}$$

Если воздуходувка приводится в движение непосредственно от самого двигателя, то, принимая механический к. п. д. двигателя с наддувом $\eta_m' = \eta_m - \Delta\eta_m = 0,83 - 0,05 = 0,78$, определим предполагаемое среднее индикаторное давление для этого случая:

$$(p_i)_n = \frac{N_e'}{N_e} \cdot \frac{\eta_m}{\eta_m'} \cdot \frac{n}{n'} p_i = \frac{600 \cdot 0,83 \cdot 250}{475 \cdot 0,78 \cdot 270} 6,26 = 7,80 \text{ атм.}$$

Теоретическое среднее индикаторное давление при $\varphi = 0,96$:

$$(p_i')_n = \frac{(p_i)_n}{\varphi} = \frac{7,80}{0,96} = 8,13 \text{ ата}$$

Давление в конце сжатия

$$(p_c)_n = \frac{(p_i')_n}{p_i'} p_c = \frac{8,13}{6,52} 29,5 = 36,8 \text{ ата}$$

Давление в начале сжатия

$$(p_a)_n = \frac{(p_c)_n}{\varepsilon^{n_1}} = \frac{36,8}{13,6^{1,35}} = 1,09 \text{ ата}$$

Давление в конце горения

$$(p_z)_n = \sigma (p_c)_n = 1,4 \cdot 36,8 = 51,4 \text{ ата}$$

При увеличении числа оборотов двигателя с 250 до 270 в минуту средняя скорость поршня делается равной

$$C_m' = \frac{n'}{n} C_m = \frac{270}{250} 5 = 5,40 \text{ м/сек.}$$

Максимальная скорость протекания воздуха через всасывающий клапан

$$C_s' = 1,57 C_m \frac{F}{f} = 1,57 \cdot 5,40 \cdot 13 = 110 \text{ м/сек.}$$

Для определений давления наддувочного воздуха воспользуемся формулой (211).
Вычислим значение A

$$A = \frac{C_s'}{(p_a)_n^{0,145}} = \frac{110}{1,02^{0,145}} = 107$$

В соответствии с найденным значением A по кривой рис. 321 определим $B = 0,862$. Давление перед всасывающим клапаном

$$p = \frac{(p_a)_n}{B} = \frac{1,02}{0,862} = 1,19 \text{ ата}$$

Падение давления в нагнетательном трубопроводе воздухоудки принимаем равным $\Delta p = 0,02$ [$\Delta p = 0,02 \div 0,04$]. Давление наддувочного воздуха у воздухоудки

$$p_n = p + \Delta p = 1,19 + 0,02 = 1,21 \text{ ата}$$

Абсолютная температура наддувочного воздуха

$$T_n = T_0 \left(\frac{p_n}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 290 \left(\frac{1,21}{1} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} = 307^\circ$$

где T_0 и p_0 — абсолютная температура и давление окружающего воздуха.

Принимая во внимание нагревание воздуха стенками цилиндра, увеличим полученную температуру на 12° (аналогично случаю при работе двигателя без наддува). Абсолютная температура воздуха в начале сжатия

$$T_a = T_n + 12 = 307 + 12 = 319^\circ \sim 320^\circ$$

Абсолютную температуру и давление в конце сжатия определим по уравнению политропы сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 320 \cdot 13,6^{1,35-1} = 800^\circ$$

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 1,02 \cdot 13,6^{1,35} = 34,5 \text{ ата}$$

Значение $n_1 = 1,35$ взято из расчета бескомпрессорного двигателя при нормальной его работе.

Коэффициент подачи рабочего цилиндра определим по формуле (213)

$$\eta_v = \frac{T_a p_a \varepsilon}{(\varepsilon - 1) T_a p_0} = \frac{290 \cdot 1,02 \cdot 13,6}{(13,6 - 1) 320 \cdot 1} = 1,00$$

Состав продуктов сгорания 1 кг топлива при коэффициенте остаточных газов $X = 0$:

Число молей углекислоты

$$m(\text{CO}_2) = \frac{C}{12} = \frac{0,853}{12} = 0,0711$$

Число молей водяных паров

$$m(\text{H}_2\text{O}) = \frac{H_2}{2} = \frac{0,116}{2} = 0,0580$$

Число молей кислорода

$$m(\text{O}) = 0,21 (\alpha_1 - 1) L_0 = 0,21 (2,2 - 1) 0,47 = 0,1184$$

Число молей азота

$$m(\text{N}) = 0,79 L = 0,79 \cdot 1,034 = 0,8169$$

Общее число молей продуктов сгорания 1 кг топлива: $M_2 = 1,0644$. Число молей воздуха, заполняющего цилиндр до горения (в период сжатия), $M_1 = \alpha_1 L_0 = 2,2 \cdot 0,47 = 1,034$. Коэффициент молекулярного изменения за период горения

$$\beta = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,0644}{1,034} = 1,029$$

Средняя молекулярная теплоемкость воздуха при постоянном объеме в зависимости от температуры выражается линейным уравнением

$$C_v = 4,67 + 0,00051 T_c = 4,67 + 0,00051 \cdot 800 = 5,0781$$

Среднюю молекулярную теплоемкость продуктов сгорания, при постоянном давлении, определим по формуле суммарной теплоемкости в зависимости от состава газа.

Число молей двухатомных газов в продуктах сгорания 1 кг топлива

$$m(R) = m(\text{O}) + m(\text{N}) = 0,1184 + 0,8169 = 0,9353$$

Формула суммарной теплоемкости

$$C_p = \frac{1}{M_2} [m(R) C_p(R) + m(\text{CO}_2) C_p(\text{CO}_2) + m(\text{H}_2\text{O}) C_p(\text{H}_2\text{O})]$$

$$C_p = \frac{1}{1,0644} [0,9353 (6,66 + 0,00051 T_z) + 0,0711 (6,66 + 0,00265 T_z) + 0,0580 (6,66 + 0,00212 T_z)]$$

$$C_p = 6,66 + 0,00074 T_z$$

Для определения абсолютной температуры в конце горения воспользуемся уравнением горения для бескомпрессорных дизелей — формула (48)

$$(C_v + 1,99) T_c + \frac{\lambda H_u}{M_1} = \beta T_z C_p$$

$$(5,073 + 1,99 \cdot 1,4) 800 + \frac{0,88 \cdot 10\,000}{1,034} = 1,029 (6,66 + 0,00074 T_z) T_z$$

где: коэффициент выделения тепла $\lambda = 0,88$, теплотворная способность топлива $H_u = 10\,000$ кал./кг:

$$6291 + 8510 = 6,85 T_z + 0,00076 T_z^2$$

$$T_z = \frac{-6,85 + \sqrt{6,85^2 + 4 \cdot 0,00076 \cdot 14\,801}}{2 \cdot 0,00076} = 1796^\circ$$

Степень предварительного расширения при горении

$$\delta = \frac{\beta}{\sigma} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,029 \cdot 1796}{1,4 \cdot 800} = 1,65$$

Абсолютную температуру и давление в конце расширения определим из уравнений политропы расширения

$$T_e = T_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} = 1796 \left(\frac{1,65}{13,6} \right)^{1,28 - 1} = 1000^\circ$$

$$p_e = p_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2} = 48,3 \left(\frac{1,65}{13,6} \right)^{1,28} = 3,25 \text{ атм}$$

Среднее теоретическое индикаторное давление

$$p_i' = \frac{p_e}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{\delta \sigma}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] + \sigma (\delta - 1) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\}$$

$$p_i' = \frac{34,5}{13,6 - 1} \left\{ \frac{1,65 \cdot 1,4}{1,28 - 1} \left[1 - \left(\frac{1,65}{13,6} \right)^{1,28 - 1} \right] + 1,4 (1,65 - 1) - \frac{1}{1,35 - 1} \left(1 - \frac{1}{13,6^{1,35 - 1}} \right) \right\} =$$

$$= 7,88 \text{ атм.}$$

Принимая коэффициент полноты диаграммы $\varphi = 0,96$, определим предполагаемое среднее индикаторное давление при работе двигателя с наддувом

$$p_i = \varphi p_i' = 7,88 \cdot 0,96 = 7,56 \text{ атм.}$$

Полагаем, что механический к. п. д. остается неизменным и равным $\eta_m = 0,83$. Среднее эффективное давление: $p_e = \eta_m p_i = 0,83 \cdot 7,56 = 6,27$ атм. Расход топлива [на 1 э. л. с. в час] определится по формуле

$$c_i = \frac{27 \eta_v}{p_i V_0} = \frac{27 \cdot 1,00}{7,56 \cdot 25,4} = 0,140 \text{ кг}$$

Расход топлива на 1 э. л. с. в час

$$c_e = \frac{c_i}{\eta_m} = \frac{0,140}{0,83} = 0,169 \text{ кг}$$

Индикаторный — термический к. п. д.

$$\eta_i = \frac{632}{c_i H_u} = \frac{632}{0,140 \cdot 10\,000} = 0,45$$

Экономический или эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,45 \cdot 0,83 = 0,37$$

Индикаторная мощность двигателя

$$N_i = 52,3 D^2 C_m' p_i' = 52,3 \cdot 0,340^2 \cdot 5,40 \cdot 7,56 \cdot 3 = 740 \text{ л. с.}$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = \eta_m N_i = 0,83 \cdot 740 = 612 \text{ л. с.}$$

При давлении наддува $p_n = 1,21$ ата мощность двигателя повышается на $\sim 29\%$.

Производя аналогичные вычисления для случая, когда воздухоподка приводится в движение непосредственно главным двигателем, получим следующие значения: давление наддува $p_n = 1,29$ ата; коэффициент подачи $\eta_p = 1,06$; предполагаемое среднее индикаторное давление $p_i = 0,96 \cdot 8,40 = 8,06$ атм.; расход топлива на 1 э. л. с. в час $c_i = 0,140$ кг; при механическом к. п. д. $\eta_m = 0,78$ получается расход топлива на 1 э. л. с. в час $c_e = 0,180$ кг; индикаторная мощность двигателя $= 790$ л. с. и эффективная 616 л. с.

Определим производительность и мощность воздухоподка. Расход топлива в час составляет $G = c_e N_e = 0,169 \cdot 600 = 101,4$ кг. Необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива известно из расчета процесса $V_0 = 25,4$ м³ при $T_0 = 290$ и $p_0 = 1$ ата.

Расход воздуха в час

$$V = GV_0 = 101,4 \cdot 25,4 = 2575 \text{ м}^3$$

Принимая во внимание процесс продувки цилиндра воздухом, увеличиваем значение V на 25% :

$$V_1 = 1,25V = 1,25 \cdot 2575 = 3200 \text{ м}^3$$

Производительность воздухоподка составляет 3200 м³ в час свободного воздуха при $p_0 = 1$ ата и $T_0 = 290^\circ$.

Работа, необходимая для повышения давления воздуха от $p_0 = 1$ ата до $p_n = 1,21$ ата, определяется по нижеприведенной формуле, при условии адиабатического сжатия

$$W = 10^4 p_0 V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_n}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ кгм/час}$$

$$W = 10^4 \cdot 1 \cdot 3200 \frac{1,41}{1,41-1} \left[\left(\frac{1,21}{1} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right] = 616 \cdot 10^4$$

Индикаторная мощность воздухоподка

$$N_i = \frac{616 \cdot 10^4}{60 \cdot 60 \cdot 75} = 23 \text{ л. с.}$$

При к. п. д. воздухоподка $\eta = 0,80$ получим эффективную мощность двигателя для приведения в движение воздухоподка

$$N_e = \frac{23}{0,80} = 28,6 \text{ л. с.}$$

что составляет около $4,8\%$ от эффективной или $3,9\%$ от индикаторной мощности двигателя. При более высоком давлении наддува, расход мощности на приведение в действие воздухоподка повышается до $7-8\%$ от эффективной мощности двигателя.

Из сравнения двух режимов работы двигателя можно сделать следующие выводы:

1. Повышение мощности двигателя на 29% увеличивает наибольшее давление в цилиндре на 17% .
2. Удельный расход топлива при работе двигателя с наддувом не увеличивается.
3. Средняя температура рабочего процесса остается почти без изменения.
4. В случае применения непосредственной передачи от двигателя к воздухоподке, повышение мощности двигателя на 29% вызывает увеличение среднего индикаторного давления на 25% и наибольшего давления в цилиндре на 25% , при этом расход топлива на 1 л. с. в час увеличивается на $6,5\%$.

При расчете рабочего процесса вновь строящегося двигателя с наддувом, давление в начале сжатия выбирается в пределах $p_a = 1,1-1,25$ ата, после чего производится расчет вышеизложенным методом.

ГЛАВА XXVI

УТИЛИЗАЦИЯ ОТХОДЯЩЕГО ТЕПЛА

§ 114. Утилизационные котлы

В двигателях Дизеля используется на полезную работу всего лишь $32-40\%$ выделенного в цилиндре тепла и почти две трети тепловой энергии является неиспользованной — потерянной. Тепловые потери в двигателе складываются из следующих элементов: 1) тепло, унесенное отходящими газами (в среднем 28%); 2) тепло, унесенное с охлаждающей водой (29%); 3) тепло, эквивалентное механическим потерям в двигателе (8%) и в полезную работу превращается в среднем 35% . Таким образом, с отходящими выхлопными газами и с охлаждающей водой теряется свыше 50% тепла, выделенного топливом.

Рационализация теплового хозяйства на водном транспорте, как одного из крупнейших потребителей наиболее дорогого сорта топлива, является задачей первоочередной важности. При современных конструкциях судовых дизелей, вопросы экономии топлива связываются с проблемами использования отходящего тепла и в судовых установках, для этого имеются широчайшие возможности.

Существующие установки по использованию отработанного тепла судовых дизелей можно разделить на следующие группы:

1. Установка с использованием тепла продуктов сгорания и охлаждающей воды для повышения мощности главных двигателей. Особенностью установки этого типа является наличие дизелей специальной конструкции (Skott-Still). Такие двигатели

работают с повышенной температурой выхлопных газов ($400-500^{\circ}\text{C}$) и высокой температурой охлаждающей воды ($150-200^{\circ}\text{C}$). Тепло возвращается в виде пара высокого давления (10 ат), который используется для повышения мощности двигателя и для его реверса.

2. Установка с использованием тепла продуктов сгорания и охлаждающей воды для получения энергии на вспомогательные механизмы. Этот тип утилизационной установки имеет наибольшее распространение на судах. Установка состоит из парового котла специальной конструкции, работающего на выхлопных газах с питанием его водой (для речных судов), выходящей из зарубашечного пространства цилиндров двигателя обычной конструкции.

Возвращенное тепло, в виде пара давлением от 1 до 10 ат, используется для вспомогательных механизмов и для целей нагрева и отопления.

3. Установка с использованием энергии выхлопных газов для приведения в движение газовой турбины. Такая установка применяется при наддуве двигателя по системе Бюхи. Энергия отходящих газов используется для вращения воздуходувки, которая подает сжатый воздух в цилиндры двигателя.

Существующие утилизационные котлы могут быть разделены на следующие типы.

По способу нагрева: котлы, работающие исключительно на выхлопных газах; работающие на газах и на жидком топливе попеременно; допускающие одновременную работу на газах и на топливе.

По конструкции: с газовыми или дымогранными трубами; с водогрейными трубами (водотрубные); комбинированные. Кроме того, котлы бывают вертикальные и горизонтальные.

По давлению пара: котлы низкого давления (1,5—3 ат) и среднего давления (5—10 ат).

Вследствие значительного количества газов и большой скорости их протекания, утилизационные котлы обладают высоким коэффициентом теплопередачи, малой поверхностью нагрева и небольшими габаритными размерами по сравнению с обычными паровыми котлами. Утилизационные котлы отличаются простотой конструкции и при достаточном объеме газового пространства они могут заменить глушитель.

Одним из основных недостатков утилизационных котлов является загрязнение

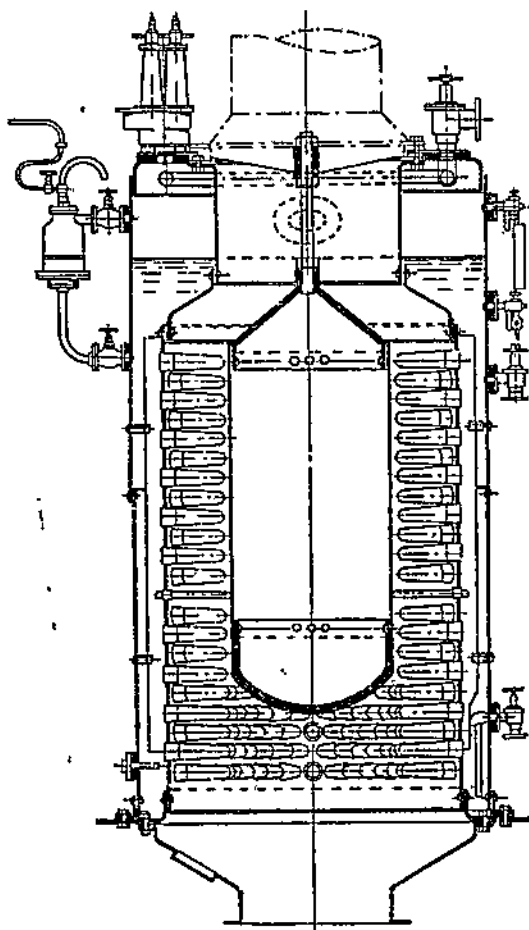


Рис. 322. Утилизационный котел Кларсона.

их поверхности нагрева маслянистой сажей, что вызывает значительное понижение коэффициента теплопередачи. В случае затруднительной очистки, работа котла может оказаться нерентабельной.

Использование утилизационных котлов, при установке с двухтактными дизелями, во многих случаях является затруднительным, вследствие низкой температуры отходящих газов, охлаждаемых продувочным воздухом. Увеличение количества возвращенного тепла может быть достигнуто уменьшением весового расхода воз-

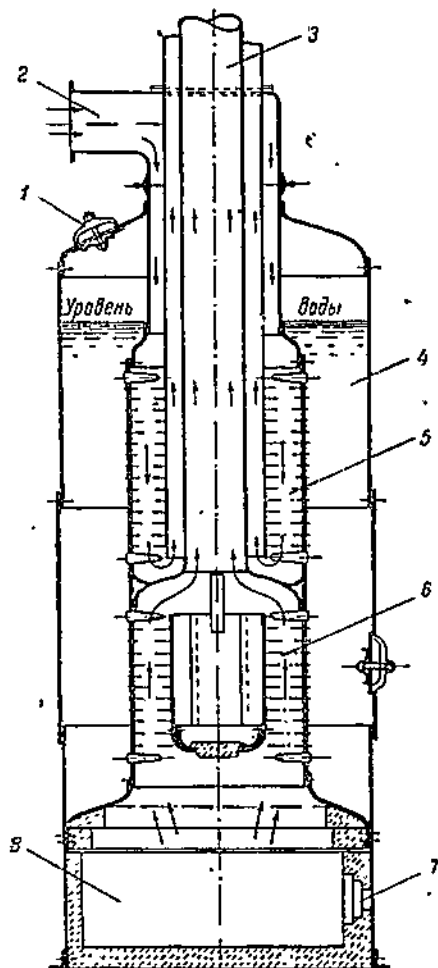


Рис. 323. Схема комбинированного котла Кларксона.

1 — газ, 2 — выпуск выхлопных газов, 3 — выход топочных газов, 4 — жаровая труба, 5 — утилизационная часть котла, 6 — огневаляющая часть котла, 7 — отверстие для форсунки, 8 — топка.

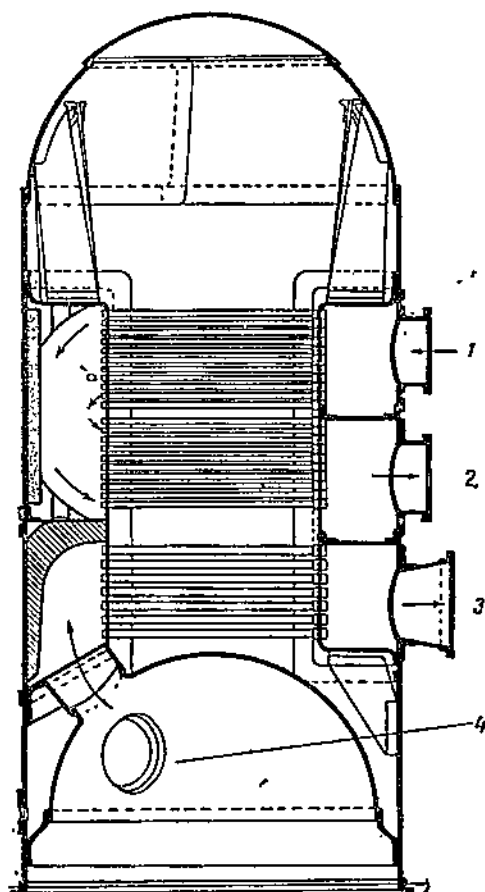


Рис. 324. Комбинированный котел Кохрана.

1 — вход выхлопных газов, 2 — выход выхлопных газов, 3 — выход топочных газов и 4 — топка.

духа на продувку. Для повышения к. п. д. утилизационного котла в настоящее время применяется способ отбора горячих газов в период свободного выхлопа (до начала продувки), при помощи золотникового устройства на выхлопном патрубке цилиндра. Отходящие газы в период принужденного выхлопа, как имеющие более низкую температуру, отводятся непосредственно в глушитель.

Одним из наиболее распространенных типов утилизационных котлов для судовой установки, работающих на выхлопных газах дизелей, является котел Кларксона, показанный на рис. 322. Котлы строятся вертикального типа с наперсткообразными короткими трубами, обращенными к центру и закрепленными при помощи развальцовки во внутреннем корпусе. Газы входят в котел снизу, проходят между трубками и уходят вверх в дымовую трубу. Внутри жаровой трубы имеется под-

вешенный стальной пустотелый направляющий сердечник. Для возможности испарения и замены трубок наружный барабан может быть приподнят, так как он скрепляется с внутренней частью котла при помощи болтовых соединений. Чистка котла от маслянистой сажи производится прокаливанием котла отходящими газами при выпущенной воде.

Котлы Кларксона строятся как для работы на отходящих газах, так и для работы попеременно на топливе и на газах. Кроме того, имеются котлы, которые могут работать одновременно на газах и на жидком топливе, в последнем случае в общем корпусе котла имеются две самостоятельные поверхности, нагрева и два изолированных газохода для отходящих газов двигателя и для топочных газов. Котел может работать от одного или нескольких двигателей, для чего имеются соответствующие переключения газоотводов на котел или на глушитель.

В табл. 78 приведены размеры стандартных котлов Кларксона.

Таблица 78

	Поверх- ность нагрева в м ²	Длина котла в м	Диаметр в м		Поверх- ность нагрева в м ²	Длина котла в м	Диаметр в м
Чисто утилиза- ционные котлы	7	2,26	0,52	Комбини- рованные котлы с одной нефтяной форсункой	9,3	2,82	0,84
	8,4	2,18	0,62		13,9	2,95	0,94
	9,3	2,16	0,84		18,6	3,30	1,18
	13,9	2,34	0,91		23,2	3,43	1,49
	18,6	2,49	1,18		27,9	3,96	1,22
	23,2	2,67	1,22		32,5	4,06	1,55
	27,9	3,20	1,22				
	32,5	3,35	1,55				

На рис. 323 показана схема котла Кларксона для одновременной работы на выхлопных газах и на жидком топливе.

На рис 324 приведена схема утилизационного огнетрубного котла системы Кохрана, получившего большое распространение. Котел может работать одновременно на жидком топливе и на выхлопных газах. Тепло-передача в огнетрубных котлах значительно хуже, поэтому котлы последнего типа имеют меньшую паропроизводительность и большие габаритные размеры. Преимущество огнетрубных котлов заключается в легкой очистке трубок от нагара, что выполняется при помощи стальных щеток.

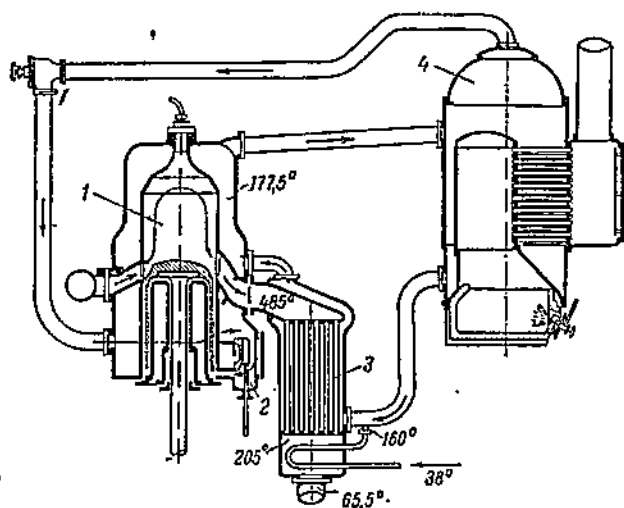


Рис. 325

Использование тепла продуктов сгорания и охлаждающей воды, для увеличения мощности двигателя, производится в судовых установках с двигателями Still-Scott. Схема такой установки показана на рис. 325. Установка состоит из двухтактного двигателя двойного действия с бесклапанной продувкой первого типа. В верхней полости цилиндра 1 совершается нормальный двухтактный рабочий процесс. Нижняя полость цилиндра под поршнем работает паром, который поступает в цилиндр из парового котла через золотник 2. Конденсат при температуре 38° С поступает в подогреватель и там нагревается отходящими газами до температуры 160° С. Из подогревателя вода направляется в утилизатор 3 и оттуда в зарубашечное

пространство цилиндра, где и получается парообразование. Пар отводится по трубе в паровой котел 4. Продукты сгорания с температурой 485°C вытекают через выхлопные окна и направляются в утилизатор 3, где они и охлаждаются до температуры 205°C . Проходя через подогреватель питательной воды, газы охлаждаются до температуры $65,5^{\circ}\text{C}$, а затем уходят в газоотвод. Котел 4 имеет форсунку, которая служит для увеличения парообразования, а также для получения пара для пуска и реверса двигателя. Давление пара достигает 10 атм. Увеличение мощности двигателя составляет 4% .

§.115. Повышение экономичности установок при утилизации тепла

Уравнение теплового баланса утилизационного котла может быть представлено в виде

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

где: Q — общее количество подведенного тепла в калориях, Q_1 — тепло, переданное воде (тепло, полезно использованное), Q_2 — потери тепла с уходящими газами, Q_3 — потери тепла на лучеиспускание и через конвекцию — в окружающую среду.

Количество тепла Q , уносимое выхлопными газами двигателя, составляет значительную величину и достигает, как уже было сказано, до $25-30\%$ всего тепла, выделенного сгоревшим топливом. В среднем можно считать, что на 1 э. л. с. в час потери тепла с выхлопом составляют от 450 до 600 калорий. Количество тепла, заключающееся в отходящих газах двигателя, может быть определено в зависимости от их веса G , температуры t_1 и средней удельной теплоемкости c_p газа (t_0 — температура окружающего воздуха)

$$Q = Gc_p(t_1 - t_0)$$

Весовое количество G продуктов сгорания складывается из веса топлива и воздуха, необходимого для сгорания. Величина G зависит от типа двигателя и коэффициента избытка воздуха α_1 . Если расход топлива в двигателе равен c_e кг на 1 э. л. с. в час, то весовое количество продуктов сгорания в кг на 1 э. л. с. в час будет составлять для четырехтактных двигателей

$$g_1 = c_e(28,95\alpha_1 L_0 + 1) \text{ кг}$$

и для двухтактных двигателей

$$g_1 = \frac{60ng_s}{N_e} + c_e; \quad G = g_1 N_e$$

где 28,95 — вес одного моля воздуха в кг;

L_0 — число молей воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива;

n — число оборотов двигателя в минуту;

g_s — расход воздуха на продувку цилиндров (формула 71);

N_e — эффективная мощность двигателя.

Согласно опытным данным, величина g_1 составляет:

для четырехтактных двигателей

$$g_1 = 4,0 \div 5,5$$

для двухтактных двигателей

$$g_1 = 9,0 \div 10,5$$

Средняя удельная теплоемкость продуктов сгорания c_p при постоянном давлении зависит от состава газа и его температуры. Эта величина изменяется в пределах от 0,24 до 0,26 кал./кг 1°C и с достаточной технической точностью может быть принята $c_p = 0,25$.

Температура t_1 продуктов сгорания перед входом в утилизационный котел зависит в сильной степени от коэффициента избытка воздуха α_1 при горении и α_2 при продувке; чем меньше эти величины, тем выше получается t_1 . Для устранения охлаждения отходящих газов следует избегать применения выхлопного коллектора с водяным охлаждением, так как в этом случае падение температуры t_1 доходит

до 100°. При хорошей изоляции выхлопного трубопровода потери тепла обычно не превышают 2%. Согласно практическим данным величина t_1 изменяется в пределах:

для четырехтактных двигателей

$$t_1 = 340 \div 370^\circ \text{C}$$

для двухтактных двигателей

$$t_1 = 245 \div 265^\circ \text{C}$$

Потери тепла на лучеиспускание и конвекцию при хорошей изоляции котла обычно не превышает 5% от тепла, переданного котлу

$$Q_3 = (Q_1 - Q_2) \psi; \quad \psi \approx 0,05$$

Наибольшую потерю тепла в котле следует отнести за счет уходящих газов. Величина этой потери может быть определена по формуле

$$Q_3 = Gc_p(t_2 - t_0)$$

где t_2 — температура газов, покидающих котел.

Значение t_2 непосредственно зависит от температуры пара в котле, следовательно, и от его давления. Величина t_2 при проектировании утилизационных котлов обычно принимается: $t_2 \geq t_1 + 50^\circ$, где t_1 — температура пара. Низшей температурой отходящих газов следует считать 150° , так как при горении топлива с содержанием серы, дающей при сгорании сернистый ангидрид, могут образовываться кислоты, способствующие возникновению сильной коррозии при их конденсации.

Пользуясь выражением для теплового баланса, определим к. п. д. котла, как отношение тепла, использованного к подведенному

$$\eta_k = \frac{Q_1}{Q} = \frac{Q - Q_2 - Q_3}{Q} = 1 - \frac{Q_2 + Q_3}{Q_1}$$

Подставляя в полученное выражение значения Q_2 и Q_3 и пренебрегая потерей тепла на лучеиспускание, определим значение η_k в зависимости от температуры газов до и после котла при $t_0 = 0^\circ \text{C}$

$$\eta_k = 1 - \frac{Gc_p t_2}{Gc_p t_1} = 1 - \frac{t_2}{t_1}$$

Коэффициент полезного действия котла зависит в значительной степени от температуры t_2 газов, покидающих котел. Чем ниже эта температура, тем выше полезное использование котла. Вследствие пониженной температуры t_1 выхлопных газов двухтактных двигателей, величина η_k для этого типа двигателей получается более низкой. Если взять средние значения t_1 , приведенные выше, то при давлении пара $p_k = 3$ атм и $t_2 = 133 + 50 = 183^\circ$ будем иметь для четырехтактного двигателя

$$\eta_k = 1 - \frac{t_2}{t_1} = 1 - \frac{183}{355} = 0,484$$

для двухтактного двигателя:

$$\eta_k = 1 - \frac{183}{255} = 0,281$$

Если учесть потери на лучеиспускание коэффициентом ψ , то в этом случае к. п. д. котла определится по формуле:

$$\eta_k = \frac{Q - Q_2 - \psi(Q - Q_2)}{Q} = \frac{(1 - \psi)(Q - Q_2)}{Q} = (1 - \psi) \left[1 - \frac{t_2}{t_1} \right]$$

Для лучшей утилизации тепла отходящих газов, особенно двухтактных двигателей, следует проектировать котлы на возможно низкое давление пара.

Необходимая поверхность нагрева котла может быть определена из соотношения:

$$F = \frac{Q_1}{k \Delta t} \text{ м}^2$$

$$Q_1 = Q - Q_2 - Q_3 = Q - Q_2 - \psi(Q - Q_2) = (1 - \psi) Gc_p(t_1 - t_2)$$

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_w) - (t_2 - t_w)}{2,302 \log \frac{t_1 - t_w}{t_2 - t_w}}$$

где k — полный коэффициент теплопередачи от газов к воде;

Δt — средняя логарифмическая разность температур между газами и водой,

t_w — температура воды в котле в зависимости от давления пара.

Коэффициент теплопередачи зависит от конструкции котла и степени его загрязненности; кроме того, на него оказывают влияние завихрение и скорость газового потока. Вследствие большой скорости протекания газов через котел (20—40 м/сек.) можно считать, что коэффициент теплопередачи будет больше на 20—25% по сравнению с нормальными котлами. В табл. 79 приведены результаты испытаний утилизационных котлов; при этом значения k кал./м² 1°С час вычислены по приближенным формулам.

Паропроизводительность утилизационного котла составляет

$$D = \frac{Q_1}{i - q} \text{ кг/час}$$

где i кал./кг — теплосодержание пара;

q кал./кг — теплосодержание питательной воды.

Для получения Q_1 калорий тепла при использовании обычного парового котла, работающего на жидком топливе, потребовалось бы ввести в топку котла Q' калорий. Принимая к. п. д. парового котла $\eta_k' \approx 0,60$

$$Q' = \frac{Q_1}{\eta_k'}$$

Определим расход жидкого топлива в кг/час, сжигаемого в топке котла для получения D кг пара:

$$G' = \frac{Q'}{H_u}$$

где H_u — теплотворная способность топлива.

Применение утилизационного котла дает экономию топлива:

$$c_e' = \frac{G'}{N_e} \text{ кг на 1 э. л. с. в час}$$

что повышает экономический к. п. д. установки и делает его равным:

$$\eta_e' = \frac{632}{(c_e - c_e') H_u}$$

Увеличение экономического или эффективного к. п. д. установки в среднем составляет 4—10%.

Таблица 79

Двигатель		Площадь поверхности нагрева котла		t° С газа		Давление пара атм	Коэффициент теплопередачи	Количество пара в кг		Тип котла
мощность в л. с.	тип	м ²	м ² на 1 э. л. с.	до котла	после котла			на 1 э. л. с. в час	на 1 м ² поверхности нагрева	
1 450	Двухтактный	52,7	0,036	257	196	2,6	45	0,216	5,95	Огнетрубный
1 517	"	52	0,034	248	206	4,8	42	0,155	4,60	"
1 950	"	55	0,028	—	—	8,0	—	0,200	7,30	"
1 380	Четырехтактный	7,3	0,019	370	270	2,0	34	0,109	5,68	"
400	"	7,3	0,018	363	263	1,5	33	0,165	9,00	"
1 200	"	28,5	0,024	375	285	3,6	30	0,221	9,30	"
1 260	"	18,6	0,015	—	—	7,0	—	0,360	24,0	Кларксона
2 000	"	27,9	0,014	—	—	10,5	—	0,340	24,0	"
300	"	2,65	0,019	396	280	4,0	79	0,214	24,2	Водотрубный
300	"	3,89	0,013	416	250	4,0	89	0,310	23,9	"
7 760	Двухтактный	7,0	0,009	—	—	7,0	—	0,210	23,0	Кларксона
1 650	"	20,4	0,012	—	—	7,0	—	0,270	22,0	"
2 500	"	23,2	0,009	—	—	7,0	—	0,180	19,0	"

СИСТЕМЫ ТРУБОПРОВОДОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

§ 116. Система сжатого воздуха

Система сжатого воздуха судовой дизельной установки состоит из пусковых и форсуночных баллонов, главных и вспомогательных компрессоров и трубопроводов, позволяющих выполнять следующие операции: 1) использование каждого из пусковых баллонов в отдельности для пуска главного и вспомогательного двигателей; 2) использование сжатого воздуха любого форсуночного баллона для подачи к форсункам главных двигателей (при двухвальной установке); 3) наполнение сжатым воздухом каждого баллона от любого из компрессоров, имеющихся на корабле; 4) перепуск сжатого воздуха из любого форсуночного баллона в каждый из пусковых и обратно; 5) измерение давления сжатого воздуха в каждом баллоне и в промежуточных ресиверах главных и вспомогательных компрессоров; 6) продувание баллонов и сепараторов.

Баллоны сжатого воздуха обычно концентрируются в одном месте или же размещаются группами и устанавливаются в вертикальном положении в особых гнездах вдоль борта судна или у переборки. В случае затруднений при верти-

кальном расположении баллонов, их иногда устанавливают наклонно вдоль судна, с уклоном не менее, чем в 10° . Число форсуночных баллонов должно быть по одному на каждый компрессорный двигатель и по крайней мере один запасный с надлежащим трубопроводом, на случай, если какой-либо из рабочих баллонов одного из двигателей выйдет из строя. Емкость форсуночных баллонов принимается для небольших двигателей 0,50—

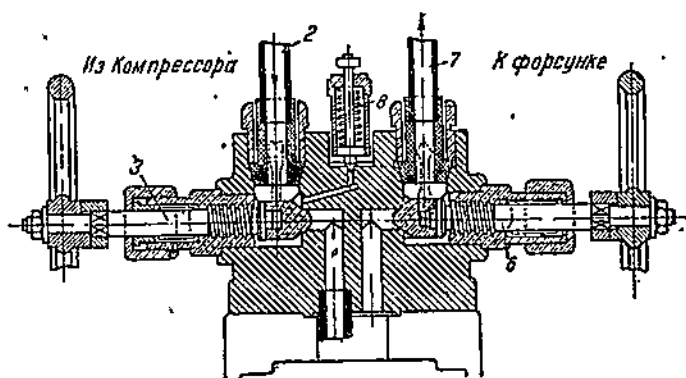


Рис. 326. Головка форсуночного баллона.

0,65 л на 1 э. л. с. и в больших установках 0,21 л на 1 э. л. с. и менее. Для более быстрой регулировки давления форсуночного воздуха емкость баллонов не следует делать слишком большой. Емкость пусковых баллонов и их число определяется на основании требований страховых обществ. Согласно требованиям Регистра СССР, емкость пусковых баллонов должна обеспечивать двенадцать последовательных пусков главных двигателей от холодного состояния, без пополнения баллонов.

Давление пускового воздуха при пуске холодного двигателя требуется около 30—40 ати.

Наивыгоднейшее давление пускового воздуха для горячего двигателя (в смысле экономичности расходования) составляет 20 ати, но при этом требуются баллоны большой емкости. Если место не позволяет установить пусковые баллоны низкого давления, то весь запас сжатого воздуха хранится при давлении 70—75 ати и для пуска двигателя это давление понижают посредством редукционного клапана или путем перепуска воздуха в специальный баллон низкого давления.

Баллоны для форсуночного и пускового воздуха изготавливаются цельноковаными из стали. Трубопроводы присоединяются к головке баллона, которая приваривается или укрепляется на шпильках. Для возможности внутренней очистки и покраски баллона, горловина его должна быть достаточного размера. Уплотнение головки достигается медной прокладкой. На головке форсуночного баллона (рис. 326) помещаются следующие клапаны: 3 — от компрессора для впуска сжатого воздуха в баллон из трубы 2, 6 — к форсункам, сообщающий баллон с трубой 7, подводящей сжатый воздух к форсункам, 8 — предохранительный клапан

на случай чрезмерного повышения давления воздуха при наполнении баллона. На рис. 327 показаны остальные клапаны, не попавшие в разрез рис. 326: 15—продувательный клапан для удаления из баллона воды и масла (трубка 13 немного не доходит до дна баллона), 11—перепускной клапан, сообщающий форсуночный с пусковым баллоном, 17—клапан к манометру.

Иногда клапан к манометру на баллоне отсутствует, а трубка к нему отводится от форсуночной магистрали. На головке пускового баллона помещается пусковой клапан, сообщающий баллон с пусковым трубопроводом; клапан перепускной для наполнения баллона сжатым воздухом; продувательный клапан, клапан к манометру и предохранительный клапан.

Согласно правилам Английского Ллойда, допускаемое рабочее давление для сварных или цельнотянутых баллонов не должно превосходить:

$$p = \frac{\sigma_z c (t - 3,2)}{D}; \quad t = \frac{pD}{c\sigma_z} + 3,2$$

для толщины, меньших 16 мм

$$p = \frac{\sigma_z c (t - 1,6)}{D}; \quad t = \frac{pD}{c\sigma_z} + 1,6$$

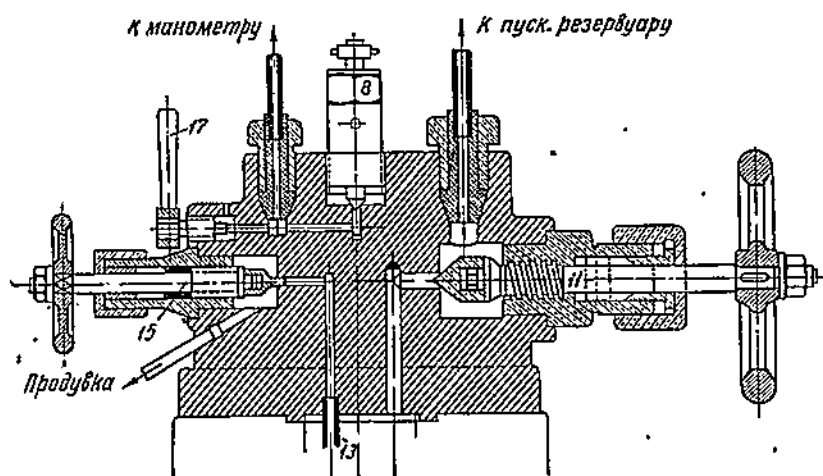


Рис. 327.

где p —рабочее давление в кг/см^2 ;

σ_z —минимальное временное сопротивление разрыву в кг/мм^2 ;

t —толщина стенки в мм;

D —внутренний диаметр в мм;

$c=55$ для цельнотянутых баллонов, толщиной $t=16$ мм и более; $c=49$ для цельнотянутых баллонов, толщиной t меньше 16 мм; $c=39$ для сварных баллонов, толщиной $t=16$ мм и больше; $c=34$ для сварных, толщиной t меньше 16 мм. Для плоских днищ, приваренных к цилиндрическим корпусам баллонов

$$p = \frac{5200t^2}{D^2}; \quad t = \sqrt{\frac{pD^2}{5200}}$$

где p —рабочее давление в кг/см^2 ;

t —толщина днища в мм.

Материал, идущий для изготовления цельнотянутых баллонов, должен обладать временным сопротивлением разрыву не менее $\sigma_z=47 \text{ кг/мм}^2$ при относительном удлинении 22%. В табл. 80 приведены размеры баллонов для хранения сжатого воздуха давлением до 70 атм.

Для трубопроводов сжатого воздуха небольшого диаметра применяются цельнотянутые медные трубы и для больших диаметров—стальные.

Пусковой и нагнетательный трубопровод ЦНД компрессора (до холодильника) обычно делается из стальных труб, остальной трубопровод выполняется из медных труб. Наименьший средний радиус закруглений трубопроводов должен быть не менее: $p \geq (4 \div 5) d$ для труб большого диаметра и $p \geq (2 \div 3) d$ для малого диаметра, где: d —внутренний диаметр трубы. Размеры воздухопроводов между компрессором и баллонами и от баллонов к пусковым и топливным клапанам определяются по скорости воздуха в них, которая не должна

Емкость в л	Внутренний диаметр в мм	Наружный диаметр в мм	Длина без головки в мм	Вес в кг	Емкость в л	Внутренний диаметр в мм	Наружный диаметр в мм	Длина без головки в мм	Вес в кг
20	199	206	850	46	150	300	330	2 300	346
30	190	206	1 200	58	200	300	330	3 000	416
40	250	266	1 015	70	300	400	436	2 590	590
50	250	266	1 220	73	350	400	436	3 300	700
60	250	266	1 420	75	420	400	436	3 550	770
70	250	266	1 625	95	500	470	515	3 200	1 130
85	250	270	1 880	162	650	540	590	3 150	1 360
100	250	270	2 180	187	800	540	590	3 800	1 630

превосходить 20—30 м/сек. Стальные цельнотянутые трубы для воздухопроводов, согласно требованию Регистра СССР, должны иметь толщину стенки не менее

$$\delta_1 = \frac{pd}{1200} + (\text{от } 1,0 \text{ до } 2,0 \text{ мм})$$

то же для медных труб

$$\delta_2 = \frac{pd}{600} + 1,5 \text{ мм}$$

где p — рабочее давление в ати;
 d — внутренний диаметр трубы в мм.

§ 117. Охлаждающая система

Охлаждающая система судовой дизельной установки зависит от применяемого способа охлаждения рабочих цилиндров, компрессоров и поршней двигателя. Все перечисленные части могут охлаждаться при помощи забортной или пресной воды; кроме того, поршни двигателя иногда охлаждаются маслом. Давление жидкости в магистрали охлаждения цилиндров двигателя и компрессоров с холодильниками обычно не превышает 2—3 ати, между тем как давление в системе охлаждения рабочих поршней достигает 4—5 ати.

Наиболее простая система получается при охлаждении забортной водой. При этой системе охлаждающие насосы принимают воду из-за борта через два кингстона (для судов с небольшой осадкой на случай засорения кингстона льдом). В общий приемный трубопровод насосов включаются два фильтра (фильтрующий материал — губка или сетка), которые могут вводиться в работу попеременно. У каждого двигателя устанавливается по два или по три главных насоса, из них один подает воду для охлаждения компрессора, второй служит для охлаждения рабочих цилиндров и маслоохладителя, третий — высокого давления — подает воду через парные фильтры в магистраль охлаждения рабочих поршней. Кроме указанных насосов должен быть установлен резервный насос с самостоятельным двигателем. В качестве резервного насоса часто применяют двухступенчатый центробежный насос с приводом от электромотора. Ступень низкого давления насоса используется для охлаждения цилиндров и ступень высокого давления — для охлаждения поршней. Главные насосы обоих двигателей, при двухвальной установке, соединяются трубопроводами и в случае неисправности насоса одного из главных двигателей может быть использован насос другого двигателя.

Насосы для охлаждения поршней также имеют соединительный трубопровод. Вода, охлаждающая цилиндры, отводится за борт. Вода, вытекающая из поршней, обычно стекает через воронку в трюм и выкачивается оттуда трюмным насосом. Кроме охлаждающих насосов, для этой же цели предусматривается использование в аварийном случае пожарного насоса.

При охлаждении двигателя пресной водой должна быть предусмотрена цистерна пресной воды и специальный холодильник, что в значительной степени удорожает и усложняет всю охлаждающую систему. В некоторых случаях применяется смешанная система охлаждения, когда поршни охлаждаются пресной водой, а остальные части — забортной.

Температура охлаждающей воды не должна быть выше 50°С, так как в противном случае может происходить значительное выделение солей и образование слоя накипи.

Определим производительность охлаждающего насоса, для четырехтактного двигателя мощностью $N_e = 900$ э. л. с. с масляным охлаждением поршней. Средний расход воды на охлаждение цилиндров и крышек двигателя, при разности температур в 20°С, принимаем $W_B = 20$ л/э. л. с.-час. Необходимое количество воды для охлаждения двигателя $W_B' = W_B N_e = 20 \cdot 900 = 18\,000$ л/час. Количество масла, необходимое для охлаждения поршней, принимаем $W_M = 12$ л/э. л. с.-час ($W_M = 12 \div 20$ л/э. л. с.-час). Всего на двигатель требуется масла $W_M' = 12 \cdot 900 = 10\,800$ л/час. Определим количество воды, потребное для охлаждения масла, вытекающего из поршней

$$W_B'' = \frac{CW_M' \gamma_M \Delta t_M}{\gamma_B \Delta t_B} = \frac{0,47 \cdot 10\,800 \cdot 0,9 \cdot 17}{1 \cdot 4} = 19\,500 \text{ л/час}$$

где $C = 0,47$ кал./кг теплоемкость масла, $\gamma_M = 0,9$ удельный вес масла и $\gamma_B = 1$ то же для воды, $\Delta t_M = 17^\circ\text{С}$ падение температуры масла при охлаждении его в маслоохладителе, $\Delta t_B = 4^\circ\text{С}$ повышение температуры воды при выходе из маслоохладителя. Количество циркуляционного масла принимаем $W_C = 10$ л/э. л. с. час ($W_C = 8 \div 10$ л/э. л. с.-час), а всего на двигатель $W_C' = W_C N_e = 10 \cdot 900 = 9\,000$ л/час. Для охлаждения циркуляционного масла (для смазки частей двигателя) потребуется охлаждающей воды.

$$W_B''' = \frac{CW_C' \gamma_M \Delta t_M}{\gamma_B \Delta t_B} = \frac{0,47 \cdot 9\,000 \cdot 0,9 \cdot 17}{1 \cdot 4} = 16\,000 \text{ л/час}$$

Общее количество охлаждающей воды, для всего двигателя:

$$W = W_B' + W_B'' + W_B''' = 18\,000 + 19\,500 + 16\,000 = 53\,500 \text{ л/час}$$

Расчетную производительность насоса принимаем с запасом в 20%:

$$W_H = 1,2 W = 1,2 \cdot 53\,500 \cdot 10^{-3} = 65 \text{ м}^3/\text{час}$$

Расход охлаждающей воды на 1 э. л. с.-час составляет:

$$W_H' = \frac{65\,000}{900} = 72 \text{ л/час}$$

Для уменьшения производительности охлаждающего насоса воду, выходящую из маслоохладителя, более целесообразно использовать для охлаждения двигателя.

Диаметр трубопровода определится по выбранной скорости воды, которую можно принять в среднем 2—3,5 м/сек. Скорость в приемной трубе насоса обычно не превышает 1—2,5 м/сек.

§ 118. Масляная система

При циркуляционной смазке низкого давления, масло, вытекающее из рамовых и мотылевых подшипников, стекает по трубам из поддонов в маслоборники,¹ которые устанавливаются между двигателями. В маслоборнике помещается фильтр для предварительной очистки масла. Через этот фильтр масло принимается масляным насосом. Около фильтра внутри маслоборника располагают обогревательный змеевик, подогревающий масло перед пуском двигателя. Маслоборные цистерны снабжают поплавковым устройством для наблюдения за уровнем масла. При двух маслоборных цистернах (двухвальная установка) они сообщаются между собой трубопроводом, для возможности выкачивания масла одним насосом, в случае поломки другого. Из каждого маслоборника масло нагнетается насосом через парные фильтры и холодильник в напорные расходные цистерны. Напорных цистерн часто делают по две на каждый двигатель. Масло подается в нижнюю часть первой цистерны (№ 1) и по трубе, соединяющей обе цистерны сверху, поступает во вторую (№ 2). Из нижней части второй цистерны масло самотеком, по сточной трубе, подходит к главному стопорному клапану маслопровода двигателя. При такой системе первая цистерна всегда наполнена маслом, кроме того, при поступлении масла в эту цистерну оно теряет свою скорость и частицы грязи осаждаются на дно.

¹ Объем сточной масляной цистерны может быть принят из расчета 0,6 л на 1 э. л. с. двигателя.

Из цистерны грязное масло может быть спущено по трубе в сепаратор для очистки, или же в маслосборник, при чистке цистерн или же в трюм (за борт). Сточная труба из цистерны обычно имеет воронку с краном, для контроля качества масла. Напорные цистерны сообщены друг с другом трубопроводом, позволяющим использовать масло, находящееся во всех расходных цистернах, на смазку любого двигателя. Парные фильтры могут переключаться во время работы и очищаться от грязи. У каждого маслоохладителя должен быть предусмотрен обводный трубопровод для выключения его на случай неисправности. Для наблюдения за температурой масла устанавливаются термометры на всасывающей трубе насоса и на нагнетательной после маслоохладителя. Давление масла измеряется манометром до фильтра и после него; кроме того, на нагнетательном трубопроводе насоса устанавливается предохранительный клапан. В случае значительного повышения давления масла в трубопроводе, предохранительный клапан перепускает его в приемный трубопровод.

В напорной расходной цистерне № 2 должно быть предусмотрено измерительное устройство (в виде поплавка или измерительного стекла), позволяющее наблюдать за уровнем масла с поста управления двигателем; кроме того, эта цистерна снабжается контрольной трубкой для автоматического переливания масла в маслосборник, в случае переполнения цистерны. Оба напорных трубопровода от каждого из насосов, при двухвальной установке, соединяются трубой с соответствующими клапанами (труба врезается перед маслоохладителями), позволяющими нагнетать в обе группы напорных расходных цистерн каждым из насосов через любой или через оба маслоохладителя.

Масляный насос для смазки цапф поперечины устанавливается для каждого двигателя. Приемная труба насоса врезается в трубопровод к главному стопорному клапану. При двухвальной установке нагнетательные трубы насосов имеют соединение для возможности обслуживания установки одним насосом, в случае неисправности другого. Кроме перечисленных насосов, должен быть установлен резервный, который также используется для накачивания масла в расходные цистерны перед пуском двигателя. Грязное масло из нижней части расходных цистерн спускается в подогревательную цистерну и масляный сепаратор. После очистки масла, таковое вновь поступает в циркуляционную систему или цистерну очищенного масла, откуда оно может быть перекачено резервным насосом в расходные цистерны.

Чистое масло, предназначенное для смазки двигателя, помещается в запасных цистернах и в отдельных запасных цистернах хранится масло для смазки цилиндров. Все запасные цистерны заполняются с верхней палубы. Емкость цистерн зависит от условий плавания и длительности рейса. Запасные цистерны соединяются общим трубопроводом, который подводится к маслосборникам для пополнения расхода масла в циркуляционной системе.

Включение в циркуляционную систему напорных расходных цистерн обладает тем преимуществом, что давление смазки остается неизменным и, кроме того, запас масла в расходных цистернах обеспечивает работу двигателя в течение некоторого промежутка времени, в случае внезапной остановки масляных насосов.

В некоторых системах смазки напорные цистерны отсутствуют и масло подается насосом под давлением 1—2 ати непосредственно к главному стопорному клапану масляной магистрали двигателя.

От главной магистрали масло подводится по трубкам к каждому рамовому подшипнику, смазывает его и по радиальному просверленному каналу попадает в центральный канал, идущий по оси вала. По просверленному каналу в щеке мотыля, через пустотелую цапфу и радиальный канал, масло поступает в мотылевой подшипник. В некоторых конструкциях двигателей применяются шатуны с просверленными по оси их каналами. Эти каналы используются для подвода масла из мотылевого подшипника в головной.

Маслоохладители и фильтры. Для охлаждения масла в циркуляционной системе смазки служат поверхностные холодильники. Температура масла, вытекающего из подшипников, не должна быть выше 50°С. В холодильнике масло охлаждается на 15—20°, омывая с поверхности трубки холодильника, по которым протекает охлаждающая вода. Для получения более эффективного охлаждения применяется принцип противотока, когда охлаждающая вода протекает с одной стороны холодильника, а масло поступает с противоположной.

На рис. 328 показан маслоохладитель с прямыми трубами. Охлаждающая вода поступает в холодильник через патрубок 1 в камеру 2, проходит по трубкам и собирается в сборной камере 3, откуда отводится через патрубок 4. Нагретое масло поступает через приемный патрубок 5, проходит сложный путь внутри холодильника и отводится через патрубок 6.

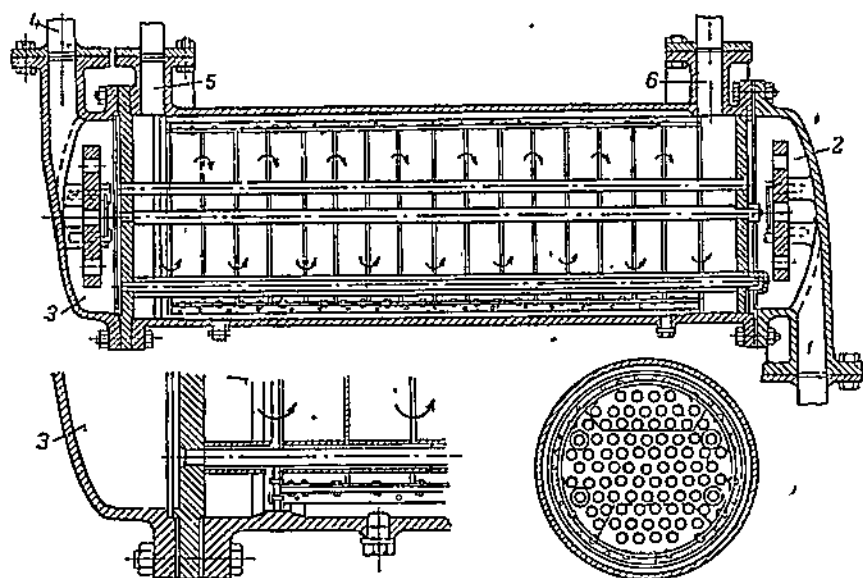


Рис. 328. Маслоохладитель.

Внутри холодильника устанавливаются щиты для направления движения масла и получения скорости $0,02-0,09$ м/сек., при которой достигается достаточно высокий коэффициент теплопередачи без чрезмерного повышения сопротивления. Материалом для трубок холодильника служит сплав, хорошо сопротивляющийся разъедающему действию морской воды. Диаметр трубок принимают $10/13-14/16$ мм. Трубки развальцовываются в трубных досках.

Корпус маслоохладителя чугунный и состоит из двух частей, соединяющихся при помощи фланца и болтов. Скорость воды в трубах $0,5-1,5$ м/сек.

Для предохранения трубок от гальванического разъедания, в каждой водяной камере устанавливаются цинковые пластины.

Поверхность охлаждения холодильника составляет $0,5 \div 1,0$ м² на 1 м³/час циркулирующего масла или $0,004 \div 0,010$ м²/э. л. с.

Масляные фильтры делаются двойными с переключением, позволяющим чистить один фильтр во время работ двигателя. Очистка масла в фильтрах производится при помощи мелких стальных или латунных сеток (40×40 ячеек на 1 см²).

На рис. 329 изображен двойной фильтр, состоящий из двух чугунных корпусов с откидными крышками. Каждый из фильтров, при помощи трехходового крана, может быть включен в действие. Очистка масла производится при помощи гори-

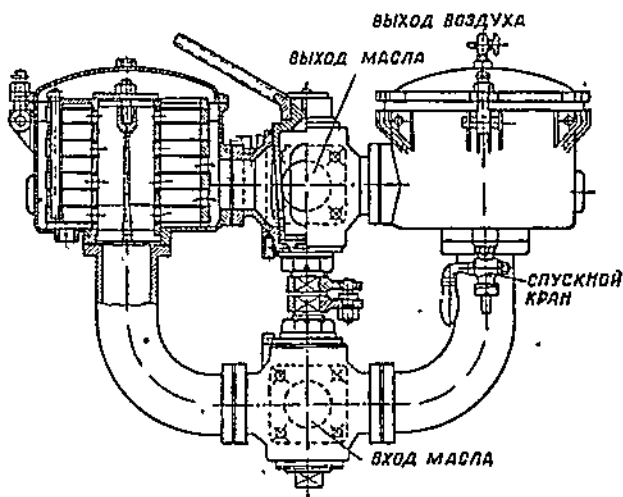


Рис. 329. Масляные фильтры.

горизонтальных сеток, разделенных между собой рядом чугунных дисков, в которых сделаны боковые окна для прохода масла. Масло входит в фильтр снизу, проходит через внутренние окна диска, затем через сетку и наружные окна поступает в корпус фильтра и через трехходовой кран попадает в магистраль.

Все сетки и диски стянуты между собой вертикальными болтами и могут быть вынуты для очистки.

Кроме фильтров и отстойных цистерн, для очистки масла применяется способ сепарирования или отделения грязи и воды при помощи центробежной силы в так называемых сепараторах.

Принцип действия сепараторов заключается в том, что масло поступает на быстро вращающиеся конусы (сепаратор Лавала) или в трубчатый цилиндр (Шарплес), в результате чего грязь и вода отбрасываются центробежной силой на периферию и отводятся отдельно от очищенного масла.

При определении количества масла, циркулирующего в системе низкого давления, можно принимать в среднем 8—10 л на 1 э. л. с. в час.

При масляном охлаждении поршней количество циркулирующего масла увеличивается до 20—30 л на 1 э. л. с. в час.

§ 119. Топливная система

Топливная система судовых дизельных установок состоит из цистерн (бункеров) для хранения запасов топлива, из перекачивающих топливных насосов, фильтров, сепараторов и трубопроводов, позволяющих выполнять следующие операции: 1) производить приемку топлива в любую из цистерн судового запаса и выкачивать его в баржу (за борт) средствами судна; 2) перекачивать топливо из каждой цистерны в любую из других; 3) перекачивать из цистерн, расположенных в пределах машинного отделения, в расходные цистерны главных и вспомогательных двигателей; 4) подавать топливо из расходных цистерн к топливным насосам двигателей; 5) производить фильтрацию и сепарирование топлива.

Основной запас топлива на морских судах хранится в отсеках двойного дна. На случай аварии судна и повреждения обшивки наружного дна 20% общего запаса топлива, согласно требования Регистра СССР, должно храниться в бортовых или поперечных отсеках, расположенных выше второго дна. На речных судах топливо находится в поперечном отсеке корпуса, непосредственно примыкающем к машинному отделению (пассажирские суда), или же в специальных цистернах, расположенных в носовой и кормовой частях судна (на буксирных судах).

Кроме запасных цистерн, на судне имеются цистерны сепарированного топлива, отстойные и сточные цистерны, а также дежурные или расходные цистерны для главных и вспомогательных двигателей. Каждая топливная цистерна судового запаса должна быть хорошо изолирована от возможности ее нагревания. Для очистки и осмотра цистерны имеют люки достаточных размеров и воздушные вентиляционные трубки, выведенные на верхнюю палубу. Концы вентиляционных труб загнута на 180° и закрываются предохранительной металлической сеткой. Для замера расхода топлива в цистернах употребляются измерительные линейки. В осеннее и зимнее время для подогрева топлива применяется пар, который пропускают через змеевики, расположенные в цистернах вокруг сетки приемного патрубка топливной магистрали.

Расходная или дежурная цистерна по своей емкости рассчитывается на 4—8 час. работы главного двигателя при нормальной нагрузке. Расходная цистерна для вспомогательных двигателей обычно устанавливается отдельно, емкостью, достаточной на 4—6-часовую работу всех вспомогательных двигателей. Расходные цистерны располагаются над верхней площадкой машинного отделения, для создания естественного напора, под которым топливо самотеком поступает по трубопроводу к топливным насосам двигателя, проходя через фильтр. Все расходные цистерны имеют: переливные трубы, отводящие излишек топлива в сточную или запасную цистерны, краны для выпуска отстоя и воды, воздушные трубки, выведенные на верхнюю палубу, измерительные устройства в виде наружных стеклянных трубок или поплавков с наружными указателями уровня топлива в цистерне и паровые змеевики для подогрева топлива.

Приемка топлива на судно производится через приемную трубу, выведенную на верхнюю палубу. Иногда к приемной трубе присоединяется переносный палубный сетчатый фильтр, для грубой фильтрации топлива. К указанному фильтру присоединяется гибкий шланг для приема топлива с берега. Приемная труба соединяется с топливной судовой магистралью или клапанной коробкой с трубопроводом, распределяющей топливо по запасным цистернам. Для перераспределения топливного запаса по цистернам на морских судах служат один или два перекачивающих насоса, которые могут принимать топливо через магистраль из любой цистерны и с верхней палубы. Эти же насосы подают топливо в любую из цистерн и откачивают его за борт (в баржу). Кроме перекачивающего насоса, устанавливается дежурный топливный насос (один или два) небольшой производительности для подачи топлива из запасных топливных цистерн, расположенных в пределах машинного отделения, в дежурные или расходные цистерны. В дополнение к дежурному самодействующему насосу обычно устанавливается параллельно действующий ручной насос Гарда или Альвейлера. На морских судах часто устанавливается, на верхней площадке машинного отделения, специальная отстойная цистерна для сепарирования топлива. Эта цистерна заполняется топливом при помощи перекачивающего насоса. Из этой цистерны топливо самотеком поступает в подогреватель, где оно и подогревается до 60° с целью лучшего отделения твердых примесей и воды. Из подогревателя топливо направляется в сепаратор системы Лавалья или Шарплеса. Грязь и вода отводятся из сепаратора в сточную цистерну, и очищенное топливо дежурным насосом подается в расходную цистерну. Сепараторы, применяемые на теплоходах, должны быть закрытого типа для устранения проникновения в машинное отделение паров топлива, выделяющихся при его нагревании. Пермский завод им. Дзержинского выпускает сепараторы для очистки топлива, снабженные двумя зубчатыми насосами и приводящиеся в движение от шунтового электромотора постоянного тока, смонтированного на общей с ним плите. В этом случае, один из насосов может принимать топливо непосредственно из запасных цистерн и подавать его через паровой подогреватель в сепаратор. Второй насос подает очищенное топливо от сепаратора в расходные цистерны или цистерну очищенного (сепарированного) топлива.

Использование в судовых установках тяжелых моторных топлив и парафинистых мазутов, с температурой застывания $+36^{\circ}\text{C}$, с большой вязкостью и с повышенным содержанием механических примесей, требует хорошей предварительной очистки и сепарирования топлива, а также подогрева его в цистернах, как главного судового запаса, так и в расходных. Пуск двигателя и маневрирование производится на обычном моторном топливе и лишь при установившемся режиме непрерывной работы двигателя он переводится на тяжелое топливо. Для устранения застывания тяжелого топлива в трубопроводе и образования пробок, примерно за полчаса (в зависимости от длины топливного трубопровода) до остановки двигателя, он снова переключается на моторное топливо.

Для заполнения всего трубопровода и фильтра легким топливом к моменту остановки двигателя, переключение топливного трубопровода производится непосредственно у расходных цистерн легкого и тяжелого топлива. В случае необходимости быстрого перевода двигателя с одного сорта топлива на другой, при неожиданном маневрировании, предусматривается устройство для быстрого переключения трубопроводов непосредственно перед топливными насосами у поста управления двигателем.

Для хранения пускового топлива на судне имеются специальные цистерны емкостью в $15-20\%$ от основного запаса тяжелого топлива. Расходные цистерны главного двигателя иногда разделяются на две части, большая часть ($2/3$) предназначена для тяжелого топлива и меньшая часть ($1/3$) для легкого пускового топлива.

Приемка тяжелого топлива в цистерны судового запаса производится, как обычно, через воронку и приемную трубу, выведенную на верхнюю палубу. Диаметр приемной трубы делается в $1,2-1,5$ раза больше (не менее 75 мм), по сравнению с трубой для приемки обычного топлива. Воронка должна иметь сетку для грубой фильтрации топлива и паровой подогреватель в виде змеевика. Труба, служащая для подвода пара к змеевику, используется как обогревательный спутник приемной трубы и имеет с ней общую тепловую изоляцию.

Топливо, находящееся в цистернах основного запаса, должно подогреваться специальными паровыми змеевиками до $40\text{--}45^\circ\text{C}$. Кроме подогрева топлива в междудонных отсеках, оно также подогревается в следующих пунктах: в отстойной цистерне до $50\text{--}60^\circ\text{C}$, перед сепаратором до 70°C , в расходных цистернах до $50\text{--}60^\circ\text{C}$, в фильтрах до $55\text{--}60^\circ\text{C}$ и перед топливными насосами двигателя до $65\text{--}70^\circ\text{C}$ с целью обеспечения температуры топлива у форсунок в $50\text{--}60^\circ\text{C}$.

Расходные и отстойные цистерны, а также фильтры должны быть изолированы асбестом и обшиты кровельным железом, а также снабжены термометрами, газотводами и кранами для спуска воды. Для измерения давления топлива перед фильтром и после него, с целью определения степени его загрязнения, устанавливается дифференциальный манометр с делениями $0\text{--}1$ атм. В самой низкой точке трубопровода должен быть предусмотрен спуск топлива в междудонные отсеки или сточную цистерну. Вдоль всасывающей трубы от запасной цистерны до дежурного насоса прокладывается паровой спутник обогреватель под общей изоляцией. Все участки трубопровода для тяжелого топлива покрываются изоляцией из асбеста, войлока и парусины.

Применение тяжелого топлива требует обязательного его сепарирования, для очистки от механических примесей и воды, а также дополнительной фильтрации из фильтрах для тонкой очистки.

Производительность сепаратора выбирается из расчета работы его не более 8 часов в сутки, при этом желательно иметь специальную цистерну для хранения сепарированного топлива в количестве, достаточном для работы установок в течение суток. Емкость отстойной цистерны обычно рассчитывается на суточный расход топлива. Сточная цистерна предназначена для слива отстоя из расходных и отстойных цистерн, а также для отвода грязных остатков из сепараторов и для слива излишков топлива из расходных цистерн в случае их переполнения при подкачке топлива. Для подогревания топлива в отстойной цистерне устанавливаются паровые змеевики. Грязное топливо в сточной цистерне используется для сжигания его в паровом котле в смеси с мазутом.

Одним из важнейших условий нормальной работы двигателя Дизеля, особенно бескомпрессорного типа, является предварительная очистка топлива от твердых механических примесей и воды. Попадание в топливную систему двигателя грязи и песка вызывает засорение и износ форсунок и способствует образованию в цилиндре нагара, что в свою очередь ведет к быстрому износу поршней, цилиндров и поршневых колец. Присутствие воды в топливе уменьшает его калорийность и может вызвать вынужденные остановки двигателя. Обычные сетчатые фильтры применяются для очистки топлива с малой вязкостью и малым содержанием механических примесей. Для более тонкой очистки применяются фильтры с двумя металлическими сетками и двумя слоями фланели, сукна или махровой ткани. Для лучшего отделения примесей, а также для уменьшения сопротивления при проходе топлива через фильтр, оно предварительно подогревается в расходной цистерне или непосредственно в фильтре, что особенно важно для тяжелого топлива. Обычные фильтры не задерживают воду, которая может быть удалена из топлива лишь при помощи отстоя, сепарирования и фильтрации в специальных фильтрах системы „турбуло“ (рис. 330).

Фильтр состоит из двух частей: каскадной части, представляющей собою ряд наклонных перегородок и нескольких нисходящих труб, и двух матерчатых фильтров. Топливо попадает в нижнюю часть 1 каскадного фильтра и поднимается в направлении, указанном стрелками. Во вторую камеру топливо поступает через несколько нисходящих труб 5, затем топливо вновь поднимается вверх и по наклонным трубам 6 попадает в подогревательную камеру 3. Подогрев топлива осуществляется при помощи электрической грелки или парового змеевика. Окончательная тонкая очистка производится в одном из двух матерчатых фильтров 4, которые могут включаться попеременно, при помощи двух трехходовых кранов.

При сложном движении топлива в каскадном фильтре из него выделяются: вода, которую можно выпустить через спускные краны, и твердые частицы, удаляющиеся при скоплении через люки в нижней части корпуса фильтра.

Для тонкой очистки топлива в бескомпрессорных дизелях получают широкое распространение самоочищающиеся фильтры Auto-Clean (автоклин).

Фильтрующая часть этого фильтра состоит из металлических дисков 1 (рис. 331), собранных на штоках 3 (рис. 332) таким образом, что между ними получается зазор в $0,08$ мм. Зазоры образуются металлическими шайбами 5, которыми разделяют диски при сборке.

Жидкость проходит через узкие щели, образуемые между дисками, при этом твердые механические примеси удерживаются на внешней поверхности дисков. Набор дисков укрепляется на основании 4, образуя фильтрующий патрон, ось которого выведена через уплотнительный сальник наружу фильтра. При помощи рукоятки, надетой на ось патрона, он может поворачиваться вокруг оси, для очистки от грязи. При таком вращении узкие щели

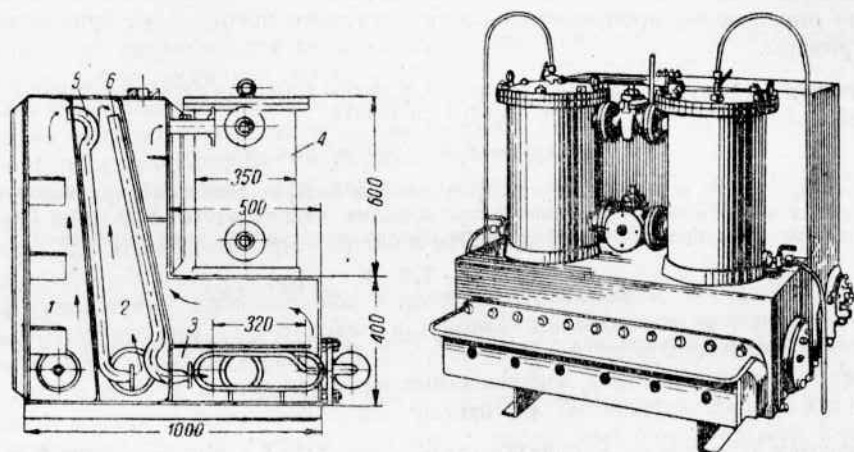


Рис. 330. Фильтр турбуло.

между дисками очищаются неподвижными скреперами 2, в виде тонких пластинок, входящих в зазоры между дисками. Таким образом очистка фильтра не требует его разборки. На рис. 333 показан разрез фильтра „автоклин“ малой производительности.

В табл. 81 приведены данные, для предварительного подсчета расхода пара и поверхности нагрева подогревателей тяжелого топлива в различных цистернах (Еремин А. А. Применение моторных топлив в судовых двигателях Дизеля. 1937 г.).

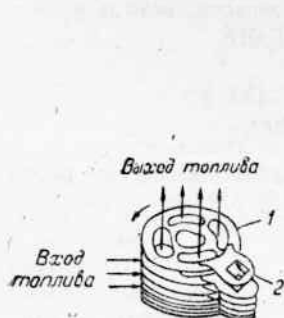


Рис. 331. Схема действия фильтра автоклин.

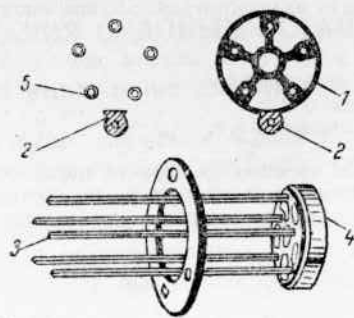


Рис. 332. Детали фильтра автоклин.

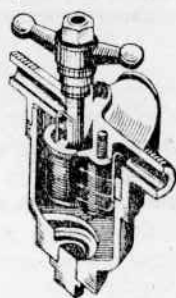


Рис. 333. Разрез фильтра автоклин.

Таблица 81

Место установки подогревателя	Поверхность нагрева в м ² на 1 т топлива	Ориентировочный расход пара в кг/час на 1 т топлива
Цистерны междудонного пространства	0,20—0,25	3,5—4,5
Бортовые или поперечные цистерны	0,10—0,15	3,0—3,5
Трубчатые проточные подогреватели цилиндрической формы	0,08—0,15 м ² на 100 кг топлива, протекающего в час со скоростью 0,005 м/сек.	Около 0,02 кг пара на 1 кг топлива
Расходные цистерны	0,2—0,3 м ² на 1 м ³ объема цистерны	—
Подогреватели фильтров	0,05 м ² на 100 кг протекающего топлива в час	—
Сточные цистерны	0,2—0,5 м ² на 1 м ³ объема цистерны.	—

Насосы топливной системы, судовых установок по своей конструкции разделяются на поршневые и зубчатые. Поршневые насосы применяются: паровые, воздушные и с электроприводом. В последней конструкции электромотор приводит в движение насос при помощи зубчатой или червячной передачи. Зубчатые насосы соединяются непосредственно с электромотором.

Для определения производительности дежурного насоса ниже приводятся числовые примеры.

Пример 1. Мощность главного двигателя $N_e = 600$ э. л. с. при расходе топлива $c_e = 0,200$ кг на 1 э. л. с. в час. Часовой расход топлива составляет

$$g = c_e N_e = 0,200 \cdot 600 = 120 \text{ кг/час}$$

Принимаем, что в расходной цистерне должно быть не менее четырехчасового запаса топлива (на одну вахту). Это количество топлива подкачивается в течение $t = 15$ минут. При этом условии получаем необходимую производительность дежурного насоса:

$$g_1 = \frac{4g60}{t} = \frac{4 \cdot 120 \cdot 60}{15} = 1920 \text{ кг/час}$$

При удельном весе топлива $\gamma = 0,9 \cdot 10^3$ кг/м³ производительность насоса в м³

$$Q = \frac{g_1}{\gamma} = \frac{1920}{0,9 \cdot 10^3} = 2,14 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Выбираем зубчатый насос производительностью $Q = 3$ м³/час с напором $H = 30$ м вод. ст. (с учетом потерь в нагнетательной и напорной трубе), при числе оборотов $n = 930$ в минуту, соединенный непосредственно с электромотором. Потребная мощность на валу насоса

$$N_{II} = \frac{QH\gamma}{60 \cdot 60 \cdot 75\eta} = \frac{3 \cdot 30 \cdot 0,9}{210 \cdot 0,6} = 0,50 \text{ л. с.}$$

где η — к. п. д. зубчатого насоса, учитывающий механические и гидравлические потери в насосе.

Электромотор выбираем марки ПКХЭМЗ мощностью 0,8 л. с. при 930 об./мин и напряжением 220 вольт. Мощность электромотора обычно выбирается с запасом, если затраченная мощность составляет

до 1 л. с.	с запасом около . . .	100%
от 1 до 2 л. с.	" " . . .	50%
до 5 л. с.	" " . . .	20%
свыше 5 л. с.	" " . . .	10—20%

Пример 2. Определим производительность поршневого дежурного насоса при расходе топлива $g_1 = 160$ кг/час. Принимаем емкость расходной цистерны на 6 час. работы двигателя при нормальной мощности и время подкачки $t = 15$ минут. Производительность насоса

$$Q = \frac{6g_160}{t\gamma10^3} = \frac{6 \cdot 160 \cdot 60}{15 \cdot 0,9 \cdot 10^3} = 4,28 \text{ м}^3/\text{час}$$

Принимаем насос системы Вортингтона по ОСТ 3470 модель 15_{II} производительностью $Q = 5$ м³/час при напоре $H = 30$ м. Мощность насоса:

$$N_{II} = \frac{QH\gamma}{60 \cdot 60 \cdot 75\eta} = \frac{5 \cdot 30 \cdot 0,9}{270 \cdot 0,7} = 0,72 \text{ л. с.}$$

Для поршневых насосов значения к. п. д.:

в прямодействующих $\eta = 0,70—0,85$

в приводных с зубчатой передачей $\eta = 0,60—0,77$

Принимаем расход пара в 60 кг на 1 л. с. в час и учитываем, что насос будет работать не более 15 минут с промежутками в 6 час. Средний суточный расход пара в час составляет

$$\frac{0,72 \cdot 60 \cdot 15 \cdot 4}{60 \cdot 24} = 1,8 \text{ кг/час}$$

На морских судах устанавливаются обычно нефтеперекачивающие насосы с производительностью 50—70 м³ в час и напором 20—30 м вод. ст.

§ 120. Всасывающий и выхлопной трубопроводы

Воздух, необходимый для работы двигателя, обычно засасывается из машинного отделения, благодаря чему достигается значительная вентиляция помещения. В картерных двигателях часть всасываемого воздуха иногда берется из закрытого про-

пространства, образованного станиной и рамой, что способствует вентиляции этого пространства, а также охлаждению подшипников и поршней. В двигателях старой конструкции иногда воздух засасывается исключительно из картера. В этом случае к воздуху примешивается значительное количество мельчайших частиц масла в виде тумана, что может вызвать преждевременные вспышки в цилиндре и аварию двигателя.¹

Всасывающий патрубок для воздуха, при всасывании из машинного отделения, представляет собой чугунное колено, которое крепится на шпильках к фланцу всасывающего канала цилиндрической крышки. Продолжением патрубка служит труба, сделанная из листового железа, закрытая с конца и имеющая на боковой поверхности узкие прорезы. Прорезы уменьшают шум всасывания.

Выхлопной трубопровод для дизелей обычно состоит из отдельных частей, представляющих собой чугунные отливки с двойными стенками для водяного охлаждения. Для охлаждения трубопровода используется вода, выходящая из крышек двигателя.

Чтобы уменьшить шум выхлопа, применяется глушитель, который уменьшает скорость вытекания газа. Для судовых установок применяются железные клепаные цилиндрические глушители, разделенные поперечными перегородками, для отклонения газового потока и создания вихревых движений, способствующих получению равномерной скорости вытекания газов. Глушитель снабжается краном для спуска воды, горловиной для осмотра и очистки, а также предохранительным клапаном или пластиной на случай воспламенения отложений топлива.

При наличии всасывающего коллектора скорость воздуха в нем составляет 20—35 м/сек., такую же скорость принимают и в продувочном ресивере. Скорость газа в выхлопном трубопроводе составляет 40—55 м/сек. Объем глушителя, по данным проф. Фепль, составляет 3—5 л на 1 э. л. с. двигателя.

ГЛАВА XXVIII

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ УСТАНОВОК

§ 121. Пуск и управление двигателем Дизеля

Ответственность за организацию службы и общий порядок в машинном отделении теплохода лежит на старшем судовом механике. Обслуживание всей машинной установки должно производиться персоналом надлежащей квалификации, в соответствии с имеющимися правилами и заводскими инструкциями. Все механизмы и системы распределяются по расписанию, для ухода за ними, между отдельными лицами машинной команды, которые являются ответственными за их исправное состояние.

Машинное помещение должно содержаться в чистоте и порядке. Трюмы следует по возможности чаще очищать от грязи, не допуская в них застоя воды. Контрольные и измерительные приборы, а также масленки должны иметь достаточное освещение при помощи постоянных электрических ламп, кроме того необходимо иметь не менее двух переносных ламп с надлежащей длиной провода, для осмотра любого места машинного помещения и трюма. Необходимый инструмент, а также расходный обтирочный, набивочный и прокладочный материалы должны быть в достаточном количестве и иметь определенное место для хранения. Запасные части следует содержать в хорошем состоянии, смазанными густым маслом.

Температура машинного помещения, при стоянке двигателя, не должна быть ниже $+4^{\circ}\text{C}$. В случае возможности дальнейшего понижения температуры, следует

¹ В жаркое время в машинном помещении температура устанавливается значительно более высокая, чем на палубе в открытом месте; вследствие этого при всасывании из машинного помещения двигатель получает воздух, излишне нагретый, что повышает весь температурный режим двигателя.

Вес заряда уменьшается и двигатель работает с меньшим избытком воздуха. В результате детали двигателя перегреваются, что способствует ускоренному выходу их из строя. Особенно резко это сказывается на работе выхлопных клапанов.

В связи с этим в последнее время переходят к системе приема воздуха с палубы. Использовать двигатель, как аппарат для вентиляции явно не рационально. *Прим. ред.*

спустить воду из всех частей двигателя и его вспомогательных устройств, а также трубопроводов.

Для составления материальной отчетности, а также для характеристики состояния и работы механизмов теплохода, ведется машинный журнал согласно судовым инструкциям и правилам. Обычно в машинный журнал заносятся следующие данные: 1) время пуска и остановки двигателя; 2) время пуска и остановки вспомогательных механизмов; 3) число оборотов двигателя и изменения ходов при маневрировании; 4) показания всех термометров, манометров, вольтметров и амперметров, при ходовых вахтах через каждый час; 5) показание счетчиков оборотов за каждую вахту; 6) расход смазки и топлива за вахту; 7) все аварийные случаи и вынужденные остановки двигателя; 8) отзыв о состоянии машинной установки за вахту и замеченные неисправности; 9) время сдачи вахты или дежурства и 12) перечень производимых ремонтных работ. На основании указанных данных производится подсчет: числа часов работы главных двигателей на ходу при различных режимах и число часов работы вспомогательных механизмов на ходу и стоянке, в течение суток; кроме того определяется суточный расход топлива и смазки, как на главные машины так и на вспомогательные. Конструкции дизелей и тип судовой установки бывают весьма различны и правила ухода и эксплуатации не будут везде одинаковы в деталях, но в основном они остаются неизменными.

После продолжительной стоянки теплохода или после ремонтных работ нельзя пускать машину в ход без предварительного тщательного осмотра и проверки. Необходимо убедиться в том, что все ремонтные работы закончены и установка находится в исправном состоянии. Следует осмотреть все движущие части двигателя, обратив особое внимание на шплинтовку и крепление всех болтовых соединений в картере. При осмотре следует также убедиться в отсутствии посторонних предметов в лотке распределительного вала, в картере, в регуляторе, в кожухе шестерен, в приводах и на крышках цилиндров. Картер двигателя очищается от грязи и воды, после чего удаляются заглушки из сточных отверстий. Далее производится испытание на плотность трубопроводов охлаждающей воды, топлива, масла и сжатого воздуха, а также проверяются механизмы, приборы и соответствующие части двигателя, которые обслуживаются перечисленными трубопроводами. Трубопровод охлаждения опрессовывается рабочим давлением, при помощи автономного насоса, при этом все краны и клапаны, а также приемный кингстон устанавливаются в нормальное рабочее положение. Необходимо убедиться в плотности всех соединений, а также в отсутствии пропусков воды через сальники цилиндровых втулок.

Топливная дежурная цистерна заполняется заблаговременно, чтобы топливо могло отстояться. Отстой в виде воды и грязи выпускается из цистерны через спускной кран. Топливный трубопровод прессуется под напором от дежурной цистерны. Производится осмотр и очистка сеток или фильтрующего материала топливных фильтров. Порванные сетки запаиваются или заменяются новыми. Вода, которая могла накопиться в фильтре, удаляется через спускной кран. При заполнении фильтра, из него выпускается воздух, через воздушный кран. Если двигатель не работал несколько дней, следует прокачать вручную нефтяные насосы, при открытых пробных кранах у форсунок и убедиться в отсутствии воздуха в трубопроводах, после чего пробные краны закрываются и в каждую форсунку подается две-три порции топлива (в компрессорных дизелях).

Подача топлива в форсунки производится после проворачивания двигателя. В бескомпрессорных дизелях рекомендуется вынуть и прокачать форсунки, для проверки качества распыливания топлива, при этом можно убедиться в отсутствии засорения выходных отверстий и подтекания сопла. Подкачивание форсунок производится топливными насосами двигателя, скалки которых приводятся в движение при помощи специального ручного рычага, при этом должен быть удален весь воздух, как из насосов так и из трубопроводов.

При циркуляционной смазке следует проверить маслобсорник и убедиться в том, что масло в нем не ниже чем на $\frac{3}{4}$ высоты цистерны. Такой уровень масла обеспечивает получение надлежащей циркуляции масла. При очень низкой температуре масла, производится прогревание его паром, для чего в маслобсорнике имеется змеевик. Для прессования масляного трубопровода пользуются автономным насосом.

Масляные фильтры очищаются и осматриваются аналогично топливным. Части, к которым масло не поступает автоматически, смазываются вручную. Для смазки кулачных шайб и роликов, клапанных рычагов используется густое цилиндрическое масло. Все масленки наполняются маслом и регулируются на правильную подачу. Центральный смазочный аппарат, для подачи масла в цилиндры, прокачивается вручную. Если при ремонте производилась разборка маслопровода, то в этом случае рекомендуется отвернуть все трубки, подводящие масло к рамовым подшипникам, и, отводя их в сторону, прокачать маслом. Таким образом обеспечивается промывка трубопровода и обнаруживаются засоренные трубки.

Давление сжатого воздуха в пусковых и форсуночных баллонах должно соответствовать инструкции завода изготовителя двигателя. Если давление пускового или форсуночного воздуха недостаточно, то пускается в ход вспомогательный компрессор, для подкачки воздуха в баллоны. Давление воздуха в форсуночных баллонах, при открытых клапанах, на компрессор и форсунки не должно быть ниже 45 атм. Переводя пусковые рукоятки двигателя на „работу“ и открывая клапаны на пусковых баллонах, дают доступ сжатому воздуху и пусковым клапанам, проверяя их на плотность. После проверки клапанов, пусковые баллоны закрываются и сжатый воздух выпускается из магистрали. Топливные клапаны проверяются форсуночным воздухом на плотность игл. Все обнаруженные пропуски в соединениях трубопроводов необходимо сразу же устранить путем их „поджатия“.

Все клапаны рабочих цилиндров четырехтактных двигателей должны быть опробованы на подвижность, при помощи специального ручного рычага, при этом следует убедиться в отсутствии застревания клапанов. Необходимо проверить зазоры между кулачными шайбами и роликами рычагов. Величины этих зазоров должны соответствовать установочным заводским данным. Следует испытать пусковой и реверсивный механизм, маневрируя пусковой машиной при закрытом пусковом воздухе. Перед пуском двигателя необходимо открыть на рабочих цилиндрах индикаторные краны и провернуть вал двигателя, при помощи валоповоротного устройства, не менее двух раз, дабы убедиться в исправном состоянии двигателя и в отсутствии каких либо заеданий. При проворачивании двигателя производят прокачку двигателя маслом, подавая его резервным насосом. После проворачивания двигателя, валоповоротный механизм выключается, проверяется правильность положения всех кранов и клапанов для сжатого воздуха, топлива, смазочного масла и охлаждающей воды, как на машине, так и на трубопроводах. Индикаторные краны, водоспускные и продувочные клапаны воздушных холодильников и сепараторов закрываются и открываются пробные краны на выпускных патрубках. Пускаются автономные масляные и охлаждающие насосы. Открываются клапаны на пусковых баллонах и клапаны от компрессора к форсункам — на форсуночных баллонах. Дроссельный клапан компрессора приоткрывается. Если двигатель сильно остыл, он может быть прогрет паром или горячей водой, пропускаемой через охлаждающую рубашку цилиндров и крышек.

Пуск двигателя. При пуске двигателя следует руководствоваться заводскими инструкциями, так как пусковое устройство может быть весьма различно по своей конструкции и идее выполнения. Пуск двигателя может производиться путем перевода пусковых рычагов из положения „стоп“ в положение „пуск“, при этом в обе группы цилиндров поступает пусковой воздух. В двигателях современной конструкции пуск двигателя сжатым воздухом обычно производится поворотом маневрового маховика, который управляет пуском и реверсом двигателя. После того как двигатель сделает несколько оборотов, пусковым устройством переводится на топливо сначала одна группа цилиндров. При получении вспышек в цилиндрах, переводится на топливо вторая группа цилиндров, регулируя число оборотов двигателя, при помощи ручного привода к отсечному устройству топливных насосов.

После того, как двигатель стал работать на всех цилиндрах, разобщительный клапан на пусковом баллоне закрывается и сжатый воздух выпускается из пусковой магистрали. Сразу после пуска необходимо проверить показания масляных и водяных манометров. Если давление масла не поднимается, то нужно двигатель остановить и устранить неисправность. При повышении числа оборотов двигателя, следует увеличить давление форсуночного воздуха (для компрессорных дизелей), путем полного открытия дроссельного клапана компрессора.

Если давление распыливающего воздуха слишком велико, то двигатель начинает стучать или же получаются пропуски вспышек. При малом давлении двигатель начинает дымить. Как только давление в форсуночном баллоне поднялось до нормального, при данной нагрузке двигателя, следует подкачать воздух в пусковые баллоны. Для указанной цели открывают перепускной клапан на форсуночном баллоне и перепускают излишки воздуха в пусковой баллон, регулируя величину открытия клапана таким образом, чтобы давление в форсуночном баллоне соответствовало числу оборотов двигателя.

Обслуживание двигателя во время работы. Число оборотов двигателя поддерживается в соответствии с распоряжением, полученным с командного мостика или переданным машинным телеграфом. Повышение числа оборотов двигателя свыше нормального ведет к увеличению скорости движения частей, их более сильному нагреванию и износу с течением времени. Поэтому не рекомендуется превышать нормальное число оборотов, даже при условии, что двигатель 'легко работает с малым расходом топлива, как например, при малой осадке корабля. При сильном противном ветре, число оборотов машины падает и его не следует доводить до нормального, так как при этом машина перегружается. В этом случае ручное регулирование подачи топлива должно быть установлено в нормальное положение. Машина может работать с перегрузкой только короткое время и то при условии, что выхлопные газы лишены окраски. Перегруженную машину следует энергично охлаждать и усиленно смазывать. Работа машины при критическом числе оборотов является недопустимой, так как это ведет к сильной вибрации ее, неравномерности вращения и быстрому износу передаточных шестерен, а в некоторых случаях приводит к поломке вала.

Необходимо обращать особое внимание на смазку частей двигателя. Подшипники и прочие трущиеся части должны осматриваться и ошупываться рукой в неопасных местах каждые полчаса. Ни одна масленка во время работы не должна опорожняться более чем на половину. Капельницы устанавливаются на необходимое количество капель в минуту, в соответствии с инструкцией завода или указаниями вахтенного механика. После пуска двигателя следует убедиться, хорошо ли ходят кольца подшипников с кольцевой смазкой, так как в первое время холодное масло часто не позволяет им вращаться. При циркуляционной смазке под давлением, такое должно точно соответствовать инструкциям завода. Это давление обычно колеблется в пределах от 0,8 до 2,0 ати и его следует контролировать по манометру, вначале чаще и впоследствии через большие промежутки времени, но регулярно.

Повышение давления в маслопроводе показывает на загрязнение фильтров (разность давлений масла до фильтра и после него не должна превышать 0,3—0,6 ати). В этом случае следует очистить фильтр. Если разность давлений до и после фильтра сильно уменьшится, то это показывает, что сетки фильтра прорваны и их следует немедленно заменить. Переключение фильтров производится быстро, чтобы не создать большего давления и не порвать прокладки у насоса. Для регулирования давления масла служат предохранительный и редуцирующий клапаны, а также разгрузочный клапан у масляного насоса. Если масло сильно греется, то следует увеличить количество воды, проходящей через масляный холодильник. Излишнее количество воды пропускается мимо рубашек двигателя.

Усиленная смазка цилиндров производится лишь при пуске машины и в первое время после ее переборки и смены поршня. Излишняя смазка цилиндров вызывает коксование масла и пригорание поршневых колец. При нагреве какой-либо части двигателя, следует прежде всего усилить смазку, повышая по возможности давление масла. Если это не помогает, то приходится уменьшать нагрузку цилиндра, незамедлительно сообщив об этом на мостик. В сборной цистерне для масла должен быть постоянный уровень масла, величина которого определяется заводской инструкцией. Подъем уровня масла в сборной или расходной цистернах дает основание предполагать о скоплении большого количества воды в них. В этом случае необходимо проверить уплотнение водопроводов в картере, а также труб для охлаждения поршней. Если температура масла, подаваемого к машине, превышает 50° С, то следует проверить маслоохладитель, однако эта температура не должна быть ниже 20° С.

Выходящая из двигателя охлаждающая вода должна иметь температуру не выше

30°С, во избежание сильного отложения солей. В случае повышения температуры выше указанного предела, следует постепенно увеличивать количество протекающей воды. Ни в коем случае не разрешается сразу же увеличивать подачу воды, так как от быстрого охлаждения могут получиться трещины в крышках цилиндров или заедание поршней. Если приток охлаждающей воды не может быть увеличен, то следует уменьшить нагрузку двигателя. Слишком низкая температура охлаждающей воды вызывает большие тепловые потери в двигателе, ухудшает выхлоп (дымность) и может вызывать пропуски вспышек в цилиндрах. Для избежания этого, часть охлаждающей воды отводится во всасывающую трубу насоса, в результате чего поддерживается нормальная температура охлаждающей воды. Давление воды в охлаждающей системе поддерживается от 0,8 до 1,5 ати, но иногда достигает до 3—5 ати, при водяном охлаждении поршней. Температура охлаждающей воды, выходящей из различных цилиндров, должна быть одинаковой. Регулирование температуры производится кранами на отводных трубках. Если имеется значительная разница в температурах воды, выходящей из цилиндров, то это указывает на недогрузку или перегрузку отдельных цилиндров или на засорение прохода воды в крышке.

Конденсационная вода из сепараторов, холодильников и форсуночных баллонов должна продуваться каждые полчаса. При продувании краны открываются не сразу, а постепенно.

При работе двигателя следует вести особо тщательное наблюдение за компрессором. Показания манометров в промежуточных ступенях компрессора должны соответствовать инструкции и нагрузке двигателя. Ненормальное распределение давления в ступенях указывает на пропуск клапанов. В случае значительного повышения давления в ресиверах ЦНД и ЦСД двигатель должен быть остановлен или же переключен на другой компрессор, а обнаруженные дефекты устранены. Необходимо вести наблюдения за клапанами. В случае если клапан отстает от рычага, следует пустить немного масла с керосином в направляющую часть клапана.

Особенно следует обращать внимание на отсутствие заедания форсуночной иглы, а так же на работу роликов и клапанных рычагов. Слишком сильный стук, указывает на увеличение зазоров у клапанов. Ролики должны свободно вращаться без нагревания. Если всасывающая или пусковая труба нагревается, то это показывает что клапаны пропускают. Следует проверять наощупь нагрев цилиндрических крышек и трубок, отводящих охлаждающую воду из клапанов. Периодически осматриваются топливные насосы и проверяется правильность их действия, а также отсутствие пропусков топлива и нагревания. Если греется нагнетательная трубка, идущая к форсунке, или ощущаются сильные удары (бескомпрессорные дизели), то это указывает на засорение форсунки или на перегрузку соответствующего цилиндра. Удары в насосе могут быть в результате ослабления подвижных соединений и ненормального зазора у ролика. Отходящие газы должны быть чисты.

Дымность горения показывает, что двигатель не в порядке или перегружен или давление форсуночного воздуха недостаточно или качество топлива неудовлетворительно.

При малом ходе и небольшом числе оборотов двигатель работает лучше на всех цилиндрах (без выключения цилиндров), так как при этом получается более плавный ход машины. При этом не следует допускать сильного дросселирования воды, охлаждающей цилиндры. Температура отходящей воды может быть понижена до 30°С. Для устранения пропусков вспышек при числе оборотов меньше $\frac{1}{3}$ нормального, давление распыливающего воздуха понижается до 40—42 ати. Во избежание обратных вспышек в форсунках, уменьшение давления ниже 40 ати не допускается.

При неисправности одного из цилиндров, он может быть выключен при помощи приспособления, имеющегося у топливного насоса. Подача топлива прекращается и цилиндр, начинает работать вхолостую. Чтобы устранить бесполезный расход распыливающего воздуха, нужно прекратить подъем форсуночной иглы. Смазка выключенного цилиндра производится нормально.

Обслуживающий двигатель персонал должен чутко прислушиваться к работе двигателя, уделяя особое внимание всем возникающим посторонним стукам. Стук и его причины должны быть немедленно выяснены. В случае непрерывного нара-

стания стука, следует понизить число оборотов двигателя или его остановить.

Переодические сильные внезапные стуки появляются при заедании поршня в одном из цилиндров. В этом случае необходимо, по возможности быстрее, увеличить количество масла, подаваемое в цилиндр механическим смазчиком, проворачивая его вручную. Если стуки не уменьшаются, то следует остановить двигатель. Если поршень окажется настолько поврежденным, что дальнейшая его работа становится невозможной, то в этом случае следует выключить из действия соответствующий топливный насос и форсунку, отсоединить шток поршня от крейцкопфа, после чего поршень подпирается скобой, установленной между параллелями, затем производится демонтаж шатуна. Отверстие в шейке вала для смазки мотылевого подшипника заглушается. Охлаждение поршня и цилиндра выключается из действия. Индикаторный кран на цилиндре открывается.

После выполнения перечисленных работ, двигатель может работать с пониженной мощностью на остальных цилиндрах. Если заедание поршня не вызвало больших повреждений, то в таком случае следует зашлифовать карбураторным брусом поврежденные места на поршне и цилиндрической втулке, после чего поршень может быть установлен на место. При каждом осмотре поршня следует закруглять острые кромки поршневых колец (радиусом 1,5 мм). Если верхние кольца сильно сработались, то их следует поменять с нижними кольцами. Перед сдачей ходовой вахты необходимо подкачать топливо в расходную цистерну, наполнить масленки и произвести приборку машинного помещения.

Остановка двигателя. Остановка двигателя производится при помощи пускового рычага, который переводится на положение „стоп“; при этом выключаются из действия форсунки и топливные насосы (компрессорные дизели). Для быстрой остановки двигателя можно воспользоваться рычагом, для ручной регулировки подачи топлива. После остановки двигателя следует закрыть все клапаны на воздушных баллонах и выпустить воздух из трубопроводов пускового и форсуночного, а также из промежуточных холодильников компрессора. При этом следует убедиться в отсутствии воздуха по манометрам; выключить смазочные аппараты и открыть индикаторные краны. Включить валоповоротный привод, для предохранения от случайного проворачивания машины. Закрыть запорные клапаны у топливных и масляных цистерн. Прокачать охлаждающей водой поршни и цилиндры, для предохранения от сильного нагрева воды и выпадения солей. Осмотреть двигатель и ощупать все части механизма движения. После остановки машины, следует произвести приборку во всем помещении. Все замеченные дефекты в работе двигателя должны быть устранены.

При длительном бездействии двигателя, его следует проворачивать (пробуксовывать) не реже одного раза в шестидневку, делая не менее двух оборотов и устанавливая коленчатый вал каждый раз в новом положении. При проворачивании двигатель прокачивается маслом от резервного насоса.

§ 122. Неисправности в работе двигателя, причины их возникновения и меры устранения

Большинство неисправностей в работе двигателя возникают от неправильного его обслуживания и несоблюдения правил и инструкций по эксплуатации двигателя. Мелкие незамеченные дефекты или несвоевременно устраненные иногда вызывают впоследствии значительные неисправности, в результате которых двигатель выходит из строя. Ниже мы указываем главнейшие неисправности, причины их возникновения и меры устранения.

1. Машина не идет при положении „пуск“.

1. Не открыты запорные клапаны у пусковых баллонов или на трубопроводе пускового воздуха.

2. Один или несколько пусковых клапанов заело в направляющих или они слишком неплотны. Клапаны осмотреть и если потребуется, то необходимо их притереть.

3. Отсутствуют зазоры между роликами рычагов пусковых клапанов и кулачными шайбами. Проверить и установить правильные зазоры.

4. Не разобран валоповоротный привод.

II. Двигатель не дает вспышки.

1. Топливный насос не прокачан.

2. Топливный насос не подает вследствие загрязнения или заклинивания клапанов насоса в направляющих. Осмотреть клапаны.

3. Приспособления для выключения отдельных цилиндров не поставлены в рабочее положение.

4. Рычаг для ручной регулировки подачи топлива не поставлен в нормальное положение.

5. Топливо содержит воду.

6. Нефть слишком густа (в холодную погоду).

7. Сжатие в цилиндрах недостаточно, вследствие неплотности впускных или выпускных клапанов или пропуска через поршневые кольца.

8. Зазоры между роликами рычагов топливных клапанов и их кулачковыми шайбами слишком велики. Отрегулировать зазоры.

9. Слишком велико давление распыливающего воздуха.

III. При пуске в ход получают сильные вспышки.

1. Слишком много подано топлива при ручной подкачке.

2. Чрезчур высокое давление распыливающего воздуха.

3. Засорение контрольных клапанов у форсунок при прокачке топливного насоса.

4. Неправильная установка распределения топливных клапанов.

IV. Двигатель внезапно останавливается.

1. В расходной цистерне нет топлива.

2. В приемную полость топливного насоса попал воздух.

3. Большое содержание воды в топливе, вследствие нерегулярного спуска воды из расходной цистерны.

V. Двигатель не развивает полной мощности.

1. Слишком низкое давление распыливающего воздуха.

2. Слишком низкое давление продувочного воздуха, вследствие неплотности или поломки клапанов у продувочного насоса.

3. Один из цилиндров не работает, проверить открыванием пробных кранов на газоотводных патрубках. Если нет пробных кранов, можно воспользоваться индикаторными кранами.

4. Регулятор не поставлен на полную нагрузку, или пружины его слабы, или же грузы его заклинились при разведенном положении.

5. Недостаточна подача топлива в цилиндр, вследствие неправильной установки топливного насоса.

6. Пропуск через неплотность клапанов и поршневых колец.

VI. Пропуск вспышек в отдельных цилиндрах.

1. Неравномерная подача топлива в форсунки.

2. Слишком высокое давление распыливающего воздуха.

3. Прекращение работы топливного насоса из-за проникновения воздуха в камеру всасывания, или в нагнетательные трубопроводы, или же из-за воды в топливе.

4. Слишком низкое давление сжатия (увеличение высоты камеры сжатия на 1 мм вызывает уменьшение давления в конце сжатия, примерно, на 1 атм).

VII. Стук в двигателе.

1. Заедание иглы форсунки в открытом положении. В этом случае следует выключить насос этого цилиндра, отжать немного сальник иглы, смазать ее и выключить насос.

2. Заедание иглы форсунки, вследствие поломки пружины, закрывающей иглу. Необходимо двигатель остановить и сломанную пружину заменить запасной.

3. Распределение открытия топливных клапанов установлено неправильно.

4. Чрезмерно высокое давление распыливающего воздуха.

5. Недостаточный зазор под роликом форсуночного рычага.

6. Выходные отверстия форсунок увеличились, вследствие износа. Диаметр отверстий форсунок проверить калиброванной медной проволокой.

7. Заедание поршня, сопровождающееся стуком в одном из цилиндров, при каждой перемене хода. Машину нужно остановить. Осмотреть поршень.

8. Разработались цилиндры и поршни.
9. Большая слабина в головных и мотылевых подшипниках.

VIII. Двигатель дымит.

А. Черный дым.

1. Двигатель перегружен.
2. Цилиндры развивают различные мощности, вследствие неудовлетворительной регулировки топливных насосов.
3. Плохое распыливание топлива, вследствие малого давления форсуночного воздуха.
4. Топливо ненадлежащего качества.
5. Слишком низкое давление продувочного воздуха.
6. Засорились распылители форсунок.

Б. Белый дым.

7. Слишком высокое давление распыливающего воздуха.

8. Малая нагрузка.

9. Малое сжатие.

В. Синий дым.

10. Слишком обильная смазка цилиндров.

11. При засасывании воздуха из картера и обильной смазке.

12. Вследствие обильной смазки продувочного насоса.

IX. Неисправности в компрессоре.

Главной причиной неисправной работы компрессора является плохое состояние его клапанов, вследствие плохой притирки, перекоса или поломки клапана или его пружины, а также от загрязнения при обильной смазке компрессора. Неисправности работы какой-либо из ступеней компрессора можно определить по показанию манометров. Если давление в низкой ступени компрессора мало, то надо думать, что всасывающий клапан пропускает. При значительных неплотностях этого клапана заметно вытекание воздуха в приемную трубу. Если давление в первом ресивере слишком велико, то это показывает на пропускание всасывающего клапана ЦСД. При малом давлении в средней ступени компрессора имеет место неисправность всасывающих клапанов среднего давления. Если давление в ресивере ЦСД слишком велико, то это указывает на пропуск во всасывающих клапанах ЦВД. Из-за неисправности в клапанах какой-либо ступени компрессора температура в конце сжатия в этой ступени может повыситься свыше нормальной в $1\frac{1}{2}$ —2 раза. При обильной смазке компрессора и неподходящем сорте масла возникает опасность самовоспламенения паров масла в нагнетательных трубопроводах и в воздушных холодильниках. Поэтому на смазку компрессора надо обращать наибольшее внимание.

§ 123. Пуск и управление бензиновым двигателем

Перед пуском двигателя карбюраторного типа следует убедиться в достаточности масла в картере и проверить запас топлива в цистерне. Открыв клапаны на водяном и бензиновом трубопроводах, необходимо проверить двигатель при выключенном зажигании и открытых пробных кранах на цилиндрах. Перед проворачиванием двигателя следует залить в цилиндры, через пробные краны, небольшое количество бензина. При вращении двигателя проверяется действие его частей и достаточность компрессии (при закрытых пробных кранах). Убедившись, что в карбюраторе имеется бензин (при подъеме игельчатого клапана, бензин вытекает из карбюратора), устанавливают дроссель на малое открытие и рычаг магнето на позднее зажигание. Рукоятка реверсивной муфты должна стоять в среднем положении (стоп). Пробные краны закрываются, если они имеются на цилиндрах. При наличии стартера пуск двигателя производится путем нажатия на пусковую кнопку, при этом стартер включается в действие. В случае ручного пуска следует быстро провернуть двигатель, так как при медленном вращении магнето дает слабую искру в свечах (кроме того случая, когда магнето имеет особый „ускоритель зажигания“).

После того как двигатель заработал, число оборотов его регулируется открытием дросселя карбюратора. Включение муфты следует производить лишь после

того, как двигатель прогреется. При включении муфты необходимо повысить обороты, регулируя дросселем и устанавливая нормальное опережение зажигания. При нормальной работе двигателя вспышки должны происходить во всех цилиндрах и при открывании пробных кранов на цилиндрах, из них вылетает желтовато-голубоватое пламя без всякого дыма. Температура охлаждающей воды поддерживается около 50°С. Двигатель должен работать плавно, без перегрева частей и ненормального стука. Остановка двигателя производится при помощи закрывания дроселя или выключения зажигания.

§ 124. Эксплуатация газогенераторной установки

Разжигание вновь загруженного газогенератора производится сухими стружками и древесным углем (без мелочи), который засыпается через загрузочный люк до уровня цилиндрической части бункера (выше фурм на 150—200 мм). Сверху угля закладываются сухие дрова. Зажигание стружек производится через зольник или же через специальное отверстие, плотно закрывающееся крышкой. Для этой цели иногда пользуются факелом из пакли. Продукты сгорания отводятся из бункера через открытый загрузочный люк или по трубе, закрывающейся краном. Эта труба служит также для поддержания горения в газогенераторе во время остановки двигателя. Загрузка газогенератора на ходу производится через верхний загрузочный люк, при этом следует засыпать топливо по возможности быстрее. Для исправной работы генератора необходимо соблюдать полную герметичность соединения частей генератора и, трубопроводов.

При нормальной работе генератора температура газа, поступающего в смеситель, должна быть около 25°С. Сильный нагрев отдельных частей газогенератора указывает на вероятный подсос воздуха через неплотности в соединениях. В смотровые люки, расположенные против фурм, должен быть виден уголь, нагретый до белого каления. Температура воды, вытекающей из очистителя, обычно превышает на 5—8° температуру заборной воды, при этом давление воды в трубопроводе к очистителю составляет 1,5—2 атм. Температура газа по выходе из генератора достигает 650°С. В случае зависания топлива в генераторе и образования свода, получаются хлопки внутри генератора, при этом число оборотов двигателя уменьшается. В этом случае необходимо произвести шуровку топлива через загрузочный люк. Уменьшение числа оборотов двигателя может происходить при неправильной регулировке смеси газа с воздухом, а также при большом скоплении золы в нижней части генератора.

Открытие люка зольника для очистки ранее открытого загрузочного люка не разрешается, так как внутри генератора может образоваться взрывчатая смесь газов. При понижении зоны горения, в районе фурм можно обнаружить не обуглившиеся чурки, что вызывает падение мощности двигателя. В этом случае следует остановить двигатель и путем открывания загрузочного люка или воздушных труб и зольника можно поднять зоны восстановления и горения до нормальной высоты, а затем, как обычно, запустить двигатель. Сильное повышение температуры газа указывает на недостаточную подачу воды в очиститель.

При использовании на газоходе двигателя ЧТЗ, следует иметь в виду, что температура охлаждающей воды, поступающей в двигатель, должна быть порядка 40°С и выходящей около 75°С. Такая температура охлаждающей воды является нормальной для тракторных двигателей. Для указанной цели применяется смесительная цистерна, где происходит подогрев заборной воды путем добавления в цистерну нагретой воды, выходящей из двигателя. Если двигатель останавливается не более чем на 15 минут, то пуск его производится непосредственно на газе без особой подготовки. При длительной остановке (1/2—1 1/2 часа), перед пуском двигателя в ход следует произвести шуровку топлива, для устранения возможности зависания его, после чего через 2—5 минут двигатель может быть пущен в ход на газе. При остановке двигателя более чем на два часа, обычно приходится прибегать к разжиганию газогенератора.

Метод разжигания генератора и его обслуживания зависит от размеров и конструкции генератора, а также от сорта топлива, поэтому при эксплуатации газогенераторной установки в первую очередь следует руководствоваться заводскими инструкциями.

ГЛАВА XXIX ИСПЫТАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 125. Методы испытания двигателя

Заводские или стендовые испытания двигателя проводятся по программе, предусмотренной ОСТ 8122, в соответствии с условиями заказа и спецификацией двигателя. Стендовые испытания имеют целью: выяснение правильности и надежности конструкции двигателя, проверки равномерности вращения и тщательности его сборки, а также установления основных показателей работы двигателя и соответствия их условиям заказа. До начала испытаний производится осмотр двигателя и всех необходимых для его работы механизмов, вспомогательных устройств и измерительных приборов, для выяснения готовности установки к испытаниям. Установка измерительных приборов должна быть проверена, а приборы — распределены между наблюдателями. Перед пуском машины в ход измеряются зазоры между роликами и кулачковыми шайбами, при холодном состоянии двигателя, для занесения их в формуляр или паспорт двигателя. Испытание может быть начато лишь при условии установившегося режима работы двигателя, при котором показания измерительных приборов будут колебаться около средних значений. Установившийся тепловой режим работы двигателя достигается в течение 1—2 часов его работы, в зависимости от мощности.

Установление режимов нагрузки двигателя при испытаниях, а также записи показаний измерительных приборов и устройств, нагружающих двигатель, производятся согласно требованиям ОСТ 8122.

Программа стендовых испытаний должна включать следующие пункты, выполнение которых при проведении испытаний является обязательным.

1. Испытание по определению времени, необходимого на безотказный пуск холодного двигателя.

2. Испытание при полной гарантийной нагрузке — $\frac{1}{4}$ и нормальном числе оборотов продолжительностью 8 часов.

3. Испытание при перегрузке в 10% с числом оборотов 103% от нормального (груз на тормозе 107% от нормального) продолжительностью 1 час.

4. Испытание при нагрузке $\frac{3}{4}$ от полной нагрузки с числом оборотов 91% от нормального (груз на тормозе 83% от нормального) продолжительностью 1 час.

5. Испытание при нагрузке $\frac{1}{2}$ от полной нагрузки с числом оборотов 80% от нормального (груз на тормозе 63% от нормального) продолжительностью 1 час.

6. Испытание при нагрузке в $\frac{1}{4}$ от полной нагрузки с числом оборотов 63% от нормального (груз на тормозе 39% от нормального) продолжительностью 1 час.

7. Испытание при холостом ходе при нормальном числе оборотов продолжительностью $\frac{1}{2}$ часа.

8. Испытание минимально устойчивого числа оборотов продолжительностью $\frac{1}{2}$ часа.

После произведенных испытаний двигателя, отдельные его части разбираются для осмотра трущихся поверхностей и выяснения правильности их работы. В первую очередь осматриваются те части, работа которых в период испытаний вызвала сомнения в надежности их действия. Рабочие полости цилиндров и поверхности поршней не должны быть покрыты значительным отложением кокса, а также на них не должно быть борозд и царапин. Следует тщательно осмотреть крышки цилиндров и головки поршней и убедиться в отсутствии трещин. Наиболее частыми повреждениями являются трещины между топливным и выпускным клапанами, а также на днище поршня.

Одновременно с предъявлением двигателя к испытаниям, завод должен представить сведения о произведенных испытаниях воздушных баллонов и других частей согласно условиям заказа, а также сведения о фазах газораспределения и эксплуатационных данных (предельные и нормальные зазоры).

После установки двигателя на корабле и окончания всех работ по сборке трубопроводов и вспомогательных механизмов, производится проба на швартовах.

Теплоход устанавливается у причала и двигатель пускается в ход со всеми обслуживающими механизмами. Целью швартовых испытаний является проба машины

на передний и задний ход, а также проверочное испытание сборки, как главных и вспомогательных механизмов, так и валопроводов. Продолжительность испытаний не менее часа. При этом надо иметь в виду, что при неподвижном судне, машина будет иметь полную нагрузку, при числе оборотов, равном $\frac{3}{4}$ от нормального.

Окончательная приемка двигателя производится при ходовых испытаниях судна, при этом ведутся те же наблюдения и записи, что и при заводском испытании.

Программа ходовых и проверочных испытаний, проводимых на судне, должна включать следующие пункты:

1. Испытание при нормальной нагрузке (нормальное число оборотов и нормальное среднее индикаторное давление) в продолжение 20 часов.

2. Испытание при числе оборотов 103% от нормального продолжительностью 1 час.

3. Испытание при числе оборотов, соответствующих экономическому ходу судна, а также при 80 и 68% нормального числа оборотов двигателя продолжительностью по одному часу.

4. Испытание по определению минимально устойчивого числа оборотов продолжительностью 30 минут.

5. Испытание на задний ход продолжительностью один час.

6. Испытание по определению: а) расхода воздуха на один пуск или реверс; б) числа пусков или реверсов, возможных без пополнения пусковых баллонов; в) минимального давления в пусковых баллонах, достаточного для пуска.

При этих испытаниях двигатель к началу испытаний должен быть „холодным“, судно должно находиться в покое. Маневры выполняются попеременно: „малый — вперед“ и „малый — назад“; число оборотов на топливе каждый раз доводится, примерно, до 70% от нормального. После каждого маневра двигатель останавливается не менее чем на одну минуту. Вспомогательные компрессоры не работают.

7. Испытание по определению способности к маневрированию и времени, затрачиваемому на выполнение различных маневров (числом до 15) при работающих вспомогательных компрессорах.

8. Испытание по определению критического числа оборотов и установлению запрещенных чисел оборотов для работы двигателя в пределах от минимального до максимального числа оборотов (только для новых типов мощностью не менее 200 л. с. и для всех установок мощностью не менее 500 л. с.).

9. Испытание на задний ход при наибольшей допустимой нагрузке (число оборотов и среднее индикаторное давление, каждое в отдельности не выше нормального) в продолжение одного часа.

10. При наличии ручного реверса двигателя должен быть дважды среверсирован с переводом хода на задний ход и обратно.

11. При воздушном распыливании топлива проверяется работа двигателя при выключенном главном компрессоре и при подаче воздуха от вспомогательных компрессоров. Продолжительность испытаний не менее $\frac{1}{2}$ часа.

12. Испытание двигателя при работе запасных охлаждающего и масляного насосов при выключенных основных насосах, продолжительностью не менее одного часа (в счет 20 часов) — во время испытания с нормальной нагрузкой.

13. Испытание трюмного насоса, связанного с двигателем на осушение трюмов. Для достижения установившегося состояния после пуска холодного двигателя необходимо, чтобы двигатель проработал в условиях испытания не менее одного часа; время, необходимое для достижения установившегося состояния при переходе от одного испытания к другому, определяется в 30 минут. Исключение из этого правила допускается только при испытании с перегрузкой, для которого этот период может быть уменьшен до 15 минут.

По окончании ходовых испытаний производится разборка и осмотр двигателя. Осмотру с обязательной разборкой подлежат 2 цилиндра: втулки цилиндров, крышки, поршни, подшипники — головные, мотылевые, рамовые и упорные, и, по усмотрению Регистра, другие части, правильность работы которых вызывает сомнения.

Остальные цилиндры осматриваются без разборки.

Разборка и осмотр вспомогательных механизмов производится по усмотрению Регистра, если во время испытания была обнаружена неправильная работа их.

После переборки двигателя заводом-изготовителем производится 1-часовое испытание на нормальном числе оборотов.

При испытаниях, указанных в пп. 2, 3, 4, 5 и 6 стендовых испытаний и в пп. 1, 2 и 3 ходовых испытаний, производятся следующие измерения и определения:

1. Число оборотов в минуту.
2. Эффективная мощность в л. с. (только на стенде).
3. Индикаторная мощность в л. с.
4. Индикаторная мощность компрессора и продувочного насоса (только на стенде и для двигателей свыше 500 э. л. с.).
5. Индикаторные диаграммы рабочих цилиндров при выключенном топливе и распыливающем воздухе для нормального числа оборотов (давление сжатия).
6. Смещенные (от руки) индикаторные диаграммы рабочих цилиндров.
7. Мощность, потребляемая вспомогательными механизмами, необходимыми для работы двигателя и приводящимися в действие отдельно — для одного двигателя из серии.
8. Количество потребляемого двигателем топлива и его физические свойства (теплотворная способность, удельный вес, влажность, механические примеси, вязкость и т. п.).
9. Температура и противодавление выхлопных газов (для двигателей, свыше 500 э. л. с.).
10. Анализ отходящих газов на CO_2 и O_2 (только на стенде для двигателей свыше 500 э. л. с.).
11. Максимальное давление во время горения в рабочих цилиндрах двигателя.
12. Давление распыливающего воздуха.
13. Давление продувочного и наддувочного воздуха.
14. Барометрическое давление (по anerоиду или по данным бюро погоды).
15. Температура охлаждающей воды или масла для каждого поршня и цилиндра и давление. По требованию заказчика производится определение качества охлаждающей воды.
16. Давление масла при циркуляционной смазке до и после фильтров и температура.
17. Расход масла на смазку рабочих цилиндров (только при испытаниях с нормальной нагрузкой).

При испытаниях на задний ход измерения подлежат: индикаторная мощность, число оборотов, давление распыливающего воздуха и наибольшее давление в цилиндрах.

При испытаниях по определению минимально устойчивого числа оборотов измерению подлежит лишь число оборотов двигателя.

При испытаниях на пуск и маневры измерению подлежат:

1. Давление воздуха в пусковых баллонах после каждого пуска двигателя.
2. Температура машинного отделения.
3. Время, затраченное на реверсирование и пуск двигателя.
4. Число пусков и реверсов.

Число оборотов двигателя (мгновенное значение).

Все применяемые при испытаниях измерительные приборы должны быть проверены и иметь сертификаты или пломбы проверки.

Число оборотов двигателя должно определяться по суммирующему счетчику или, за неимением токового, по тахометру.

Эффективная мощность двигателя при испытаниях на стенде определяется по тормозу или динамометру, установленному непосредственно на валу двигателя без каких-либо промежуточных передач, или подсчитывается по электрической мощности генератора, непосредственно соединенного с двигателем. (Давление подводимой к тормозу воды должно быть постоянным.) При испытании двигателя на судне эффективная мощность определяется по индикаторной мощности на основании характеристик механического коэффициента полезного действия, полученных на стенде. Если данный двигатель на стенде не испытывался, для указанной цели применяются характеристики, снятые с однотипного серийного двигателя.

При определении эффективной мощности по индикаторным диаграммам необходимо, чтобы условия съёмки индикаторных диаграмм на судне были идентичны

с таковыми при снятии характеристики на стенде. При определении индикаторной мощности надлежит убедиться в полной исправности индикаторов. Рекомендуется производить индицирование одновременно всех цилиндров, но при испытаниях необходимо иметь не менее двух индикаторов. Масштаб пружин выбирается с таким расчетом, чтобы средняя высота диаграммы не превосходила 80% от максимально-допустимой для индикатора данной модели. Мощность в отдельных цилиндрах двигателя не должна отличаться более чем на $\pm 5\%$ от среднего ее значения. Определение расхода топлива при испытаниях на стенде должно производиться исключительно по весу.

При испытаниях на судне измерение расхода производится по объему специальными мерными баками небольшой емкости, дающими возможность точного отсчета определенного объема топлива (пользование судовыми расходными топливными цистернами для измерения расхода не допускается). Отбор топлива для анализа производится из пробных кранов насосов одновременно в два сосуда небольшими равными порциями, по мере его расходования, через каждые 30 минут. Объем топлива в каждом сосуде должен быть не менее 1 л. Анализу подвергается топливо из одного сосуда, второй — запасный на случай повторного анализа. Определение высшей теплотворной способности должно производиться исключительно в калориметре. Необходимая при подсчете низшей теплотворной способности величина содержания водорода в топливе должна быть определена по обычным методам производства элементарного анализа.

Температура выхлопных газов измеряется ртутным термометром или проверенным электрическим пирометром в общей выхлопной трубе двигателя, место замера должно быть на расстоянии 5 диаметров трубы от выхлопного коллектора, кроме того, температура газов измеряется в выхлопных патрубках каждого цилиндра. Давление выхлопных газов также измеряется в указанном выше месте общей выхлопной трубы ртутным или водяным U-образным манометром. Анализ выхлопных газов производится либо на месте прибором Орса, либо в лаборатории, на основании собранной за опыт в аспиратор средней пробы газа, анализ которой должен быть сделан в тот же день. Место отбора проб должно быть возможно далее от выхлопного коллектора двигателя. Определение давления сжатия в рабочем цилиндре производится по индикаторной диаграмме, снятой при выключенной подаче топлива и распыливающего воздуха в этот цилиндр. Максимальное давление горения определяется по индикаторным диаграммам.

Средний расход пускового воздуха на один пуск или реверс двигателя получается как частное от деления разности начального и конечного давления воздуха в пусковых баллонах на число пусков, умноженное на объем действовавших пусковых баллонов. Расход цилиндрического масла при испытаниях на стенде определяется только по весу, а при испытаниях на судне — по объему, специальными мерными баками. Определение критических чисел оборотов на судне обязательно для всех новых типов мощностью не менее 200 э. л. с. и для всех установок мощностью в агрегате не менее 500 э. л. с. Все отсчеты по приборам должны производиться в регулярные промежутки времени: при испытаниях продолжительностью 1 час не реже, чем через 10 минут, а при испытаниях, длящихся несколько часов, в зависимости от равномерности нагрузки, но не реже, чем через каждые 30 минут. Наблюдения, которые входят в подсчеты мгновенных значений, желательно производить по возможности одновременно.

Все записи показаний приборов заносятся в журнал наблюдений и в примечаниях указывается время пуска в ход холодного двигателя и все ненормальности, бывшие за время испытания, как то: негревание отдельных деталей, стуки, остановки двигателя их причины и пр. При испытаниях двигатель должен работать без перегрева частей, стуков, вибрации и пропусков масла и воды в соединениях. Определение степени нагревания частей производится непосредственно после остановки двигателя путем ощупывания рамовых, мотылевых и головных подшипников, а также параллелей.

Для определения индикаторной мощности в продолжение режима в регулярные промежутки времени, должно быть снято не менее четырех диаграмм с каждого рабочего цилиндра (полости), промежутков между съемкой двух серий диаграмм, не должен превосходить 30 минут. Число индикаторных диаграмм, снимаемых

с каждого цилиндра (полости), продувочного насоса и компрессора, должно быть не менее двух за каждый режим. При режимах длящихся более 2 часов, — не менее четырех диаграмм. На индикаторных диаграммах немедленно по снятии должны быть помечены: дата, время, масштаб пружины, номер индикатора, диаметр поршня индикатора, номер цилиндра и наименование полости (при двигателях двойного действия). За каждый опыт, кроме нормальных индикаторных диаграмм, снимается по одной серии смещенных диаграмм (от руки).

В процессе испытания каждого двигателя с каждого цилиндра (полости) снимается индикаторная диаграмма сжатия при выключенном топливе и распыливающем воздухе на данный цилиндр. В течение каждого опыта рекомендуется производить подсчеты главнейших результатов в целях выяснения правильности работы двигателя и наблюдений по приборам. При испытании регулятора необходимо фиксировать число оборотов, при котором начинается действие регулятора на выключение топливных насосов, а также время в секундах до восстановления нормального числа оборотов, соответствующего нагрузке.

Определение эффективной мощности двигателя при стендовых испытаниях производится при помощи тормоза и измерения крутящего момента на валу двигателя.

Наиболее простым тормозным устройством является тормоз Прони (рис. 334). Тормоз состоит из двух деревянных колодок 1, стянутых болтами 2. Колодки прижимаются к тормозному шкиву 3 или маховику, закрепленному на валу двигателя. Для удобства регулирования нажатия колодок, под гайки болтов иногда подкладываются пружины. Верхняя колодка имеет рычаг 4, опирающийся на призму, установленную на платформе десятичных весов. При работе двигателя между колодками и шкивом возникает трение. Величина силы трения R будет зависеть от нажатия колодок.

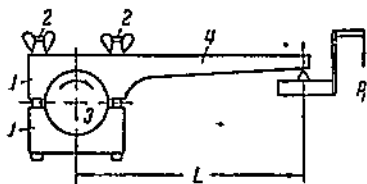


Рис. 334. Схема тормоза Прони.

При установившемся режиме работы двигателя и постоянном числе оборотов шкива n в минуту эффективная мощность, развиваемая двигателем, расходуется на работу трения, которая в свою очередь превращается в тепло. Для равновесия тормоза необходимо, чтобы момент силы трения относительно оси вала, уравновешивался моментом силы P кг с плечом L м. Сила P определяется как разность P_1 показания весов и P_2 составляющей веса тормоза. Для более точного определения величины P_2 до начала испытания колодки тормоза раздвигаются настолько, чтобы под верхнюю колодку можно было подложить трехгранный напильник (призма). При таком положении тормоза он будет подвешен на двух призмах и величина P_2 определяется по показанию весов

$$P = P_1 - P_2; \quad PL = R \frac{d}{2} \text{ кгм}; \quad R = \frac{2PL}{d}$$

где d — диаметр шкива в м.

При $n = \text{const}$ секундная работа трения будет равна эффективной мощности двигателя

$$N_e = \frac{\pi d n R}{60 \cdot 75} = \frac{\pi d n}{60 \cdot 75} \cdot \frac{2PL}{d} = \frac{PLn}{716,2} = 0,001396 PLn$$

$$N_e = K P n \text{ э. л. с.}; \quad K = 0,001396 L$$

где K — постоянная величина для каждого тормоза.

Для отвода тепла, шкив делается пустотелым и в центральное отверстие в нем вводятся две трубки, по одной подводится охлаждающая вода, а по другой отводится. Тормоза Прони применяются лишь для двигателей малой мощности (до 100 л. с.), так как в противном случае тормоз получается очень громоздким.

Для определения эффективной мощности главных судовых двигателей применяются гидравлические тормоза. На рис. 335 приведен поперечный разрез и на рис. 336 показана фотография гидравлического тормоза Фруда.

На вал 7 тормоза насажено рабочее колесо 8 с лопатками 11. Корпус тормоза 10 жестко связан с рычагом 1 и имеет такие же лопатки 9, как и рабочее колесо. Корпус тормоза лежит на четырех роликах 12, последние сделаны переставными для точного

совпадения оси вала двигателя с валом тормоза. Соединение тормоза с двигателем производится при помощи фланца 13. Вал тормоза поддерживается шариковыми подшипниками 14. Для уплотнения вала в корпусе служат сальники 15. Вода поступает в тормоз под острым давлением, через входную трубу 2 и клапан, затем по гибкой трубе 5 и разветвлению поступает с двух сторон в кольцевые камеры 16 корпуса. Из кольцевых камер вода вытекает через каналы 17, сделанные в неподвижных лопатках 9 корпуса и попадает на подвижные лопатки 11 рабочего колеса. Вследствие вращения рабочего колеса по

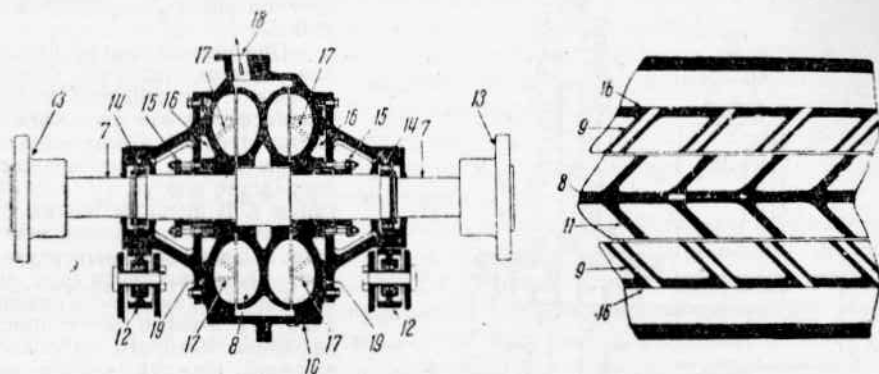


Рис. 335.

направлению стрелки воды, находящаяся в лопатках последнего, с значительной скоростью отбрасывается на неподвижные лопатки корпуса 9, стремясь повернуть его в сторону вращения вала. Такому повороту корпуса препятствует рычаг 1 с грузом 4 на конце.

Работа, совершаемая двигателем, превращается в тепло. Нагретая вода, проходя через зазор между рабочим колесом и корпусом, отводится через отверстие 18 и через регуляторный щелевой кран направляется по трубе в сливную воронку. Температура воды не должна превышать 60°C. Тормоз Фруда имеет автоматический регулятор нагрузки, состоящий из щелевого крана на выпускной трубе и системы рычагов. Кран укрепляется на корпусе тормоза и пробка его соединяется с рычагами, установленными на неподвижной стойке. При изменении нагрузки или давления поступающей воды, рычаг 1 выйдет из горизонтального положения равновесия и корпус тормоза повернется на небольшой угол относительно оси вала. При отклонении корпуса рычаги повернут пробку крана в ту или другую сторону, увеличив или уменьшив проход для выходящей из корпуса воды, поддерживая тормоз в состоянии равновесия. Для спокойной работы тормоза имеется под рычагом 1 масляный катаракт, вызывающий затухание мелких колебаний корпуса. Вес рычага и тарелки 4, служащей для установки гирь, уравнивается грузом 6.

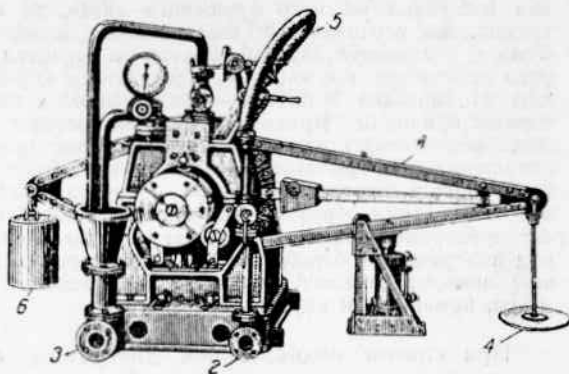


Рис. 336. Гидравлический тормоз Фруда.

Вращающий момент, создаваемый двигателем, уравнивается моментом PL , противодействующим вращению корпуса, где P — нагрузка на конце рычага 1 в кг и L — расстояние от оси тормоза до точки привеса груза.

$$M = PL = \frac{75 \cdot 60}{2\pi} \cdot \frac{N_e}{n} \text{ кгм}$$

Эффективная мощность двигателя при числе оборотов n в минуту:

$$N_e = 0,001396PLn = KPl \text{ э. л. с.}; K = 0,001396L$$

Индикаторная мощность двигателя определяется по индикаторным диаграммам, снятым при помощи прибора — индикатора. На рис. 337 показан разрез и на рис. 337а приведен общий вид индикатора фирмы Майгак. Индикатор устанавливается на цилиндрической крышке и при помощи канала, сделанного в крышке, сообщается с камерой сжатия.

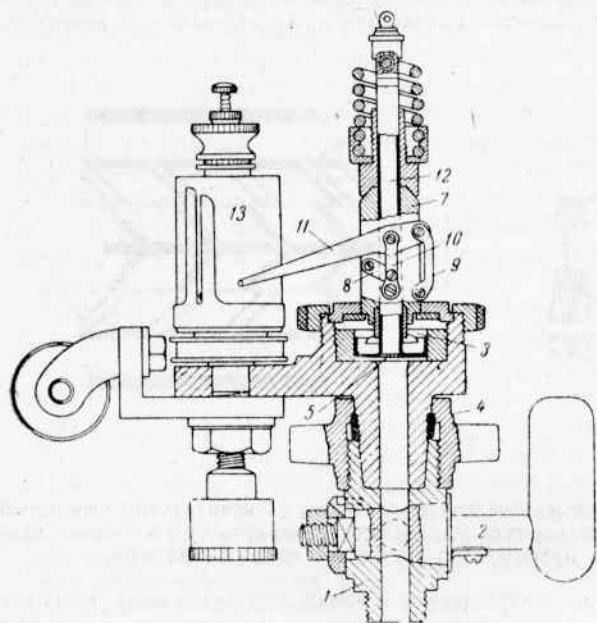


Рис. 337. Разрез индикатора Майгак.

штоком 12 могут поворачиваться вокруг оси штока. На конце штока 11 имеется карандаш, который будет прижиматься к барабану, при повороте колонки. Барабан 13 служит для надевания на него бумажного листа, на котором вычерчивается индикаторная диаграмма. Две вертикальные пластинки на барабане предназначаются для закрепления листа бумаги, огибающей барабан. Вращение барабана достигается при помощи шнура, намотанного на нижнюю его часть и закрепленного одним концом на барабане и другим — соединенного с индикаторным приводом. Привод состоит из системы рычагов, соединенных с поршнем или шатуном, при этом отношение плеч рычагов сделано таким образом, что ходу поршня соответствует угол поворота барабана в 300—340°. Таким образом, угол поворота барабана будет пропорционален ходу поршня. Индикаторный привод поворачивает барабан лишь в одну сторону. Обратный поворот барабана получается посредством пружины, помещенной внутри барабана.

При снятии индикаторной диаграммы, шнур индикатора с металлическим крючком на конце, зацепляется за рычаг привода и барабан начинает поворачиваться в ту и другую сторону. Если разобщить индикатор от рабочего цилиндра и соединить его с атмосферой, то карандаш пишущего прибора останется неподвижным и при касании им барабана на бумаге прочертится горизонтальная линия, соответствующая атмосферной линии. При сообщении цилиндра индикатора с внутренней полостью рабочего цилиндра, карандаш будет передвигаться по вертикали в соответствии с изменением давления в цилиндре. Таким образом в результате совокупного движения барабана и карандаша последний будет вычерчивать на бумаге индикаторную диаграмму. Для уменьшения трения между карандашом и бумагой последняя делается глянцевой и покрывается особым составом, вследствие чего медный карандаш может начертить на ней линию.

Для снятия диаграммы, соединяют индикаторный шнур с рычажным приводом

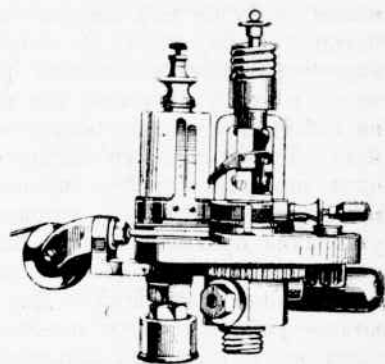


Рис. 337а. Индикатор Майгак.

и слегка прогревают индикатор, сообщив его краном с цилиндром, при отведенном карандаше пишущего прибора. Затем поворотом крана сообщают индикатор с атмосферой и поворачивают пишущий прибор, слегка касаясь карандашом бумаги, при этом получается атмосферная линия (ось абсцисс). Сообщив индикатор с цилиндром, снова подводят карандаш на очень короткий промежуток времени и производят съемку диаграммы, после чего индикаторный кран перекрывается, шнур разъединяется с приводом, а индикаторная бумага снимается с барабана.

В зависимости от наибольшего давления в цилиндре двигателя, при индизировании пользуются различными поршнями и пружинами, прилагаемыми к индикатору. Диаметр нормального поршня индикатора составляет 20,27 мм. Кроме нормального поршня к индикатору обычно прилагаются поршни меньшего размера, а именно: поршень ($d=14,35$ мм) площадью, равной половине нормального, тоже $\frac{1}{2}$ нормального ($d=9,06$ мм). При замене поршня 5 индикатора сменяется соответственно и его цилиндр 3. При индизировании двигателей Дизеля обычно пользуются малым поршнем $d=9,06$ мм, так как нормальный поршень может служить лишь для предельных давлений в 16—18 атм. Нормальными поршнями пользуются для снятия диаграмм со слабой пружиной при исследовании процессов всасывания и выхода, а так же для снятия диаграмм продувочного наоса и ступени ЦНД компрессора. Выбор индикаторной пружины производится в зависимости от наибольшего давления в цилиндре. На головке каждой пружины выбиты масштаб пружины, максимальное предельное давление и диаметр поршня, к которому относится данная пружина, например: 1 атм.—5 мм; 14 атм.; диаметр 20,27. Эти цифры обозначают, что масштаб пружины 5 мм на 1 ати (перемещение карандаша по вертикали на 5 мм соответствует давлению 1 кг/см²) при этом максимальное давление не должно быть больше 14 атм. при нормальном поршне $d=20,27$ мм. Если взять ту же пружину, и поставить малый поршень индикатора ($d=9,06$ мм), то в этом случае масштаб пружины будет 1 атм.—1 мм и максимальное давление может быть допущено до 70 атм. Принимая во внимание, что наибольшая высота диаграммы для индикатора № 2 составляет 50 мм, предельное давление в цилиндре не должно превышать 50 атм. В табл. 82—84 приведены данные для нормальной модели индикатора № 2.

Число оборотов в мин. до	200	300	400	500	600
Высота диаграммы в мм	50	40	35	30	25
Длина " " "	90	80	70	60	50

При нормальном поршне $d=20,27$ мм

	При диаметре поршня $d=14,35$ мм								То же при $d=9,06$ мм						
Масштаб в мм/атм...	2,5	2,4	2	1,75	1,6	1,5	1,4	1,25	1,2	1,1	1	0,8	0,75	0,7	
Максимальное давление в кг/см ²	20	22	26	28	30	32	34	36	40	45	50	60	65	70	

Средняя модель индикатора дает удовлетворительные результаты при числе оборотов до 400 в мин., при большем числе оборотов на линии расширения появляются волны, вследствие колебаний пружины, искажающие форму диаграммы.

По индикаторной диаграмме определяется среднее индикаторное давление, для чего находят ее площадь в мм² при помощи плани-

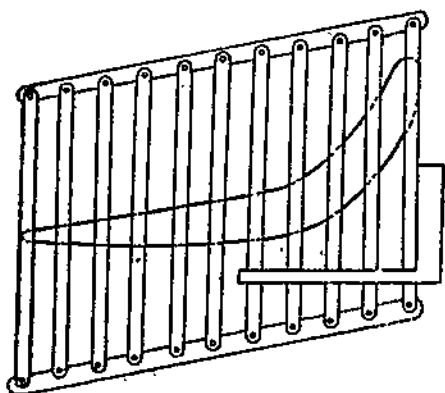


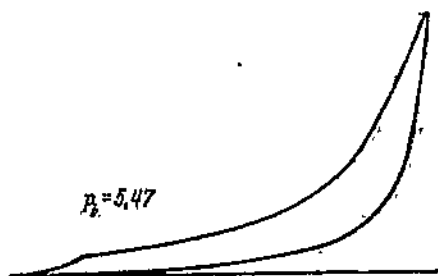
Рис. 338.



Рис. 339.

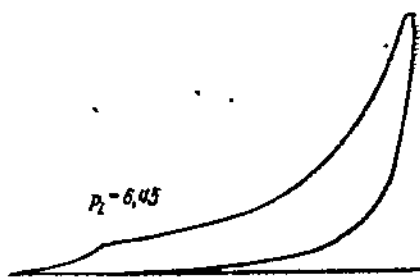
метра и, разделив полученное значение на основание (длину) диаграммы в мм, определяет среднее давление в мм. Разделив найденное значение на масштаб пружины, находят среднее индикаторное давление в кг/см².

В случае отсутствия планиметра, площадь индикаторной диаграммы может быть определена при помощи делительной решетки (рис. 338). Металлическая решетка состоит из параллельных линеек, соединенных с двумя планками. Решетку можно сдвигать или раздвигать по длине, при этом все линейки остаются между собой параллельными, а расстояния между ними сохраняются одинаковыми. При пользовании решеткой, следует ее раздвинуть настолько, чтобы крайние линейки касались концов диаграммы. Решетка устанавливается при помощи угольника в таком положении, чтобы линейки были перпендикулярны атмосферной линии. После правильной установки решетки острым карандашом проводятся по диаграмме один-

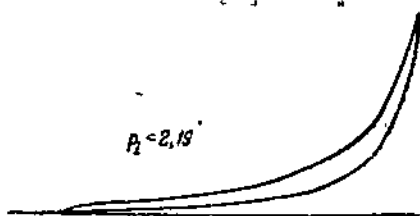


$p_1 = 2,2$

Рис. 340.



$p_2 = 6,45$



$p_2 = 2,19$

Рис. 341.

надцать ординат $y_0, y_1, \dots, y_{10}$. Отрезки вертикальных линий $y_0, y_1, y_2, \dots, y_{10}$, заключенные между линией расширения и линией сжатия измеряются линейкой. Средняя высота диаграммы или среднее индикаторное давление в масштабе определяется по формуле

$$h_i = \frac{1}{10} \left(\frac{y_0 + y_{10}}{2} + y_1 + y_2 + \dots + y_9 \right)$$

При отсутствии делительной решетки ординаты проводятся при помощи линейки, при этом длина диаграммы делится на 10 равных частей, кроме того проводятся дополнительно две ординаты y_0 и y_{10} в расстоянии $\frac{1}{4}$ деления от концов диаграммы.

Индикаторные диаграммы служат не только для определения индикаторной мощности двигателя, но они дают возможность судить о правильности протекании

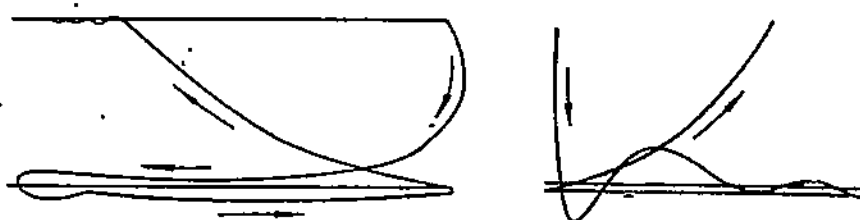


Рис. 342.

процессов внутри цилиндров и о качестве регулировки двигателя. Форма диаграммы зависит, в первую очередь, от газораспределения, т. е. от периодов открытия и закрытия клапанов, а также от давления форсуночного воздуха. Ниже приводится ряд диаграмм как правильной, так и неправильной формы.

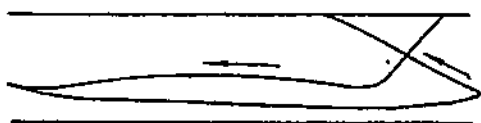


Рис. 343.

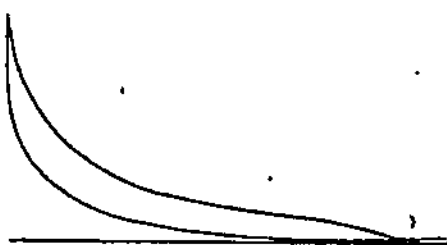


Рис. 344.

На рис. 339 показана нормальная индикаторная диаграмма четырехтактного компрессорного двигателя Дизеля при полной нагрузке и на рис. 340 при холостом ходе. Ввиду малого масштаба индикаторной пружины, линии всасывания и выталкивания сливаются с атмосферной линией. На рис. 341 показаны индикаторные диаграммы двухтактного компрессорного двигателя Дизеля при различных нагрузках.

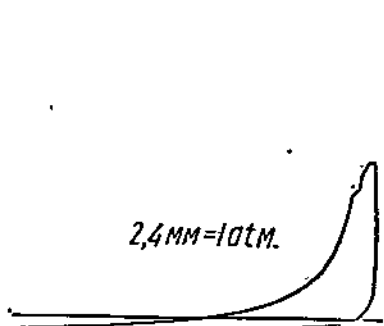


Рис. 345.

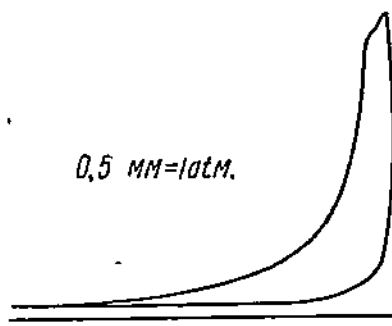


Рис. 346.

На рис. 342 приведена нижняя часть индикаторной диаграммы четырехтактного дизеля снятая при слабой пружине индикатора, и на рис. 343 показана нижняя часть диаграммы двигателя с наддувом Бюхи. На рис. 344 приведена индикаторная диаграмма двухтактного двигателя с калоризатором и картерной продувкой. На рис. 345 показана индикаторная диаграмма ЦНД компрессора и на рис. 346 ЦВД. На последующих рисунках показаны неправильные диаграммы компрессорного четырехтактного двигателя Дизеля: на рис. 347—

поздняя вспышка вследствие малого угла опережения подачи топлива, давление форсуночного воздуха велико; на рис. 348 — слишком высокое давление форсуночного воздуха; на рис. 349 — поршень индикатора застревает вверх; на рис. 350 — засорение форсунки; на рис. 351 — слишком длинный индикаторный шнур; на рис. 352 — колебания поршня индикатора.

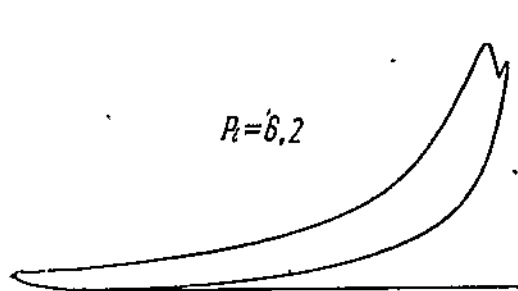


Рис. 347.



Рис. 348.

Кроме нормальных индикаторных диаграмм, при испытаниях снимают так называемые смещенные диаграммы, которые служат лишь для характеристики процесса горения. Смещенные диаграммы получаются в том случае если шнур индикатора

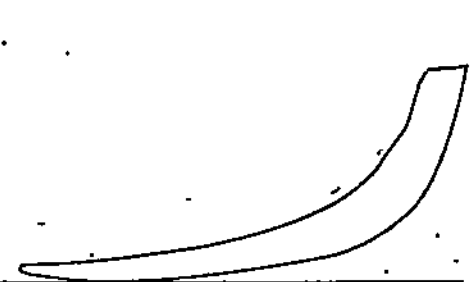


Рис. 349.

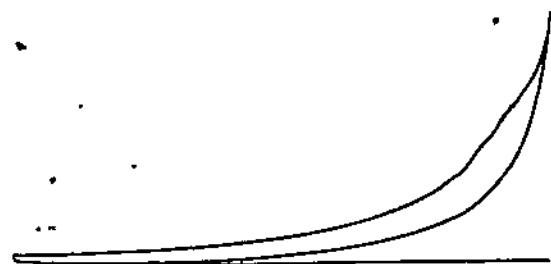


Рис. 350.

сцепить с приводом соседнего цилиндра, при условии, что мотыли расположены под 120° или 90° . В этом случае крайнее положение поршня будет соответствовать примерно середине смещенной диаграммы. В этот момент барабан индикатора будет

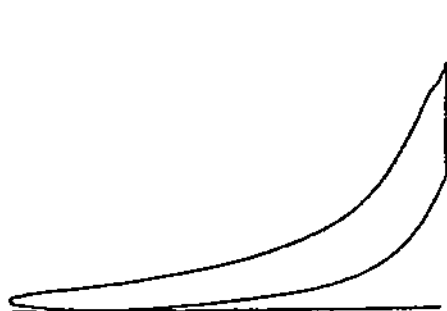


Рис. 351.

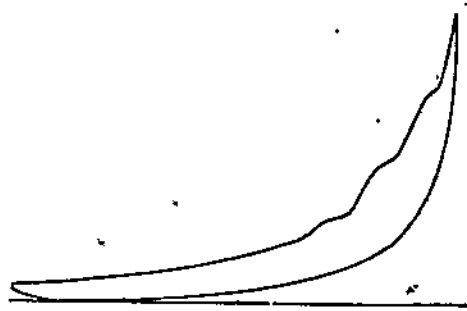


Рис. 352.

вращаться с максимальной угловой скоростью, в результате чего участок диаграммы, соответствующий процессу горения, получается как бы растянутым и все ненормальности становятся отчетливо заметными. На рис. 353 показаны нормальная индикаторная диаграмма и на ней же снята смещенная диаграмма (угол между мотылями 90°).

§ 126. Подсчет результатов испытаний

Подсчеты результатов испытаний производятся на основании средних значений из наблюдаемых во время испытания отсчетов по приборам. При подсчетах средних значений явно ошибочные записи исключаются.

Подсчеты результатов испытаний производятся для каждого режима нагрузки двигателя.

Среднее индикаторное давление получается делением площади индикаторной диаграммы в мм², определенной планиметром, на ее длину в мм и делением частного на масштаб индикаторной пружины в мм/атм. Индикаторная мощность цилиндра простого действия или отдельной полости цилиндра двойного действия подсчитывается по формуле:

для четырехтактных двигателей

$$N_i = \frac{p_i F S n}{9000} = \frac{V_h p_i n}{900} \text{ и. л. с.}$$

для двухтактных двигателей

$$N_i = \frac{p_i F S n}{4500} = \frac{V_h' p_i n}{450} \text{ и. л. с.}$$

где p_i — среднее значение среднего индикаторного давления во время испытаний в кг/см²;

F — полезная площадь сечения цилиндра в см²;

S — ход поршня в м;

n — среднее за испытание число оборотов двигателя в минуту;

V_h — объем, описываемый поршнем рабочего цилиндра, в л.

Индикаторная мощность каждой ступени компрессора или полости цилиндра продувочного насоса подсчитывается так же, как для двухтактного двигателя.

Индикаторная мощность всего двигателя определяется суммированием мощностей отдельных рабочих цилиндров или отдельных полостей для двигателей двойного действия.

Эффективная мощность двигателя определяется по тормозу и подсчитывается по формуле:

$$N_e = \frac{P L n}{716,2} \text{ э. л. с.}$$

где L — длина плеча тормоза в м;

P — окружное усилие на плече тормоза в кг (с учетом приведенного веса тормоза);

n — среднее за испытание число оборотов двигателя в минуту.

Если для нагрузки двигателя применяется электрический генератор постоянного тока, то электрическая мощность, снимаемая с клемм, будет составлять

$$N_{эл} = \frac{V A}{736} \text{ л. с.}$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{N_{эл}}{\eta_g} \text{ э. л. с.}$$

где η_g — к. п. д. генератора;

V — напряжение в вольтах;

A — сила тока в амперах.

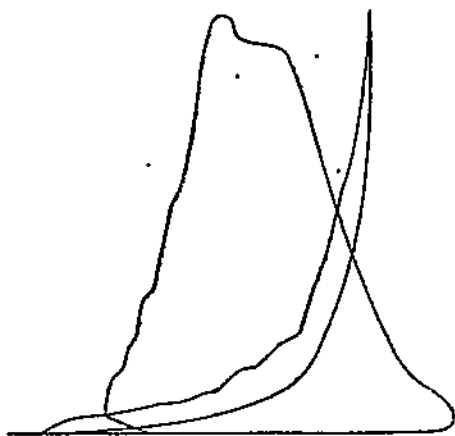


Рис. 353.

Если возбудитель насажен на валу генератора, непосредственно соединенного с двигателем, то электрическая мощность агрегата есть мощность на клеммах генератора.

Если генератор получает возбуждение от постороннего источника или через преобразователь, то для получения электрической мощности агрегата необходимо из мощности на клеммах генератора вычесть мощность возбуждения с учетом потерь в преобразователе.

При выборе к. п. д. генератора надлежит пользоваться существующими нормами или данными завода-строителя.

Среднее эффективное давление подсчитывается по формулам: для четырехтактных двигателей

$$p_3 = \frac{9000N_e}{n\Sigma FS} = \frac{900N_e}{n\Sigma V_h} \text{ кг/см}^2$$

для двухтактных двигателей

$$p_3 = \frac{4500N_e}{n\Sigma FS} = \frac{450N_e}{n\Sigma V_h} \text{ кг/см}^2$$

Удельный расход топлива и смазки получается делением часового расхода на эффективную мощность двигателя.

Пересчет удельных расходов топлива на топливо с гарантийной теплотворной способностью производится по формуле

$$c'_{e,l} = c_{e,l} \frac{H_u}{H'_u}$$

где $c'_{e,l}$ — приведенный удельный расход топлива на э. л. с.-час или на 1 и. л. с.-час;

$c_{e,l}$ — то же, полученный при испытаниях;

H_u — низший предел теплотворной способности топлива, употреблявшегося при испытаниях;

H'_u — то же, для гарантийного топлива.

Расход топлива на 1 л. с.-час, подсчитываемый по нижней теплотворной способности топлива, получается умножением удельного расхода топлива соответственно на его низшую теплопроизводительность.

Степень неравномерности хода машины, при каждой нагрузке подсчитывается по формуле

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{cp}}; \quad n_{cp} = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2}$$

где $n_{\max}$ и $n_{\min}$ максимальное и минимальное число оборотов по тахограмме, снятой при равномерной нагрузке двигателя в течение одной минуты.

К. п. д. двигателя подсчитывается по нижеследующим формулам: индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{632}{q_i};$$

$q_i = c_i H_u$ кал. на 1 и. л. с.-час

эффективный или экономический к. п. д.

$$\eta_e = \frac{632}{q_e};$$

$q_e = c_e H_u$ кал. на 1 э. л. с.-час

где c_e и c_i — расход топлива в кг на 1 э. л. с.-час и на 1 и. л. с.-час;

H_u — низший предел теплотворной способности топлива в кал./кг.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Механический к. п. д. не должен подсчитываться по работе холостого хода. Для двигателей с навешенными на нем компрессором и продувочным насосом механический к. п. д. брутто определяется по формуле

$$\eta_n = \frac{N_e}{N_i}$$

Механический к. п. д. нетто, учитывающий лишь работу трения и не зависящий от работы компрессора и продувочного насоса

$$\eta'_m = \frac{N_e + N_k + N_n}{N_i}$$

$$N_k = (N_i)_{\text{цвд}} + (N_i)_{\text{псд}} + (N_i)_{\text{цпл}}$$

где N_e — эффективная мощность двигателя в л. с.;

N_i — индикаторная мощность двигателя;

N_k — индикаторная мощность компрессора;

N_n — индикаторная мощность продувочного насоса.

На основании средних данных анализа продуктов сгорания, для четырехтактных двигателей определяется коэффициент α_1 , избытка воздуха при горении.

При подсчете результатов заводских испытаний, с достаточной технической точностью можно отказаться от учета потерь вследствие неполноты сгорания топлива, в этом случае коэффициент избытка воздуха α_1 определяется следующим методом.

При сгорании 1 кг топлива в цилиндр двигателя вводится $\alpha_1 V_0$ м³ воздуха, который содержит N_2 м³ азота O'_2 м³ кислорода

$$N_2 = 0,79 \alpha_1 V_0 \text{ м}^3;$$

$$O'_2 = 0,21 \alpha_1 V_0 \text{ м}^3$$

где V_0 — теоретическое количество воздуха в м³, необходимое для сгорания 1 кг топлива.

Азот, находящийся в воздухе, полностью переходит в продукты сгорания. Кислород воздуха в количестве $0,21 V_0$ используется для горения, следовательно, в продуктах сгорания 1 кг топлива свободного кислорода остается:

$$O_2 = 0,21 \alpha_1 V_0 - 0,21 V_0 = 0,21 (\alpha_1 - 1) V_0 \text{ м}^3$$

Определим отношение количества кислорода и азота в продуктах сгорания

$$\frac{O_2}{N_2} = \frac{21}{79} \cdot \frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1} = \frac{21}{79} \left(1 - \frac{1}{\alpha_1} \right)$$

$$\alpha_1 = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{O_2}{N_2}}$$

где O_2 и N_2 — содержание кислорода и азота в сухих продуктах сгорания в процентах по объему.

$$N_2 = 100 - CO_2 - O_2$$

Коэффициент избытка воздуха с учетом неполноты горения:

$$\alpha_1 = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{O_2 - 0,5 CO}{N_2}}$$

Для определения коэффициента подачи рабочего цилиндра четырехтактного двигателя, воспользуемся выражением:

$$\eta_v = \frac{G_g}{G_0}$$

где G_g — вес воздуха в кг, поступившего в цилиндр за один всасывающий ход поршня;

G_0 — вес воздуха в кг в рабочем объеме цилиндра V_h м³ при барометрическом давлении p_0 и абсолютной температуре T_0 окружающего воздуха.

Количество воздуха, поступившего в цилиндр в течение часа, определится по формуле

$$G_1 = 28,95 \alpha_1 L_0 G; \quad G = c_e N_e' \text{ кг}$$

или за один всасывающий ход поршня

$$G_g = \frac{G_1}{60n0,5} = \frac{G_1}{30n} \text{ кг}$$

где L_0 — количество воздуха в молях, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива;

c_e — кг расход топлива на 1 э. л. с.-час;

N_e' — эффективная мощность одного цилиндра в л. с.;

n — число оборотов двигателя в минуту.

Вес воздуха G_0 кг в рабочем объеме цилиндра V_h м³, при давлении p_0 мм рт. ст., абсолютной температуре T_0 и удельном весе γ_0 определится по формуле

$$G_0 = V_h \gamma_0 \text{ кг}$$

$$\gamma_0 = 1,293 \frac{p_0}{760} \cdot \frac{273}{T_0} \text{ кг/м}^3$$

Подставляя полученные значения в выражение для коэффициента подачи, определим величину η_v

$$\eta_v = \frac{G_g}{G_0} = 2,08 \frac{\alpha_1 L_0 c_e N_e' T_0}{n V_h p_0}$$

$$N_e' = \frac{\pi D^2}{4} p_2 S \frac{0,5n}{60 \cdot 75} 10^4$$

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$$

$$\eta_v = 2,31 \alpha_1 L_0 c_e p_2 \frac{T_0}{p_0}$$

где p_2 — среднее эффективное давление, полученное при испытании, в кг/см².

Тепловой баланс работы двигателя составляется следующим методом.

Потери на трение и работу компрессора, насосов и прочих вспомогательных механизмов, навешенных на двигателе, обычно соединяют вместе. Сумма этих потерь равна $N_t - N_e$ л. с. или на 1 э. л. с.

$$\frac{N_t - N_e}{N_e}$$

$$Q_m = \frac{N_i - N_e}{N_e} 632 \text{ кал. на 1 э. л. с.-час}$$

Количество тепла, теряемое с охлаждающей водой

$$Q_w = \frac{G_w (t_w'' - t_w') C}{N_e} \text{ кал. на 1 э. л. с.-час}$$

где G_w — часовой расход охлаждающей воды в кг на весь двигатель;

C — теплоемкость охлаждающей жидкости;

t_w'' и t_w' — температуры выходящей и входящей воды.

В случае замера количеств и температур охлаждающей воды или масла, для каждого цилиндра, поршня и вообще для каждой отдельной системы охлаждения Q_w подсчитывается как сумма количества тепла, унесенного из каждого цилиндра в отдельности.

Количество тепла, отдаваемое воде в охлаждаемом выхлопном коллекторе, в баланс тепла не включается.

Для определения потери тепла с отходящими газами, необходимо знать содержание углерода (C) и водорода (H) в топливе в процентах по весу, а также температуру всасываемого воздуха t_1 и температуру отходящих газов t_2 . В этом случае потери тепла с выхлопом на 1 кг сгоревшего топлива можно определить по приближенной формуле Бунта, в которой отбрасывается член, соответствующий содержанию воды в топливе, кроме того принимается средняя теплоемкость 1 м³ сухих продуктов сгорания равной 0,32 и 1 кг водяного пара 0,48.

$$Q_r = \left(0,32V + 0,48 \frac{9H}{100} \right) (t_2 - t_1)$$

$$V = \frac{1}{0,54} \cdot \frac{C}{CO_2 + CO} \text{ м}^3$$

где V м³ — объем выхлопных газов; CO_2 и CO — содержание углекислоты и окиси углерода в продуктах сгорания в процентах по объему.

Потери тепла с уходящими газами:

$$Q_r' = Q_r c_e \text{ кал. на 1 э. л. с.-час}$$

Полезный расход тепла на 1 э. л. с.-час составляет $Q_e = 632$ кал.

Ниже приводятся подсчеты результатов испытания четырехтактного шестицилиндрового бескомпрессорного двигателя типа М. А. Н.

Основные элементы двигателя: нормальная эффективная мощность $N_e = 380$ э. л. с. при числе оборотов $n = 230$ в минуту, диаметр цилиндра $D = 345$ мм и ход поршня $S = 500$ мм.

Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S \cdot 10^3 = \frac{\pi 0,345^2}{4} 0,5 \cdot 10^3 = 46,7 \text{ л}$$

Индикаторная мощность двигателя

$$N_i = \frac{p_i V_h n z}{900} = \frac{6,3 \cdot 46,7 \cdot 232 \cdot 6}{900} = 457 \text{ и. л. с.}$$

где $p_i = 6,3$ кг/см² — среднее индикаторное давление, полученное при испытании;

$n = 232$ — среднее число оборотов двигателя в минуту;

z — число цилиндров.

Эффективная мощность двигателя, определяемая гидравлическим тормозом

$$N_e = \frac{PLn}{716,2} = \frac{802 \cdot 1,444 \cdot 232}{716,2} = 376 \text{ в. л. с.}$$

где $L = 1,444$ м — плечо тормоза,
 $P = 802$ кг — груз тормоза.
 Среднее эффективное давление

$$p = \frac{900N_e}{n\Sigma V_h} = \frac{900 \cdot 376}{232 \cdot 6 \cdot 46,7} = 5,20 \text{ кг/см}^2$$

Состав 1 кг топлива в процентах по весу: углерода $C = 85,40\%$, водорода $H = 12,45\%$, кислорода $O = 0,54\%$, серы $S = 0,07\%$, воды $1,54\%$. Низший предел теплотворной способности топлива по формуле Менделеева]

$$H_u = 81C + 300H - 26(O - S) - 6(9H + W)$$

$$H_u = 81 \cdot 85,40 + 300 \cdot 12,45 - 26(0,54 - 0,07) - 6(9 \cdot 12,45 + 1,54) = 9980 \text{ кал./кг}$$

Определим состав сухого топлива в процентах по весу (без учета серы):

$$\text{углерода } C = \frac{0,8540}{0,9839} 100 = 86,80\%$$

$$\text{водорода } H = \frac{0,1245}{0,9839} 100 = 12,65\%$$

$$\text{кислорода } O = \frac{0,0054}{0,9839} 100 = 0,55\%$$

$$H + O + C = (12,45 + 0,54 + 85,40)10^{-2} = 0,9839 \text{ кг}$$

Теоретическое количество воздуха в молях, необходимое для сгорания 1 кг топлива (формула 26)

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,8680}{12} + \frac{0,1265}{4} - \frac{0,0055}{32} \right) = 0,50 \text{ мол./кг}$$

Расход топлива в 1 час составляет $G = 68,15$ кг.
 Удельный расход топлива на 1 в. л. с.-час

$$c_e = \frac{G}{N_e} = \frac{68,15}{376} = 0,181 \text{ кг}$$

в тепловых единицах

$$q_e = c_e H_u = 0,181 \cdot 9980 = 1806 \text{ кал.}$$

Удельный расход топлива на 1 и. л. с.-час

$$c_i = \frac{G}{N_i} = \frac{68,15}{457} = 0,149 \text{ кг}$$

$$q_i = c_i H_u = 0,149 \cdot 9980 = 1485 \text{ кал.}$$

Коэффициенты полезного действия в процентах:

$$\text{механический } \eta_m = \frac{N_e}{N_i} 100 = \frac{376}{457} 100 = 82,2\%$$

$$\text{индикаторный } \eta_i = \frac{632}{q_i} 100 = \frac{632}{1485} 100 = 42,5\%$$

$$\text{экономический или эффективный } \eta_e = \frac{632}{q_e} 100 = \frac{632}{1806} 100 = 35,0\%$$

Средний состав продуктов сгорания в процентах по объему (по анализу продуктов сгорания)

$$\text{CO}_2 = 7,4\%; \text{CO}_2 + \text{O}_2 = 18,2\%$$

$$\text{N}_2 = 100 - (\text{CO}_2 + \text{O}_2) = 100 - 18,2 = 81,8\%$$

$$\text{O}_2 = 18,2 - 7,4 = 10,8\%$$

Коэффициент избытка воздуха при горении

$$\alpha_1 = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{\text{O}_2}{\text{N}_2}} = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{10,8}{81,8}} = 2,0$$

Коэффициент подачи рабочего цилиндра при барометрическом давлении $p_0 = 745$ мм рт. ст. и абсолютной температуре окружающего воздуха $T_0 = 290^\circ \text{K} (17^\circ \text{C})$

$$\eta_v = 2,31 \alpha_1 L_0 c_e p_0 \frac{T_0}{p_0}$$

$$\eta_v = 2,31 \cdot 2,0 \cdot 0,5 \cdot 0,181 \cdot 5,2 \frac{290}{745} = 0,845$$

Часовой расход воды на охлаждение двигателя составляет в среднем $G_w = 9,38$ м³ в час, при температуре входящей воды $t'_w = 12^\circ \text{C}$ и отходящей $t''_w = 33^\circ \text{C}$. Потери тепла с охлаждающей водой на 1 э. л. с.-час:

$$Q_w = \frac{G_w}{N_e} (t''_w - t'_w) C = \frac{9,38 (33 - 12) 1000}{376} = 524 \text{ кал.}$$

Потери тепла с уходящими газами на э. л. с.-час:

$$Q_r = \left(0,32 V + 0,48 \frac{9H}{100} \right) (t_2 - t_1) c_e$$

$$V = \frac{1}{0,54} \cdot \frac{C}{\text{CO}_2 + \text{CO}} = \frac{1}{0,54} \cdot \frac{86,80}{7,4} = 21,8 \text{ м}^3$$

$$Q_r = \left(0,32 \cdot 21,8 + 0,48 \frac{9 \cdot 12,65}{100} \right) (368 - 17) 0,181 = 478 \text{ кал.}$$

где $t_2 = 368^\circ \text{C}$ — температура выхлопных газов, $t_1 = 17^\circ \text{C}$ — температура воздуха.

Потери тепла на трение и работу вспомогательных механизмов, навешенных на двигатель, отнесенные к 1 э. л. с.-час:

$$Q_m = \frac{N_i - N_e}{N_e} 632 = \frac{475 - 376}{376} 632 = 136 \text{ кал.}$$

Тепловой баланс работы двигателя:

Затрачено на 1 э. л. с.-час

$$q_e = 1806 \text{ кал.} - 100\%$$

Превращено в полезную работу

$$Q_e = 632 \text{ кал.} - \frac{632}{q_e} 100 = \frac{632}{1806} 100 = 35,0\%$$

Потери: механические (трение и вспомогательные механизмы)

$$Q_m = 136 \text{ кал.} - \frac{136}{q_e} 100 = \frac{136}{1806} 100 = 7,5\%$$

тепловые с охлаждающей водой¹

$$Q_w = 524 \text{ кал.} - \frac{524}{q_e} 100 = \frac{524}{1806} 100 = 29,0\%$$

тепловые с выхлопными газами

$$Q_r = 478 \text{ кал.} - \frac{478}{q_s} 100 = \frac{478}{1806} 100 = 26,5\%$$

неучтенные потери

$$Q = 1806 - Q_e - Q_m - Q_w - Q_r$$
$$\frac{Q = 1806 - 632 - 136 - 524 - 478 = 36 \text{ кал.} - 2,0\%}{q_e = 1806 \text{ кал.} - 100,0\%}$$

¹ С учетом охлаждения циркуляционного масла.

СОДЕРЖАНИЕ

	СТР.
Предисловие к третьему изданию	3
От редактора третьего издания	—
Предисловие ко второму изданию	4
<i>Часть I</i>	
ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	
Глава I. Общие понятия о двигателях внутреннего сгорания	
§ 1. Классификация двигателей	5
§ 2. Турбины внутреннего сгорания (газовые турбины)	6
Глава II. Применение двигателей на водном транспорте	
§ 3. Краткий исторический очерк развития двигателей внутреннего сгорания	8
§ 4. Область применения судовых двигателей различных типов	11
Глава III. Способ действия и схема устройства четырехтактных двигателей	
§ 5. Двигатели быстрого сгорания	14
§ 6. Компрессорные двигатели Дизеля	16
§ 7. Бескомпрессорные двигатели Дизеля	20
Глава IV. Способ действия и схема устройства двухтактных двигателей	
§ 8. Двигатели Дизеля	21
§ 9. Калоризаторные двигатели	22
§ 10. Двигатели двойного действия	24
Глава V. Теоретические циклы двигателей	
§ 11. Основные условия при рассмотрении циклов	27
§ 12. Термические к. п. д. различных циклов и их сравнение	—
Глава VI. Действительные рабочие процессы двигателей	
§ 13. Сравнение условий работы реальной машины с термодинамическим циклом	33
§ 14. Рабочие диаграммы двигателей	34
§ 15. Процесс выпуска продуктов сгорания	35
§ 16. Процесс всасывания	—
§ 17. Коэффициент подачи четырехтактных двигателей	38
Глава VII. Жидкое топливо и его горение	
§ 18. Общие свойства жидкого топлива	41
§ 19. Сорта жидкого топлива	44
§ 20. Горение жидкого топлива	47
§ 21. Количество воздуха, необходимое для сгорания	52
§ 22. Состав продуктов сгорания	55
§ 23. Средняя молекулярная теплоемкость газов	—
§ 24. Коэффициент остаточных газов	56
Глава VIII. Расчет рабочего процесса четырехтактных двигателей	
§ 25. Процесс сжатия	59
§ 26. Уравнения горения	62

	стр.
§ 27. Процесс расширения	65
§ 28. Построение индикаторных диаграмм	66
§ 29. Среднее индикаторное давление	68
Глава IX. Особенности расчета рабочего процесса двухтактных двигателей	
§ 30. Среднее индикаторное давление	70
§ 31. Коэффициент подачи	72
§ 32. Системы продувки	78
§ 33. Построение диаграммы открытия окон	84
§ 34. Процесс выпуска	89
§ 35. Процесс продувки	97
Глава X. Коэффициенты полезного действия и расход топлива	
§ 36. Мощность двигателя	102
§ 37. Механический к. п. д.	104
§ 38. Индикаторный к. п. д.	105
§ 39. Экономический к. п. д.	106
§ 40. Расход топлива на 1 л. с. в час.	107
§ 41. Работа двигателя при переменном режиме	109
Глава XI. Тепловая нагрузка цилиндра	
§ 42. Передача тепла охлаждающей воде	112
§ 43. Температура внутренней поверхности цилиндра	114
Глава XII. Определение главных размеров двигателя	
§ 44. Приближенный способ определения главных размеров двигателя	117
§ 45. Сравнение двух- и четырехтактных двигателей	118
§ 46. Двигатели быстроходные и тихоходные	119
§ 47. Число цилиндров	120
§ 48. Двигатели трюкового типа и с ползуном	121
§ 49. Среднее эффективное давление	—
§ 50. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	122
§ 51. Определение главных размеров двигателя по данным расчета рабочего процесса	—
Глава XIII. Кинематика и динамика двигателя	
§ 52. Скорость и ускорение поршня	139
§ 53. Силы, действующие в шатунном механизме	141
§ 54. Построение диаграммы касательных усилий	144
§ 55. Уравновешивание двигателя	152
§ 56. Критическое число оборотов двигателя	162
Часть II	
КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ РАСЧЕТ	
Глава XIV. Неподвижные детали	
§ 57. Фундаментные рамы, подшипники и станины	175
§ 58. Рабочие цилиндры и крышки	182
Глава XV. Подвижные детали двигателей	
§ 59. Поршни	190
§ 60. Охлаждение поршней	195
§ 61. Поршневые пальцы (цапфы)	199
§ 62. Поршневые штыки	201
§ 63. Ползуны (крейцкопфы)	—
§ 64. Шатуны	203
§ 65. Коленчатые валы и маховики	208
Глава XVI. Органы распределения и регулирования	
§ 66. Круговая диаграмма распределения	210
§ 67. Конструкция клапанов	213

§ 68. Клапанные приводы	стр. 218
§ 69. Регуляторы	222

Глава XVII. Смазка и охлаждение двигателей

§ 70. Смазочные материалы и их основные свойства	223
§ 71. Смазка двигателей	227
§ 72. Охлаждение двигателей	230

Глава XVIII. Компрессорные дизели

§ 73. Топливные клапаны (форсунки)	232
§ 74. Устройство топливных насосов	236
§ 75. Пусковые устройства	240
§ 76. Системы реверса	243
§ 77. Конструкции компрессорных дизелей	244

Глава XIX. Компрессоры и продувочные насосы

§ 78. Давление форсуночного воздуха	248
§ 79. Теоретический и действительный процессы компрессора и продувочного насоса	249
§ 80. Устройство компрессоров и продувочных насосов	257

Глава XX. Бескомпрессорные дизели

§ 81. Распыливание жидкого топлива	261
§ 82. Распад струи и ее дальность	266
§ 83. Топливные клапаны	269
§ 84. Топливные насосы	272
§ 85. Форсунка-насос	277
§ 86. Пусковые устройства	282
§ 87. Реверсивные устройства	283
§ 88. Конструкции бескомпрессорных дизелей	287

Глава XXI. Двигатели с калоризатором

§ 89. Особенности конструкции двигателей с калоризатором	289
§ 90. Конструкции двигателей с калоризатором	294

Глава XXII. Карбюраторные двигатели

§ 91. Карбюраторы	297
§ 92. Зажигание	300
§ 93. Конструкции карбюраторных двигателей	305

Глава XXIII. Судовые газогенераторные установки

§ 94. Устройство газогенераторной установки	309
§ 95. Основы теории газогенераторного процесса	313
§ 96. Особенности газогенераторных двигателей	327

Глава XXIV. Определение прочных размеров частей двигателей

§ 97. Общие понятия о расчете деталей на прочность	319
§ 98. Материалы, применяемые при изготовлении частей двигателей	320
§ 99. Поршень	323
§ 100. Палец (панфа) поршня	331
§ 101. Шток поршня	332
§ 102. Ползуны (крейцкопф)	333
§ 103. Шатун	334
§ 104. Коленчатый вал	338
§ 105. Рабочий цилиндр и крышка	352
§ 106. Станина	357
§ 107. Рама	359
§ 108. Клапаны	361
§ 109. Клапанные приводы	368
§ 110. Профилирование кулачных шайб	369
§ 111. Топливный насос	373

Часть III

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава XXV. Повышение мощности двигателей	
§ 112. Двигатели с наддувом	382
§ 113. Особенности расчета двигателей с наддувом	389
Глава XXVI. Утилизация отходящего тепла	
§ 114. Утилизационные котлы	395
§ 115. Повышение экономичности установок при утилизации тепла	399
Глава XXVII. Системы трубопроводов судовых дизельных установок	
§ 116. Система сжатого воздуха	402
§ 117. Охлаждающая система	404
§ 118. Масляная система	405
§ 119. Топливная система	408
§ 120. Всасывающий и выпускной трубопроводы	412
Глава XXVIII. Эксплуатация судовых установок	
§ 121. Пуск и управление двигателем Дизеля	413
§ 122. Неправильности в работе двигателя, причины их возникновения и меры устранения	418
§ 123. Пуск и управление бензиновым двигателем	420
§ 124. Эксплуатация газогенераторной установки	421
Глава XXIX. Испытание двигателей	
§ 125. Методы испытания двигателя	422
§ 126. Подсчет результатов испытаний	433

Издательство „Водный транспорт“

Ответственный редактор Г. В. Тринклер
Технический редактор К. М. Волчок
Корректор Ф. И. Воробьев.

Сдано в набор 25/VIII 1939 г.
Подписано к печати 2/XI 1939 г.

Изд. № ЛО-53. Лениноблгиз № 4955.
Формат бумаги 72×103 (1/16). Бум. л. 14,63.
Печ. л. 27,75 + 2 вклейки. Алт. л. 45,1. Уч.-изд. л. 55,87.
Тип. зн. в 1 печ. л. 68 300. Тираж 5000 экз.
Заказ № 1239

Цена 12 р. 30 к. Переплет 1 р. 70 к.

2-я типография ОГИЗа РСФСР треста „Полиграфгиза“
„Печатный Двор“ им. А. М. Горького. Ленинград, Гатчинская, 26.