

---

ДВИГАТЕЛИ  
ВНУТРЕННЕГО  
СГОРАНИЯ

II

---

МАШГИЗ

А. С. ОРЛИН, Д. Н. ВЫРУБОВ, Н. И. КОСТЫГОВ, С. Е. ЛЬБЕДЕВ,  
С. Г. РОГАНОВ, Ф. Ф. СИМАКОВ, М. М. ЧУРСИН

# ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

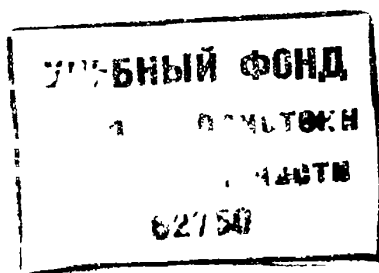
ТОМ II

## КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ

*Под редакцией проф. А. С. ОРЛИНА*

*Допущено Главным управлением политехнических  
и машиностроительных вузов Министерства высшего образования СССР  
в качестве учебника для высших технических учебных заведений*

2203.



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1955



В книге рассматриваются области применения и основные показатели двигателей внутреннего сгорания, вопросы проектирования двигателей, расчета на прочность их деталей, материалы, силы и моменты, нагружающие основные детали.

В книге рассмотрены конструкции и дан расчет коленчатого вала, шатунов, поршневой группы, деталей группы распределения, корпуса, топливоподающей системы, систем смазки и охлаждения, пусковых устройств и реверса.

В последних главах описаны конструкции двигателей различного назначения и дан их анализ.

Книга предназначена для студентов машиностроительных и автомеханических высших учебных заведений, а также для инженеров, работающих в области двигателестроения.

Рецензенты: „Кафедра конструкций авиадвигателей“  
Московского авиационного института

Проф. В. А. Петров

*Редактор инж. К. А. Пономарева*

---

*Редакция литературы по автомобильному, тракторному  
и сельскохозяйственному машиностроению*

*Зав. редакцией инж. В. В. БРОКШ*

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящем учебнике изложен курс «Конструкций и расчета поршневых двигателей внутреннего сгорания», применяющихся в промышленных, сельскохозяйственных, судовых, тепловозных установках и установках машин безрельсового транспорта.

Учебник написан по программе специальности «Двигатели внутреннего сгорания» Московского высшего технического училища имени Баумана. В значительной степени книга соответствует также программам специальности «Двигатели внутреннего сгорания» других машиностроительных вузов. Книга может найти применение и для специальностей: автомобили, тракторы, судостроение, тепловозостроение.

Курс охватывает вопросы конструкции и расчета узлов и деталей поршневых двигателей внутреннего сгорания основных типов и назначения. Авторы стремились при изложении материала дать обобщенную трактовку указанных вопросов.

Соответственно учебному плану специальности «Двигатели внутреннего сгорания», курсу «Конструкции и расчет двигателей» предшествует «Описательный курс двигателей», знание которого при чтении настоящей книги необходимо. Учащимся должны быть также известны основные вопросы теории рабочего процесса, изложенные в учебнике<sup>1</sup> «Двигатели внутреннего сгорания», том. I.

В настоящий учебник не вошли вопросы кинематики, уравнивания и колебаний деталей кривошипно-шатунного механизма, представляющие собой содержание отдельного курса «Динамика двигателей». Не включены вопросы, относящиеся к курсам «Регулирование и автоматизация», «Установки с двигателями внутреннего сгорания», «Комбинированные двигатели» и «Нагнетатели», выделенные в особые курсы соответственно учебному плану специальности.

Гл. I, II, V, VII, VIII, IX и § 2 гл. VI написаны А. С. Орлиным.

Введение, гл. XIV и XV — Д. Н. Вырубовым.

Гл. X и XI — М. М. Чурсиным.

Гл. XIII и XIX — Ф. Ф. Симаковым.

Гл. III — Д. Н. Вырубовым и С. Г. Рогановым.

Гл. IV — С. Е. Лебедевым и М. Г. Кругловым.

Гл. XII, XVII и XVIII — Д. Н. Вырубовым и Н. И. Костыговым.

Гл. XVI — Д. Н. Вырубовым и С. Е. Лебедевым.

§ 1 гл. VI — С. Г. Рогановым.

§§ 2 и 8 гл. IX — А. С. Орлиным и С. Г. Рогановым.

В подборе материала и описании выполненных конструкций карбюраторов и деталей кривошипно-шатунного механизма приняли участие Б. П. Кицкий, В. Б. Гридин, Е. П. Камзолов и А. П. Миронов.

В редактировании принял участие проф. Д. Н. Вырубов.

<sup>1</sup> Машгиз, 1951.

## ВВЕДЕНИЕ

Машиностроение является ведущей отраслью советской промышленности. Постоянное совершенствование машин, находящихся в производстве, и создание новых, высокопроизводительных машин — непреложный закон развития машиностроения, так как механизация всех производственных процессов есть техническая база повышения производительности труда.

Развитие народного хозяйства СССР происходит на основе пятилетних планов, содержащих как директивные указания о направлении развития отдельных отраслей, так и конкретные показатели, определяющие объем производства каждой отрасли. Плановое начало, положенное в основу развития народного хозяйства, охватывает все области промышленного и сельскохозяйственного производства и строительства, в том числе и научно-исследовательскую и конструкторскую работу, и предопределяет техническую политику развития отдельных отраслей, их взаимосвязь и кооперирование.

Общим принципом советской технической политики является наиболее рациональное использование естественных ресурсов при максимальной производительности труда. При этом рост производительности труда достигается путем механизации, электрификации и автоматизации производственных процессов.

Таким образом, советская техника предопределяет создание новых все более производительных машин при обязательном условии дальнейшего облегчения человеческого труда.

Отличительная особенность советского машиностроения заключается в его прогрессивном характере, использовании новых принципов, причем стимулы для развития исходят не только из требований производств, в которых применяются выпускаемые машины, но и возникают в самом процессе машиностроения, так как создание новых машин определяет развитие технологии, улучшение которой, в свою очередь, позволяет создавать еще более совершенные машины.

Второй отличительной особенностью советского машиностроения, как и всех областей советского производства, является коллективный метод разработки новых конструкций. Такой метод не только не умаляет значения творчества главного конструктора, но еще более увеличивает роль последнего как организатора и руководителя коллектива. В то же время именно коллективная работа на основе творческой критики и самокритики позволяет дать в короткие сроки действительно полноценные решения сложнейших проблем, которые выдвигаются перед машиностроением.

Директивами XIX съезда и решениями пленумов ЦК КПСС предусмотрен значительный рост производства двигателей разных типов. Применение двигателей внутреннего сгорания во всех областях народного хозяйства и в самых различных условиях способствует разнообразию конструктивных форм и масштабов их производства. В соответствии с этими особенностями двигателестроения весьма различны и применяемые мате-

риалы и технология производства двигателей. Однако только наиболее простые и тяжелые тихоходные стационарные и судовые двигатели, выпускаемые относительно малыми сериями, выполняются в основном в пределах 3-го класса точности с применением рядовых материалов. В крупносерийном производстве, особенно двигателей специального назначения, применяют качественные материалы с обработкой ряда деталей даже по 1-му классу точности. Массовое производство транспортных быстроходных двигателей также требует высокой культуры производства (не ниже 2-го класса точности).

Общие направления развития двигателестроения — повышение быстроходности, увеличение напряженности, связанное со снижением веса, особо отмеченного в директивах XIX съезда КПСС, — естественно выдвигают все более высокие требования как к качеству материалов, так и к технологии производства, что является стимулом их дальнейшего улучшения.

Таким образом, интенсивно развивающееся двигателестроение относится к группе производств машин высокой точности, что и определяет прогрессивный характер данной отрасли.

Исходным материалом для проектирования новой машины служит проектное задание, содержащее технические требования, которым должны удовлетворять основные показатели работы новой машины. Предложение создания новой машины и формулировка соответствующего проектного задания может исходить, во-первых, от эксплуатирующих организаций, которые на основе опыта своей работы или требований, выдвигаемых дальнейшим развитием производства, ставят перед машиностроителями задачу повышения показателей выпускаемых машин; во-вторых, от самого же двигателестроительного завода, так как постоянное совершенствование выпускаемой продукции является его непосредственной задачей; в-третьих, от высших руководящих органов на основе принципиально новых достижений советской науки.

Общие требования, которые предъявляются при создании нового двигателя заданной мощности и числа оборотов, сводятся к обеспечению наименьшего веса и габаритов, наибольшей экономичности, наибольшей надежности и увеличения срока службы, наибольшей простоты конструкции и дешевизны производства и эксплуатации, безопасности и удобства обслуживания.

Одновременное удовлетворение этих требований представляет значительные трудности, так как отдельные требования находятся в некотором противоречии между собой.

Так, например, необходимость достижения минимального веса не всегда увязывается с требованием наибольшей экономичности вследствие того, что максимальная мощность двигателя с внешним смесеобразованием получается при несовершенном сгорании топлива. Необходимость получения минимального веса не увязывается и с требованием наибольшего срока службы, так как высоконапряженные двигатели с малым удельным весом естественно подвержены большому износу.

Для создания легкого двигателя необходимо применять качественные материалы и обеспечивать высокую точность изготовления, что приводит к удорожанию производства и эксплуатации. Требование повышения экономичности, кроме того, связано с проблемой снабжения топливом. Так, например, для карбюраторного двигателя удовлетворение этого требования определяется в основном возможностью повышения степени сжатия и, соответственно, применением топлива с более высоким октановым числом. Вопрос об экономичности двигателя следует рассматривать не только в отношении величины удельного расхода топлива, но также с учетом ресурсов данного топлива, возможностей и трудностей его производства. Высокая ценность топлив,

применяемых в двигателях внутреннего сгорания, определяет необходимость тщательного выбора наиболее рационального топлива, а в некоторых случаях перед конструктором встает вопрос создания двигателя, который мог бы работать, например, на жидких топливах различных сортов или даже, при условии смены некоторых деталей, работать на газообразном топливе вместо жидкого (конвертивные двигатели).

Таким образом, в зависимости от назначения двигателя в каждом отдельном случае должен быть решен вопрос, какие из перечисленных требований являются основными и в какой мере могут быть выполнены остальные.

Для авиационных двигателей в первую очередь должен быть обеспечен наименьший вес и минимальные габариты при высокой надежности и, по возможности, высокой экономичности даже в ущерб сроку службы, простоте и дешевизне производства и эксплуатации.

Для судовых двигателей весовые показатели уже не имеют такого решающего значения, так как вес самого двигателя составляет относительно малую часть веса всей установки. Однако в некоторых случаях минимальными габаритами двигателя, особенно по ширине, определяется возможность размещения его в корпусе судна. Кроме того, для судового двигателя выдвигаются повышенные требования экономичности для обеспечения наибольшей дальности плавания без пополнения запасов горючего, высокой надежности и достаточного срока службы при возможной простоте обслуживания.

Для стационарных двигателей важнейшими требованиями являются высокая экономичность, надежность и большой срок службы при возможной простоте производства и эксплуатации.

Двигатели для наземного транспорта и для механизации сельскохозяйственных и других работ должны удовлетворять в значительной степени всем указанным требованиям.

Следует отметить, что массовый характер производства таких двигателей обеспечивает его относительную дешевизну даже при необходимой сложности конструкции, применении качественных материалов и высокой точности обработки деталей.

Для легких транспортных двигателей большой мощности предъявляются повышенные требования к габаритам и общей жесткости конструкции.

Нет необходимости повторять, что безопасность и удобство обслуживания должны быть обеспечены во всех случаях.

На основании конкретной потребности народного хозяйства, с учетом рассмотренных общих требований, а также показателей работы двигателей, уже находящихся в производстве, и производственных возможностей, и разрабатывается проектное задание для проектирования нового типа двигателя.

Однако развитие двигателестроения осуществляется не только путем создания принципиально новых конструкций, но и путем развития и улучшения двигателей тех типов, которые находятся в производстве. Каждая, находящаяся в производстве конструкция содержит, с одной стороны, элементы и узлы, которые можно совершенствовать и тем самым улучшать показатели работы двигателя, а, с другой стороны, элементы, если и удовлетворительно работающие для того времени, когда создавалась данная конструкция, но уже через некоторое время не полностью соответствующие новым требованиям.

Полная замена выпускаемого двигателя новым в этом случае не всегда бывает рациональна, так как потребуются значительные затраты, коренная перестройка, а иногда и перерыв производства. Поэтому улучшение

показателей работы достигается в результате совершенствования двигателя выпускаемого типа, путем переконструирования отдельных слабых и устаревших узлов, без изменения основных конструктивных характеристик, определяющих его технологию. В зависимости от конкретных условий и требований степень совершенствования, а следовательно, и соответствующее проектное задание могут быть весьма различными.

Таким образом, путем модернизации можно улучшить показатели работы двигателя без больших нарушений производства и более рационально использовать станки и приспособления.

---

## ОСНОВНЫЕ ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $p_0$  — давление окружающей среды  
 $p_z$  — давление в цилиндре в конце сгорания (максимальное давление цикла)  
 $p_b$  — давление в цилиндре в конце расширения  
 $p_r$  — давление выпуска в четырехтактных двигателях в цилиндре в конце выпуска, в двухтактных двигателях в выпускной системе  
 $p_i$  — среднее индикаторное давление  
 $p_e$  — среднее эффективное давление  
 $p_k$  — давление наддува, давление продувки  
 $p$  — давление в цилиндре (текущее)  
 $p_2$  — давление в цилиндре избыточное  
 $T_0$  — температура окружающей среды в ° абс.  
 $T_r$  — температура выпуска в ° абс.  
 $T_k$  — температура наддувочного и продувочного воздуха в ° абс.  
 $V_h$  — рабочий объем цилиндра  
 $V_x$  — объем цилиндра текущий  
 $V_a$  — объем цилиндра в начале сжатия  
 $V_c$  — объем цилиндра в конце сжатия  
 $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха  
 $\epsilon$  — степень сжатия действительная  
 $\epsilon'$  — степень сжатия условная (геометрическая)  
 $n_1$  — показатель политропы сжатия  
 $n_2$  — показатель политропы расширения  
 $\eta_V$  — коэффициент наполнения  
 $\gamma_r$  — коэффициент остаточных газов  
 $\rho$  — степень предварительного расширения  
 $g_l$  — удельный индикаторный расход топлива  
 $g_e$  — удельный эффективный расход топлива  
 $\eta_l$  — индикаторный к. п. д.  
 $\eta_m$  — механический к. п. д.  
 $\eta_e$  — эффективный к. п. д.  
 $N_i$  — индикаторная мощность двигателя  
 $N_e$  — эффективная мощность двигателя  
 $N_l$  — литровая мощность двигателя в л. с.  
 $N_{\Pi}$  — удельная поршневая мощность двигателя в л. с.  
 $m_n$  — масса поступательно-движущихся частей, отнесенная к 1 см<sup>2</sup> площади поршня  
 $D$  — диаметр рабочего цилиндра  
 $S$  — ход поршня (полный)  
 $S_x$  — ход поршня (текущий)  
 $R$  — радиус кривошипа  
 $n$  — число оборотов вала двигателя в минуту  
 $n_p$  — число оборотов распределительного вала  
 $n_n$  — число оборотов вала топливного насоса  
 $\omega$  — угловая скорость вращения вала  
 $\delta$  — степень неравномерности маховых масс  
 $c_m$  — средняя скорость поршня рабочего цилиндра  
 $C_{\Pi}$  — истинная скорость поршня  
 $C_{пл}$  — скорость плунжера топливного насоса  
 $\phi$  — потерянная доля хода поршня  
 $f_T$  — площадь сечения трубопроводов для подачи топлива  
 $\alpha$  — угол поворота кривошипа  
 $\tau$  — число тактов  
 $F_{\Pi}$  — площадь поршня

- $i$  — число цилиндров двигателя  
 $m_{\Pi}$  — масса поршня, отнесенная к  $1 \text{ см}^2$  площади его  
 $m_{np}$  — масса противовеса, отнесенная в  $1 \text{ см}^2$  площади поршня  
 $M_1$  — масса шатуна, отнесенная к поступательно движущимся частям  
 $M_2$  — масса шатуна, отнесенная к вращающимся частям  
 $M_{ш}$  — масса всего шатуна  
 $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  
 $C_{ш}$  — центробежная сила части шатуна, отнесенная к вращательно движущимся массам  
 $C_k$  — центробежная сила колена вала  
 $C_{np}$  — центробежная сила противовеса  
 $P_j$  — сила инерции поступательно движущихся масс (в главном цилиндре)  
 $P_{j1}$  — сила инерции поступательно движущихся масс в боковом цилиндре  
 $P_2 = p_c F_{\Pi}$  — сила давления газов в цилиндре в конце сгорания (максимальная сила цикла)  
 $N$  — сила, нормальная к образующей цилиндра  
 $K$  — сила, действующая по шатуну  
 $T$  — тангенциальная сила на кривошипе  
 $Z$  — нормальная сила на кривошипе  
 $N_1$  — сила нормальная к образующей бокового цилиндра  
 $K_1$  — сила, действующая по оси прицепного шатуна  
 $T_1$  — тангенциальная сила на кривошипе от сил в боковом цилиндре  
 $Z_1$  — нормальная сила на кривошипе от сил в боковом цилиндре  
 $\gamma$  — угол между осью главного шатуна и прямой, соединяющей центр кривошипной шейки с центром пальца, посредством которого прицепной шатун соединяется с главным  
 $\sigma$  — нормальное напряжение  
 $\tau$  — касательное напряжение  
 $\sigma_u$  — напряжение изгиба  
 $\sigma_p$  — напряжение растяжения  
 $\sigma_c$  — напряжение сжатия  
 $\sigma_y$  — предел упругости  
 $\sigma_{-1}$  — предел выносливости при изгибе для симметричного цикла  
 $\sigma_0$  — предел выносливости при изгибе для пульсирующего цикла  
 $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$  — амплитуда нормальных напряжений цикла  
 $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$  — среднее нормальное напряжение цикла  
 $\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$  — амплитуда тангенциальных напряжений цикла  
 $\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$  — среднее тангенциальное напряжение цикла  
 $\sigma_{\max}$  — наибольшее нормальное напряжение цикла  
 $\sigma_{\min}$  — наименьшее нормальное напряжение цикла  
 $\tau_{\max}$  — наибольшее тангенциальное напряжение  
 $\tau_{\min}$  — наименьшее тангенциальное напряжение  
 $k_{\sigma}$  — эффективный коэффициент концентрации при нормальных напряжениях  
 $k_{\tau}$  — эффективный коэффициент концентрации при касательных напряжениях  
 $\epsilon_{\sigma}$  — масштабный фактор при нормальных напряжениях  
 $\epsilon_{\tau}$  — масштабный фактор при тангенциальных напряжениях  
 $n_{\sigma}$  — запас прочности по нормальным напряжениям  
 $n_{\tau}$  — запас прочности по тангенциальным напряжениям  
 $n$  — общий запас прочности  
 $\sigma_r$  — предел выносливости при несимметричном цикле  
 $\sigma_T$  — предел текучести при растяжении  
 $\sigma_B$  — предел прочности (временное сопротивление)  
 $k$  — удельное давление  
 $\eta$  — абсолютная вязкость  
 $\nu$  — кинематическая вязкость  
 $\mu$  — коэффициент Пуассона



## ГЛАВА I

### КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ И ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

#### § 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Двигатели внутреннего сгорания получили широкое распространение в самых разнообразных отраслях народного хозяйства. Перечислим основные области их применения.

1. Коммунальное хозяйство — мелкие и средние электростанции, насосные установки.

2. Дорожная и строительная индустрия — экскаваторы, катки, передвижные электростанции и компрессорные установки, лебедки, камнедробилки, сварочные агрегаты, передвижные электростанции и т. д.

3. Водный транспорт — главные двигатели (теплоходы, специальные катеры, буксиры), вспомогательные двигатели на крупных судах, привод электрических генераторов и компрессоров.

4. Безрельсовый транспорт — легковые и грузовые автомобили, тягачи, тракторы, мотоциклы.

5. Железнодорожный транспорт — тепловозы, мотодрезины, электростанции, водокачки, ремонтные мастерские.

6. Сельское хозяйство — машиннотракторные станции и мастерские, насосные установки, установки для уборки урожая и первичной переработки сельскохозяйственных продуктов, электростанции.

7. Рыбная промышленность — главные и вспомогательные двигатели на рыболовных судах, ремонтные мастерские.

8. Лесная промышленность — передвижные электростанции, тягачи, машины для корчевания пней.

9. Нефтяная и газовая промышленность — лебедки, бурильные станки, компрессорные установки, двигатели на газо- и нефтеперекачивающих станциях.

10. Электростанции предприятий связи.

11. Аварийные агрегаты.

12. Механизмы военной техники.

Разнообразие областей применения двигателей внутреннего сгорания и, соответственно, требований, предъявляемых к их конструктивному выполнению, обуславливает серьезные трудности построения классификационной схемы двигателей по конструктивным признакам.

Указанные требования зависят не только от областей применения двигателя или от конструкции агрегата, составной частью которого является двигатель, но и от условий эксплуатации, включая кроме параметров рабочего режима двигателя факторы технико-экономические: стоимость двигателя, вид топлива и смазки, условия ремонта и др.

Первой задачей при разработке классификационных схем является отбор нескольких наиболее общих признаков, на базе которых может быть проведено дальнейшее построение частных классификаций. Для установления этих

признаков следует проанализировать требования к двигателям как к машинам, предназначенным для приведения в действие электрических генераторов, машин-орудий и движителей. Этот анализ показывает, что наиболее общими требованиями, относящимися к двигателям любого назначения, являются возможная простота конструкции, компактность и наименьший вес.

Простота конструкции определяется необходимостью, с одной стороны, облегчения производства и эксплуатации, а с другой, — необходимостью повышения надежности работы машины. Однако требование простоты конструкции обычно трудно осуществимо одновременно с выполнением высокой производительности и экономичности.

Таким образом, одной из основных задач конструктора является создание простой конструкции, удовлетворяющей требованиям высокой производительности и экономичности.

Исторически проблема двигателя внутреннего сгорания была разрешена в конце XIX в. в период, когда возникла настоятельная необходимость в экономичном, компактном двигателе для мелкой и средней промышленности вместо громоздких паровых машин. Вследствие создания такого двигателя, для которого требуются помещения значительно меньших размеров и меньшее число обслуживающего персонала, были снижены производственные расходы.

Появление двигателя нового типа определило также возникновение новых областей применения тепловых двигателей, к которым относятся наземный, водный и воздушный транспорт, и механизация ряда рабочих процессов, в основном сельскохозяйственных.

Компактность и вес конструкции. Если в первый период конструктивного развития двигателей компактность имела еще ограниченное значение, то в дальнейшем требования, выдвинутые новыми областями применения двигателей, определили доминирующее значение этого фактора наряду с ограничением веса двигателя.

В настоящее время, когда двигатели внутреннего сгорания потеряли свое первоначальное значение в области стационарной энергетики, получив вместе с тем почти исключительное значение в качестве транспортных (кроме железнодорожного и воздушного транспорта), развитие конструктивных форм двигателей почти целиком определено требованиями к ним, как к двигателям транспортным. Поэтому основные классификационные признаки конструкций двигателей внутреннего сгорания следует наметить с учетом необходимости получения минимальных габаритов и веса при простоте конструкции, обеспечивающей заданную мощность, экономичность и надежность.

Габариты двигателя, определяемые размерами деталей остова и других узлов, зависят от общей компоновки двигателя, конструктивных форм остова и взаимного расположения основных узлов и вспомогательных агрегатов. Поэтому целесообразно в качестве основы для классификации выбрать прежде всего геометрические признаки и, в частности, расположение в пространстве геометрических осей главных деталей.

Как правило, современные двигатели внутреннего сгорания имеют механизмы для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение вала. К безвальным двигателям относятся только свободнопоршневой дизель-компрессор и дизель-молот (причем в первом все же имеются валики, относящиеся к синхронизирующему механизму).

Таким образом, для большей части современных двигателей внутреннего сгорания в качестве главной оси координат может быть принята ось коренного вала. Для многовальных двигателей за главную ось может быть принята ось того вала, с которого снимается мощность.

В результате этого первая классификационная схема определяется по отсутствию и наличию вала (безвальные и вальные двигатели) по числу валов (одновальные и многовальные двигатели) и по расположению осей валов (валы горизонтальные и вертикальные, расположенные рядом или у противоположных торцов многопоршневых рабочих цилиндров).

Вторым основным фактором, определяющим конфигурацию двигателя, служит расположение и число рабочих цилиндров. Для безвальных двигателей ось рабочего цилиндра может быть принята за главную ось всей конструкции.

В двигателях с валом, но без шатунно-кривошипного механизма (с наклонной или иной шайбой) оси цилиндров располагают параллельно оси вала. Для двигателей, имеющих шатунно-кривошипный механизм, эти оси могут лежать только в плоскостях, перпендикулярных оси коленчатого вала, причем в большей части конструкций, кроме того, они пересекают ось коленчатого вала. Расположение же осей цилиндров возможно как в одной, так и различных перпендикулярных валу плоскостях, которые в свою очередь можно располагать различно вдоль коленчатого вала.

Элементарной формой является одноцилиндровый двигатель с осью цилиндра, пересекающей ось вала. В качестве разновидностей этой формы могут быть указаны различные направления оси цилиндра к горизонту (вертикальное, горизонтальное, наклонное). В некоторых специальных конструкциях, в которых оси цилиндров не пересекают ось вала, обычный кривошипный механизм усложняется промежуточными коромыслами.

Из указанных элементов слагаются конструкции двигателей с числом цилиндров более одного. Расположение осей цилиндров в одной плоскости, перпендикулярной валу при трех и более цилиндрах определяет комплекс цилиндров (в виде звезды), оси которых расположены равномерно по окружности. При неравномерном расположении осей, а также при наличии только двух цилиндров в одной плоскости, перпендикулярной валу, конструктивная форма характеризуется буквой латинского алфавита (например, V-образный, W-образный).

Комбинирование отдельных цилиндров производится чаще вдоль коленчатого вала. При этом если наклон оси цилиндра к горизонту одинаков во всех плоскостях, то этот комплекс образует ряд цилиндров, оси которых расположены в одной плоскости, проходящей через ось вала, или параллельной этой оси. При наличии двух рядов цилиндров, расположенных под углом, конструкция называется V-образной; при трех рядах — W-образной, при четырех — X-образной.

Для сочетания нескольких комплексов (звезд) вдоль коленчатого вала иногда применяют термин «многорядная звезда». Этот термин следует признать не особенно удачным, так как под рядом следует понимать комплекс цилиндров, оси которых лежат в одной плоскости, проходящей через ось коленчатого вала. В многорядных же звездообразных двигателях оси цилиндров соседних «звезд» не обязательно лежат в этих плоскостях; в частности, при воздушном охлаждении, они смещаются на половину угла между цилиндрами.

Особой схемой является двухцилиндровый двигатель при совпадении осей обоих цилиндров. При этом возможно:

1) симметричное расположение цилиндров с разных сторон от оси коленчатого вала (двигатели с противолежащими цилиндрами);

2) расположение с одной стороны при наличии только одного шатунно-кривошипного механизма (двигатели тандем).

В обоих вариантах возможен любой угол наклона общей оси цилиндров к горизонту. Указанными двумя системами осей валов и цилиндров и определяется основная конфигурация двигателя.

Кроме упомянутых основных систем, конструктивные формы двигателя будут также зависеть от взаимного расположения ряда прочих деталей, механизмов и вспомогательных агрегатов. Так, общая компоновка будет зависеть, например, и от числа и расположения распределительных валов (верхнее или нижнее), или от расположения наддувочно-продувочного агрегата (в ряд с рабочими цилиндрами, сбоку или между рядами цилиндров и т. д.). Однако эти факторы уже не являются основными, такими принципиальными, как рассмотренная ранее система осей валов и цилиндров; правильнее рассматривать их не как классификационные признаки двигателя в целом, а лишь для классификации отдельных узлов, систем и вспомогательных агрегатов и устройств.

Конструктивные схемы поршневых двигателей, отличающиеся расположением и числом цилиндров, числом и расположением коленчатых валов, применяемые или имеющие известные перспективы применения, показаны на фиг. 1.

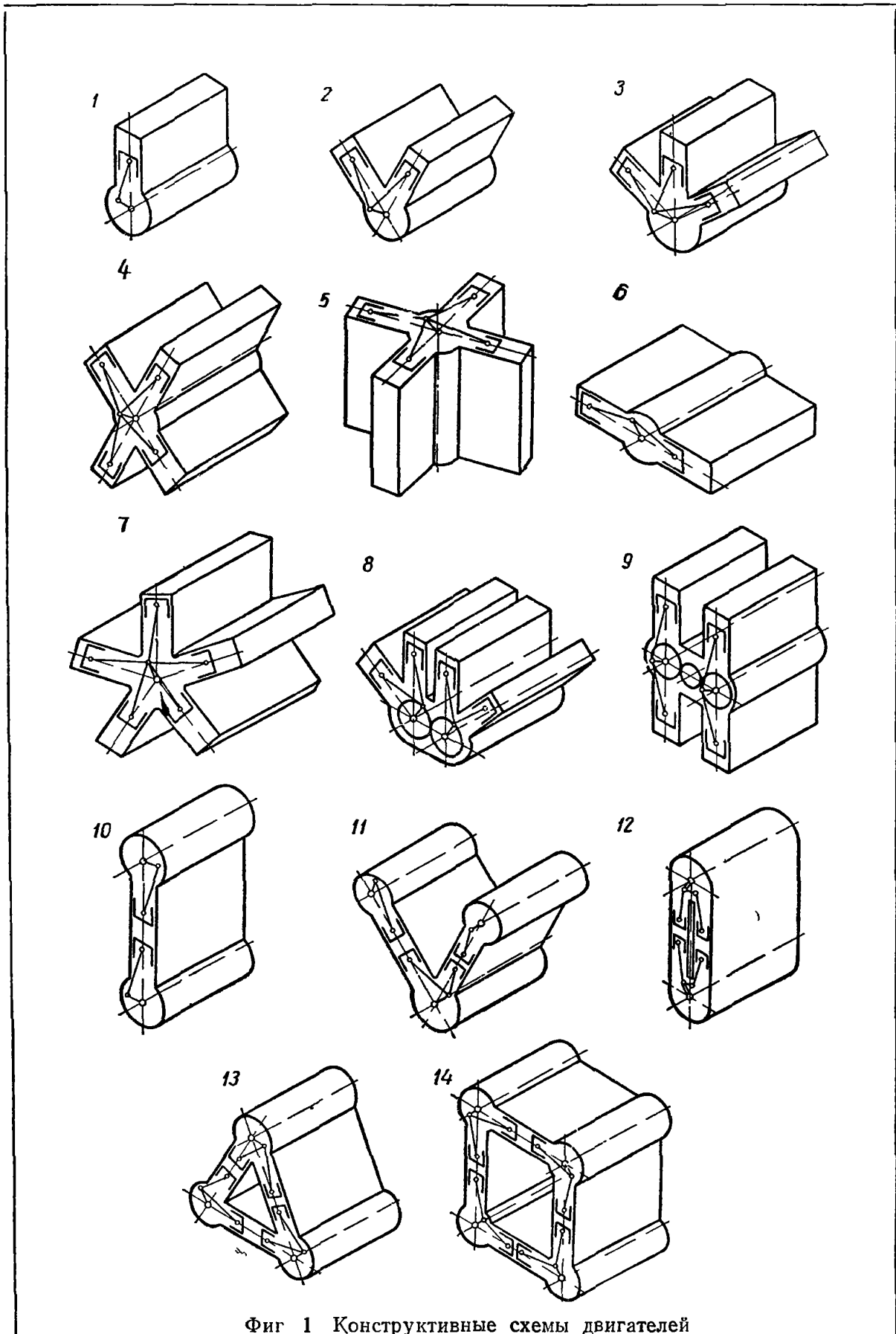
Основную массу двигателей, находящихся в эксплуатации, составляют однорядные двигатели с вертикальным расположением цилиндров (схема 1). Эти двигатели характеризуются сравнительно благоприятными условиями работы поршневой группы: меньшие неплотности между корпусом поршня и цилиндром, меньшая работа трения и более равномерный износ поршня. Силы инерции поступательно движущихся масс в этих двигателях воспринимаются непосредственно фундаментом, что связано с уменьшением его размеров, необходимых для надежной работы. Кроме того, двигатели отличаются удобством монтажа и обслуживания. Указанные преимущества, а также большой опыт построения и эксплуатации двигателей с вертикальным расположением цилиндров, определяют широкое применение подобных двигателей и в дальнейшем.

В транспортных установках наряду с вертикальными конструкциями получили большое распространение V-образные двигатели (схема 2). Основное преимущество этих двигателей — малые габариты и в первую очередь малая длина, вследствие чего имеют большую жесткость такие ответственные детали, как картер, головка цилиндров и коленчатый вал. Наиболее часто применяемый угол между осями цилиндров  $45\text{--}90^\circ$  в зависимости от назначения двигателя, требований к габаритам и равномерности чередования вспышек. Там, где основным требованием является уменьшение габаритов по высоте, этот угол может быть и больше.

W-образные двигатели (схема 3) имеют аналогичные преимущества, однако большого распространения они не получили вследствие сложности конструкции шатунов и других деталей. В некоторых случаях осуществляется схема с X-образным расположением цилиндров (схемы 4 и 5), по которой можно получить конструкцию двигателя с малыми габаритами. Детали кривошипно-шатунного механизма, детали корпуса и распределительного механизма получаются в этом случае весьма сложными. Углы между осями цилиндров выбираются или разными (схема 4) например  $60$  и  $120^\circ$ , или одинаковыми. Двигатель в некоторых случаях устанавливают так, что коленчатый вал располагается вертикально (катерные и другие двигатели, схема 5).

В последнее время в установках различного назначения начали применять двигатели с горизонтальным расположением цилиндров более широко, чем ранее, например (схема 6). Для машин наземного транспорта малая высота двигателя данного типа и удобство расположения его в машине являются в некоторых случаях несомненным преимуществом сравнительно с двигателями, имеющими вертикальное и V-образное расположения цилиндров.

В звездообразных двигателях более просто осуществить воздушное охлаждение, чем при рядом расположении цилиндров, так как цилиндры и



Фиг 1 Конструктивные схемы двигателей

головки не стеснены близостью смежных цилиндров. Однако, как правило, шатуны и коленчатые валы звездообразных двигателей получаются весьма напряженными и сложными. Последнее в еще большей степени относится к многорядным звездообразным двигателям (схема 7), имеющим то преимущество, что требование малых габаритов и веса при большой мощности может быть удовлетворено полнее, чем при других одновальных схемах.

В связи с необходимостью создания мощных быстроходных двигателей конструкторы уделяют значительное внимание двухвальным и многовальным конструкциям. Конструктивные схемы подобных двигателей весьма разнообразны (схемы 8—14). Наличие нескольких валов позволяет осуществить компактные и легкие конструкции, упростить и разгрузить ряд узлов, нередко использовать детали прототипного одновального двигателя, например, блоки и головки цилиндров, детали шатунно-кривошипного механизма — при выполнении двигателя по схемам 8 и 9.

В некоторых случаях эти двигатели уступают одновальным по габаритам и весу, в частности, когда конструктор, стремясь решить задачу создания мощного двигателя более простым путем, применяет сочетание двух существующих одновальных двигателей.

Стремление получить повышенные мощности в малых габаритах заставляет конструкторов нередко обращаться к двухтактным двигателям, которые при петлевой щелевой и клапанно-щелевой схемах, могут быть осуществлены с тем же расположением цилиндров, как и у четырехтактных двигателей. Значительное уменьшение габаритов и веса получается в результате применения двухтактных двигателей с противоположно двигающимися поршнями (схемы 10—14). В этом случае двигатель может быть выполнен двухвальным однорядным (схема 10), двухрядным V-образным (схема 11), или с параллельным расположением цилиндров (схема 12). Может быть также осуществлена конструкция с расположением цилиндров по треугольнику (с тремя валами, схема 13), или по четырехугольнику (четырьмя валами, схема 14) или даже по шестиугольнику (с шестью валами)<sup>1</sup>.

Двигатели, выполненные по схемам 13 и 14, имеют малые габариты и большую мощность. Рабочий процесс этих двигателей (так же как и двигателей по схемам 10—12) характеризуется высоким качеством. Следует заметить, что они отличаются сложностью некоторых узлов, в частности корпуса и невозможностью подхода к деталям со стороны внутренней полости (например, к части насосов и форсунок). Напомним, что в указанных двигателях (схемы 10—14) один из поршней каждого цилиндра управляет впуском, другой выпуском, причем поршень, управляющий выпуском, омываемый выпускными газами, находится в тяжелых тепловых условиях. Так как кривошипы каждого цилиндра смещаются на угол, отличный от 180° (на 10—20°), с коленчатого вала, управляющего выпуском, снимается большая мощность, и он получается более нагруженным.

В схемах 13 и 14 имеется возможность уравнивать мощности, снимаемые с коленчатых валов.

Приведенные схемы не исчерпывают возможных рациональных композиций, характеризующихся различными расположением и числом цилиндров и валов.

Приведенные положения относятся как к четырехтактным, так и к двухтактным двигателям. И те и другие имеют перспективы для дальнейшего развития и совершенствования.

<sup>1</sup> Тихоходные двигатели с противоположно двигающимися поршнями часто выполняют с одним валом и с передачей движения от одного из поршней вала системой тяг (шатунов).

В настоящее время четырехтактными выполняются:

- 1) значительная часть стационарных, судовых и транспортных двигателей с воспламенением от сжатия с цилиндровой мощностью до 150—180 л. с.;
- 2) большая часть двигателей с внешним смесеобразованием (газовых) стационарного типа;
- 3) часть двигателей с воспламенением от сжатия с цилиндровой мощностью более 200 л. с.;
- 4) почти все двигатели автомобильного и тракторного типов с внешним смесеобразованием;
- 5) большая часть двигателей с воспламенением от сжатия автомобильного и тракторного типа;
- 6) часть двигателей с внешним смесеобразованием (жидкого топлива) мотоциклетного и лодочного типа.

Двухтактными выполняются:

- 1) значительная часть стационарных, судовых и передвижных двигателей с воспламенением от сжатия с цилиндровой мощностью до 40—50 л. с.;
- 2) значительная часть двигателей с воспламенением от сжатия с цилиндровой мощностью более 150 л. с. и большая часть двигателей с цилиндровой мощностью выше 200 л. с.;
- 3) некоторое количество двигателей с воспламенением от сжатия с цилиндровой мощностью 50—150 л. с.;
- 4) почти все калоризаторные двигатели;
- 5) часть двигателей автомобильного и тракторного типа с воспламенением от сжатия;
- 6) значительная часть двигателей малой мощности с внешним смесеобразованием с кривошипно-камерной продувкой;
- 7) некоторое количество газовых двигателей с малой цилиндровой мощностью (с калоризаторным зажиганием и кривошипно-камерной продувкой) и с большой цилиндровой мощностью, в которых газ вдувается после окончания продувки.

Большое распространение четырехтактных двигателей автомобильного и тракторного типа объясняется тем, что до настоящего времени они имеют некоторые преимущества (см. ниже) по сравнению с двухтактными двигателями.

Кроме того, имеет значение большой опыт конструирования и эксплуатации четырехтактных двигателей.

Основными преимуществами четырехтактных двигателей являются:

- 1) меньшая тепловая напряженность таких ответственных деталей, как: поршневая группа, цилиндр, головка (если сравнивать с головкой двухтактного двигателя с клапанно-щелевой схемой продувки), а иногда и клапаны, так как сгорание топлива происходит 1 раз за два оборота вала;
- 2) как правило, более совершенная очистка и наполнение цилиндра, осуществляемые в значительной степени принудительно в результате выталкивающего и всасывающего действий поршня;
- 3) более простое применение газотурбинного наддува, без приводного нагнетателя, необходимого для работы двухтактного двигателя при тех режимах, когда энергии выпускных газов недостаточно для привода турбонагнетателя;
- 4) большие возможности применения воздушного охлаждения вследствие меньшей тепловой напряженности головки и цилиндра;
- 5) возможность выполнения более совершенной конструкции для внешнего смесеобразования вследствие малых потерь смеси через выпускные органы или отсутствия потерь;

б) более легкие условия работы топливоподающей системы (в двигателях с воспламенением от сжатия) вследствие того, что валик топливного насоса в четырехтактных двигателях обычно вращается с числом оборотов вдвое меньшим, чем в двухтактных двигателях.

Основными преимуществами двухтактных двигателей являются:

1) большая (в 1,5—1,7 раза) литровая мощность по сравнению с четырехтактными двигателями, что позволяет уменьшить габариты и вес двигателя при условии удачного выбора геометрических и конструктивных параметров (в первую очередь отношения хода поршня  $S$  к диаметру цилиндра  $D$ );

2) большая равномерность крутящего момента по углу поворота кривошипа, т. е. большая равномерность хода. При одинаковой степени неравномерности и одинаковом числе цилиндров двухтактные двигатели имеют более легкие маховики;

3) шатуны и коленчатые валы двухтактных двигателей испытывают нагрузку, изменение которой происходит с меньшими амплитудами, что определяет больший запас прочности;

4) двигатели с щелевым распределением отличаются большей простотой (особенно при кривошипно-камерной продувке) и вследствие этого более высокой надежностью; стоимость их получается меньшей;

5) двухтактные двигатели, как правило, характеризуются более легким пуском (при пневматическом запуске): пуск в ход с любого положения может быть осуществлен при наличии четырех цилиндров (минимально), в то время как для четырехтактных двигателей пуск в ход с любого положения осуществляется лишь при шести цилиндрах (при рядном расположении).

Почти все двигатели внутреннего сгорания — двигатели простого действия. В таком двигателе можно применить тронковую конструкцию поршня, что обуславливает меньшие габариты в направлении оси цилиндра, большую простоту конструкции, меньший вес поступательно движущихся деталей.

При больших мощностях двигатели простого действия выполняют с крейцкопфом для создания более легких условий работы поршневой группы. Применение принципа двойного действия позволяет увеличить мощность в 1,7—1,8 раза при относительно небольшом увеличении веса. Все современные двигатели двойного действия выполняют только двухтактными. Такие двигатели характеризуются особо тяжелыми условиями работы поршневой группы, штока и других деталей. Двухтактные двигатели с противоположно движущимися поршнями могут быть отнесены к двигателям простого действия, так как в них газы действуют на поршни с одной стороны.

## § 2. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ

При проектировании двигателя конструктору приходится решать комплекс сложных вопросов, относящихся к рабочему процессу и непосредственно к компоновке двигателя.

Основными процессами являются смесеобразование и сгорание, выпуск отработавших газов и наполнение цилиндра.

Конструктор должен выбирать системы смесеобразования и газораспределения, термодинамические и газодинамические параметры процессов — оптимальные в отношении мощности и расхода топлива, динамики протекания процесса сгорания, тепловой и динамической напряженности.

При компоновке двигателя необходимо обеспечить заданные габариты и вес двигателя при соблюдении прочности, жесткости и износостойкости конструкции, простоты конструктивных форм деталей.

Конструктор должен обладать творческой инициативой и учитывать возможность и дальнейшие пути совершенствования конструкции в соответствии с требованиями современного двигателестроения.



### Мощностные ряды двигателей

При построении нового двигателя рационально предусмотреть, чтобы он был одним из двигателей (звеньев) мощностного ряда.

Двигатели одного мощностного ряда характеризуются однотипной конструкцией (одинаковая компоновка, одинаковая конструкция главных узлов, одинаковые размеры цилиндра).

Основными преимуществами такого направления проектирования являются следующие:

1) удовлетворяется потребность в большом диапазоне мощностей путем построения двигателей минимального количества типов;

2) при серийном производстве двигателей одного мощностного ряда снижается стоимость изготовления двигателей;

3) сокращаются сроки освоения новых конструкций и улучшается качество двигателей;

4) обеспечивается единое плановое развитие конструкторской и производственной работы в области двигателестроения.

Двигатели одного ряда, имея принципиально общую для всего ряда конструкцию основных узлов и деталей, различаются числом и в некоторых случаях расположением цилиндров, наличием тех или иных вспомогательных агрегатов, конструкцией отдельных узлов и деталей.

При проектировании двигателей мощностного ряда группы однотипных двигателей с цилиндрами различных размеров иногда стремятся выдержать принцип подобия в отношении геометрических размеров и конструктивных форм. У таких двигателей (имеющих одинаковую конструктивную схему) размеры главных узлов и деталей взаимно пропорциональны, а также пропорциональны одному из основных конструктивных параметров, как правило, диаметру  $D$  цилиндра.

Эти двигатели характеризуются одинаковым отношением к диаметру цилиндра: хода поршня, диаметра шатунных и коренных шеек, диаметра поршневого пальца, диаметра впускных и выпускных клапанов, расстояния между осями цилиндров и между серединами опор вала и т. д. Кроме того, ставится условие, что подобные двигатели должны характеризоваться одинаковыми индикаторными диаграммами и коэффициентами наполнения, одинаковой средней скоростью поршня и механическим к. п. д.; вследствие чего у них должны быть одинаковые механические и тепловые напряжения, износостойкость и жесткость деталей.

Напомним, что средняя скорость поршня  $c_m$  выражается соотношением

$$c_m = \frac{Sn}{30},$$

где  $S$  — ход поршня.

У подобных двигателей средние скорости поршня одинаковы; это означает, что одинаковы и произведения  $Dn$ , которые иногда используют при выборе размеров цилиндра проектируемого двигателя. В этом случае считают известными (на основе данных практики) величину  $Dn$  и число оборотов вала  $n$  в минуту.

Силы  $P_2$ , действующие на детали, пропорциональны произведению давлений  $p_2$  газов в цилиндре на площадь  $F_{II}$  поршня, а изгибающие и крутящие моменты — произведению сил  $P_2$  на плечи  $l$  моментов.

Вследствие этого напряжение можно выразить в виде

$$\sigma = k \frac{p_2 F_{II}}{F}$$

или при наличии действующих моментов

$$\sigma = k \frac{p_2 F_{II} l}{W},$$

где  $W$  — момент сопротивления изгибу или кручению;  
 $F$  — площадь сечения рассчитываемой детали;  
 $k$  — коэффициент пропорциональности.

Учитывая отмеченное выше о пропорциональности размеров основных деталей диаметру цилиндра и об одинаковых индикаторных диаграммах подобных двигателей, напишем

$$\sigma = q \frac{D^2}{D^2} = \text{const}$$

или соответственно

$$\sigma = q \frac{D^2 D}{D^3} = \text{const},$$

где  $D$  — диаметр рабочего цилиндра;  
 $q$  — коэффициент пропорциональности.

К аналогичному выводу нетрудно прийти, рассматривая напряжения  $\sigma_j$  от сил  $P$  инерции, пропорциональных  $MR\omega^2$ .

Так, например, при изгибе или кручении

$$\sigma_j = k_1 \frac{P_j l}{W} = k_2 \frac{MR\omega^2 l}{W} = k_3 \frac{l^3 D n^2 l}{D^3} = k_4 \frac{(Dn)^2 D^3}{D^3} = \text{const},$$

где  $k_1, k_2, k_3$  и  $k_4$  — коэффициенты пропорциональности;  
 $M$  — масса движущихся деталей;  
 $R$  — радиус кривошипа.

То же самое относится к тангенциальным и к сложным напряжениям, а также к удельным нагрузкам  $k$  на подшипники, характеризующим в известной степени износостойкость деталей:

$$k = q_1 \frac{P}{ld} = q_2 \frac{D^2}{D^2} = \text{const},$$

где  $P = P_2 + P_j$ ;

$l$  и  $d$  — длина и диаметр шейки вала или поршневого пальца;  
 $q_1$  и  $q_2$  — коэффициенты пропорциональности.

Индикаторная мощность двигателя пропорциональна произведению  $p_i V_h n$ ; таким образом

$$N_i = k' p_i D^3 n = k'' D n D^2 = k''' D^2,$$

где  $k', k''$  и  $k'''$  — коэффициенты пропорциональности.

Эффективная мощность

$$N_e = q_0 D^2.$$

Литровая мощность

$$N_L = \frac{N_e}{V_h} = q_1 \frac{D^2}{D^3} = \frac{q_1}{D},$$

где  $V_h$  — рабочий объем цилиндра;  
 $q_0$  и  $q_1$  — коэффициенты пропорциональности.

Поверхность охлаждения, приходящаяся на единицу объема,

$$f_h = \frac{F_0}{V_h} = x \frac{D^2}{D^3} = \frac{x}{D},$$

где  $x$  — коэффициент пропорциональности.

Таким образом, с уменьшением диаметра цилиндра у геометрически подобных двигателей увеличивается мощность двигателя обратно пропорционально диаметру цилиндра. Поверхность охлаждения изменяется аналогично.

Выводами теории подобия двигателей пользуются иногда при выборе размеров цилиндра, размеров основных узлов и деталей и при оценке выполненных конструкций. Такой метод проектирования, однако, применяют сравнительно редко по следующим причинам:

1) конструктивные и производственные соображения вызывают увеличение размеров (относительных) ряда узлов и деталей с уменьшением мощ-

ности двигателя; в частности, это касается толщины литых стенок деталей, местных усилений этих стенок, ребер жесткости;

2) конструктивные усовершенствования, вносимые при проектировании новых моделей данного ряда, вызывают часто значительные изменения конструктивных форм.

Приступая к проектированию, конструктор располагает величиной эффективной мощности и некоторыми другими параметрами, заданными техническими условиями.

Эффективная мощность с конструктивными параметрами и средним эффективным давлением связана следующим равенством

$$N_e = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{S n i p_e}{225 \tau} = K_0 \frac{i n p_e}{\tau} \cdot \frac{S}{D} D^3, \quad (1)$$

где  $i$  — число цилиндров;

$p_e$  — среднее эффективное давление в  $кг/см^2$ ;

$\tau$  — число тактов;

$D$  — диаметр цилиндра в  $дм$ ;

$$K_0 = \frac{\pi}{4 \cdot 225}.$$

Выражая  $S$  через среднюю скорость поршня  $c_m$ , нетрудно получить

$$N_e = K_1 \frac{i}{\tau} p_e c_m D^2, \quad (2)$$

где

$$K_1 = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{30}{225} \approx 0,0104.$$

В соотношения (1) и (2) входят параметры  $c_m$ ,  $n$ ,  $\frac{S}{D}$ ,  $p_e$ ,  $i$ ,  $D$ . При определении размеров цилиндра некоторые из них приходится выбирать. В частности, могут быть выбраны значения  $i$ ,  $p_e$  и  $\frac{S}{D}$  или  $i$ ,  $p_e$  и  $c_m$ . Совокупность указанных параметров характеризует конструкцию двигателя.

### Скорость поршня и число оборотов вала

Одним из основных параметров, связанных с типом двигателя и его назначением, является скорость поршня, определяющая быстроходность двигателя. При проектировании и анализе конструкций обычно используют величину средней скорости поршня. С увеличением скорости поршня увеличивается тепловая напряженность двигателя (в первую очередь поршневой группы), инерционные силы, нагружающие детали кривошипно-шатунного механизма; увеличиваются износы подшипников вала и цилиндрической втулки, уменьшается срок службы. С увеличением скорости поршня повышаются скорости газов в органах распределения, вследствие чего увеличиваются сопротивления. С повышением скорости поршня возникает, таким образом, необходимость увеличения сечений органов распределения и каналов в головке и блоке, создания более надежной в тепловом отношении конструкции поршня, улучшения качества материалов трущихся деталей и необходимость применения более высокого класса точности при обработке.

Следует особо подчеркнуть, что направление развития двигателестроения связано с повышением скоростного режима, т. е. с увеличением числа оборотов вала двигателя и скорости поршня.

Величину средней скорости поршня при проектировании выбирают с учетом назначения двигателя.

Двигатели<sup>1</sup> подразделяются на тихоходные,  $c_m$  менее 6,5 м/сек и на быстроходные,  $c_m$  более 6,5 м/сек. Иногда рассматривают дополнительно группу двигателей средней быстроходности; тогда получается следующая классификация: тихоходные  $c_m = 3,5 \div 6,0$  м/сек, среднебыстроходные  $c_m = 6,0 \div 8,0$  м/сек; быстроходные  $c_m = 8,0 \div 12$  м/сек и выше.

Число оборотов коленчатого вала у современных двигателей лежит в пределах 90—5000 в минуту и достигает в некоторых случаях 8000—10 000 в минуту и более (гоночные автомобильные, мотоциклетные двигатели и т. д.).

Число оборотов вала двигателя зависит от характеристики связанного с двигателем агрегата, его к. п. д., конструктивных особенностей.

В табл. 1 приведены значения  $c_m$ ,  $n$  и других параметров для двигателей различных типов.

Выбор числа оборотов вала стационарного двигателя, непосредственно связанного с электрогенератором, определяется стандартным числом периодов  $i$  переменного тока (50 периодов в секунду) при заданном числе  $t_n$  пар полюсов электрогенератора

$$n = 60 \frac{i}{t_n}.$$

#### Отношение хода поршня к диаметру цилиндра

Величина  $\frac{S}{D}$  является одним из основных параметров, определяющих габариты и вес двигателя. Этот параметр связан непосредственно со скоростью поршня и мощностью двигателя.

В быстроходных двигателях величину  $\frac{S}{D}$  рационально уменьшать до определенного предела для получения умеренной скорости поршня, увеличения механического к. п. д., уменьшения габаритов в направлении оси цилиндра и повышения жесткости коленчатого вала. С уменьшением  $\frac{S}{D}$  (с уменьшением радиуса кривошипа) увеличивается перекрытие шатунных и коренных шеек, кроме того, снижается износ поршневых колец. При уменьшении  $\frac{S}{D}$  упрощается решение задачи расположения органов распределения в головке цилиндра (крышке). Сокращение необходимой длины поршня вызывает уменьшение габаритов двигателя в направлении оси цилиндра, особенно значительное в двухтактных двигателях.

Однако с уменьшением  $\frac{S}{D}$  увеличивается длина двигателя и его вес. При уменьшении  $\frac{S}{D}$  износ гильз не уменьшается, так как он пропорционален числу оборотов вала и не зависит от хода поршня.

Вследствие уменьшения высоты камеры сгорания в дизелях с коротким ходом поршня ухудшаются условия смесеобразования. Кроме того, в двухтактных двигателях с прямоточной продувкой при очень низком  $\frac{S}{D}$  ухудшается качество процесса газообмена.

Пониженные значения  $\frac{S}{D}$  особенно целесообразно применять в V-образных двигателях.

Главным препятствием к распространению двигателей с малым  $\frac{S}{D}$  являлось увеличение длины двигателя, определяемой в однорядных конструкциях длиной блока цилиндров. В V-образных двигателях длина

<sup>1</sup> ГОСТ 4393-48.

Таблица 1

Значения основных показателей для двигателей различных типов

Двигатели	$c_{тл}$ в л/сек	$n$ в об/мин	$\frac{S}{D}$	$p_e$ в кг/см <sup>2</sup>	$g_e$ в г/л.с.ч.	$\epsilon$	$P_z$ в г/см <sup>2</sup>	$i$	$\frac{1}{\lambda}$	$N_{л.с.ч.}$ в л.с.ч.	$g_N$ в г/л.с.
Стационарные и судовые	3,5—6,5	100—600	1,2—2,0	4,5—6,5 (с наддувом до 8,0)	160—200	14—17	35—60	До 16	4—5,5	2—8	20—70
Стационарные и судовые быстходные, тепловозные	6,5—9,0	600—1200	0,9—1,5	4,5—7,5 (с наддувом до 10 и выше)	170—200	14—18	60—90	До 16	3,8—4,7	6—18	5—20
Судовые и транспортные повышенной быстходности (легкого типа, с наддувом)	9,0—12	1500—2200	0,9—1,4	7—12 и выше	150—180	13—17	80—120	6—24 и более	3,2—4,2	15—40 и выше	1,2—5,0
Автомобильные	8—12	2000—3500	0,9—1,5	5,0—8,0	155—200	14—18	60—100	4—8 (до 16)	3,5—4,5	12—30	3,8—7,0
Тракторные	5—8	800—1500	1,2—1,6	4,0—6,0	180—230	13—18	40—70	2—6	3,7—4,7	6—14	8—20
Автомобильные	10—13	2500—4000	0,8—1,5	5,5—8,5	220—270	5—8	30—50	4—8 (до 16)	3,5—4,5	15—40	2,0—5,0
Автомобильные малолитражные и мотоциклетные	8—18	3000—8000	0,8—1,5	3,5—8,5	230—300	4—8 и выше	30—45	До 8	3,7—4,7	15—60	2,0—5,0
Стационарные газозовые	3,5—6,5	100—600	1,3—2,0	3—4	2000— 2500*	5—7	30—50	До 12	4—5,5	2—7	30—70
Калоризаторные двухтактные	4,0—7,5	500—1200	1,0—1,6	2,5—3,5	250—350	4—7	30—50	До 6	4—5	До 8	До 60

\* в кал/л.с.ч.

Примечания: 1. Нижние пределы  $p_e$  и верхние пределы  $N_{л.с.ч.}$  относятся преимущественно к двухтактным двигателям.  
2. Значения приведенных показателей (кроме  $g_e$ ) для автомобильных карбюраторных двигателей относятся к газовым автомобильным двигателям. Расход топлива 20—40 л/л.с.ч. на 100 км пробега.

С воспалением от сжатия

Карбюраторные

двигателя определяется длиной коленчатого вала, получаемой из расчета износостойкости шеек (и отчасти прочности щек). При повышенных значениях  $\frac{S}{D}$  в V-образных двигателях между осями цилиндров получают излишне большие расстояния и значительная часть общего объема двигателя не используется. В V-образных двигателях с низким  $\frac{S}{D}$  минимальная длина, определяемая из расчета коленчатого вала, примерно такая же, как и у блока цилиндров.

Применение конструкций с малым  $\frac{S}{D}$  приводит к уменьшению ширины V-образного двигателя, особенно при большом угле развала цилиндров. По той же причине двигатели с противолежащими горизонтальными цилиндрами бесспорно рационально выполнять короткоходными.

Указанные выше недостатки ограничивают возможность уменьшения  $\frac{S}{D}$ . Это отношение должно быть не менее 0,80—0,85 даже при очень жестких требованиях к габаритам.

### Среднее эффективное давление

Среднее эффективное давление  $p_e$  зависит от способа смесеобразования, вида топлива, качества процессов смесеобразования, сгорания и газообмена, механического к. п. д.  $\eta_m$ , величины давления и температуры на впуске, от числа тактов двигателя.

Значение  $p_e$  выбирают при выполнении проекта на основании опытных данных (при выполнении эскизного проекта и при предварительных расчетах). Выбранную величину  $p_e$  проверяют тепловым расчетом (при выполнении технического проекта). При этом учитывают возможность перегрузки двигателя. Окончательно величину  $p_e$  (и эффективную мощность  $N_e$ ) можно установить только в результате испытаний построенного двигателя.

Увеличение веса заряда поступающего в цилиндр воздуха или горючей смеси путем повышения давления на впуске (применение наддува) позволяет значительно повысить среднее эффективное давление.

Осуществление наддува связано с предварительным сжатием воздуха специальным насосом. Температуру цикла при наддуве можно сохранить постоянной, если ввести промежуточное охлаждение воздуха.

Давление наддува  $p_k$  выбирают, учитывая назначение двигателя, размеры цилиндра и число оборотов вала, а также данные практики. Величина давления наддува, оптимальная в отношении мощности и экономичности, выявляется экспериментальным путем.

С повышением  $p_k$  увеличиваются тепловые и механические напряжения основных деталей, износ трущихся пар, а также склонность двигателя к детонации в случае принудительного зажигания.

Повышение прочности и износостойкости может быть достигнуто ограничением максимального давления сгорания. Переносить часть процесса сгорания на линию расширения, в результате чего снижается максимальное давление цикла, нецелесообразно вследствие повышения температуры выпускных газов, влияющей на тепловую напряженность выпускных органов, а также ухудшения экономичности.

Величина  $p_z$  зависит от характера осуществляемого цикла, от степени сжатия, вида топлива, способа смесеобразования и других факторов. Обычно при проектировании значение  $p_z$  выбирают, принимая во внимание в первую очередь назначение двигателя и способ смесеобразования. При этом величина  $p_z$ , а также отношение  $\frac{p_z}{p_e}$  не должны превышать определенных

заданных значений для обеспечения надлежащей прочности и надежности конструкции основных деталей.

Одним из способов понижения  $p_z$  при наддуве является понижение степени сжатия, связанное, однако, с ухудшением экономичности, вследствие уменьшения термического к. п. д. и с ухудшением пусковых качеств двигателя.

### Число цилиндров и их диаметр

Число цилиндров двигателя определяется:

- 1) заданными габаритами двигателя или машинного отделения;
- 2) степенью равномерности крутящего момента, зависящей от протекания рабочего цикла и числа тактов;
- 3) тепловой напряженностью поршневой группы;
- 4) необходимостью возможно полного уравнивания возвратно движущихся масс и величиной сил инерции этих масс;
- 5) производственными соображениями (при меньшем  $D$  удешевляется производство в случае крупносерийного изготовления двигателей);
- 6) отчасти крутильными колебаниями вала.

При выбранном числе цилиндров и отношении  $\frac{S}{D}$  и заданной мощности могут быть определены размеры цилиндра ( $D$  и  $S$ ).

Окончательные размеры цилиндра устанавливают с учетом возможной дальнейшей форсировки двигателя по наддуву и оборотам вала, не допуская большой тепловой напряженности поршня и нагрузки на кривошипно-шатунный механизм и картер двигателя. При этом используют данные находящиеся в эксплуатации двигателей, а также опытных одноцилиндровых установок. Необходимо иметь в виду, что для двигателей повышенной литровой мощности диаметр цилиндра и число оборотов вала определяют в значительной степени тепловую напряженность поршневой группы и качество процессов газообмена.

Число цилиндров в выполненных конструкциях лежит в пределах от 1 до 24, реже до 36 и выше. Наиболее часто встречающееся число цилиндров в рядных конструкциях от 4 до 10, в V-образных от 4 до 16. В однорядных звездах 5—9 цилиндров, в многорядных — до 7 цилиндров в одном отсеке.

При увеличении числа цилиндров повышаются равномерность хода двигателя и его уравновешенность, облегчается пуск, уменьшается необходимая масса маховика.

В случае применения многоцилиндровых конструкций размеры цилиндра и всего двигателя уменьшаются, уменьшается также масса движущихся деталей, что позволяет повысить число оборотов вала, не переходя допустимых напряжений в деталях. При увеличении количества деталей усложняется конструкция двигателя, однако при крупносерийном изготовлении его стоимость не повышается, так как изготовление большого количества одинаковых деталей меньших размеров не обходится дороже. С увеличением диаметра повышается эффективный к. п. д. вследствие уменьшения потерь тепла в охлаждающую среду, упрощается эксплуатация двигателей вследствие уменьшения числа цилиндров. Кроме того, при увеличении диаметра цилиндра уменьшается литровый вес.

Одним из эффективных средств снижения веса и уменьшения габаритов является применение наддува и повышение числа оборотов вала, а также применение двухтактного процесса. Эти мероприятия могут быть проведены более эффективно для двигателя с меньшим диаметром цилиндра.

Увеличивать диаметр цилиндра карбюраторных двигателей нецелесообразно вследствие возрастания склонности двигателя к детонации.

### Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $\frac{R}{L} = \lambda$  является важным конструктивным параметром. При увеличении  $\lambda$  уменьшаются габариты и вес двигателя, однако увеличивается давление поршня на стенку цилиндра, увеличивается износ. Величину  $\lambda$  выбирают при проектировании на основе данных построенных двигателей с учетом их назначения.

В современных двигателях стремятся увеличивать  $\lambda$  даже в тех случаях, когда не предъявляются жесткие требования к габаритам проектируемого двигателя

### Литровая и поршневая мощности

Одним из основных параметров двигателя, характеризующих его качество, является мощность, приходящаяся на 1 л рабочего объема цилиндра, называемая литровой мощностью.

Для четырехтактных двигателей

$$N_A = \frac{N_e}{iV_h} = \frac{p_e n}{900};$$

для двухтактных двигателей

$$N_A = \frac{p_e n}{450}.$$

Литровая мощность характеризует двигатель в отношении использования рабочего цилиндра.

Для быстроходных двигателей нередко пользуются показателем  $N_{\Pi}$ , называемым поршневой мощностью и определяющим удельную нагрузку на поршень.

Для четырехтактных двигателей

$$N_{\Pi} = \frac{N_e}{iF_{\Pi}} = \frac{V_h n p_e}{90 \cdot r_{\Pi}^2} = \frac{S n p_e}{900} = \frac{c_m p_e}{30};$$

для двухтактных

$$N_{\Pi} = \frac{c_m p_e}{15}.$$

Этот показатель характеризует использование рабочего цилиндра по значениям  $p_e$  и  $c_m$ .

Кроме того, поршневая мощность в значительной степени характеризует тепловую напряженность поршневой группы и цилиндра. Поршневая мощность связана с литровой мощностью зависимостью:

$$N_{\Pi} = \frac{N_e}{F_{\Pi}} \cdot \frac{S}{S} = |N_A S.$$

Кроме приведенных показателей, иногда применяют еще степень быстроходности  $c_m n$ .

### Вес и габариты двигателя

Весьма важным фактором, характеризующим качество конструкции, является вес двигателя. Обычно при сравнительной оценке конструкций пользуются параметром  $g_N$  — весом двигателя на одну эффективную лошадиную силу. Величина  $g_N$  зависит от многих факторов, в том числе от типа и назначения двигателя, конструктивной схемы, качества материалов и рассмотренных выше показателей.



Анализ распределения веса между деталями двигателя показывает, что вес литых деталей достигает 60—70% общего веса двигателя. Поэтому особое значение приобретают вопросы определения размеров деталей остова, которые большей частью выполняются литыми. При проектировании этих деталей не следует допускать излишне увеличенных толщин стенок, местных усилений, ребер жесткости. Должна быть выяснена возможность замены ненагруженных литых деталей деталями, выполненными из листового металла штамповкой и сваркой. В каждом конкретном случае такой замены необходимо оценить экономическую ее целесообразность в отношении общей трудоемкости изготовления и дефицитности требуемых металлов, а также учесть потери металла с отходами.

Известные возможности снижения веса имеются и в такой крупной детали, как маховик, так как методы расчета махового момента и основных размеров маховика весьма приближены, а рекомендуемые степени неравномерности колеблются в широких пределах.

Вес можно снизить путем применения V-образной схемы даже при небольшом числе цилиндров; при этом длина картера и коленчатого вала уменьшится (при незначительном увеличении диаметра вала). Необходимо также обратить внимание на расположение вспомогательных агрегатов.

Наряду с весом весьма важным показателем следует считать габариты двигателя. Габариты двигателя зависят от его мощности, типа и назначения, конструктивной схемы и принятых значений рассмотренных выше параметров. До настоящего времени еще не разработаны критерии для сравнительной оценки габаритов двигателя. Используемое иногда при расчетах отношение объема описанного параллелепипеда (границ которого касаются крайних точек контура двигателя) к мощности не является полноценным, так как не отражает загруженности пространства деталями двигателя и его вспомогательными агрегатами.

В табл. 1, кроме рассмотренных выше показателей, приведены величины эффективного удельного расхода топлива  $g_e$  и степени сжатия  $\epsilon$ .

### § 3. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

#### Требования, предъявляемые к конструкциям двигателей различного назначения

К конструкции двигателя внутреннего сгорания должны быть предъявлены следующие общие требования:

1. Надежность работы, т. е. способность работать при различных режимах (скоростных и нагрузочных) без перебоев и вынужденных остановок.

2. Простота конструкции. Минимальное количество отдельных узлов и агрегатов. Рациональные конструктивные формы и методы изготовления.

3. Экономичность в отношении расходования топлива и масла.

4. Наименьшие габариты и вес двигателя и его вспомогательных устройств.

5. Удобное и безопасное обслуживание во время работы. Автоматизация управления.

6. Надежный пуск.

7. Возможно полное уравновешивание сил и моментов движущихся масс.

8. Возможная равномерность хода.

9. Удобное крепление на фундаменте или в машине.

10. Обеспечение технологичности конструкции деталей, стандартизации и унификации деталей, простоты сборки двигателя, а также его отдельных узлов и агрегатов.

К стационарным двигателям, предназначенным для работы на неизменном скоростном режиме, должны быть предъявлены следующие дополнительные требования:

1) устойчивость работы при постоянном числе оборотов вала для всех нагрузок;

2) способность работать с перегрузкой 10% не менее 1 часа.

Судовые двигатели (главные), предназначенные для работы при переменном скоростном режиме, должны удовлетворять дополнительным требованиям в зависимости от способа соединения их с винтом.

При непосредственном соединении должны быть обеспечены:

1) возможность изменения направления вращения при помощи или реверсивного механизма, или реверсивной муфты (реверсивно-редукторной муфты при необходимости понижения числа оборотов вала);

2) возможность изменения числа оборотов вала в пределах от номинального до  $\frac{1}{3}$  —  $\frac{1}{4}$  от номинального и обеспечение устойчивой работы при минимальном числе оборотов вала;

3) повышенная экономичность;

4) возможность многократного пуска при любом положении вала;

5) возможность перегрузки на 10% при повышенном числе оборотов вала (до 103%);

6) блокировка органов управления между собой (для предупреждения возможности выполнения неверного маневра);

7) быстрота маневрирования;

8) возможность постройки из одной и той же модели двигателей правого и левого вращения<sup>1</sup>.

9) удовлетворение требованиям Регистра СССР.

При наличии электропередачи к винту двигатель мало отличается от стационарного.

В настоящее время заводы большей частью строят двигатели одной и той же модели как для судовых, так и для стационарных установок. Если же двигатель предназначен только для установки на суда, то его строят обычно меньших габаритов и более легким, чем стационарный. Для судовых двигателей облегченного типа (для подводных лодок, катеров и т. д.), кроме требований, указанных в пп. 1—9, выдвигаются особые требования, касающиеся габаритов, веса и литровой мощности.

Тепловозные двигатели. К основным требованиям к двигателям, применяемым в установках железнодорожного транспорта для тепловозов, автомотрис и моторных вагонов, относятся следующие:

1) вписывание в заданные габариты;

2) обеспечение определенного веса в зависимости от заданной нагрузки на оси;

3) устойчивая и экономичная работа при переменном скоростном и нагрузочном режимах;

4) надежное охлаждение двигателя;

5) хорошая фильтрация воздуха;

6) обеспечение возможности перегрузки;

7) надежные пусковые устройства.

Тепловозные двигатели по своей конструкции близки к судовым двигателям.

<sup>1</sup> Если смотреть от кормы судна к носу, то расположенный справа двигатель имеет правое вращение, т. е. его вал вращается по часовой стрелке, расположенный слева двигатель—левое вращение, т. е. против часовой стрелки.

Автомобильные и тракторные двигатели. Требования, предъявляемые к автомобильным двигателям, сводятся к следующим основным:

- 1) возможно малые вес и габариты при достаточной жесткости конструкции;
- 2) высокая экономичность по расходу топлива и масла при переменном скоростном и нагрузочном режимах;
- 3) хорошая приемистость;
- 4) надежный пуск и работа при значительных колебаниях температуры окружающей среды;
- 5) надежное охлаждение двигателя;
- 6) хорошая фильтрация воздуха, топлива и масла.

Тракторные двигатели по весу и габаритам занимают промежуточное положение между автомобильными и стационарными двигателями. Наряду с требованиями, перечисленными в пп. 2—6, следует подчеркнуть необходимость обеспечения длительной работы тракторных двигателей с нагрузкой, близкой к номинальной.

При проектировании необходимо стремиться к возможно более простой кинематической схеме. Основные конструктивные параметры следует выбирать, используя лучшие показатели новейших, проверенных и хорошо зарекомендовавших себя конструкций с учетом возможности совершенствования двигателя. Необходимо стремиться к уменьшению количества деталей и к широкому использованию стандартных деталей и узлов, в частности, форсунок, топливных насосов, карбюраторов, регуляторов, фильтров и т. д., а также к ограничению количества посадок. Необходимо также учитывать возможность применения двигателей определенного назначения для других целей, например тепловозного двигателя для установки на суда.

Параметры и размеры стационарных двигателей должны удовлетворять ГОСТ 7106.

Маркировка двигателей по ГОСТ следующая: первая цифра указывает число цилиндров. Далее расположены буквенные обозначения: Ч — четырехтактный, Д — двухтактный двойного действия, Р — реверсивный, К — крейцкопфный, Н — с наддувом, С — судовой, П — с редукторной передачей.

После этого расположена дробь: в числителе — диаметр цилиндра в см, в знаменателе — ход поршня в см.

Последняя цифра указывает на номер модернизации.

Примеры: 9ДКР  $\frac{45}{60}$  2, 8ДР  $\frac{16}{24}$  и т. д.

Маркировка двигателей автомобильного типа и других легких двигателей не установлена.

### Этапы проектирования

Технические условия на проектирование. К началу проектирования конструктор получает технические условия, в которых указаны:

- 1) назначение и тип двигателя;
- 2) мощность номинальная и перегрузочная;
- 3) скорость поршня или число оборотов вала;
- 4) габариты и удельный вес;
- 5) число тактов;
- 6) желательные схемы расположения цилиндров;
- 7) системы смазки и охлаждения;
- 8) способ пуска (сжатым воздухом, от электростартера, от руки и т. д.);
- 9) тип вспомогательных агрегатов (наддувочные и продувочные устройства, тип фильтров);

- 10) тип автоматов, блокировка, управление на расстоянии;
- 11) специальные требования.

Некоторые из перечисленных требований могут отсутствовать. Так, например, часто отсутствуют пп. 3, 6, 9 и 10, а иногда и п. 5.

Выбор размеров цилиндра и конструктивной схемы двигателя. Вначале могут быть оформлены конструктивные схемы в виде эскизных разработок (предэскизных проектов). В результате составления эскизов должны быть выявлены конструктивная схема, габариты и весовые показатели, возможности монтажа и демонтажа. Обычно выполняют несколько вариантов конструкций. Вопрос выбора основных размеров цилиндра является весьма ответственным. Отдельные элементы конструкций в дальнейшем могут быть изменены, но ошибку в определении основных параметров в подавляющем большинстве случаев исправить очень трудно. Она может привести к большой затрате средств или даже затормозить развитие двигателестроения.

Следует иметь в виду, что целесообразно строить одну конструкцию двигателя в течение продолжительного срока вследствие больших трудностей перестройки производства и перевода автоматических станков на выполнение новой конструкции. Не следует забывать также, что лишь после длительной эксплуатации может быть в той или иной степени завершен процесс усовершенствования и развития данной конструкции.

Выбрав расположение цилиндров, систему смесеобразования, схему газораспределения, конструкцию основных узлов (головки цилиндра, деталей кривошипно-шатунного механизма), конструктор может оценить среднее эффективное давление, максимальное давление сгорания и произвести расчет мощности и ориентировочный расчет прочности отдельных элементов.

Составление эскизного проекта. Следующим этапом проектирования является эскизный проект, а иногда непосредственно эскизотехнический проект, отличающийся от эскизного более подробной разработкой отдельных узлов двигателя.

Эскизный проект составляют в одном или нескольких вариантах. В эскизном проекте предусматривают наряду с подробной разработкой конструктивной схемы, разработку конструкции главных узлов двигателя: цилиндра и блока, шатунно-поршневой группы, картера и коленчатого вала, группы газораспределения и головки цилиндра. Разрабатывают также систему смазки и охлаждения, выявляют расположение вспомогательных агрегатов, выпускной и впускной систем. Решают основные вопросы технологии изготовления наиболее ответственных узлов.

В эскизном проекте, как правило, дают поперечный и продольный разрезы двигателя, кроме того, часто дают вид со стороны распределения, а также разрезы некоторых узлов. На чертежах могут отсутствовать отдельные конструктивные элементы, не полностью показаны системы смазки и охлаждения, размещение и конструкции агрегатов и т. д. Параллельно с конструированием рассчитывают на прочность наиболее ответственные детали (коленчатый вал, шатун, детали группы распределения), подсчитывают удельные давления на шатунных и коренных шейках; этот расчет является прикидочным.

После окончания всех вариантов эскизного проекта происходит защита проекта, т. е. всестороннее обсуждение его с участием специалистов-экспертов, потребителей (эксплуатационников) и технологов, что позволяет дать проекту соответствующую оценку, утвердить его или отклонить, или выбрать оптимальный вариант при наличии нескольких. Эскизный проект, выполняемый небольшой группой квалифицированных конструкторов под руководством главного конструктора, следует считать одним из основных этапов проектирования двигателя.

Составление технического проекта. Следующим этапом является технический проект. В отличие от эскизного проекта технический проект включает не только переработанные с учетом принятых замечаний и более подробно разработанные чертежи продольного и поперечного разрезов двигателя, но также и чертежи узлов, достаточно подробные для того, чтобы в дальнейшем можно было выполнить рабочие чертежи деталей. В техническом проекте выполняют тепловой и динамический расчеты, расчеты на прочность и износостойкость. На чертежах проставляют основные увязочные размеры, которые должны быть учтены при выполнении рабочих чертежей. Технический проект выполняет большая группа конструкторов с участием менее квалифицированных специалистов. Разработка проекта проводится при участии технологов.

Составление рабочих чертежей. Следующим этапом проектирования является составление рабочих чертежей, к которому приступают после защиты и утверждения технического проекта.

Рабочие чертежи выполняют в следующем порядке: сначала чертежи крупных литых и кованных деталей, для которых требуется изготовление сложных моделей и необходима сложная длительная механическая обработка, затем — чертежи мелких деталей, в том числе крепежных.

На рабочих чертежах указывают все размеры (причем каждый размер указывают только один раз) и допуски, материал детали и класс механической обработки поверхностей, а также методы термической обработки деталей и их последовательность. На чертежах деталей кривошипно-шатунного механизма (поршневая группа, шатуны) указывают весовые допуски.

Рабочие чертежи проверяют параллельно с изготовлением сборочных чертежей узлов, служащих основным пособием при монтаже и разработке технологии. На чертежах ставят марку двигателя, номер узла и номер детали; на сборочных чертежах дают монтажные указания. Размеры на сборочных чертежах обычно не проставляют. Очень часто в заключение проектирования вновь выполняют чертежи поперечного и продольного разрезов с учетом всех внесенных при выполнении рабочих чертежей изменений. Этим контролируют правильность поставленных размеров.

Нередко, особенно в случае внесения значительных изменений при выполнении рабочего проекта, проводят еще раз окончательные проверочные расчеты: тепловой, динамический, расчеты на прочность и износостойкость.

Параллельно с выполнением технического проекта (а часто и ранее) выполняют рабочий проект одноцилиндровой установки или V-образного отсека, на которых в дальнейшем проводят доводку отдельных узлов и процессов двигателя: поршневой группы, шатунов, процесса смесеобразования, наполнения и т. д.

Испытание и доводка двигателя. В процессе изготовления моделей, разработки технологии конструкторы по указаниям технологов вносят изменения в конструкцию отдельных узлов и деталей. Испытания и доводка двигателя требуют также постоянной работы конструктора по изменению и усовершенствованию конструкции отдельных узлов и деталей. После доводки двигателя конструктор обычно проводит работу по повышению мощности, улучшению экономичности, а также усовершенствованию систем смазки и охлаждения и других систем.

Для ускорения и улучшения проектирования детали разбивают на отдельные группы. Каждая из групп включает комплекты — самостоятельные сборочные узлы, состоящие из отдельных деталей.

Основными группами можно считать следующие:

1. Детали кривошипно-шатунного механизма<sup>1</sup>. Детали данной группы

<sup>1</sup> Иногда к этим деталям в судовых и стационарных двигателях применяют неудачный термин «движение».

служат для передачи рабочих усилий коленчатому валу и далее муфте (или другой детали, передающей мощность). Рассматриваемый комплект включает поршневую группу, шатуны и другие передаточные механизмы и коленчатый (коренной) вал.

2. Группа распределения, включающая детали, передающие движение от коренного вала к органам распределения. К этой группе относятся впускные и выпускные органы, клапанные пружины, детали передачи: штанги и толкатели, рычаги, распределительный вал и шестерни.

3. Остов (корпус) двигателя, включающий неподвижные детали, содержащие и поддерживающие детали кривошипно-шатунного механизма. Через элементы остова передаются усилия другим деталям. К этой группе относятся фундаментная (подмоторная) рама, картер, станина или блок-картер; цилиндр, моноблок или блок-цилиндр, головка (крышка) цилиндра.

4. Системы питания топливом, к которым относятся: топливный насос высокого давления, форсунка, подкачивающий насос, карбюратор, смеситель, фильтры, трубопроводы высокого и низкого давления.

5. Выпускная система: выпускная камера, выпускной трубопровод, глушитель.

6. Система смазки: масляные насосы, фильтры, холодильники, трубопроводы для подачи масла.

7. Система охлаждения: водяные насосы, масляные насосы, холодильники, трубопроводы.

8. Пусковые устройства: стартеры, пусковые клапаны, трубопроводы, баллоны, распределительные золотники.

9. Продувочные и наддувочные устройства: продувочный насос (в двухтактных двигателях), наддувочный насос, детали привода, ресивер продувочного или наддувочного воздуха, воздушный фильтр.

10. Система зажигания (в двигателях с посторонним зажиганием): магнето, прерыватели, распределители.

11. Система регулирования: скоростные и пневматические регуляторы, предельные регуляторы, автоматика.

12. Система реверса и управления (включающая пост управления, блокировку), сервомоторы реверсирования и передачи от поста управления к топливному насосу и регулятору.

Последовательность выполнения эскизов поперечного, а затем продольного разрезов двигателя при рядном расположении цилиндров в общих чертах может быть следующей:

1. По известной мощности, числу оборотов коленчатого вала, после выбора числа цилиндров  $i$ , величин  $p_e$ ,  $\frac{S}{D}$  и  $c_m$  определяют диаметр цилиндра из соотношения (1) или (2) и далее ход поршня.

2. Оценивая величину  $\lambda$  на основе положений, указанных в § 2, определяют  $L$ .

3. Выполнение эскиза начинают с поперечного разреза. Проводят вертикальную ось, представляющую собой ось цилиндра и горизонтальную ось, пересекающую вертикальную в точке  $a$ , соответствующей оси коленчатого вала. Откладывают от точки пересечения по вертикали величины  $R$  и  $R + L$  (фиг. 2), отмечая точки  $b$  и  $c$  — центры шатунной шейки и поршневого пальца.

4. Наносят размеры шатунной шейки коленчатого вала и пальца поршня (см. гл. V и VIII).

5. Наносят границы цилиндра и основные размеры поршня (см. гл. VIII).

6. Вычерчивают эскиз шатуна (см. гл. VII).

7. Вырезав очертание шатуна из кальки, определяют, двигая фигуру на эскизе, габариты движения шатуна.

8. Наносят размеры коренной шейки и щеки коленчатого вала (см. гл. V).

9. Проверяют размеры, в первую очередь длину поршня с учетом возможности прохода шатуна так, чтобы поршень не соприкасался с коленчатым валом (его противовесами).

В двигателях повышенной мощности и быстроходности нередко после выяснения размеров цилиндра определяют основные размеры коленчатого вала. Это относится и к V-образным двигателям, в которых элементы вала несут повышенную нагрузку.

10. Наносят основные размеры цилиндровой втулки, блока, габаритные размеры картера.

Для карбюраторных двигателей иногда ориентировочную высоту двигателя над осью вала (фиг. 2) определяют как сумму

$$R + L + \alpha D + \beta D,$$

где  $L$  — длина шатуна.

Ориентировочные значения эмпирических коэффициентов:  $\alpha = 0,3 \div 0,45$  и  $\beta = 1,2 \div 1,8$ .

11. Приступая к выполнению продольного разреза двигателя, наносят размеры основных элементов цилиндров и блока: стенок цилиндра, стенок блока и водяной рубашки; одновременно определяют расстояние между осями цилиндров.

12. Размещают основные элементы вала, шеек и щек, учитывая их прочность и износостойкость шеек и подшипников.

Данная задача усложняется при проектировании быстроходных двигателей повышенной мощности, для которых надежность работы трущихся частей вала следует считать особо важной.

Возможно, что при найденном расстоянии между осями цилиндров размеры шеек вала и подшипников окажутся недостаточными по износостойкости. В этом случае придется пересмотреть выбранные размеры элементов вала и деталей с ним сопряженных, увеличив одновременно размеры водяной рубашки или других элементов системы блока и цилиндра.

13. Проектируют поршневую группу и шатун, основные размеры которых были нанесены ранее (п. 5 и 6).

14. Далее проектируют головку (крышку), в которой после выбора основных размеров размещают клапаны, корпус форсунки, полости охлаждения, детали крепления и т. д.

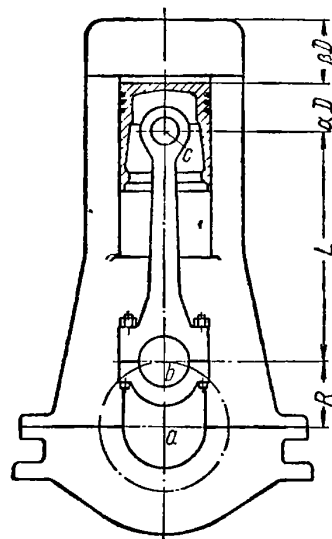
15. Одним из основных вопросов является расположение распределительного вала и деталей привода. Эту часть проекта выполняют как на поперечном, так и продольном разрезах, нередко параллельно.

16. После этого конструируют остальные детали корпуса: картер, фундаментную раму и т. д.

Изложенный порядок может быть в основном сохранен и при проектировании многорядных двигателей, для которых должен быть известен (или выбран) угол между осями цилиндров.

При проектировании быстроходных двигателей одним из основных вопросов является размещение органов распределения в головке цилиндра. Поэтому проектирование двигателя нередко начинается с конструирования головки цилиндра. Продольный разрез часто выполняют параллельно с поперечным.

Последовательность выполнения эскизов может быть и иной.



Фиг. 2. Расположение деталей кривошипно-шатунного механизма в корпусе двигателя.

## ГЛАВА II

# О РАСЧЕТЕ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ, ЖЕСТКОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ

### § 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Расчет на прочность деталей двигателей до настоящего времени еще является весьма условным. Основные причины данного положения сводятся к следующим.

1. Сложность формы рассчитываемых деталей. Как известно, большая часть деталей двигателя отличается сложностью формы, что обуславливает неприменимость к ним понятий: брус, пластина и оболочка—тел, рассчитываемых по формулам теории сопротивления материалов. Поэтому формулы для определения напряжений и деформаций в телах простейшей формы по существу не применимы для расчета деталей двигателей. Исключение составляют стержень шатуна, распределительный вал, штанга передачи к клапанам и немногие другие детали. Следует добавить, что рассчитываемые сечения, как правило, расположены в непосредственной близости приложения сил. Вследствие этого получается еще большая неточность расчета: в точках приложения сил (сосредоточенных) возникают местные напряжения значительной величины, иногда превышающие в несколько раз расчетные.

В результате подсчитываемые напряжения являются лишь некоторыми условными величинами, имеющими размерность напряжений.

2. Трудность определения действительной величины сил, нагружающих деталь, условий работы детали и расчетных режимов. Даже при расчете деталей кривошипно-шатунного механизма, где как будто бы в этом отношении имеется полная ясность, при определении силы давления газов и подсчете силы инерции делают ошибку, не учитывая скорости изменения сил по времени. При рассмотрении условий работы ряда деталей очень часто делают те или иные допущения, вследствие чего возникают значительные погрешности в результатах расчета. Так, при расчете коленчатого вала его рассматривают как разрезную систему (разрезая вал по серединам опор), принимают его абсолютно жестким, не учитывают влияния деформаций картера и самого вала, влияния масляного слоя, износа шеек; при расчете стержня шатуна на изгиб от сил инерции не учитывают влияние головок и т. д.

Не вполне ясен также вопрос о том, какой из режимов считать расчетным. Так, в двигателях машин наземного транспорта, наибольшие давления в цилиндре возникают при режимах, соответствующих максимальному крутящему моменту (т. е. когда число оборотов вала составляет примерно 60—70% от максимального). Нередко считают именно этот режим расчетным. В то же время наибольшие напряжения могут получиться и при режиме, соответствующем максимальной мощности.

3. Трудность точного учета влияния знакопеременных нагрузок. Значительное число основных деталей двигателя нагружается знакопеременной нагрузкой. Прочность при переменной нагрузке зависит от большого числа



факторов, влияние которых трудно учесть. К таким факторам относятся конструкции детали, абсолютные размеры детали, состояние ее поверхности, структура металла и многие другие. Наконец, применяемый до настоящего времени учет несимметричности нагрузки является очень приближенным.

4. Трудность установления закона распределения внутренних сил по сечениям детали. Примером могут служить головка (крышка) цилиндра, картер, блок. Исключительно сложно установить характер нагружения сечений, воспринимающих нагрузки того или иного участка головки цилиндра сложной формы, и тем более возникающих напряжений; именно головка является обычно одним из узлов, требующих большой работы по доводке. То же в значительной степени относится к картеру, в котором неизвестен характер нагружения сечений, передающих нагрузки от силовых шпилек и др.

5. Весьма трудно определить термические напряжения, величина которых значительна в таких ответственных деталях двигателя, как головка цилиндра, днище поршня, цилиндр и блок. Между тем термические напряжения в совокупности с механическими напряжениями нередко вызывают поломку детали. Указанием на поломку от термических напряжений часто служит характер излома, отличный от усталостного.

6. Не менее важным, чем прочность, является жесткость многих ответственных деталей двигателей, а также устойчивость, связанная с определенными формами равновесий деформируемых деталей. Так, надежность работы коленчатого вала в большой степени зависит от его жесткости, жесткости опор вала и картера. Надежность работы деталей распределения, топливоподающей системы зависит от жесткости распределительного вала и вала топливного насоса. Недостаточная жесткость головки цилиндра может быть источником серьезных аварий. К сожалению, расчет на жесткость до настоящего времени почти не разработан. За исключением отдельных случаев, когда грубо приближенно подсчитывают величину деформации (прогибы распределительного вала и вала топливного насоса, поршневой головки шатуна и др.), расчета на жесткость, как правило, не делают. Конструкторы ограничиваются выбором соответствующих значений допускаемых напряжений, основываясь на опыте эксплуатации двигателей, показавших надежную работу рассчитываемых узлов и деталей.

Весьма важным являются также вопросы устойчивости. Примерами деталей, теряющих устойчивость при работе, могут быть полые поршневые пальцы и коленчатые валы с недостаточной толщиной стенок. В этих случаях возникают напряжения вследствие оваллизации поперечного сечения. Данные напряжения, часто недоучитываемые в расчетах, приводят к поломкам указанных деталей или с ними сопряженных (например, бобышек поршня).

## § 2. О РАСЧЕТЕ ДЕТАЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ЗНАКОПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ

Поломки ответственных деталей двигателей происходят наиболее часто от усталости металлов в результате влияния переменных напряжений.

Как известно, пределом выносливости называется максимальное напряжение, которое способен выдержать материал без разрушения при заданном числе циклов, например  $10^7$  или  $10^8$ . Для большей части материалов после  $10^7$  циклов максимальное напряжение  $\sigma_{\max}$  (или  $\tau_{\max}$ ) остается постоянным. У легких сплавов предел выносливости следует рассматривать как условную величину. Пределы выносливости при поперечном и чистом изгибе различаются незначительно вследствие малого влияния на усталостную прочность касательных напряжений, возникающих в сечениях при поперечном изгибе.

Расчетные уравнения прочности при знакопеременной нагрузке включают обычно предел выносливости, полученный из испытания на изгиб. Экспериментальные исследования показывают, что наиболее устойчивые соотношения для усталостных и статических характеристик имеются между пределом выносливости  $\sigma_{-1}$  при симметричном цикле в случае изгиба, пределом прочности  $\sigma_b$  при растяжении и пределом текучести  $\sigma_T$  при растяжении.

Ниже приведены эмпирические формулы, которыми можно пользоваться для приближенных расчетов.

Для сталей с пределом прочности от 3000 до 12 000 кг/см<sup>2</sup> можно считать справедливым соотношение для предела выносливости при нормальных напряжениях для симметричного цикла при изгибе

$$\sigma_{-1} \approx 0,5\sigma_b$$

Для высоколегированных сталей с пределом прочности более 12 000 кг/см<sup>2</sup>

$$\sigma_{-1} \approx 4000 + \frac{1}{6}\sigma_b$$

Для стального литья и чугуна

$$\sigma_{-1} \approx 0,4\sigma_b$$

Для цветных металлов значения  $\sigma_{-1}$  колеблются в более широких пределах

$$\sigma_{-1} \approx (0,25 \div 0,5)\sigma_b$$

Амплитуда нормальных  $\sigma_a$  и тангенциальных  $\tau_a$  напряжений цикла определяется как полуразность наибольшего и наименьшего напряжений; среднее напряжение  $\sigma_m$  или  $\tau_m$  как полусумма этих напряжений

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2};$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}.$$

Отсюда получаем

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a,$$

$$\tau_{\max} = \tau_m + \tau_a.$$

Основными факторами, влияющими на прочность деталей при переменной нагрузке, следует считать: асимметрию цикла, концентрацию напряжений, абсолютные размеры деталей, качество поверхности, тип напряженного состояния. Меньшее влияние на прочность оказывают форма цикла и частота изменения напряжений.

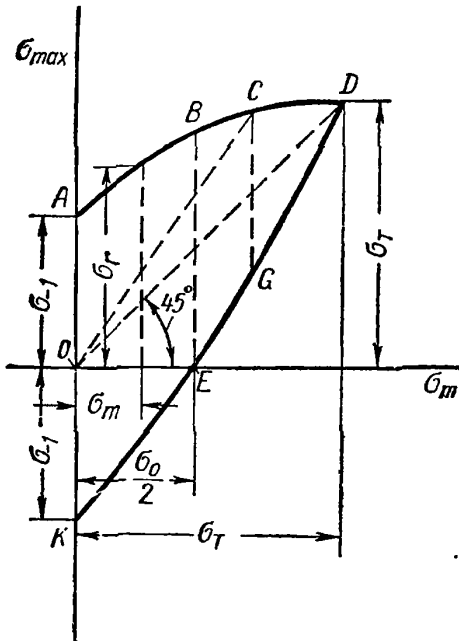
Остановимся на основных положениях расчета на прочность с учетом переменной нагрузки, данных в трудах С. В. Серенсена, Р. С. Кинасошвили, Н. М. Беляева и других авторов.

В случае несимметричного цикла с увеличением статической напряженности при уменьшении амплитуды  $\sigma_a$  напряжение  $\sigma_{\max}$  (предел выносливости  $\sigma_r$  при несимметричном цикле), соответствующее пределу прочности, возрастает. Прочность при несимметричном цикле хорошо иллюстрируется диаграммой изменения предельного напряжения  $\sigma_{\max}$  в зависимости от среднего напряжения  $\sigma_m$  (фиг. 3).

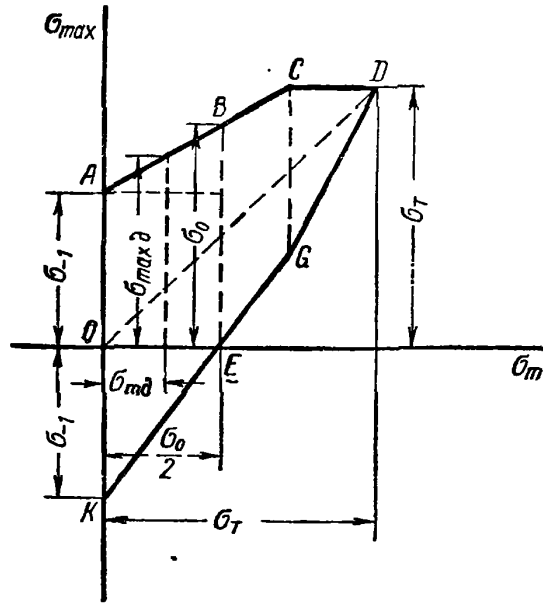
Левая часть диаграммы (от А до С) относится к области, в которой максимальные напряжения фактически меньше предела текучести. В этом случае прочность характеризуется сопротивлением разрушению, т. е. пределом выносливости  $\sigma_r$ .

Правая часть диаграммы (от *C* до *D*) относится к той области, где прочность определяется сопротивлением пластическим деформациям, т. е. пределом текучести  $\sigma_T$ .

Область, расположенная левее луча *OC*, представляет область усталости, а правее — область пластических деформаций. Точки *G* и *E* расположены на



Фиг. 3. Диаграмма пределов выносливости.

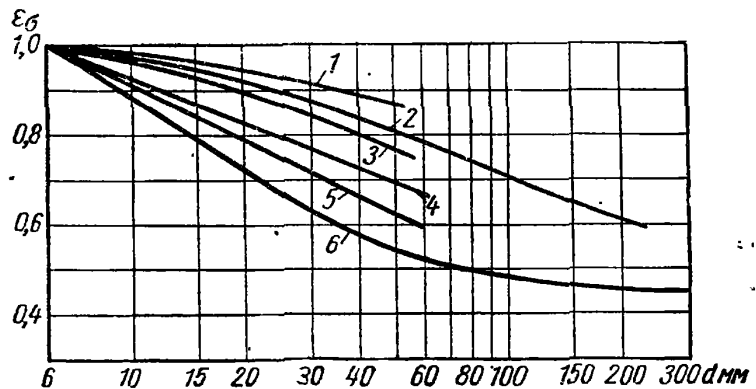


Фиг. 4. Схематизированная диаграмма пределов выносливости.

таких же расстояниях от прямой *OD* как и точки *C* и *B*. Можно построить так называемую схематизированную диаграмму пределов усталости, ограниченную двумя прямыми (фиг. 4). Левая прямая проходит через точки *A* и *B*, относящиеся к пределам выносливости  $\sigma_{-1}$  при симметричном цикле и  $\sigma_0$  при пульсирующем, правая прямая *CD* горизонтальна и имеет ординату  $\sigma_T$ .

Диаграмма может быть построена по заданным значениям  $\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_0$  и  $\sigma_T$  или, аналогично, для касательных напряжений по значениям пределов выносливости соответственно при симметричном  $\tau_{-1}$  и пульсирующем  $\tau_0$  циклах и пределе текучести  $\tau_T$ .

Влияние концентрации напряжений в расчетах обычно учитывается коэффициентами концентрации. Эффективный коэффициент концентрации напряжений представляет собой отношение предела выносливости  $\sigma_{-1}$  или  $\tau_{-1}$  при отсутствии концентрации напряжений к пределу выносливости  $\sigma_{-1к}$  или  $\tau_{-1к}$  при наличии концентрации напряжений



Фиг. 5. Кривые масштабного фактора для сталей:

1 — для полированных валов из углеродистой стали при отсутствии концентрации; 2 — для шлифованных и обточенных валов из углеродистой стали при отсутствии концентраций; 3 — для полированных валов из легированной стали при отсутствии концентраций; 4 — для шлифованных и обточенных валов из легированной стали при отсутствии концентраций; 5 — для легированных сталей при умеренной концентрации напряжений; 6 — для легированных сталей при наличии резкой концентрации напряжений.

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1к}} \quad k_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1к}}$$

Связь между  $k_\sigma$  и  $k_\tau$  приближенно может быть выражена соотношением

$$k_\tau \approx 0,4 + 0,6k_\sigma.$$

Коэффициент, учитывающий изменение предела выносливости в зависимости от абсолютных размеров детали, называют обычно масштабым фактором. Последний представляет собой отношение предела выносливости детали к пределу выносливости лабораторного образца. Значения масштабного фактора  $\epsilon_\sigma$  для стальных деталей показаны на диаграмме (фиг. 5) в зависимости от размеров сечения.

Влияние на предел выносливости качества обработки поверхности учитывается при расчете деталей вне зон концентрации. Снижение предела выносливости  $\sigma_{-1u}$  для заданной обработки по сравнению с пределом выносливости  $\sigma_{-1}$  гладких образцов может быть охарактеризовано коэффициентом поверхностной чувствительности

$$\Delta_\sigma = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_{-1u}}{\sigma_{-1}}.$$

Значения коэффициента чувствительности для конструкционных сталей при различных способах обработки поверхности приведены ниже.

**Коэффициент поверхностной чувствительности конструкционных сталей для обработки различных типов**

Полировка . . . . .	0,0
Шлифовка . . . . .	0,05—0,15
Чистая обточка . . . . .	0,1—0,2
Грубая обточка . . . . .	0,2—0,4
Необработанная поверхность при наличии окалины . . . . .	0,4—0,6

**Примечание.** Более высокие цифры относятся к сталям повышенного сопротивления и к более хрупким.

В случае переменного кручения нередко принимают

$$\Delta_\tau = 0,6\Delta_\sigma.$$

Вместо  $\Delta_\sigma$  или  $\Delta_\tau$  может быть введен фактор поверхности  $\epsilon_n$ , который в этом случае является множителем к  $\epsilon_\sigma$  или  $\epsilon_\tau$ .

$$\epsilon_n = 1 - \Delta_\sigma \text{ или } \epsilon_n = 1 - \Delta_\tau.$$

В практике при проведении расчета обычно учитывают концентрацию напряжений и влияние абсолютных размеров детали. Поэтому амплитуды напряжений должны быть увеличены в отношении  $\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}$  или соответственно в отношении  $\frac{k_\tau}{\epsilon_\tau}$ , тогда максимальные напряжения определяются соотношениями:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} \sigma_a$$

и

$$\tau_{\max} = \tau_m + \frac{k_\tau}{\epsilon_\tau} \tau_a.$$

Форма диаграммы пределов выносливости при учете концентрации напряжений и абсолютных размеров изменяется. Амплитуды диаграммы в области усталости уменьшаются в  $\frac{\epsilon}{k}$  раз. Полученную кривую (близкую к прямой) экстраполируют до значения максимальных напряжений, соответствующих пределу текучести  $\sigma_{T_K}$  при наличии концентрации напряжений (фиг. 6).

При определении запасов прочности до настоящего времени основываются на подобии циклов: соответствующего диаграмме пределов выносливости и действующего при рабочем нагружении детали. Запас прочности равен отношению наибольшего напряжения  $\sigma_{\max \partial} = \sigma_r$ , определяемого по диаграмме пределов выносливости, к наибольшему напряжению в детали

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{\max \partial}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_r}{\sigma_m + \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} \sigma_a} = \frac{\sigma_r}{\sigma_m + \varphi_\sigma \sigma_a}, \quad (3)$$

где

$$\varphi_\sigma = \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}.$$

Аналогично для касательных напряжений

$$n_\tau = \frac{\tau_r}{\tau_m + \frac{k_\tau}{\epsilon_\tau} \tau_a} = \frac{\tau_r}{\tau_m + \varphi_\tau \tau_a}, \quad (4)$$

$$\varphi_\tau = \frac{k_\tau}{\epsilon_\tau}.$$

Если известны характеристики прочности  $\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_0$ ,  $\tau_{-1}$ ,  $\tau_0$ ,  $\sigma_T$ ,  $\tau_T$ , то по схематизированной диаграмме пределов выносливости может быть составлено выражение запаса прочности, содержащее величины  $\sigma_{-1}$  и  $\sigma_0$  вместо  $\sigma_r$  или соответственно  $\tau_{-1}$  и  $\tau_0$  вместо  $\tau_r$ .

Из диаграммы фиг. 4 имеем:

$$\frac{\sigma_0 - \sigma_{-1}}{\frac{\sigma_0}{2}} = \frac{\sigma_{\max \partial} - \sigma_{-1}}{\sigma_{m \partial}},$$

где  $\sigma_{m \partial}$  — среднее напряжение, определяемое по диаграмме пределов выносливости; откуда

$$\begin{aligned} \sigma_{\max \partial} &= \sigma_{-1} + 2\sigma_{m \partial} \frac{\sigma_0 - \sigma_{-1}}{\sigma_0} \\ \sigma_{\max \partial} &= \sigma_{-1} + \sigma_{m \partial} (1 - \psi_\sigma), \end{aligned}$$

где

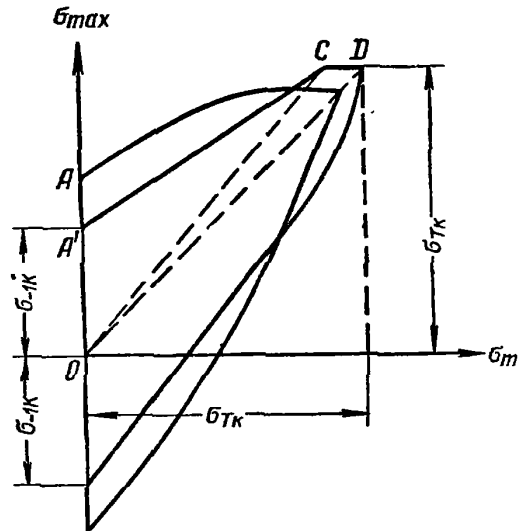
$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}.$$

Так как  $\sigma_{m \partial} = n_\sigma \sigma_m$ , то учитывая выражение (3), получим

$$\sigma_{-1} + n_\sigma \sigma_m (1 - \psi_\sigma) = n_\sigma \left( \sigma_m + \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} \sigma_a \right)$$

и далее

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{\sigma_{-1}}{\varphi_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}. \quad (5)$$



Фиг. 6. Диаграмма пределов выносливости при наличии концентрации напряжений.

Аналогично для касательных напряжений

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{\tau_{-1}}{\varphi_{\tau} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (6)$$

где

$$\psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}.$$

Значения  $\psi_{\sigma}$  и  $\psi_{\tau}$  для сталей даны в табл. 2.

Таблица 2

Значения коэффициентов  $\psi$  влияния несимметрии цикла на прочность для сталей в зависимости от предела прочности

$\sigma_B$ в кг/мм <sup>2</sup>	$\psi_{\sigma}$ (изгиб и растяжение)	$\psi_{\tau}$ (кручение)	$\sigma_B$ в кг/мм <sup>2</sup>	$\psi_{\sigma}$ (изгиб растяжение)	$\psi_{\tau}$ (кручение)
35—55	0	0	100—120	0,20	0,10
52—75	0,05	0			
70—100	0,1	0,05	120—140	0,25	0,15

Для области, где прочность характеризуется пределом текучести, так как в этом случае для любой асимметрии цикла  $\sigma_{\max \partial} = \sigma_T$ , или соответственно  $\tau_{\max \partial} = \tau_T$  имеем:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_m}, \quad (7)$$

а для касательных напряжений

$$n_{\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_a + \tau_m}. \quad (8)$$

Прочность детали определяется меньшей из величин, получаемых по формулам (5) или (7) и (6) или (8).

При наличии сложного напряженного состояния вычисляют запасы прочности по нормальным  $n_{\sigma}$  и по касательным напряжениям  $n_{\tau}$  и общий запас прочности из соотношения

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}.$$

Когда отсутствуют данные о  $\sigma_0$  и  $\tau_0$ , запасы прочности приближенно можно определять по формулам

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} \sigma_m}, \quad (9)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \frac{\tau_{-1}}{\tau_T} \tau_m}. \quad (10)$$

Для сталей грубо приближенные зависимости между пределами выносливости для симметричных и пульсирующих циклов имеют вид:

$$\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} = 0,55 \div 0,60,$$

$$\frac{\sigma_0}{\sigma_{-1}} = 1,4 \div 1,6,$$

$$\frac{\tau_0}{\tau_{-1}} = 1,6 \div 2,0.$$

Для легких сплавов:

$$\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} = 0,55 \div 0,6,$$

$$\frac{\tau_0}{\tau_{-1}} = 1,4 \div 2,0.$$

В связи с несовершенством расчетов приходится прибегать к различным экспериментальным методам определения напряжений и деформаций. Это особенно касается таких деталей, как головка цилиндра, картер, блок, коленчатый вал, напряжения в которых не поддаются достаточно точному теоретическому определению, вследствие чего происходят поломки этих деталей при испытании опытных образцов двигателей.

Довольно часто при доводке опытного образца производят простые испытания при статической нагрузке, по возможности воспроизводя действительные условия работы деталей. Несмотря на стремление исследователей нагрузить детали силами, близкими по характеру воздействия и величине к рабочим усилиям, обычно условия напряжения в опытах получаются далекими от действительных условий работы. Некоторую пользу приносит параллельное статическое испытание аналогичных деталей двигателей, находящихся в эксплуатации. Это позволяет несколько более объективно провести сравнительную оценку прочности и жесткости новой конструкции.

## ГЛАВА III

### МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

Выбор материала для изготовления той или иной детали двигателя определяется ее конструктивной формой, условиями работы, технологией изготовления и экономической целесообразностью.

Особенности рабочего процесса и разнообразие типов двигателей обуславливают применение различных материалов, обладающих специфическими свойствами. При этом условия производства и экономическая целесообразность определяют часто применение различных материалов для изготовления одинаковых деталей даже однотипных двигателей.

Ниже приведены краткие характеристики основных материалов, применяемых в двигателестроении.

#### § 1. ЧУГУНЫ

Высокие литейные качества, хорошая обрабатываемость, антифрикционные свойства и дешевизна чугунов определяют их широкое применение в двигателестроении. Вес чугунных деталей стационарных и судовых двигателей составляет 75—80%, а в быстроходных двигателях при изготовлении корпуса из легких сплавов — 25—30% веса двигателя. Только в наиболее мощных и напряженных двигателях чугуны применяют для изготовления лишь отдельных мелких деталей. Удельный вес чугунов 7,0—7,9 г/см<sup>3</sup>, коэффициент линейного расширения  $\sim (12 \div 18) \cdot 10^{-6}$ .

В двигателестроении применяют серые чугуны нормальные и модифицированные, ковкие чугуны и отбеливающиеся. Марка чугуна обозначена буквами СЧ с двумя цифрами, из которых первая показывает минимальное значение предела прочности на разрыв, а вторая — на изгиб (кг/мм<sup>2</sup>). Модифицированные чугуны обозначаются буквами СМЧ. Чугуны одной и той же марки могут обладать различными свойствами в зависимости от химического состава.

Для изготовления деталей сложной формы, высоко нагруженных и подвергающихся сложной механической обработке (блоки цилиндров, рамы, картеры, головки и крышки цилиндров, поршни), применяют чугуны марок от СЧ 21-40 до СЧ 32-52, в зависимости от напряженности деталей, а также модифицированные чугуны СМЧ 28-48 и СМЧ 32-52. Детали, работающие при высокой температуре, но не подверженные трению (выпускные трубопроводы), отливаются из чугуна с пониженным содержанием кремния, фосфора и серы и с присадкой никеля и хрома. Для отливки деталей топливных насосов, работающих при высоких давлениях, применяют чугуны с большой присадкой никеля и пониженным содержанием кремния, фосфора и серы.

Поршневые кольца и другие детали, подвергающиеся наряду с истиранием большим упругим деформациям, изготавливают из чугунов марок СЧ 18-36. СЧ 21-40 и СЧ 28-48 (с присадками титана, молибдена и ванадия),



имеющих после термообработки сорбитную структуру. Втулки и гильзы цилиндров, работающие в условиях высоких удельных давлений, высокой температуры и при недостатке смазки, изготавливают из чугунов, имеющих или перлитную структуру, или мартенситную, получаемую непосредственно после отливки или в результате закалки и отпуска обработанной детали. Эти чугуны обычно содержат значительные присадки никеля и хрома. Для отливки коленчатых валов применяют модифицированные чугуны специальных составов.

Ковкие чугуны имеют ограниченное применение в двигателестроении вследствие сложности их термической обработки. В настоящее время ковкие чугуны применяют для изготовления рычагов распределения, рымов и других подобных деталей взамен стального литья и поковок, а при составе, имеющем перлитную структуру, также для изготовления поршней двигателей некоторых типов.

Белые чугуны, легированные хромом и молибденом, применяют для изготовления седел выпускных клапанов, подвергающихся большой ударной нагрузке при высокой температуре. Распределительные валы и толкатели двигателей некоторых типов изготавливают из отбеливающихся чугунов с отбеленной рабочей поверхностью, подвергающейся износу. Применяют также наплавку рабочих поверхностей стальных толкателей отбеливающимся чугуном.

## § 2. СТАЛИ

Стальные детали составляют до 25—30% веса двигателя, их изготавливают отливкой, сваркой из сортового металла, ковкой и штамповкой. Удельный вес сталей колеблется в пределах 7,7—7,9 г/см<sup>3</sup>; коэффициент линейного расширения  $(14 \div 16) \cdot 10^{-6}$ .

Углеродистые стали применяют для изготовления деталей, подверженных относительно невысоким механическим и тепловым напряжениям. Углеродистые стали маркируют двухзначными числами, показывающими среднее содержание в стали углерода в сотых долях процента. Стали марок 08, 10 и 15 (предел прочности или временное сопротивление при растяжении  $\sigma_b = 32 \div 35$  кг/мм<sup>2</sup>, предел текучести  $\sigma_T = 18 \div 21$  кг/мм<sup>2</sup>; относительное удлинение  $\delta = 32 \div 27\%$ ) применяют для холодной штамповки деталей из листов и сортового проката и в виде проволоки.

Марку стали выбирают в зависимости от требуемой пластичности, которая понижается с увеличением содержания углерода. Стали марок от 15 до 25 ( $\sigma_b = 35 \div 43$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_T = 21 \div 26$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\delta = 27 \div 22\%$ ) используют для изготовления крепежных деталей, а также умеренно нагруженных шестерен, валиков и пальцев. При изготовлении подобных деталей на автоматах используют так называемые автоматные стали марок от А12 до А20, обладающие лучшей обрабатываемостью вследствие повышенного содержания серы и фосфора.

Стали марок от 15 до 25 применяют также для изготовления деталей сваркой, ковкой, высадкой и для отливки деталей сложной формы (головки поршней, коробки передач). Для получения твердых поверхностей детали, изготовленные из сталей марок от 15 до 25, подвергают цементации или цианированию.

Более нагруженные детали (коленчатые и распределительные валы, шатуны, кулачковые шайбы и др.) изготавливают из сталей марок от 30 до 50 ( $\sigma_b = 48 \div 60$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_T = 23 \div 30$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\delta = 22 \div 20\%$ ). Для улучшения механических качеств детали подвергают закалке и отпуску. Увеличение поверхностной твердости деталей, изготовленных из сталей 30—35, достигается цементацией.

Высокоуглеродистые стали марок от 55 до 70 применяют для изготовления деталей, подвергающихся большим, но постоянным деформациям, как, например, пружинные кольца, фиксирующие пружины и т. п.

Следующими за углеродистыми сталями по возрастанию прочности являются группы сталей, легированных одним элементом. К ним относятся конструкционные стали с повышенным содержанием марганца (стали марок от 15Г до 65Г и от 10Г2 до 50Г2), обладающие хорошей обрабатываемостью, упрочнением термообработкой, а при повышенном содержании углерода — повышенной износостойкостью и усталостной прочностью ( $\sigma_b = 40 \div 75 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_T = 23 \div 40 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\delta = 24 \div 8\%$ ). Поэтому данные стали применяют для более напряженных коленчатых и распределительных валов, шатунов, поршневых пальцев, клапанных и других пружин. Из недостатков марганцовистых сталей необходимо отметить повышенную чувствительность их к перегреву и склонность к образованию трещин при закалке.

Хромистые стали отличаются значительной прочностью после термообработки, износостойкостью, сопротивлением коррозии и малой деформацией материала при закаливании ( $\sigma_b = 70 \div 105 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_T = 50 \div 85 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\delta = 8 \div 12\%$ ). Стали 15Х и 20Х применяют для цементуемых деталей (поршневые пальцы, толкатели, кулачные шайбы), а стали марок от 30Х до 50Х — для закаливаемых деталей (оси, валы, шестерни, упорные кольца). К группе хромистых сталей относятся также стали, применяемые для шарикоподшипников (стали ШХ9—ШХ15).

Присадки никеля придают сталям высокую прочность и вязкость. Однако вследствие экономической целесообразности применение в двигателестроении чисто никелевых сталей 25Н и 25Н3 ограничено для деталей, несущих высокие ударные нагрузки, только в особо напряженных двигателях ( $\sigma_b = 50 \div 80 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_T = 30 \div 80 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\delta = 20 \div 7\%$ ).

Из сталей, легированных двумя элементами, наиболее часто применяют хромоникелевые и хромованадиевые стали ( $\sigma_b = 80 \div 110 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_T = 60 \div 85 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\delta = 8 \div 10\%$ ).

Хромоникелевые стали обладают высокой прочностью и вязкостью при повышенной износостойкости. Поэтому их применяют для деталей, работающих при больших переменных нагрузках и на износ (поршневые пальцы, валы, шестерни). Эти детали изготовляют из цементуемых сталей 12ХН3 и 20ХН, или закаливаемых 40ХН и 50ХН.

Хромованадиевые стали 15ХФ и 20ХФ, также обладающие высокой прочностью и вязкостью, применяют для деталей, воспринимающих высокие ударные нагрузки (шестерни, толкатели, распределительные валы). Высокая ударная вязкость и пониженная чувствительность к перегреву сталей 30ХФ и 40ХФ определяют их применение для деталей, изготовляемых ковкой (шатуны, коленчатые валы). Сталь 50ХФА применяют для изготовления клапанных пружин напряженных двигателей. В качестве заменителей хромоникелевых и хромованадиевых сталей используют хромомарганцовистые стали.

Из сталей, легированных тремя элементами, в двигателестроении применяют хромоникельвольфрамовые и хромоникельмолибденовые стали 18ХНВА, 40ХНМА, 18ХНМА ( $\sigma_b = 100 \div 115 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_T = 80 \div 85 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\delta = 10\%$ ). Эти стали отличаются еще более высокой прочностью и пониженной хрупкостью после отпуска, что предопределяет их применение для изготовления высоконапряженных деталей большого сечения (коленчатые валы, шатуны). В качестве заменителей этих сталей используют хромомарганцевомолибденовую 18ХГМ, хромомарганцевотитановую 18ХГТ и хромомарганцевокремнистую стали 20ХГС, 30ХГС и 35ХГСА ( $\sigma_b = 80 \div 100 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_T = 60 \div 80 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\delta = 10 \div 9\%$ ).

Из сталей и сплавов специального назначения, применяемых в двигателестроении, необходимо отметить следующие.

Для изготовления деталей, работающих в тяжелых условиях на износ (гильзы цилиндров напряженных двигателей, шестерни, ролики), применяют стали 35ХЮА и 35ХМЮА с присадкой алюминия.

Для изготовления деталей, работающих в условиях высокой температуры (выпускные клапаны напряженных двигателей), применяют высоколегированные стали Х14Н14В (ЭИ69) и Х14Н14ВС. Для получения твердой и устойчивой против газовой коррозии поверхности применяют также метод наплавки слоя стеллита или другого твердого сплава.

### § 3. ЛЕГКИЕ СПЛАВЫ

К легким сплавам относятся сплавы на алюминиевой и магниевой основе. Удельный вес этих сплавов составляет соответственно около 2,8 и 1,8 г/см<sup>3</sup>; коэффициент линейного расширения  $22 \div 24 \cdot 10^{-6}$  и  $26 \div 28 \cdot 10^{-6}$ . При замене чугуна легкими сплавами можно значительно снизить вес всего двигателя и уменьшить силы инерции поступательно движущихся масс при изготовлении поршней из легких сплавов, что имеет особенно большое значение для быстроходных двигателей. Однако вследствие значительно меньшей прочности легких\* сплавов по сравнению со сталью замена последней легкими сплавами не дает уменьшения веса деталей.

К положительным качествам легких сплавов относится также высокий коэффициент теплопроводности, определяющий меньшие температурные напряжения в деталях и меньшие температуры поверхностей поршней и головок цилиндров, в результате чего требования к октановому числу топлива для двигателей с внешним смесеобразованием предъявляются менее жесткие.

Алюминиевые и магниевые сплавы делятся на литейные и деформируемые. Литейные применяют при изготовлении деталей путем отливки, деформируемые — ковкой и штамповкой.

Литейные алюминиевые сплавы ( $\sigma_b = 17 \div 30$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_T = 15 \div 26$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\delta = 4 \div 0,3\%$ ) содержат в качестве основных присадок кремний, медь, магний и цинк, а также ряд других элементов. Сплавы с основной присадкой кремния (силумины) АЛ5 и АЛ6, содержащие также присадку меди, применяют для отливки корпусов карбюраторов и арматуры топливной системы. Силумины с присадкой магния АЛ4 и АЛ9 применяют для крупных отливок, имеющих сложную форму. Для высоконагруженных деталей (блоки, картеры, головки) наибольшее распространение имеют сплавы АЛ3 и АЛ5 с присадками кремния, магния и меди. Для деталей, работающих при высокой температуре (поршни и головки цилиндров напряженных двигателей), применяют сплав АЛ1 (игрек) с большим содержанием меди и магния, обладающий высокой жаропрочностью. Из сплавов, содержащих цинк, используется сплав АЛ11.

Из деформируемых алюминиевых сплавов ( $\sigma_b = 42 \div 44$ ;  $\sigma_T = 28 \div 30$ ;  $\delta = 13 \div 10$ ) в двигателестроении применяют в виде листов, труб и специального проката сплавы с марганцем (АМЦ) и магнием (АМг и АМг5) для деталей, подвергающихся коррозии, а также дуралюмины ДЗП, Д18, Д1 и Д6 — сплавы, содержащие, кроме марганца и магния, также медь. Для изготовления деталей ковкой и штамповкой, работающих при высокой температуре (поршни и головки цилиндров), применяют сплавы АК2 (игрек) и АК4; высоко нагруженные детали сложной формы, работающие при низкой температуре, изготавливают из сплавов АК6 и АК8.

Сплавы на магниевой основе имеют удельный вес в 1,5 раза меньше, чем алюминиевые, хорошо обрабатываются и хорошо выдерживают ударные нагрузки. Однако худшие литейные качества, низкий предел пропорциональности и пожароопасность при обработке ограничивают их применение.

#### § 4. МЕДНЫЕ СПЛАВЫ

Медные сплавы имеют относительно ограниченное по экономическим соображениям, но разнообразное применение в двигателестроении. Удельный вес медных сплавов 8,5—9 г/см<sup>3</sup>; коэффициент линейного расширения 15 ÷ 18 · 10<sup>-6</sup>.

Из сплавов с цинком (латуни) применяют сплав ЛТ96 (томпак) для изготовления радиаторных трубок и труб систем охлаждения морской водой. Из листового материала ЛТ90 выполняют разнообразные уплотняющие прокладки. Из литых латуней необходимо отметить кремнисто-свинцовистую ЛКС80-3-3 ( $\sigma_b = 25 \div 30$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\delta = 7 \div 15\%$ ), применяющуюся для изготовления втулок поршневого пальца и вкладышей. Сплавы меди и олова (оловянистые бронзы) обладают высокими антифрикционными свойствами, их применяют для изготовления втулок поршневых пальцев, вкладышей, поршней водяных насосов. В двигателестроении применяют оловянисто-фосфористые бронзы ОФ10-1 и ОФ6,5-0,4 ( $\sigma_b = 20 \div 35$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_T = 10 \div 14$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\delta = 3 \div 30\%$ ). По экономическим соображениям применение оловянистых бронз ограничено. Заменителями их служат алюминиево-железистая бронза АЖ 9-4 ( $\sigma_b = 40 \div 50$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\delta = 10\%$ ) и указанная выше латунь ЛКС 80-3-3. Литейные оловянно-цинково-свинцовистые бронзы Бр. ОЦС ( $\sigma_b = 18$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\delta = 8\%$ ) применяют для изготовления арматуры.

#### § 5. СПЛАВЫ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ

Для заливки вкладышей подшипников применяют материалы, обладающие высокими антифрикционными свойствами. Такими свойствами отличаются сплавы, состоящие из мягкой основной массы сплава и расположенных в ней твердых кристаллов, или, наоборот, — из твердой основы с включениями мягкого металла. Кроме того, подшипниковые сплавы должны обладать высоким коэффициентом теплопроводности.

В качестве подшипниковых сплавов в настоящее время применяют оловянистые и свинцовистые баббиты, свинцовистые бронзы и алюминиево-никелевые сплавы. Ограниченное применение имеют также кадмиевые и серебряные сплавы.

Основными компонентами оловянистых и свинцовистых баббитов являются олово, свинец, сурьма и медь. Высокооловянистый баббит Б83 (предел текучести при сжатии  $\sigma_T \approx 8$  кг/мм<sup>2</sup> при 80° С) применяют для заливки вкладышей мощных напряженных двигателей. Экономические соображения определяют распространение свинцовистых баббитов для заливки вкладышей менее нагруженных подшипников: баббита БН с присадками кадмия, никеля и мышьяка; баббита БТ с присадкой теллура и простого свинцовистого баббита Б16, а также щелочноземельных баббитов. Удельный вес оловянистого баббита 7,4 г/см<sup>3</sup>, коэффициент линейного расширения 22 ÷ 23 · 10<sup>-6</sup>; свинцовистого — соответственно 9 ÷ 10 г/см<sup>3</sup> и около 25 · 10<sup>-6</sup>.

Для высоконапряженных подшипников быстроходных двигателей применяют свинцовистую бронзу Бр. С30, содержащую около 30% свинца, до 0,1% фосфора, остальное — медь ( $\sigma_T = 18 \div 20$  кг/мм<sup>2</sup> при 120° С).

Алюминиевый сплав АН 2,5, содержащий 2—3% никеля, применяют для вкладышей быстроходных двигателей малой мощности.

#### § 6. ПЛАСТИЧЕСКИЕ МАССЫ

Стремлением уменьшить вес двигателя определяется изыскание новых видов материалов для изготовления деталей. Некоторое применение в двигателестроении нашли пластические массы, обладающие удельным весом 1,3—1,4 г/см<sup>3</sup>. Пластмассы разделяются на слоистые и композиционные

(прессовочные порошки). К слоистым пластикам относятся текстолит и гетинакс ( $\sigma_b = 8 \div 10 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_T = 4 \div 5 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\delta = 1\%$ ), применяющиеся для изготовления слабонагруженных шестерен приводов вспомогательных механизмов. Низкие механические свойства композиционных пластиков ( $\sigma_b = 3 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\delta = 0,2\%$ ) ограничивают их применение лишь для изготовления ненагруженных деталей (рукоятки, крышки, маховички и пр). Опыты по применению композиционной пластмассы монолит для изготовления крышек люков картера дали благоприятные результаты. Однако сильно отличающееся от металла значение коэффициента линейного расширения ( $\sim 50 \cdot 10^{-6}$ ) определяет некоторые трудности поддержания плотности стыка.

---

## ГЛАВА IV

### СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ ДВИГАТЕЛЯ

Силы, действующие на детали кривошипно-шатунного механизма двигателя, складываются из сил, создаваемых давлением газа на поршень, и инерционных сил движущихся масс механизма.

За время совершения полного рабочего цикла двигателя силы давления газа и инерционные силы изменяются по величине и направлению.

Для расчета деталей кривошипно-шатунного механизма на прочность и износостойкость необходимо выявить максимальные и минимальные, а также средние значения этих сил. Поэтому значения действующих сил приходится находить для ряда последовательных положений кривошипно-шатунного механизма. Силы определяют для расчетного режима работы двигателя. Так как транспортный двигатель работает при переменном числе оборотов коленчатого вала, а инерционные силы являются функцией числа оборотов, то расчетных режимов может быть несколько. Для стационарных двигателей расчетным режимом является режим номинальной мощности.

При определении действующих сил целесообразно находить не полную силу, а удельную, отнесенную к  $1 \text{ см}^2$  площади поршня.

Удельные силы используются не только для расчета данного двигателя, но и для сравнения его нагруженности с другими двигателями, а также для оценки нагруженности вновь проектируемой машины. Величину полной силы получают путем умножения удельной силы на площадь поршня, выраженную в квадратных сантиметрах.

Выявление сил, действующих на детали кривошипно-шатунного механизма, удобно начинать с определения сил, действующих по оси цилиндра, рассматривая отдельно силы давления газа и инерционные силы.

#### § 1. ДАВЛЕНИЕ ГАЗА, ДЕЙСТВУЮЩЕЕ НА ПОРШЕНЬ ПО ОСИ ЦИЛИНДРА

Закон изменения давления газов в цилиндре по ходу поршня задается или индикаторной диаграммой или характеризующими ее величинами, получаемыми из теплового расчета двигателя. Как в том, так и в другом случае для установления связи между давлением газа на поршень и углом поворота кривошипа необходимо иметь зависимость хода поршня от угла поворота кривошипа.

Эта зависимость для нормального кривошипно-шатунного механизма однорядного двигателя имеет следующий вид:

$$S_x \approx \left[ \left( 1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left( \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right] R = AR, \quad (11)$$

где  $R$  — радиус кривошипа, равный половине хода поршня  $S$ ;  
 $\lambda = \frac{R}{L}$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  
 $\alpha$  — угол поворота кривошипа, отсчитываемый в направлении вращения кривошипа от его положения, при котором поршень находится в верхней мертвой точке (в. м. т.);  
 $S_x$  — ход поршня от в. м. т. и

$$A = \left[ \left( 1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left( \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right].$$

Задавая значения  $\alpha$  через каждые 10 или 15° в промежутке от 0 до 180° угла поворота кривошипа, по формуле (11) определяют величину  $S_x$ . Углы отсчитываются от положения поршня в в. м. т. и принимаются: в четырехтактном двигателе при  $\alpha = 0^\circ$  за начало впуска, а в двухтактном при  $\alpha = 0^\circ$  за начало рабочего хода.

При подсчетах целесообразно как исходные, так и конечные величины записывать в виде таблицы, воспользовавшись формой 1.

ФОРМА 1

Результаты динамического расчета двигателя

$\alpha^\circ$	$A$	$S_x$	$S_x + S_c$	$\frac{S_p + S_c}{S_x + S_c}$	$= \left( \frac{B = S_p + S_c}{S_x + S_c} \right)^n$	$p = Bp'$	$p_2 = p - 1$	$E = \frac{E}{\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha}$	$= \frac{p_j}{m_n \omega^2} RE$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Продолжение формы 1

$p_1 = p_2 + p_j$	$\operatorname{tg} \beta$	$N = p_1 \operatorname{tg} \beta$	$\cos \beta$	$K = \frac{p_1}{\cos \beta}$	$\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	$T = \frac{T}{\sin(\alpha + \beta) \cos \beta} = p_1$	$\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	$Z = \frac{Z}{\cos(\alpha + \beta) \cos \beta} = p_1$
11	12	13	14	15	16	17	18	19

После подсчета величины  $S_x$  зависимость  $p$  от  $\alpha$  при наличии индикаторной диаграммы получается следующим образом.

На атмосферной линии индикаторной диаграммы наносят крайнюю точку  $c$ , соответствующую положению поршня в в. м. т. (фиг. 7), и от нее откладывают в масштабе величину  $S_x$  для различных  $\alpha$ . Из концов отложенных отрезков проводят перпендикуляры до пересечения с контурной линией диаграммы. Отрезки перпендикуляров от атмосферной линии до линии сжатия дают в масштабе величину избыточного давления газа в цилиндре при соответствующих углах  $\alpha$  хода сжатия, а отрезки от атмосферной линии до кривой расширения — величину избыточных давлений газа  $p_2$  при соответствующих  $\alpha$  хода расширения. Полученные значения избыточной силы заносят в столбец 8 формы 1 при соответствующих углах.

При вписывании в формулу 1 величины  $p_z$  следует указывать ее знак, имея в виду, что силы, направленные от поршня к валу, считаются положительными, а действующие в обратном направлении — отрицательными<sup>1</sup>.

Аналитический способ нахождения зависимости  $p$  от  $a$  применяют в тех случаях, когда индикаторной диаграммы нет, но имеются характеризующие ее параметры и величины, полученные из теплового расчета: степень сжатия —  $\epsilon$ , давление  $p_a$  — начала сжатия, показатель политропы сжатия —  $n_1$ , давление  $p_c$  — конца сжатия, давление  $p_z$  в цилиндре — в конце сгорания, степень предварительного расширения  $\rho$ , показатель политропы расширения  $n_2$  и  $p_b$  — давление в цилиндре в конце расширения.

Обозначим

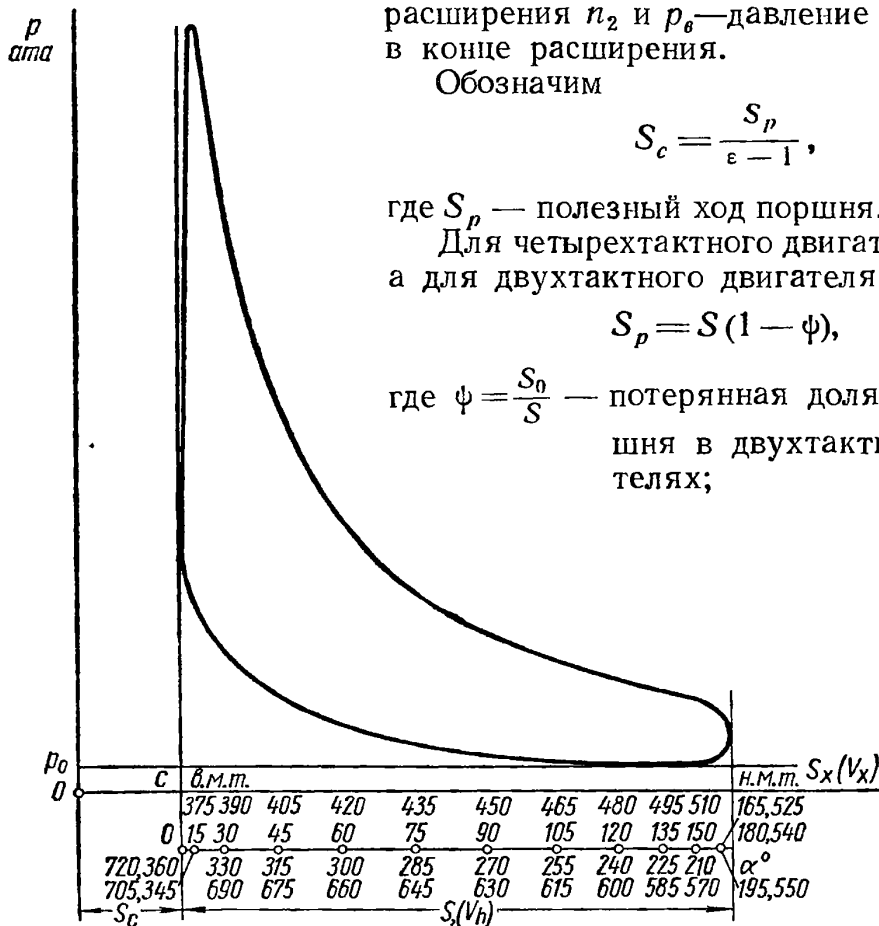
$$S_c = \frac{S_p}{\epsilon - 1},$$

где  $S_p$  — полезный ход поршня.

Для четырехтактного двигателя  $S_p = S$ , а для двухтактного двигателя

$$S_p = S(1 - \psi),$$

где  $\psi = \frac{S_0}{S}$  — потерянная доля хода поршня в двухтактных двигателях;



Фиг. 7. Перестроение индикаторной диаграммы из координат  $p - V$  в координаты  $p - a$ .

$S_0$  — часть хода поршня, соответствующая в двигателях с выпуском и продувкой через окна высоте выпускных окон, а в двигателях с выпуском через клапаны — высоте продувочных окон.

Тогда абсолютное давление в цилиндре определяют из выражения

$$p = p_z + 1 = p' \left( \frac{S_p + S_c}{S_x + S_c} \right)^n = p' \left( \frac{V_p + V_c}{V_x} \right)^n = B p', \quad (12)$$

где  $S_x$  — ход поршня для данного угла поворота кривошипа  $\alpha$ , изменяющийся в пределах от 0 до  $S_p$ ;

$n$  — показатель политропы, принимаемый на ходе сжатия равным  $n_1$  и на ходе расширения —  $n_2$ ;

$V_x$  — текущий объем цилиндра;

<sup>1</sup> Графическое определение величин избыточной силы  $p_z$  при различных  $a$  значительно упрощается, если индикаторная диаграмма получена развернутой по углу поворота кривошипа.



$V_c$  — объем пространства сжатия;

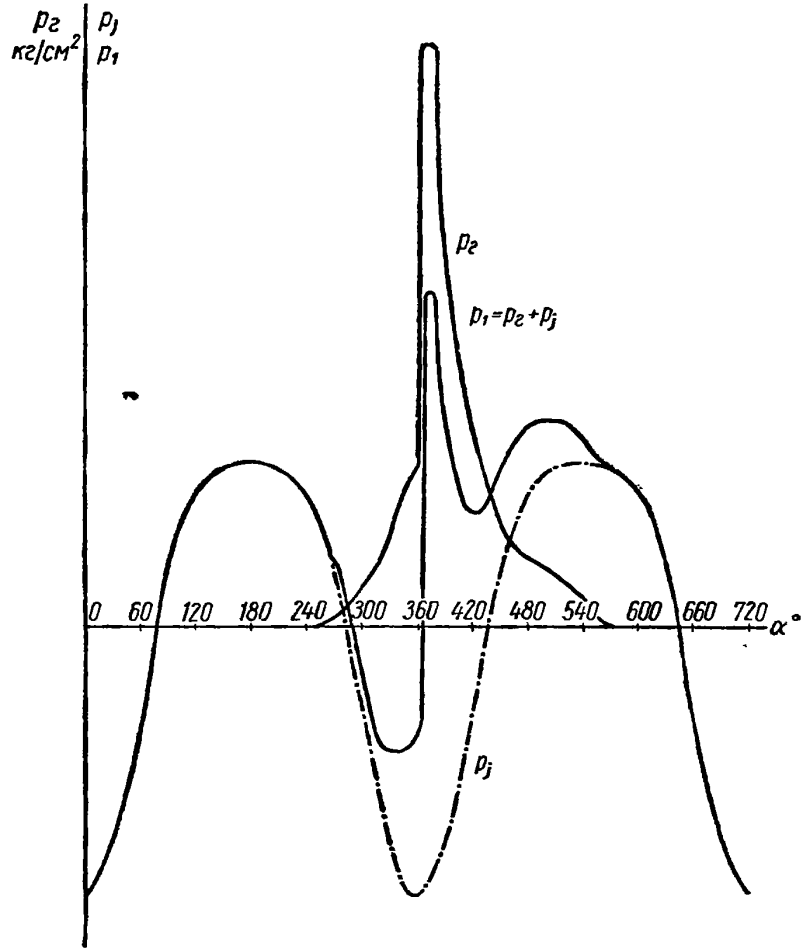
$V_p$  — объем, соответствующий рабочей части хода поршня.

За величину  $p'$  берут величину  $p_a$  при построении линии сжатия и значение  $p_b$  при построении линии расширения.

Подсчитывая последовательно для различных  $\alpha$  величины  $(S_x + S_c)$ ,  $\frac{S_p + S_c}{S_x + S_c}$ ,  $V$  и  $p$ , получаем зависимость абсолютного давления газов на поршень от угла поворота кривошипа.

Целесообразно после заполнения столбца 7 формы 1 проверить правильность произведенных подсчетов, построив по табличным данным индикаторную диаграмму. Среднее индикаторное давление, полученное путем планиметрирования этой диаграммы, не должно отклоняться от среднего индикаторного давления, определенного по тепловому расчету (до умножения его на коэффициент полноты диаграммы) более чем на  $\pm 2\%$ .

Определив абсолютное давление  $p$  газов на поршень, находим значение избыточного удельного давления  $p_2$  и запишем в столбец 8 формы 1 при соответствующих углах  $\alpha$ . По этим данным построим кривую зависимости  $p_2$  от  $\alpha$ , примерный вид которой для четырехтактного двигателя показан на фиг. 8.



Фиг. 8. Кривые изменения удельных сил  $p_2$ ,  $p_j$  и  $p_1 = p_2 + p_j$  для четырехтактного двигателя.

## § 2. ИНЕРЦИОННЫЕ СИЛЫ

Силы инерции поступательно движущихся масс, действующие в направлении оси цилиндра, для нормального кривошипно-шатунного механизма определяем по следующему уравнению:

$$p_j \approx -m_n \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = -m_n \omega^2 R E, \quad (13)$$

где  $m_n$  — масса поступательно движущихся частей, отнесенная к  $1 \text{ см}^2$  площади поршня;

$\omega$  — угловая скорость кривошипа, принимаемая постоянной.

Из выражения (13) можно получить значение силы инерции в в. м. т. ( $\alpha = 0^\circ$ ):

$$p_j \approx -m_n \omega^2 R \cdot (1 + \lambda)$$

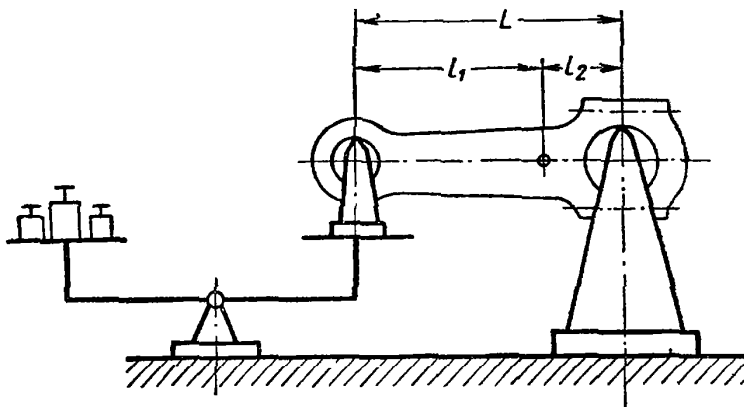
и в н. м. т. ( $\alpha = 180^\circ$ )

$$p_j \approx -m_n \omega^2 R (1 - \lambda).$$

Для установления зависимости между  $\rho_j$  и  $\alpha$  необходимо предварительно определить массу поступательно движущихся частей. Как известно, она равна массе комплекта поршня (поршень, палец, кольца и пр.) и массе части комплекта шатуна, отнесенной к поступательно движущимся частям. В двигателях с кривокопфом добавляют еще массу комплектов штока и кривокопфа.

Массу поступательно движущихся частей определяют различными способами в зависимости от того, рассчитывается ли уже существующий двигатель или вновь проектируемый.

В первом случае для определения масс взвешивают комплекты поршня, шатуна, штока и кривокопфа двигателя. Массу шатуна большей частью делят на две части. Одна из них  $M_1 = \frac{G_1}{g}$  считается сосредоточенной на оси поршневого пальца и относится к поступательно движущимся частям;



Фиг. 9. Определение центра тяжести шатуна с помощью взвешивания.

другая  $M_2 = \frac{G_2}{g}$  считается сосредоточенной на оси кривошипной шейки и относится к вращательно движущимся частям. При этом

$$M_1 + M_2 = M_{ш.}$$

Вес  $G_1$  можно определить взвешиванием на весах по схеме, изображенной на фиг. 9. Шатун головками опирается на стойки, из которых одна помещается на площадку весов. Расстояние между осями стоек выбирают равным расстоянию  $L$  между осями головок шатуна. Ось шатуна при этом должна быть горизонтальной. Уравновешивая весы, находят вес  $G_1$  стойки и искомой части шатуна.

Тогда

$$G_2 = G_{ш.} - G_1$$

расстояние центра тяжести шатуна от поршневой головки

$$l_1 = \frac{LG_2}{G_{ш.}},$$

расстояние центра тяжести шатуна от кривошипной головки

$$l_2 = L - l_1 = \frac{L \cdot G_1}{G_{ш.}}.$$

Для предварительных расчетов расстояние от оси кривошипной головки до центра тяжести шатуна можно принять равным:  
в двигателях автотракторного типа

$$l_2 = (0,185 \div 0,315) L \approx 0,27L;$$

в судовых, тепловозных, стационарных двигателях простого и двойного действия

$$l_2 = (0,3 \div 0,4) L.$$

При определении масс поступательно движущихся деталей вновь проектируемого двигателя подсчитывают по чертежам объем этих деталей.

Определив вес поступательно движущихся частей, находят для обоих случаев их массу, отнесенную к  $1 \text{ см}^2$  площади поршня

$$m_n = \frac{1}{gF_{\Pi}} (G_{\Pi} + G_1 + G_{ш} + G_{кр}), \quad (14)$$

где  $G_{ш}$  — вес штока;

$G_{\Pi}$  — вес комплекта поршня;

$G_{кр}$  — вес крейцкопфа.

Ориентировочно вес поршней —  $G_{\Pi}$ , шатунов —  $G_{ш}$  и поступательно движущихся частей  $G_n = (G_{\Pi} + G_{ш} + G_{кр} + G_1)$ , отнесенный к  $1 \text{ см}^2$  площади поршня, колеблется в пределах, указанных в табл. 3.

Таблица 3

Ориентировочные значения  $G_{\Pi}$ ,  $G_{ш}$ ,  $G_n$ , отнесенные к  $1 \text{ см}^2$  площади поршня для различных двигателей внутреннего сгорания

Тип двигателя	Материал поршня	$\frac{G_{\Pi}}{F_{\Pi}}$ в г/см <sup>2</sup>	$\frac{G_{ш}}{F_{\Pi}}$ в г/см <sup>2</sup>	$\frac{G_n}{F_{\Pi}}$ в г/см <sup>2</sup>
Автомобильные карбюраторные	Легкий сплав Чугун	8—12 12—28	9—20	10—20 20—35
Тракторные карбюраторные	Чугун	22—40	30—50	30—50
Автомобильные с воспламенением от сжатия	Легкий сплав	20—25	30—40	30—40
Тракторные с воспламенением от сжатия	Легкий сплав	25—35	35—55	35—55
Маломощные с воспламенением от сжатия, тихоходные судовые и стационарные	Чугун	60—110	45—90	75—140
С воспламенением от сжатия, быстроходные облегченные	Легкий сплав Чугун	60—85 120—170	85—110	65—115 150—200
Двигатели с воспламенением от сжатия судовые и стационарные тихоходные	Чугун	150—300	130—300	200—400

Зная  $m_n$ , подсчитывают величину удельной силы инерции  $p_j$  для любого положения кривошипа.

Подсчеты удобно вести в табличной форме. Величину  $E$  с учетом ее знака выписывают в столбец 9 формы 1, а величину  $p_j$  в столбец 10.

После определения величины  $p_2$  и  $p_j$  для различных  $\alpha$  находят суммарную силу  $p_1 = p_2 + p_j$  и заносят ее значения в столбец 11 формы 1. Характер изменения  $p_2$ ,  $p_j$  и  $p_1 = p_2 + p_j$  в зависимости от  $\alpha$  для четырехтактного двигателя показан на фиг. 8.

### § 3. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ДЕТАЛИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Удельные силы  $p_2$  и  $p_j$ , действующие на поршень и приложенные в точке  $A$  в центре поршневого пальца (фиг. 10), раскладывают на составляющие: силу, действующую нормально к оси цилиндра

$$N = N_2 + N_j,$$

и силу, действующую вдоль оси шатуна

$$K = K_2 + K_j.$$

В свою очередь сила  $K$ , приложенная в центре шатунной шейки вала, может быть разложена на две: на силу, направленную по кривошипу, которая называется *нормальной*

$$Z = Z_2 + Z_j,$$

и на силу, действующую перпендикулярно кривошипу, которая называется *тангенциальной*

$$T = T_2 + T_j.$$

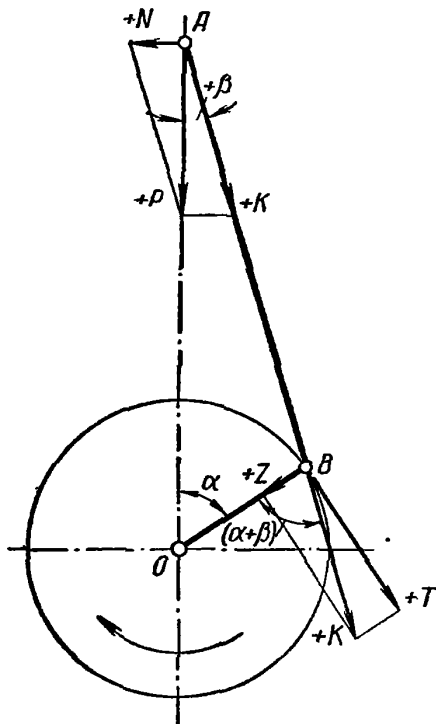
Из схемы (фиг. 10) легко получить следующие выражения для указанных выше сил:

$$N = p_1 \operatorname{tg} \beta; \quad (15)$$

$$K = p_1 \frac{1}{\cos \beta}; \quad (16)$$

$$T = p_1 \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (17)$$

$$Z = p_1 \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (18)$$



Фиг. 10. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.

При определении сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, следует иметь в виду, что угол  $\beta$  отклонения шатуна считается *положительным*, когда шатун отклоняется от оси цилиндра в направлении вращения вала, а силы, действующие по оси цилиндра, считаются *положительными*, когда они направлены от оси поршневого пальца к оси вала.

Тогда сила  $N$  положительна при направлении, обратном вращению вала; сила  $K$  положительна при сжатии шатуна; сила  $T$  положительна при направлении в сторону вращения вала и сила  $Z$  положительна при направлении к оси вала.

Силы  $N$ ,  $K$ ,  $T$ ,  $Z$ , действующие в кривошипно-шатунном механизме, определяют с учетом сил инерции и без учета их. Для транспортного двигателя, работающего при переменном числе оборотов коленчатого вала, такой способ подсчета величины действующих сил необходим для выявления наиболее напряженного режима двигателя.

Так как  $p_2$  и  $p_j$  отнесены к  $1 \text{ см}^2$  площади поршня, полученные значения  $N$ ,  $K$ ,  $T$  и  $Z$  являются также удельными силами. Для определения полных сил, их нужно умножить на площадь поршня. Кривые изменения этих сил по углу  $\alpha$  показаны для  $N$  и  $K$  на фиг. 11 и для  $T$  и  $Z$  на фиг. 12.

Кроме рассмотренных сил, на детали кривошипно-шатунного механизма действуют центробежные силы, а именно сила  $S_{ш}$  от части шатуна, относящейся к вращательно движущимся деталям, сила  $S_{к}$  от колена вала склады-

вається из силы  $C_{ш}$  шатунной (мотылевой) шейки и силы  $2C_{щ}$  щек и силы  $C_{пр}$  противовесов, если таковые имеются.

Сила  $C_{ш}$  действует на кривошипную и коренные шейки вала, а силы  $C_{к}$  и  $C_{пр}$  только на коренные шейки.

Удельная центробежная сила  $C_{ш}$  действует в плоскости движения шатуна по радиусу кривошипа в направлении от оси коренных щек к оси кривошипной шейки:

$$C_{ш} = -m_2\omega^2 R, \quad (19)$$

где  $m_2$  — масса вращательно движущейся части шатуна, отнесенная к  $1\text{ см}^2$  площади поршня.

Удельная центробежная сила колена вала, направленная так же, как и первая сила, равна

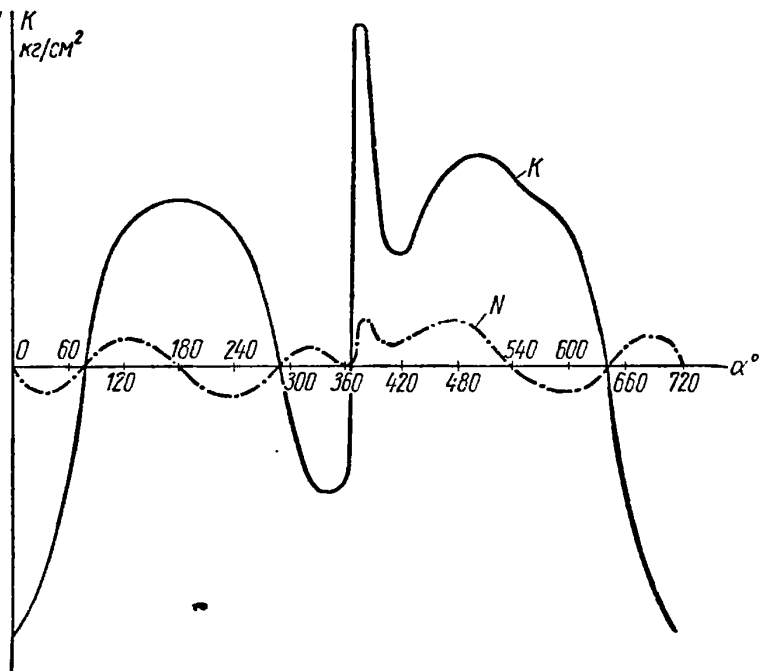
$$C_{к} = -m_{к}\omega^2 R, \quad (20)$$

где  $m_{к}$  — приведенная масса колена, отнесенная к  $1\text{ см}^2$  площади поршня.

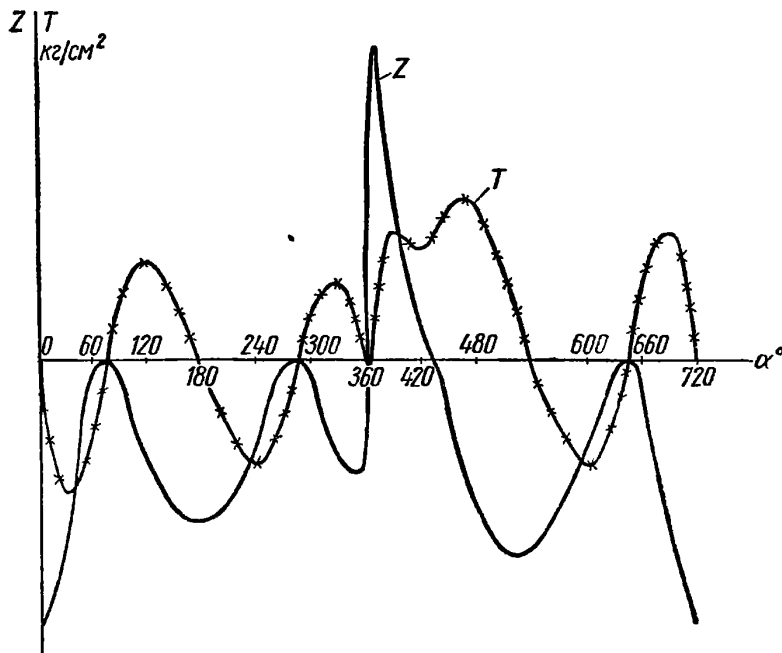
Удельная центробежная сила от противовеса, действующая в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала и проходящей через центр тяжести противовеса по направлению от коленчатого вала к центру тяжести противовеса

$$C_{пр} = -m_{пр}\omega^2 r_{пр}, \quad (21)$$

где  $m_{пр} = \frac{\gamma V_{пр}}{gF}$  — масса противовеса, отнесенная к  $1\text{ см}^2$  площади поршня;  
 $V_{пр}$  — объем противовеса;  
 $\gamma$  — удельный вес материала противовеса;  
 $r_{пр}$  — расстояние от центра тяжести



Фиг. 11. Кривые изменения сил  $N$  и  $K$  для четырехтактного двигателя.



Фиг. 12. Кривые изменения сил  $T$  и  $Z$  для четырехтактного двигателя.

сти противовеса до оси коленчатого вала, измеренное по перпендикуляру, опущенному из центра тяжести на ось.

В соответствии с указанным выше выбором знаков силы  $C_{ш}$  и  $C_{к}$  всегда отрицательны и действуют в большинстве случаев в одной плоскости —

скости качания шатуна. Силы  $C_{np}$  обычно расположены в параллельных плоскостях и действуют в противоположном направлении, поэтому они всегда положительны.

Суммарная сила

$$C = nC_{np} - C_{ш} - C_{к}, \quad (22)$$

где  $n$  — число противовесов.

Сила  $C$  нагружает коренные шейки вала и может быть отрицательной, равной нулю и даже положительной.

#### § 4. СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ ОДНОРЯДНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Учитывая уравновешенность, крутильные колебания и равномерность работы многоцилиндрового двигателя, кривошины вала разворачивают под определенными углами. При этом стремятся к тому, чтобы работа цилиндров не только происходила через одинаковые углы поворота коленчатого вала, что необходимо для равномерности хода двигателя, но и к тому, чтобы последовательно работающие цилиндры по возможности не были расположены рядом, так как при этом увеличивается нагрузка подшипников. В тех случаях, когда удовлетворить всем требованиям не представляется возможным, отдают предпочтение тем, которые для данных условий работы двигателя являются наиболее существенными.

Таким образом, для каждого числа цилиндров в зависимости от числа тактов двигателя установлена одна или несколько оптимальных конфигураций коленчатого вала и один или несколько оптимальных порядков работы цилиндров.

Примем следующее:

- 1) вращение вала происходит по часовой стрелке, если смотреть на вал со стороны свободного конца;
- 2) порядковые номера цилиндров отсчитываются от конца вала, где происходит отбор мощности и находится обычно маховик, к свободному концу вала. Тогда обычно выполняемая конфигурация коленчатых валов однорядных четырехтактных и двухтактных многоцилиндровых двигателей и порядок работы цилиндров определяются данными, указанными в табл. 4.

Колено вала каждого цилиндра многоцилиндрового двигателя нагружено силами  $Z$ ,  $T$ ,  $C_{ш}$ ,  $C_{к}$ ,  $C_{np}$  и крутящим моментом. Силы  $Z$  и  $T$  зависят от угла поворота колена. Центробежные силы постоянны по величине и направлению относительно колена. Крутящий момент складывается из двух составляющих. Одна из них, создаваемая тангенциальной силой, действующей на колено данного цилиндра, зависит только от угла поворота вала. Другая же, представляющая собой суммарный момент от сил, действующих в цилиндрах, расположенных по отношению к рассматриваемому со стороны свободного конца вала, зависит, кроме того, от числа цилиндров и порядка их работы.

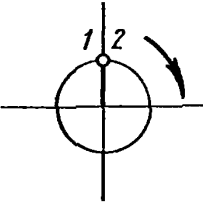
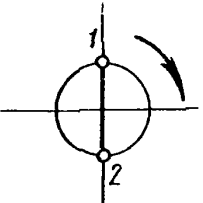
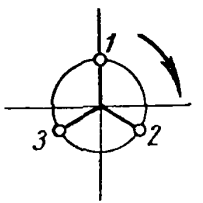
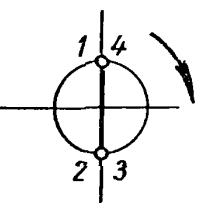
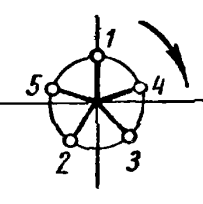
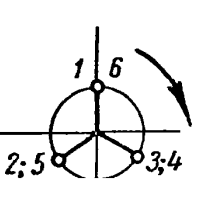
Таким образом, нагрузка каждого колена вала получается весьма сложной и может быть выявлена только после некоторых предварительных подсчетов.

Рассмотрим конкретное решение этой задачи на примере четырехтактного шестицилиндрового двигателя с порядком работы цилиндров 1—5—3—6—2—4. Схема коленчатого вала показана на фиг. 13.

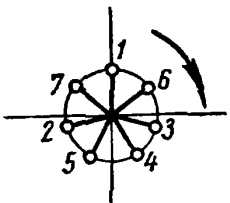
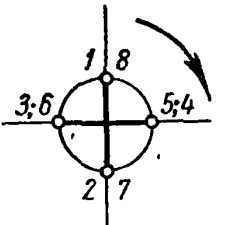
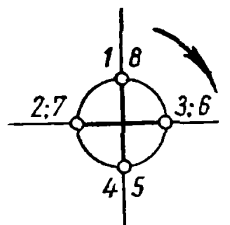
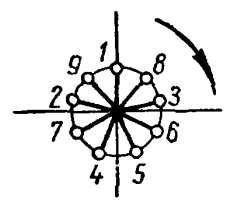
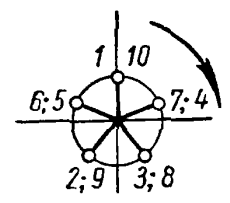
Для представления наглядной картины одновременной работы цилиндров построим схему, изображенную на фиг. 14. На схеме по оси абсцисс отложены углы поворота коленчатого вала  $\alpha_1$ , т. е. углы поворота кривошипа первого цилиндра от начала цикла. На отрезке прямой, соответствующем  $720^\circ$ , строим прямоугольник. Горизонтальными прямыми делим его по высоте на

Таблица 4

Схемы расположения кривошипов и порядок работы цилиндров  
однорядных двигателей

Четырехтактные двигатели			
Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Угол между вспышками в градусах	Порядок работы цилиндров
2		360	1-2
2		180 и 540	1-2
3		240	1-2-3
4		180	1-2-4-3 1-3-4-2
5		144	1-2-4-5-3
6		120	1-2-3-6-5-4 1 5-3-6 2-4 1-2-4-6-5-3 1-5-4-6-2-3

Продолжение табл. 4

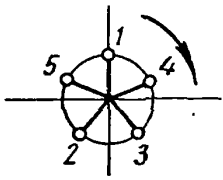
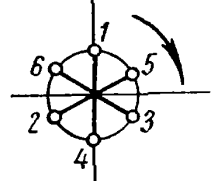
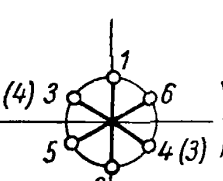
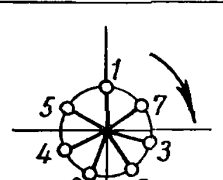
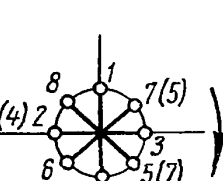
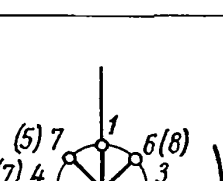
Четырехтактные двигатели			
Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Угол между вспышками в градусах	Порядок работы цилиндров
7		102,8	1-2-4-6-7-5-3
8		90	1-6-2-5-8-3-7-4 1-6-2-4-8-3-7-5 1-3-7-5-8-6-2-4 1-3-7-4-8-6-2-5
8		90	1-2-4-6-8-7-5-3
9		80	1-2-4-6-8-9-7-5-3 1-3-5-7-9-8-6-4-2
10		72	1-6-2-8-4-10-5-9-3-7 1-5-9-3-7-10-6-2-8-4 1-6-9-3-7-10-5-2-8-4



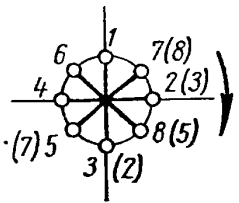
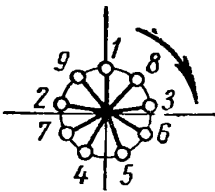
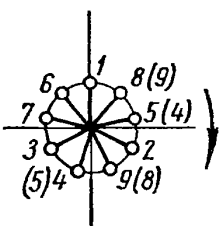
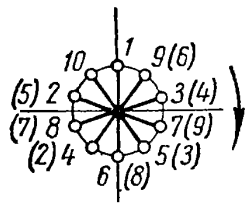
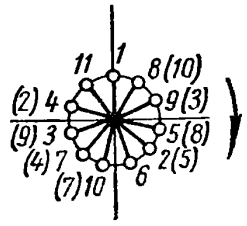
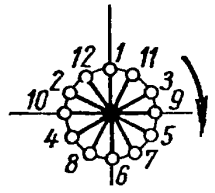
Продолжение табл. 4

Четырехтактные двигатели			
Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Угол между вспышками в градусах	Порядок работы цилиндров
12		60	1-8-3-6-11-4-7-2-9-12-5-10
12		60	1-6-9-2-8-3-12-7-4-11-5-10
Двухтактные двигатели			
2		180	1-2
3		120	1-2-3
4		90	1-4-2-3

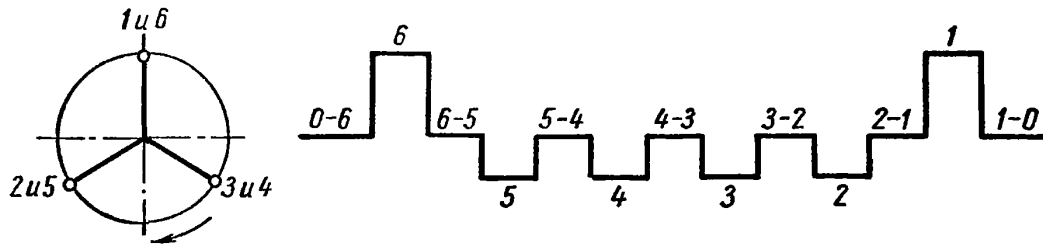
Продолжение табл. 4

Двухтактные двигатели			
Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Угол между вспышками в градусах	Порядок работы цилиндров
5		72	1-5-2-3-4
6		60	1-6-2-4-3-5
6		60	1-3-5-2-4-6 1-4-5-2-3-6
7		51, 04	1-5-4-6-2-3-7
8		45	1-8-2-6-4-5-3-7 1-8-4-6-2-7-3-5
8		45	1-7-4-5-2-8-3-6 1-5-7-2-6-4-3-8

Продолжение табл. 4

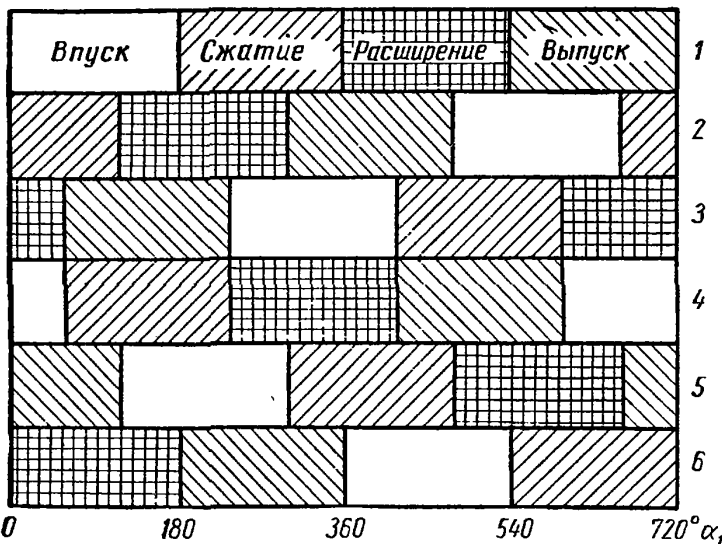
Двухтактные двигатели			
Число цилиндров	Схема расположения кривошипов	Угол между вспышками в градусах	Порядок работы цилиндров
8		45	1-6-4-5-3-8-2-7 1-6-4-7-2-5-3-8
9		40	1-9-2-7-4-5-6-3-8
9		40	1-6-7-3-4-9-2-5-8 1-6-7-3-5-8-2-4-9
10		36	1-10-2-8-4-6-5-7-3-9 1-10-5-7-2-8-3-9-4-6
11		32,72	1-11-4-3-7-10-6-2-5-9-8 1-11-2-9-4-7-6-5-8-3-10
12		30	1-12-2-10-4-8-6-7-5-9-3-11

шесть полосок (прямоугольников) по числу цилиндров. В верхней полоске, соответствующей первому цилиндру, наносим схему (последовательность)



Фиг. 13. Схема коленчатого вала шестицилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы 1—5—3—6—2—4.

осуществления рабочего цикла в данном цилиндре. Вторая полоска показывает последовательность тактов во втором цилиндре. В соответствии с положением его кривошипа и порядком работы цилиндров рабочий цикл



Фиг. 14. Схема работы цилиндров шестицилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы 1—5—3—6—2—4; 1—6 цилиндры.

в нем начнется через  $480^\circ$  после начала циклов в первом цилиндре.

Поэтому границу прямоугольника, представляющего такт впуска в этом цилиндре, откладываем от ординаты, соответствующей углу поворота вала, равному  $480^\circ$ . Затем откладываем границы прямоугольника, представляющего такт сжатия, и т. д. Аналогично поступаем и для других цилиндров.

Построив график, получаем полную картину одновременно действующих сил на различные колена вала.

Из графика видно, что

в первом цилиндре кривошип находится в положении	$0^\circ$	от начала цикла
во втором	"	"
в третьем	"	"
в четвертом	"	"
в пятом	"	"
в шестом	"	"

Из графика видно, что промежуток между вспышками

в первом и втором цилиндрах	. . . . .	$240^\circ$
во втором и третьем	"	$240^\circ$
в третьем и четвертом	"	$360^\circ$
в четвертом и пятом	"	$240^\circ$
в пятом и шестом	"	$240^\circ$

Примем (как и при расчете на прочность), что коленчатый вал разрезан на части плоскостями, перпендикулярными его оси и проходящими через середины опор, и что на коренные шейки действуют суммарные силы от обоих колен. Тогда полученные углы между вспышками в двух расположенных рядом цилиндрах показывают, что шейки 1—2; 2—3; 4—5 и 5—6 находятся в одних условиях нагружения силами, а шейка 3—4 — в других. Шейка 1—0 между первым цилиндром и маховиком находится под воздействием сил

первого цилиндра и веса маховика, а шейка 6—0 — только под воздействием сил шестого цилиндра.

Через вал от шестого цилиндра к первому и к маховику, от которого обычно производится отбор мощности, передаются крутящие моменты от ранее расположенных цилиндров. Поэтому величина крутящего момента на коренной шейке каждого колена со стороны свободного конца вала, который будем дальше называть набегающим крутящим моментом, получается различной.

Для определения величины набегающих крутящих моментов по шейкам вала и суммарного момента на шейке 1—0 составляют таблицу по форме 2.

С помощью схемы работы цилиндров (фиг. 14) из формы 1 в соответствии с положением кривошипа каждого цилиндра вписываем в форму 2 значения  $T$  в столбцы 2; 4; 6; 8; 10 и 12 через каждые 10 или 15° угла поворота коленчатого вала.

В форме 2 дан пример заполнения граф при нескольких положениях коленчатого вала.

Например, в сумме  $\sum T_{6-5} + T_{120}$  индекс 6—5 указывает на то, что момент получен от сложения моментов  $T_6$  шестого и  $T_5$  пятого цилиндров, а индекс 120 означает угол поворота кривошипа, при котором взято значение момента.

Учитывая, что в форме 2 приведены для удобства расчета значения касательных сил  $T$ , величина крутящего момента, действующего на коленчатый вал от одного цилиндра, будет равна

$$M_k = TF_{\Pi}R,$$

где  $F_{\Pi}$  — площадь поршня в  $см^2$ ;  
 $R$  — радиус кривошипа в  $м$ .

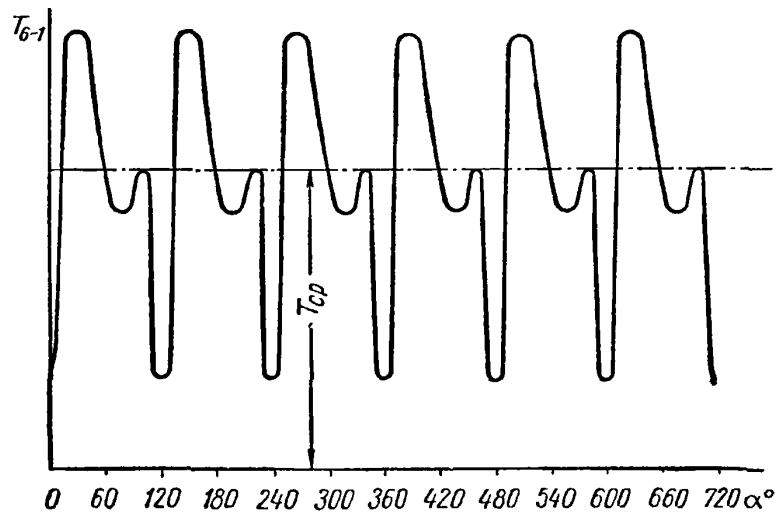
Величины  $F_{\Pi}$  и  $R$  постоянные.

Последовательно суммируя эти моменты (с учетом знаков), получим для каждого положения вала величину «набегающих» крутящих моментов  $\sum T_6, \sum T_{6-5}, \sum T_{6-4}, \sum T_{6-3}, \sum T_{6-2}$  и полного момента  $\sum T_{6-1}$  на шейках 6—5; 5—4; 4—3; 3—2; 2—1 и 1—0. Значение этих моментов для различных положений коленчатого вала вписывают в столбцы 3; 5; 7; 9; 11 и 13 формы 2.

Полный момент является периодической функцией с периодом  $\frac{180\tau}{i}$ , где  $i$  — число цилиндров;  $\tau$  — число тактов двигателя.

Следовательно, значения полного момента для данного примера шестицилиндрового четырехтактного двигателя должны повторяться через каждые 120°. Характер протекания кривой полного момента  $\sum T_{6-1}$  показан на фиг. 15.

Построив эту кривую, необходимо подсчитать величину средней удельной касательной силы  $T_{ср}$ . В данном случае величина средней касательной силы нужна для проверки правильности произведенных подсчетов. Она



Фиг. 15. Изменение суммарного крутящего момента шестицилиндрового четырехтактного двигателя.

## ФОРМА 2

## Крутящие моменты, действующие на коренные шейки коленчатого вала

$\alpha_1^\circ$	$T_6$	$\sum T_6$ шейка 6-5	$T_5$	$\sum T_{6-5}$ шейка 5-4	$T_4$	$\sum T_{6-4}$ шейка 4-3	$T_3$	$\sum T_{6-3}$ шейка 3-2	$T_2$	$\sum T_{6-2}$ шейка 2-1	$T_1$	$\sum T_{6-1}$ шейка 1-0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	$T_{360}$	$T_{360}$	$T_{600}$	$\sum T_6 + T_{600}$	$T_{120}$	$\sum T_{6-5} + T_{120}$	$T_{480}$	$\sum T_{6-4} + T_{480}$	$T_{240}$	$\sum T_{6-3} + T_{240}$	$T_0$	$\sum T_{6-2} + T_0$
15	$T_{375}$	$T_{375}$	$T_{615}$	$\sum T_6 + T_{615}$	$T_{135}$	$\sum T_{6-5} + T_{135}$	$T_{495}$	$\sum T_{6-4} + T_{495}$	$T_{255}$	$\sum T_{6-3} + T_{255}$	$T_{15}$	$\sum T_{6-2} + T_{15}$
105	$T_{465}$	$T_{465}$	$T_{705}$	$\sum T_6 + T_{705}$	$T_{225}$	$\sum T_{6-5} + T_{225}$	$T_{555}$	$\sum T_{6-4} + T_{555}$	$T_{845}$	$\sum T_{6-3} + T_{845}$	$T_{105}$	$\sum T_{6-2} + T_{105}$
120	$T_{480}$	$T_{480}$	$T_{720}$	$\sum T_6 + T_{720}$	$T_{240}$	$\sum T_{6-5} + T_{240}$	$T_{600}$	$\sum T_{6-4} + T_{600}$	$T_{360}$	$\sum T_{6-3} + T_{360}$	$T_{120}$	$\sum T_{6-2} + T_{120}$
720	$T_{360}$	$T_{360}$	$T_{600}$	$\sum T_6 + T_{600}$	$T_{120}$	$\sum T_{6-5} + T_{120}$	$T_{480}$	$\sum T_{6-4} + T_{480}$	$T_{240}$	$\sum T_{6-3} + T_{240}$	$T_{720}$	$\sum T_{6-2} + T_{720}$

должна отличаться не более чем на  $\pm 2\%$  от величины силы  $T'_{cp}$ , полученной по формуле

$$T'_{cp} = 716,2 \frac{N_i}{n \cdot kF\varphi},$$

где  $N_i$  — индикаторная мощность двигателя, полученная по тепловому расчету, в л. с.;

$n$  — число оборотов вала двигателя в минуту;

$\varphi$  — коэффициент полноты индикаторной диаграммы, принятый в тепловом расчете. Коэффициент  $\varphi$  учитывается в том случае, если определение  $T'_{cp}$  произведено по теоретической диаграмме без учета ее округления.

Моменты на промежуточных шейках отличаются от полного момента как по характеру изменения по углу поворота вала, так и по величине. При этом наибольшее (мгновенное) значение крутящего момента в многоцилиндровых двигателях обычно получается не на первой шейке вала 0—1, а на одной из промежуточных шеек вала.

По таблицам, составленным по формам 1 и 2, определяют условия нагружения любого кривошипа при произвольном положении коленчатого вала.

### § 5. ВЫБОР ОПАСНЫХ ПОЛОЖЕНИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ

Нагрузка коленчатого вала обусловлена величинами сил  $T$ ,  $Z$  и набегающего крутящего момента  $\Sigma T$ . Наибольшее значение сил  $T$  и  $Z$  не совпадают ни между собой, ни с наибольшим значением набегающего момента. По комбинациям же  $T$ ,  $Z$  и  $\Sigma T$ , при которых только одна величина имеет максимум, в большинстве случаев нельзя установить, какая же из них является наиболее опасной для коленчатого вала. Поэтому наиболее напряженное колено можно выявить следующим образом.

Рассмотрим сначала наиболее часто встречающийся случай, когда размеры всех колен одинаковы. Для первого колена вала вписывают в таблицу, составленную по форме 3, те сочетания нагрузок, при которых силы  $T$  или  $Z$  или момент  $\Sigma T$  имеют максимум. Учитывая, что наибольшее напряжение может быть не при максимуме сил  $T$  или  $Z$ , а при каком-то другом положении, например, при положении, соответствующем максимуму их равнодействующей

$$Q = \sqrt{T^2 + Z^2},$$

форму 3 дополняют силами и моментами  $T$ ,  $Z$ ,  $\Sigma T$  и  $Q$ , при которых  $Q$  максимальна.

Если при просмотре таблиц, составленных по формам 1 и 2, возникает необходимость проверить какое-либо другое сочетание сил и набегающего крутящего момента, при котором ни одна из них не имеет максимума, то такое сочетание также вписывают в таблицу. Все величины вписывают в таблицу с их знаками.

Затем вписывают в таблицу сочетания сил  $T$ ,  $Z$ ,  $Q$  и момента  $\Sigma T$  для остальных колен вала. Если при этом видно, что какое-нибудь из сочетаний менее опасно, чем уже имеющиеся в таблице, то его опускают. Угол  $\alpha$ , поворота кривошипа считают от в. м. т. (начало впуска в первом цилиндре).

Таким образом, таблица, составленная по форме 3, представляет сводку сочетания сил и моментов, которые могут вызвать в валу наибольшие напряжения. После этого, внимательно просматривая таблицу, вычеркивают из нее все менее опасные комбинации. По остающимся трем-пяти комбинациям производят расчет коленчатого вала на прочность, который позволяет вы-

явить наиболее опасную комбинацию нагрузки для наиболее нагруженного колена вала.

ФОРМА 3

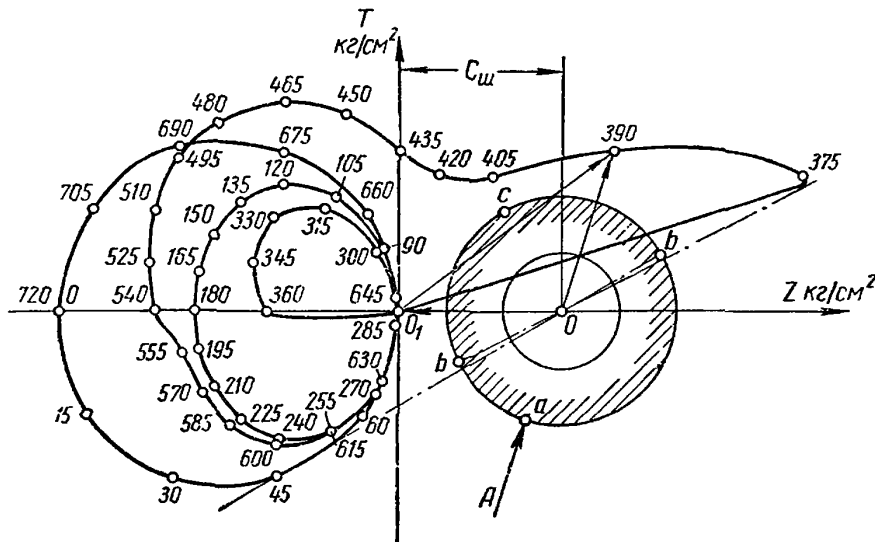
Наиболее опасные сочетания сил, действующих на колено вала

Номер колена	Угол поворота вала $\alpha_1$ в град.	Угол от начала цикла $\alpha_{ц}$ в град.	$T$ в кг/см <sup>2</sup>	$Z$ в кг/см <sup>2</sup>	$Q$ в кг/см <sup>2</sup>	$\Sigma T$ в кг/см <sup>2</sup>
$i$	$\alpha_1$	$\alpha_{ц}$	$T_{\max}$	$Z$	$Q$	$\Sigma T$
$i$	$\alpha_1'$	$\alpha_{ц}'$	$T$	$Z_{\max}$	$Q'$	$\Sigma T'$
$i$	$\alpha_1''$	$\alpha_{ц}''$	$T'$	$Z'$	$Q_{\max}$	$\Sigma T''$
$i$	$\alpha_1'''$	$\alpha_{ц}'''$	$T''$	$Z''$	$Q''$	$\Sigma T_{\max}$

При определении напряжений в валах быстроходных двигателей учитываются неучитываемые при выборе опасного положения силы  $C_{ш}$ ,  $C_k$  и  $C_{пр}$ .

§ 6. ВЕКТОРНАЯ ДИАГРАММА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КРИВОШИПНУЮ ШЕЙКУ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Векторная диаграмма дает величину и направление силы, действующей при каждом положении кривошипа на его шейку. Получив эти силы, находят максимальное и среднее значение их за полный цикл. Сама же векторная



Фиг. 16. Векторная диаграмма сил, действующих на кривошипную шейку четырехтактного двигателя.

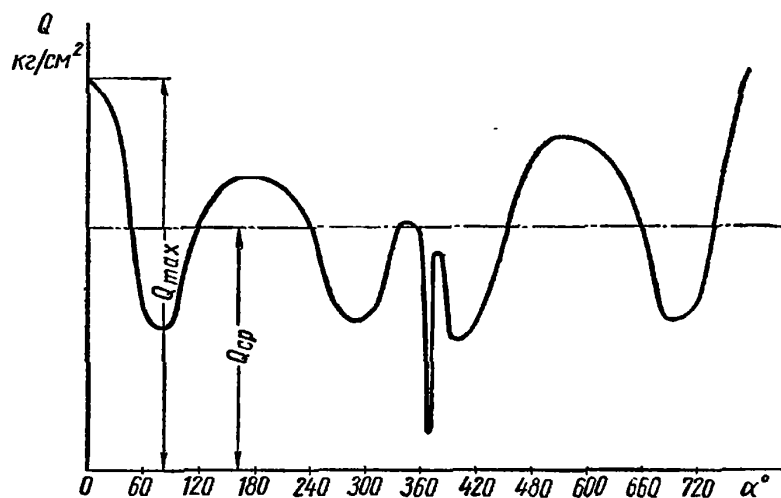
диаграмма представляет ценность в том отношении, что по ней наглядно можно установить картину нагруженности шейки, позволяющую найти наименее нагруженную часть шейки. В этом возникает необходимость при выборе места сверления в шейке канала для подвода масла.

Векторную диаграмму удобно строить без учета центробежной силы от вращательно двигающейся части шатуна, постоянной по величине и направлению, учитывая ее после соответствующим сдвигом начала координат.

Для построения проводим оси координат (фиг. 16). Вертикальная ось является осью сил  $T$ . Направление оси вверх от начала координат примем за положительное. Горизонтальная ось является осью сил  $Z$ . Направление



оси вправо примем за положительное. Для каждого положения кривошипа, начиная от  $0^\circ$  и до конца цикла, берем из таблицы, составленной по форме 1, силы  $T$  и  $Z$  и откладываем их на осях в выбранном масштабе с учетом знака. Из концов векторов, отложенных на осях, восстанавливаем перпендикуляры. Каждую точку пересечения этих перпендикуляров отмечаем соответствующим углом поворота кривошипа. Полученные точки являются концами векторов, представляющих по величине и направлению равнодействующие силы для каждого угла поворота кривошипа. На фиг. 16 для примера построен вектор, соответствующий углу поворота кривошипа, равному  $390^\circ$ . Построенные точки соединяем последовательно между собой плавной кривой, которая образует некоторый замкнутый контур. Затем необходимо учесть влияние центробежной силы  $S_{ш}$ . Будучи отрицательной и действуя по оси  $Z$ , она уменьшает положительные силы  $Z$  и увеличивает отрицательные  $Z$  на одну и ту же величину, равную  $S_{ш}$ . Следовательно, сила  $S_{ш}$  может быть учтена путем переноса начала координат в положительном направлении по оси  $Z$  из точки  $O_1$  в точку  $O$ , расположенную от точки  $O_1$  на расстоянии, представляющем в принятом масштабе величину силы  $S_{ш}$ . Векторы, соединяющие новое начало координат с точками на контуре векторной диаграммы, выражают по величине и направлению силы, действующие на кривошипную шейку вала с учетом центробежных сил от части шатуна при данных углах поворота кривошипа. Соответствующая каждому вектору сила приложена к поверхности шейки вне вектора в точке пересечения окружности шейки с линией действия вектора. Для угла поворота кривошипа, равного  $390^\circ$ , например, сила  $A$ , обозначенная стрелкой, приложена в точке  $a$ . Таким образом, форма векторной диаграммы показывает, что наименее нагруженной частью шейки является дуга  $bcb$ . Наибольшая величина силы, действующей на кривошипную шейку, может быть определена непосредственно на векторной диаграмме. Для получения же средней силы следует предварительно построить развернутую диаграмму сил, действующих на кривошипную шейку. Для этого на оси абсцисс (фиг. 17) нужно отложить для каждого положения кривошипа угол  $(\alpha + \beta)$ , а на проведенных из этих точек ординатах — величину векторов (от точки  $O$ ), соответствующих углам  $\alpha$ . Так как величина угла  $\beta$  незначительна, для упрощения построения диаграммы ею обычно пренебрегают. При построении этой диаграммы все векторы считаются положительными. Концы отложенных векторов соединяют плавной кривой, ординаты которой представляют собой в масштабе силы  $Q$ , действующие на шейку. После этого определяют среднюю силу  $Q_{ср}$ , действующую на шейку.

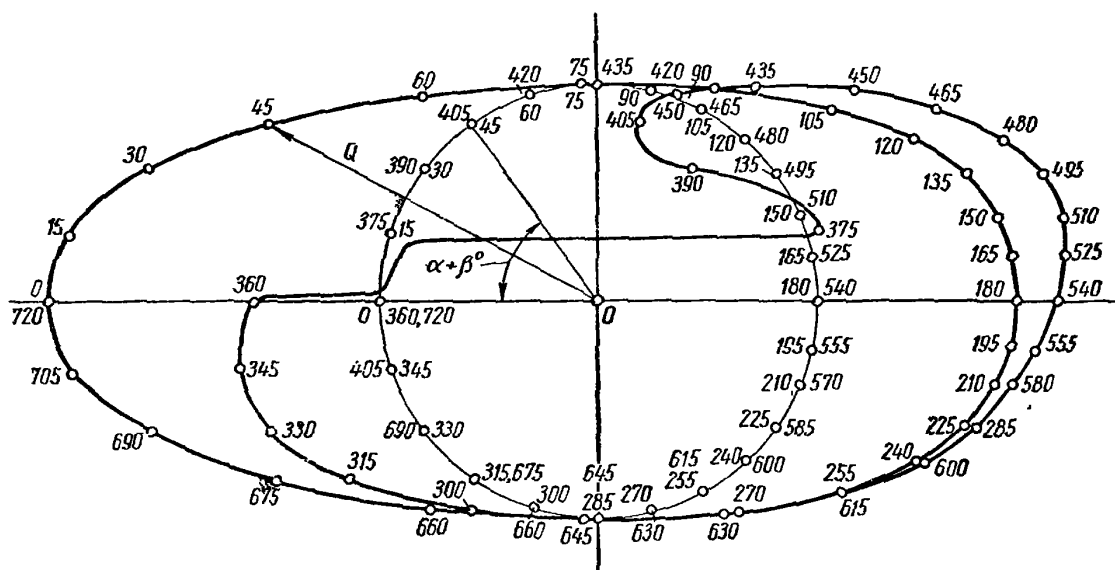


Фиг. 17. Развернутая диаграмма сил, действующих на кривошипную шейку вала.

При определении (по величине) максимальной и средней сил, максимального и среднего давлений на кривошипную шейку вала необходимо не забывать, что векторная диаграмма, так же как и развернутая диаграмма, построена для удельных сил. Следовательно, для получения полных сил  $Q$  нужно величину удельных сил умножить на площадь поршня в  $см^2$ .

### § 7. ВЕКТОРНАЯ ДИАГРАММА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КРИВОШИПНЫЙ ПОДШИПНИК ШАТУНА

Силы, действующие на кривошипный подшипник шатуна, по величине равны силам, действующим на кривошипную шейку, но противоположны по направлению. Величина этих сил после построения векторной диаграммы сил, действующих на кривошипную шейку, известна, и остается только правильно расположить их относительно осей координат, неподвижных относительно шатуна. Эту задачу проще всего решить графически на основании следующих рассуждений. При повороте кривошипа, а следовательно, и кривошипной шейки на угол  $\alpha$  подшипник шатуна поворачивается относительно шейки в противоположном направлении на угол  $\alpha + \beta$ . Следо-



Фиг. 18. Векторная диаграмма сил, действующих на кривошипный подшипник.

вательно, для того чтобы расположить вектор, действующий при этом повороте кривошипа относительно осей, соединенных с подшипником шатуна, вектор надо повернуть в направлении, противоположном вращению шейки, на угол  $(\alpha + \beta)$  и направить в противоположную сторону.

Для получения векторной диаграммы сил, действующих на кривошипный подшипник, на листе кальки проводят ось шатуна, отмечают на ней центры поршневой и кривошипной головок и из центра кривошипной головки проводят ось, перпендикулярную оси шатуна. Затем из центра кривошипной головки проводят окружность произвольного радиуса. У точки пересечения окружности с осью шатуна (между осью пальца и кривошипной шейкой) ставят соответствующие цифры  $0$ ;  $360$  и  $720^\circ$  для четырехтактного двигателя или  $0$  и  $360^\circ$  — для двухтактного двигателя. Далее, как показано на фиг. 18, откладывают на окружности величину дуги  $(\alpha + \beta)$  в направлении вращения кривошипа от начальной точки. Концы дуг обозначают величиной угла  $\alpha$ . Таким образом, на окружности получается шкала с отметками, соответствующими всем углам поворота кривошипа от  $0$  до  $720^\circ$  для четырехтактного двигателя или от  $0$  до  $360^\circ$  для двухтактного. После этого кальку следует наложить на векторную диаграмму сил, действующих на кривошипную шейку так, чтобы при совмещенных началах координат ось шатуна совпала с осью  $Z$  и центр пальца расположился на ее положительном направлении. При этом положении, когда  $0^\circ$  шкалы совмещается с положительным направлением оси  $Z$ , отмечают на кальке точку конца вектора, соответствующего данному положению кривошипа. Далее, вращая кальку в направлении, противоположном движению кривошипа, совмещают с положительным

направлением оси  $Z$  последовательно все деления шкалы и при каждом положении отмечают на кальке положение конца соответствующего вектора. Нанесенные таким образом на кальку точки обозначают соответствующей величиной угла  $\alpha$ . Полученные точки последовательно соединяют плавной кривой.

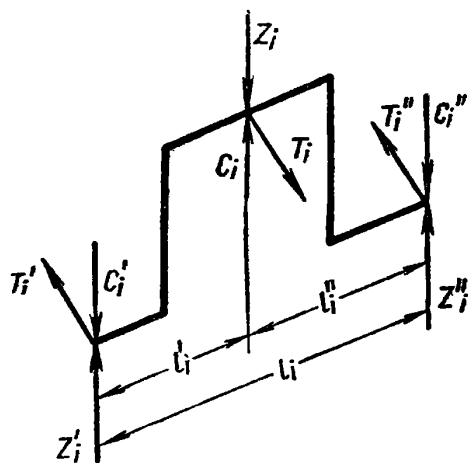
На фиг. 18 показана векторная диаграмма сил, действующих на кривошипный подшипник шатуна четырехтактного двигателя с учетом инерционных сил. Наименее нагруженная часть кривошипного подшипника находится на векторной диаграмме там, куда направлены из центра наименьшие по величине векторы.

### § 8. ВЕКТОРНАЯ ДИАГРАММА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КОРЕННУЮ ШЕЙКУ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Коренная шейка вала, находящаяся между  $i$ -м и  $i + 1$  цилиндрами, нагружена реакциями от обоих колен вала. При этом предполагается, что коленчатый вал разрезан по серединам опор плоскостями, перпендикулярными оси вала так, что каждое колено вала представляет балку на двух опорах.

Для выяснения величины реакций, действующих на коренную шейку, рассмотрим условия равновесия части коленчатого вала, соответствующей цилиндру  $i$ . Примем, согласно фиг. 19, что в середине кривошипной шейки на вал действуют силы  $Z_i$ ,  $T_i$  и  $C_i$ . Тогда величины реакций определяются из следующих выражений:

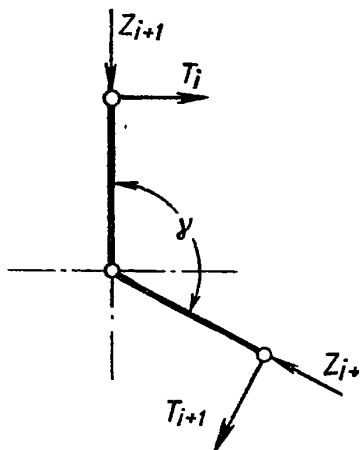
$$\left. \begin{aligned} Z'_i &= \frac{Z_i l''_i}{l_i}, & Z''_i &= \frac{Z_i l'_i}{l_i}; \\ T'_i &= \frac{T_i l''_i}{l_i}, & T''_i &= \frac{T_i l'_i}{l_i}; \\ C'_i &= \frac{C_i l''_i}{l_i}, & C''_i &= \frac{C_i l'_i}{l_i}. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$



Фиг. 19. Схема нагружения колена силами.

Колено цилиндра, расположенного ближе к свободному концу вала, нагружено силами  $Z_{i+1}$ ,  $T_{i+1}$  и  $C_{i+1}$ , реакции которых равны:

$$\left. \begin{aligned} Z'_{i+1} &= \frac{Z_{i+1} l''_{i+1}}{l_{i+1}}, & Z''_{i+1} &= \frac{Z_{i+1} l'_{i+1}}{l_{i+1}}; \\ T'_{i+1} &= \frac{T_{i+1} l''_{i+1}}{l_{i+1}}, & T''_{i+1} &= \frac{T_{i+1} l'_{i+1}}{l_{i+1}}; \\ C'_{i+1} &= \frac{C_{i+1} l''_{i+1}}{l_{i+1}}, & C''_{i+1} &= \frac{C_{i+1} l'_{i+1}}{l_{i+1}}. \end{aligned} \right\} \quad (24)$$



Фиг. 20. Схема для определения нагрузки на коренную шейку коленчатого вала.

Для упрощения подсчетов примем, что реакции имеют те же знаки, что и силы. В дальнейшем это допущение будет учтено при изображении шейки с коленами на векторной диаграмме. Вследствие того, что кривошипы вала расположены под углом  $\gamma$  (фиг. 20), который отсчитывают от плоскости кривошипа  $i$  цилиндра до плоскости кривошипа  $i + 1$  цилиндра по часовой стрелке, линии

действия реакции от сил  $T_i$  и  $T_{i+1}$ ,  $Z_i$  и  $Z_{i+1}$ ,  $C_i$  и  $C_{i+1}$  в общем случае не совпадают между собой. Исключением является случай, когда  $\gamma = 0$ ;  $90$ ;  $180$ ;  $270^\circ$  и т. д. Поэтому сложение реакций производят геометрически с учетом угла между кривошипами.

Через центр кривошипной шейки проводят оси координат так, чтобы ось, по которой отложена сила  $Z$ , совпадала с осью силы  $Z$  цилиндра  $i$ , а ось, на которой отложена сила  $T$ , была параллельна оси  $T$  того же цилиндра. Принимают положительным направление силы  $Z$  вниз от начала координат, а силы  $T$  вправо от начала координат.

Тогда, согласно фиг. 20 сумма проекций реакций  $Z'_i$ ,  $T'_i$ ,  $Z_{i+1}$  и  $T_{i+1}$  на эти оси имеет следующие выражения:

$$\begin{aligned} Z_{i-(i+1)} &= Z'_i + Z_{i+1} \cdot \cos \gamma + T_{i+1} \sin \gamma; \\ T_{i-(i+1)} &= T'_i + T_{i+1} \cdot \cos \gamma - Z_{i+1} \sin \gamma, \end{aligned}$$

в эти выражения величины  $Z'_i$ ,  $T'_i$ ,  $Z_{i+1}$ ,  $T_{i+1}$ ,  $\cos \gamma$  и  $\sin \gamma$  подставляют с их знаками.

Таким же образом для центробежных сил получим

$$\begin{aligned} Z_{C_{i-(i+1)}} &= C'_i + C_{i+1} \cos \gamma, \\ T_{C_{i-(i+1)}} &= -C_{i+1} \sin \gamma. \end{aligned}$$

Подсчеты величин  $Z_{i-(i+1)}$  и  $T_{i-(i+1)}$  для различных углов поворота кривошипов удобно производить в виде таблицы, например, по форме 4.

ФОРМА 4

Силы, действующие на коренные шейки вала

$\alpha$	$\alpha_i$	$T_i$	$Z_i$	$\alpha_{i+1}$	$T_{i+1}$	$Z_{i+1}$	$T'_i$	$Z'_i$	$T''_{i+1}$	$Z''_{i+1}$	$T''_{i+1} \sin \gamma$	$T''_{i+1} \cos \gamma$	$-Z''_{i+1} \sin \gamma$	$Z_{i+1} \cos \gamma$	$T_{i-(i+1)}$	$Z_{i-(i+1)}$

Таблицу составляют по углу поворота кривошипа первого цилиндра от начала цикла. Для выявления одновременно действующих сил при каждом положении коленчатого вала указывают положения кривошипов  $i$ -го и  $i+1$  цилиндров от начала цикла, вписывают значения сил  $T$  и  $Z$  для каждого цилиндра при указанных положениях их кривошипов. Затем подсчитывают величины  $Z'_i$ ,  $T'_i$ ,  $T''_{i+1}$ ;  $Z''_{i+1}$ ;  $T''_{i+1} \sin \gamma$ ;  $T''_{i+1} \cos \gamma$ ;  $Z''_{i+1} \cos \gamma$  и  $Z''_{i+1} \sin \gamma$ .

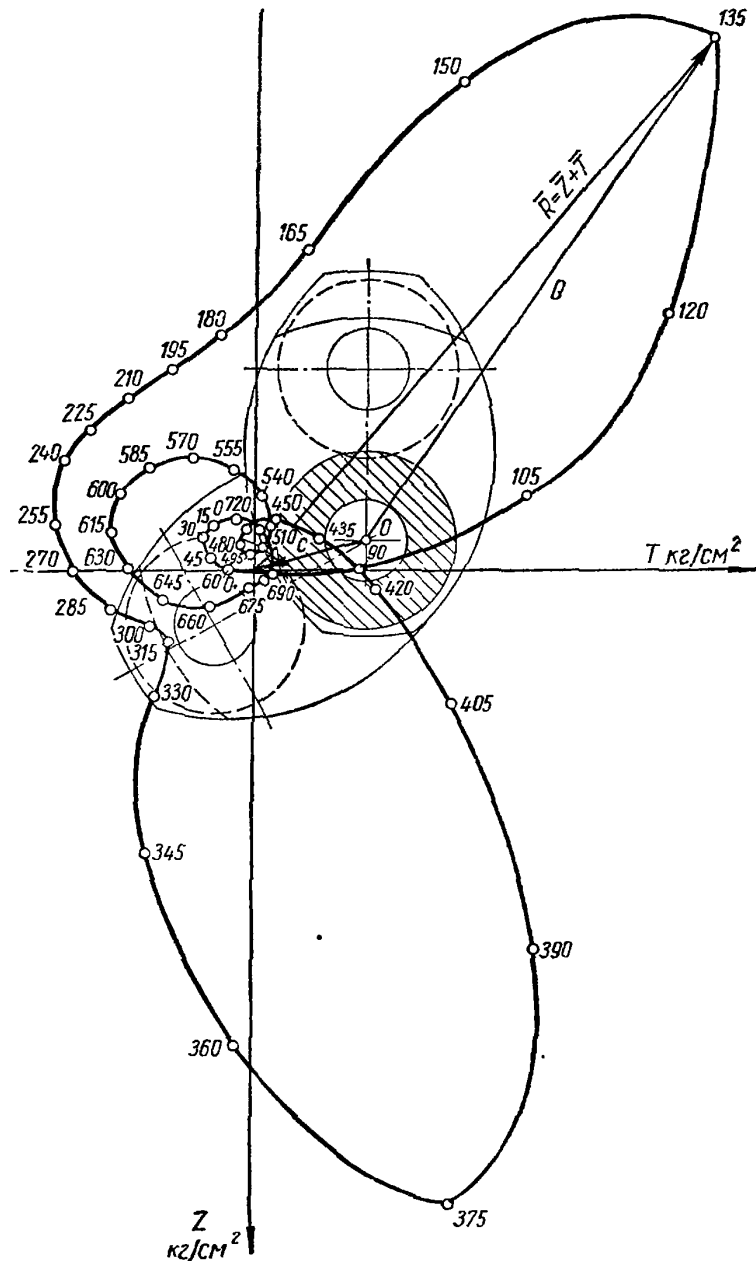
Первые величины записывают в таблицу с их знаками, а последнюю  $Z''_{i+1} \sin \gamma$  с обратным знаком. Произведя алгебраическое сложение этих величин, находят  $T_{i-(i+1)}$  и  $Z_{i-(i+1)}$ . Если угол  $\gamma$  равен  $0^\circ$ ;  $90^\circ$ ;  $180^\circ$  или  $270^\circ$ , то составление таблицы значительно упрощается.

Определив значения  $Z_{i-(i+1)}$  и  $T_{i-(i+1)}$  для всех положений коленчатого вала, строят векторную диаграмму. Для этого проводят оси, на которых откладывают силы  $Z$  и  $T$ . Ось силы  $Z$  совмещают с осью кривошипа  $i$ -го цилиндра, ось силы  $T$  располагают перпендикулярно ей. Положительными считаются направления у оси силы  $Z$  вниз, а у оси силы  $T$  вправо. Векторы для каждого положения коленчатого вала строят так же, как и при построении векторной диаграммы для кривошипной шейки.

Полученная векторная диаграмма не учитывает действия центробежных сил. Для их учета поступают аналогично тому, как при построении векторной диаграммы сил, действующих на кривошипную шейку. По осям сил  $Z$  и  $T$  откладывают векторы, равные  $Z_{C_i(i+1)}$  и  $T_{C_i-(i-1)}$ , но с обратными знаками. Из концов этих векторов проводят перпендикуляры. Точка пересечения их представляет начало координат векторной диаграммы сил, действующих на коренную шейку вала с учетом центробежных сил.

Далее располагаем диаграмму относительно коренной шейки. При построении предполагалось, что ось силы  $Z$  совпадает с осью кривошипа  $i$ -го цилиндра, направление этой оси такое же, как у оси силы  $Z$  ( $i+1$ )-го цилиндра. Следовательно, новое начало координат нужно было бы совместить с центром коренной шейки, ось кривошипа  $i$ -го цилиндра направить вверх по оси  $Z$ , центр кривошипной шейки расположить над началом координат, а ось кривошипа цилиндра  $i+1$  и центр его кривошипной шейки изобразить под углом  $\gamma$ . Учитывая то, что при построении диаграммы реакции принимались со знаками сил, такое изображение шейки с кривошипами не будет соответствовать действительности. Для получения правильного расположения шейки относительно диаграммы намеченное изображение шейки с кривошипами нужно повернуть относительно начала координат на  $180^\circ$  и в таком виде зафиксировать на векторной диаграмме.

Для примера на фиг. 13 показано взаимное расположение кривошипов коленчатого вала шестицилиндрового четырехтактного двигателя с воспламенением от сжатия, а на фиг. 21 изображена векторная диаграмма, построенная для шейки 6—5, и дан эскиз шейки и кривошипов. Точкой  $O_1$  обозначено начало координат без учета центробежных сил, а точкой  $O$  с учетом их. Для угла  $135^\circ$  показан вектор, характеризующий величину и направление равнодействующей реакций, действующих на шейку. Развернутую диа-



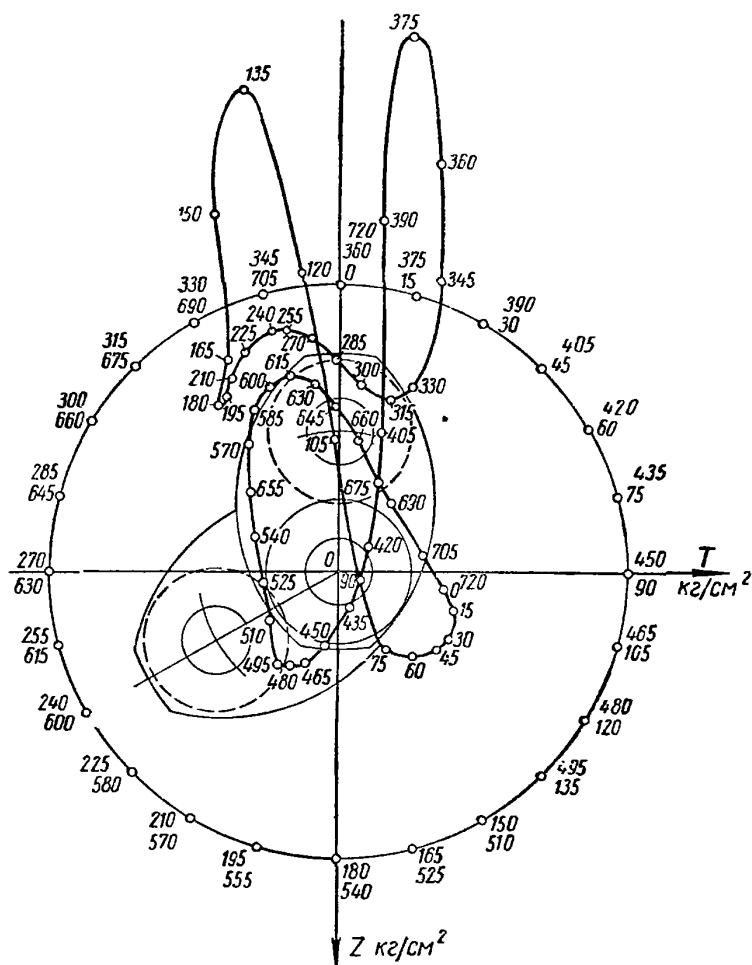
Фиг. 21. Векторная диаграмма сил, действующих на коренную шейку 6—5 шестицилиндрового четырехтактного двигателя.

грамму, служащую для определения  $Q_{\max}$  и  $Q_{\text{ср}}$ , строят таким же образом, как и для кривошипной шейки с той лишь разницей, что по оси абсцисс откладывают углы  $\alpha$ .

Кроме рассмотренного способа, векторную диаграмму поршневой шейки можно также построить и графически с помощью диаграммы сил, действующих на кривошипную головку.

### § 9. ВЕКТОРНАЯ ДИАГРАММА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КОРЕННОЙ ПОДШИПНИК

Векторную диаграмму сил, действующих на коренной подшипник, наиболее просто построить, имея уже векторную диаграмму сил, действующих на коренную шейку. Построение производится так же, как и при построении



Фиг. 22 Векторная диаграмма сил, действующих на коренной подшипник 6—5 шестицилиндрового четырехтактного двигателя.

Полученные точки обозначают углами поворота коленчатого вала, отмечая их последовательно по окружности в направлении вращения вала в пределах полного цикла. После этого лист кальки со шкалой накладывают на векторную диаграмму коренной шейки так, чтобы центр подшипника совпал с началом координат, оси силы  $Z$  совместились, а центры кривошипных шеек  $i$ -го колена на кальке и на векторной диаграмме расположились бы на оси силы  $Z$  с разных сторон от центра подшипника. При таком положении кальки точка шкалы, отмеченная углом поворота вала, при котором  $i$ -й кривошип находится в начальном положении, совпадает с осью силы  $Z$ . Точку векторной

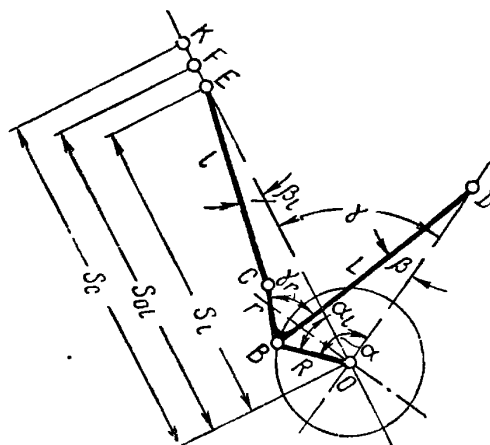
диаграммы сил, действующих на кривошипный подшипник шатуна.

На листе кальки для ориентации изображают контур коренного подшипника. Из центра подшипника проводят вертикальную ось силы  $Z$  и окружность произвольного радиуса. На оси силы  $Z$  над центром подшипника указывают центр кривошипной шейки  $i$ -го колена, считая, что оно находится в нулевом положении от начала цикла. У точки пересечения окружности с осью силы  $Z$  между центром подшипника и центром кривошипной шейки записывают угол поворота вала, при котором  $i$ -й кривошип находится в нулевом положении от начала цикла, т. е. над осью подшипника. Далее дугу окружности делят на равные части, по величине соответствующие принятому углу  $\Delta\alpha$  между двумя последовательными

диаграммы, соответствующую этому углу, отмечают на кальке. Затем, поворачивая кальку в направлении, противоположном вращению вала до следующего деления шкалы, отмечают на ней точку, соответствующую этому углу, и т. д. Полученная векторная диаграмма сил, действующих на коренной подшипник, уже правильно расположена относительно контура подшипника (фиг. 22).

### § 10. КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ С ПРИЦЕПНЫМ ШАТУНОМ V-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Двигатели с V-образным расположением цилиндров делятся по конструкции соединения шатунов с кривошипной шейкой коленчатого вала на три группы. Одну из них составляют двигатели, у которых это сочленение осуществляется при помощи главного и прицепного шатунов, другую — двигатели, имеющие вильчатый и центральный шатуны, и третью — двигатели с одинаковыми шатунами, расположенными рядом на общей кривошипной шейке вала. Первая конструкция характеризуется специфической кинематикой и динамикой кривошипно-шатунного механизма. Для второй и третьей конструкций кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма каждого ряда цилиндров такая же, как и у однорядного двигателя. Отличительными являются лишь условия нагрузки коленчатого вала, а в двигателях с вильчатым и центральным шатунами также и условия нагрузки шатунных подшипников. Поэтому представляет интерес выяснить особенности кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном, а также рассмотреть силы, действующие в этом механизме.



Фиг. 23. Схема кривошипно-шатунного механизма V-образного двигателя с прицепным шатуном.

В кривошипно-шатунном механизме с прицепным шатуном шатун одного из цилиндров шарнирно соединен непосредственно с шейкой кривошипа. Этот шатун и соответствующий ему цилиндр называют **главными**. Шатуны другого цилиндра шарнирно соединены с главным шатуном посредством пальца, расположенного на кривошипной головке главного шатуна. Такой шатун называется **прицепным**, а соответствующий ему цилиндр — **боковым**.

На фиг. 23 показана схема кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном. Используя работы И. Ш. Неймана для общего случая, когда угол  $\gamma$  между осями цилиндров и угол  $\gamma_1$  между осью главного шатуна и прямой, соединяющей центр кривошипной шейки с центром пальца прицепного шатуна, не равны между собой, перемещение поршня в боковом цилиндре определим по формуле

$$S_{x_1} = S_{01} - S_p$$

где  $S_{01}$  — расстояние от оси коленчатого вала до оси поршневого пальца при положении поршня в **в. м. т.**;

$S_1$  — расстояние от оси коленчатого вала до оси пальца при угле поворота кривошипа на угол  $\alpha_1$  от оси бокового цилиндра.

После подстановки величины  $S_1$  получим

$$S_{x_1} = S_{01} - [R \cos \alpha_1 + r \cos (\beta - \psi) + l \cos \beta_1], \quad (25)$$

где  $R$  — радиус кривошипа;  
 $l$  — длина прицепного шатуна;  
 $r$  — расстояние от оси пальца прицепного шатуна до оси кривошипной головки главного шатуна;  
 $\psi$  — разность между углами  $\gamma_1$  и  $\gamma$

$$\psi = \gamma_1 - \gamma.$$

Приближенное выражение  $S_{x_1}$  с точностью до гармоника второго порядка:

$$S_{x_1} = A_0 - R [E \cos(\alpha_1 + \Phi) + 0,25F \cos(2\alpha_1 - \theta)], \quad (26)$$

где вспомогательные углы  $\Phi$  и  $\theta$  и коэффициенты  $E$ ,  $F$  и  $A_0$  определяются по формулам:

$$\Phi = \operatorname{arctg} \frac{\left(1 - \lambda k - \frac{1}{2} \lambda \rho_2\right) \frac{r}{l} \sin \psi - \left[1 + \left(1 - \lambda k - \frac{1}{2} \lambda \rho_2\right) \frac{r}{l} \cos \psi\right] \frac{r}{L} \sin \psi \cos \gamma}{1 + \left[1 + \left(1 - \lambda k - \frac{1}{2} \lambda \rho_2\right) \frac{r}{l} \cos \psi\right] \frac{r}{L} \sin \psi \sin \gamma}.$$

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{\frac{1}{2} \lambda \frac{r}{l} \cos \psi \sin \gamma - \left(\rho_2 \cos \psi + \frac{1}{4} \lambda \frac{r}{l} \cos 2\psi\right) \frac{r}{L} \sin 2\gamma}{\frac{1}{4} \frac{R}{l} - \frac{1}{2} \lambda \frac{r}{l} \cos \psi \cos \gamma + \left(\rho_2 \cos \psi + \frac{1}{4} \lambda \frac{r}{l} \cos 2\psi\right) \frac{r}{L} \cos 2\gamma}.$$

$$E = \frac{1 + \left[1 + \left(1 - \lambda k - \frac{1}{2} \lambda \rho_2\right) \frac{r}{l} \cos \psi\right] \frac{r}{L} \sin \psi \sin \gamma}{\cos \Phi}.$$

$$F = \frac{4 \left[ \frac{1}{4} \frac{R}{l} - \frac{1}{2} \lambda \frac{r}{l} \cos \psi \cos \gamma + \left(\rho_2 \cos \psi + \frac{1}{4} \lambda \frac{r}{l} \cos 2\psi\right) \frac{r}{L} \cos 2\gamma \right]}{\cos \theta}.$$

$$A_0 = \frac{1}{4} \frac{R}{l} - \frac{\lambda}{2} \frac{r}{l} \cos \psi \cos \gamma + \frac{1}{4} \left( \cos \psi + \frac{r}{l} \cos 2\psi \right) \frac{r}{L} \cos 2\gamma.$$

При подсчетах можно принимать

$$k = \frac{1}{4} \lambda \quad \text{и} \quad \rho_2 = \frac{1}{4} \lambda.$$

Ускорение  $j_{p_1}$  поршня бокового цилиндра может быть получено путем дифференцирования (дважды) по времени приближенного выражения (26) пути

$$j_{p_1} = R\omega^2 [E \cos(\alpha_1 + \Phi) + F \cos(2\alpha_1 - \theta)]. \quad (27)$$

#### Определение основных размеров кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном

Величины  $r$  и  $l$ , входящие в уравнения (25) и (26), при  $\gamma \neq \gamma_1$  и при  $\gamma = \gamma_1$  определяют различными способами.

У современных звездообразных или многорядных двигателей применяют кривошипно-шатунные механизмы с  $\gamma_1 = \gamma$ . У V-образных двухрядных двигателей  $\gamma_1$  незначительно отличается от  $\gamma$ ; например, у двигателей В-2 и АМ-34 при  $\gamma = 60^\circ$  значения  $\gamma_1$  соответственно равны  $57^\circ$  и  $66^\circ 58'$ .

В случае, когда  $\gamma \neq \gamma_1$ , считая  $R$ ,  $L$  и  $\gamma$  известными, определяют  $r$ ,  $l$  и  $\psi$ . Величину  $r$  выбирают наименьшей из возможных по конструктивным соображениям. Чем меньше  $r$ , тем ближе кинематика прицепного шатуна к кинематике главного. Считая размеры цилиндров главного и бокового ряда двигателя одинаковыми, принимают длину прицепного шатуна



$l = L - r$ , а величину  $\psi$  подсчитывают из условия одинаковой степени сжатия в главном и боковом цилиндрах. При длине прицепного шатуна, равной  $l = L - r$ , получают ход поршня в боковом цилиндре на 3—4% больше, чем в главном цилиндре.

Условие одинаковой степени сжатия выражается следующим уравнением

$$\frac{S_c - S_{l\min}}{S_c - S_{ol}} = \epsilon, \quad (28)$$

где  $S_c$  — приведенное расстояние от оси коленчатого вала до днища цилиндра (за вычетом расстояния от оси пальца до днища поршня, как сокращающегося при последующих преобразованиях).

$$S_c = R + L + \frac{V_c}{0,785D^2} = \frac{\epsilon + 1}{\epsilon - 1} R + L,$$

$V_c$  — объем пространства сжатия;

$S_{l\min}$  — расстояние от оси коленчатого вала до оси поршневого пальца при положении поршня бокового цилиндра в н. м. т.

Величины  $S_{ol}$  и  $S_{l\min}$  можно выразить следующим образом:

$$S_{ol} = R \cos \alpha_{11} + r \cos (\beta_1 - \psi) + l \cos \beta_{11}; \quad (29)$$

$$S_{l\min} = R \cos \alpha_{12} + r \cos (\beta_2 - \psi) + l \cos \beta_{12}, \quad (30)$$

где  $\alpha_{11}$  и  $\alpha_{12}$  — углы отклонения кривошипа от оси бокового цилиндра при положении поршня в в. м. т. и н. м. т.

$$\alpha_{11} = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{F \sin \theta - E \sin 2\Phi}{F \cos \theta + E \cos 2\Phi};$$

$$\alpha_{12} = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{F \sin \theta + E \sin 2\Phi}{F \cos \theta - E \cos 2\Phi},$$

$\beta_1$  и  $\beta_2$  — углы отклонения главного шатуна при указанных положениях кривошипа;

$\beta_{11}$  и  $\beta_{12}$  — углы отклонения бокового шатуна, соответствующие тем же положениям кривошипа.

Подставляя выражения  $S_c$ ,  $S_{l\min}$  и  $S_{ol}$  в уравнение (26), после ряда преобразований получим приближенное выражение

$$\psi = \arcsin \frac{(\epsilon - 1) \lambda \sin \gamma}{(\epsilon + 1) + 2 V \epsilon (1 - \lambda^2 \sin^2 \gamma)}. \quad (31)$$

Установив приближенное значение  $\psi$  и тем самым получив возможность определения величин  $\alpha_{11}$ ,  $\alpha_{12}$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_{11}$  и  $\beta_{12}$ , точное значение  $\psi$  находим, допуская ряд последовательных приближений (обычно бывает достаточно одного просчета), по точному выражению

$$\sin (\psi + \eta) = \frac{\cos \eta}{\epsilon \sin \beta_1 - \sin \beta_2} \left[ (\epsilon - 1) \frac{L}{r} + (\epsilon + 1) \frac{R}{L} - \right. \\ \left. - (\epsilon \cos \beta_{11} - \cos \beta_{12}) \frac{l}{r} - (\epsilon \cos \alpha_{11} - \cos \alpha_{12}) \frac{R}{r} \right], \quad (32)$$

где вспомогательный угол  $\eta$  и величины  $\sin \beta_1$ ,  $\sin \beta_2$ ,  $\sin \beta_{11}$  и  $\sin \beta_{12}$  определяются по формулам

$$\eta = \operatorname{arctg} \frac{\epsilon \cos \beta_1 - \cos \beta_2}{\epsilon \sin \beta_1 - \sin \beta_2},$$

$$\sin \beta_1 = \lambda \sin (\gamma + \alpha_{11}),$$

$$\begin{aligned}\sin \beta_2 &= \lambda \sin (\gamma + \alpha_{12}), \\ \sin \beta_{12} &= \frac{R}{l} \sin \alpha_{12} - \frac{r}{l} \sin (\beta_2 - \psi), \\ \sin \beta_{11} &= \frac{R}{l} \sin \alpha_{11} - \frac{r}{l} \sin (\beta_1 - \psi).\end{aligned}$$

Во втором случае, когда  $\gamma_1 = \gamma$  и заданы  $\gamma$ ,  $R$  и  $L$  величину  $r$  определяют на основании тех же соображений (наименьшее возможное по конструктивным соотношениям), а величину  $l$  подсчитывают с учетом условия равенства степени сжатия в главном и боковом цилиндрах. Это условие выражается уравнением (27), из которого после ряда преобразований получают для предварительного (приближенного) определения длины прицепного шатуна

$$l = \frac{L - r}{\cos \varphi}, \quad (33)$$

где вспомогательный угол  $\varphi$  определяют по формуле

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2 \sqrt{L \cdot r} \sin \frac{\beta_1}{2}}{L - r}.$$

Точная формула для окончательного подбора величины

$$l = \frac{(\epsilon - 1) L + (\epsilon + 1) R - (\epsilon \cos \alpha_{11} - \cos \alpha_{12}) R - (\epsilon \cos \beta_1 - \cos \beta_2) r}{\epsilon \cos \beta_{11} - \cos \beta_{12}}. \quad (34)$$

## § 11. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ БОКОВОГО ЦИЛИНДРА

Детали кривошипно-шатунного механизма бокового цилиндра подвержены действию сил давления газов и инерционных сил.

Величина сил давления газов находится из индикаторной диаграммы, а значение инерционных сил определяется после вычисления ускорения поршня в боковом цилиндре.

Сила инерции поступательно движущихся масс бокового цилиндра

$$P_{1l} = -m_{1l} R \omega^2 [E \cos (\alpha_l + \Phi) + F \cos (2\alpha_l - \theta)]. \quad (35)$$

Силы, возникающие в боковом цилиндре, действуют на детали кривошипно-шатунного механизма как бокового, так и главного цилиндра. По схеме (фиг. 23) сила, направленная по оси прицепного шатуна,

$$K_l = \frac{P_l}{\cos \beta_l}. \quad (36)$$

Сила, приложенная к оси поршневого пальца прицепного шатуна и действующая нормально к стенке бокового цилиндра,

$$N_l = P_l \operatorname{tg} \beta_l. \quad (37)$$

Сила, приложенная к оси поршневого пальца главного шатуна, действующая нормально к стенке главного цилиндра и вызываемая действием силы  $P_l$  на палец в нижней головке главного шатуна

$$N'_l = P_l \frac{r}{L} \cdot \frac{\sin (\beta - \beta_l - \psi)}{\cos \beta \cos \beta_l}. \quad (38)$$

Тангенциальная сила, действующая на ось кривошипной шейки коленчатого вала от сил в боковом цилиндре,

$$T_1 = K_1 \sin(\alpha_1 + \beta_1) + N'_1 \cos(\alpha_1 + \gamma). \quad (39)$$

Нормальная сила, действующая на ось кривошипной шейки вала (по радиусу кривошипа), от сил в боковом цилиндре

$$Z_1 = K_1 \cos(\alpha_1 + \beta_1) - N'_1 \sin(\alpha_1 + \gamma). \quad (40)$$

В этих формулах

$P_1$  — сила, действующая на поршень по оси бокового цилиндра;  
 $\beta$  и  $\beta_1$  — углы отклонения шатуна от оси цилиндра в главном и боковом цилиндрах, подсчитываемые по формулам:

$$\beta = \arcsin \lambda \sin(\gamma + \alpha_1)$$

и

$$\beta_1 = \arcsin \left[ \frac{R}{l} \sin \alpha_1 - \frac{r}{l} \sin(\beta - \psi) \right].$$

Вследствие специфической особенности кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном требуется особый способ определения величины масс поступательно движущихся и вращающихся частей механизма, которые необходимы для подсчета инерционных сил.

Вес прицепного шатуна и положение его центра тяжести находят обычным способом. Описанным выше способом производят и разбивку массы прицепного шатуна на две части: одну  $M_{11}$ , сосредоточенную на оси поршневого пальца, и другую  $M_{12}$ , сосредоточенную на оси пальца в нижней головке главного шатуна. Тогда

$$M_{11} + M_{12} = M_{1ш}. \quad (41)$$

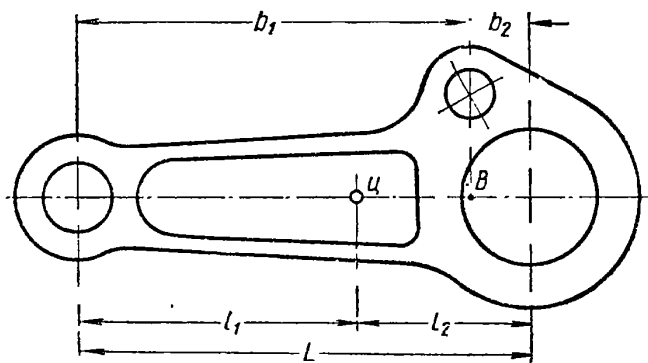
Масса  $M_{11}$  складывается с массой поршня (комплекта)  $M_{П}$ , образуя массу поступательно движущихся частей бокового цилиндра  $M_{ПГ}$ . Таким образом, масса поступательно движущихся частей бокового цилиндра, отнесенная к 1 см<sup>2</sup> площади поршня,

$$m_{нГ} = \frac{1}{F} (M_{П} + M_{11}). \quad (42)$$

Масса  $M_{12}$  учитывается вместе с массой главного шатуна.

Вес главного шатуна (вместе с весом пальца прицепного шатуна) и положение его центра тяжести определяют так же, как и для обычного шатуна. Далее главный шатун рассматривается вместе с массой  $M_{12}$ , сосредоточенной в точке  $B$  на оси главного шатуна (фиг. 24), являющейся проекцией центра пальца прицепного шатуна. Главный шатун вместе с присоединенной к нему массой  $M_{12}$  называется приведенным шатуном. Таким образом, если масса главного шатуна  $M_{ш}$ , а отнесенная к нему масса прицепного шатуна  $M_{12}$ , то масса приведенного шатуна

$$M_{шп} = M_{ш} + M_{12}. \quad (43)$$



Фиг. 24. Определение центра тяжести главного шатуна.

Масса приведенного шатуна разносится на две массы: массу  $M_1$  поступательно движущихся частей в главном цилиндре, сосредоточенную в центре поршневого пальца, и массу  $M_2$  вращательно движущихся частей, сосредоточенную на оси кривошипной шейки.

Таким образом,

$$M_{\text{шп}} = M_1 + M_2. \quad (44)$$

Масса  $M_2$  является объединенной вращательно движущейся массой главного и прицепного шатунов.

Массы  $M_1$  и  $M_2$ , как видно из фиг. 24, где точкой  $\zeta$  обозначен центр тяжести главного шатуна, подсчитывают по следующим выражениям

$$M_2 = \frac{M_{\text{ш}} l_1 + M_{\text{п}} b_1}{L}; \quad (45)$$

и

$$M_1 = \frac{M_{\text{ш}} l_2 + M_{\text{п}} b_2}{L}. \quad (46)$$

Следовательно, если масса комплекта поршня  $M_{\text{п}}$ , то масса поступательно движущихся частей в главном цилиндре, отнесенная к  $1 \text{ см}^2$  площади поршня

$$m_n = \frac{1}{F} (M_{\text{п}} + M_1), \quad (47)$$

а вращательно движущаяся масса от главного и прицепного шатунов, отнесенная к  $1 \text{ см}^2$  площади поршня

$$m_{\text{ш}} = \frac{1}{F} M_2. \quad (48)$$

Для предварительных расчетов можно считать, что у главных шатунов V-образных двигателей центр тяжести отстоит от оси нижней головки шатуна на расстоянии, равном 0,20—0,25, а у прицепных шатунов находится примерно посередине их длины.

## § 12. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КРИВОШИП V-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Зависимость сил давления газов и инерционных сил в главном цилиндре от угла  $\alpha$  поворота кривошипа относительно оси главного цилиндра выражается так же, как в однорядном двигателе. В результате подсчетов строят индикаторную диаграмму и определяют силы  $P_2$ ,  $N_2$ ,  $K_2$ ,  $T_2$ ,  $Z_2$ ,  $P_j$ ,  $P_2 + P_j$ ,  $N_2 + N_j$ ,  $K_2 + K_j$ ,  $T_2 + T_j$  и  $Z_2 + Z_j$  для различных положений кривошипа.

Для определения величины сил давления газов в боковом цилиндре необходимо установить связь между ходом поршня и углом  $\alpha_1$ . Для этого подсчитывают  $S_{o1}$ ,  $\alpha_{11}$ ,  $\alpha_{12}$  и величину хода поршня  $S_{o1} - S_{1 \text{ min}}$ .

Затем для различных углов  $\alpha_1$  через те же интервалы  $\Delta\alpha$ , как и в главном цилиндре, находят величину  $S_{x1}$  по формулам (17) или (18). Принимают, что при одинаковой степени сжатия индикаторная диаграмма в боковом цилиндре будет такой же, как и в главном. Воспользовавшись индикаторной диаграммой, построенной для главного цилиндра, откладывают по оси абсцисс от точки, соответствующей положению поршня в конце сжатия, отрезки

$\frac{S_{x1}l}{S_{01}-S_{1min}}$  для каждого  $\alpha_1$ , где  $l$  — отрезок, соответствующий ходу поршня. Таким образом, каждой величине  $\alpha_1$  соответствует определенное избыточное давление в цилиндре при соответствующем такте.

Результаты подсчетов записывают в таблицу по форме 1, которая была составлена при рассмотрении динамики однорядного двигателя. Затем на основании указанных в этой таблице сил, действующих в главном и боковом цилиндрах, составляют по форме 5 таблицу алгебраических сумм одновременно действующих сил  $N + N'_1$ ,  $T + T_1$  и  $Z + Z_1$ .

Сила  $\sum N = N + N'_1$  характеризует условия работы поршня главного цилиндра, а силы  $\sum T = T + T_1$  и  $\sum Z = Z + Z_1$  — условия нагрузки колена вала. Суммирование удобно производить по форме 5. Составляют две таблицы: одну только для сил, действующих от давления газов, а другую — с учетом сил инерции.

ФОРМА 5

Результирующие силы от главного и бокового цилиндров

$\alpha^\circ$	$N$ в кг/см <sup>2</sup>	$Z$ в кг/см <sup>2</sup>	$T$ в кг/см <sup>2</sup>	$\alpha_1^\circ$	$N'_1$ в кг/см <sup>2</sup>	$Z_1$ в кг/см <sup>2</sup>	$T_1$ в кг/см <sup>2</sup>	$\sum N$ в кг/см <sup>2</sup>	$\sum T$ в кг/см <sup>2</sup>	$\sum Z$ в кг/см <sup>2</sup>	$\sum Z+C$ в кг/см <sup>2</sup>	$Q$ в кг/см <sup>2</sup>	Номер цилиндра

Величина вращательно движущейся массы шатуна, массы колена вала и противовеса, если таковой имеется, а также и расстояние центра тяжести их от оси находятся обычным способом. Центробежную силу  $S_{ш}$  шатуна и суммарную центробежную силу  $C$  подсчитывают по формулам (19) — (22) для однорядного двигателя. Подсчитанные значения сил  $\sum Z + C$  и  $Q$  записывают в соответствующие столбцы таблицы, составленной по форме 5. Во всех подсчетах, как и ранее, приняты силы, отнесенные к 1 см<sup>2</sup> площади поршня. С помощью формы 5, включающей значения результирующих сил  $\sum Z$ ,  $\sum T$ ,  $\sum Z + C$  и  $Q$ , действующих на вал от двух цилиндров V-образного двигателя, сводят поставленную задачу выявления сил, нагружающих вал V-образного двухрядного двигателя, к уже разобранный задаче для однорядного двигателя. В этой таблице дана зависимость сил от положения кривошипа по углу поворота его относительно оси главного цилиндра, т. е. в последующем боковые цилиндры не рассматриваются.

### § 13. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАБОТЫ ЦИЛИНДРОВ V-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Угол  $\gamma$  между рядами цилиндров выбирают с учетом равномерности чередования вспышек в цилиндрах, хорошей уравновешенности двигателя и конструктивных соображений. Условия, определяющие конфигурацию коленчатого вала и порядок работы цилиндров, такие же, как и в однорядных двигателях.

В табл. 5 указаны наиболее распространенные схемы V-образных двигателей; применительно к каждой дан порядок работы цилиндров. Нумерация цилиндров произведена от маховика, а направление вращения указано, если смотреть со стороны свободного конца вала.

Таблица 5

## Схемы расположения кривошипов V-образных двигателей и порядок работы цилиндров

Число цилиндров	Четырехтактные двигатели			
	Схема расположения кривошипов вала	Угол между цилиндрами $\gamma$ в град.	Угол между вспышками в град.	Порядок работы цилиндров
8		90 (60)	90 (60 и 120)	1л 4п 2л 3п 4л 1п 3л 2п или 1л 4п 3л 2п 4л 1п 2л 3п
12		60	60	1л 6п 5л 2п 3л 4п 6л 1п 2л 5п 4л 3п и др.
12		180	60	1л 3п 5л 6п 3л 2п 6л 4п 2л 1п 4л 4п
Двухтактные двигатели (в скобках указаны цилиндры, работающие одновременно)				
12		90 45 60	45 и 15 60 и 0	1л 5п 6л 1п 2л 6п 4л 2п 3л 4п, 5л 3п 1л 1п 6л 2л 2п 4л 4п 3л 3п 5л 5п (1л 5п) (6л 1п) (2л 6п) (4л 2п) (3л 4п) (5л 3п)
16		45	45 и 0	(1л 7п) (8л 1п) (2л 8п) (6л 2п) (4л 6п) (5л 4п) (3л 5п) (7л 3п)

#### § 14. СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ МНОГОЦИЛИНДРОВОГО V-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Выбрав конфигурацию коленчатого вала и последовательность работы цилиндров, составляют график работы левых цилиндров по фиг. 14. С помощью графика таким же способом, как и для однорядного двигателя, выясняют, какой угол от начала цикла будет в каждом левом цилиндре при нулевом положении коленчатого вала (относительно оси левого ряда цилиндров). Номера цилиндров вписывают в соответствующие столбцы таблицы.

После этого, пользуясь формой 1, составляют таблицу набегающих моментов по форме 2 так же, как и для однорядного двигателя. На основании данных, взятых из таблиц, составленных по формам 1 и 2, заполняют таблицу расчетных положений коленчатого вала по форме 3.

#### § 15. ВЕКТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШЕЙКИ И ПОДШИПНИКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА V-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Нагрузки кривошипных шеек от действующих на них двух цилиндров одинаковы, так как сдвиг циклов в этих двух цилиндрах для всех шеек выражается соотношениями:

для четырехтактных двигателей

$$\Delta\alpha = 360^\circ + \gamma^\circ$$

и для двухтактных двигателей

$$\Delta\alpha = \gamma^\circ.$$

Пользуясь таблицей, составленной по форме 1, обычным способом строят векторную диаграмму сил, действующих на кривошипную шейку. Однако построенная таким образом диаграмма будет справедлива только для случаев кривошипно-шатунного механизма с прицепным, вильчатым и центральным шатунами. Для случая же механизма с двумя одинаковыми шатунами, расположенными на шейке рядом один с другим, векторная диаграмма характеризует нагрузку шейки от каждого шатуна. Изображая на векторных диаграммах положение кривошипной шейки, в этом случае следует иметь в виду, что обе диаграммы сил, действующих на шейку от каждого шатуна, будут одинаковы. Поэтому для всех последующих подсчетов и выводов достаточно построения только одной диаграммы.

Построение векторной диаграммы сил, действующих на подшипник шатуна, производят описанным ранее способом. В случае центрального и вильчатого шатунов построенная диаграмма относится к тому шатуну, головка которого вращается относительно кривошипной шейки.

Векторную диаграмму сил, действующих на коренную шейку и ее подшипник, строят так же, как и для однорядного двигателя.

Для удобства выполнения динамического расчета двигателя в табл. 6, 7, 8, 9, 10, 11 и 12 даны значения угла  $\beta$  и величин  $\cos \beta$ ;  $\operatorname{tg} \beta$ ;  $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ ;  $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ ;  $A = \left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta\right)$ ;  $E = \cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha$  для различных значений  $\alpha$  и  $\lambda$ .









Таблица 12

Величины  $E = (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$  в зависимости от  $\alpha$  и  $\lambda$ 

$\alpha^\circ$	Знак	$\lambda$										Знак	$\alpha^\circ$
		1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0		
0	+	1,312	1,294	1,277	1,263	1,250	1,238	1,227	1,217	1,209	1,200	+	360
10	+	1,278	1,260	1,245	1,230	1,220	1,210	1,198	1,189	1,180	1,173	+	350
20	+	1,178	1,165	1,152	1,141	1,131	1,122	1,114	1,106	1,099	1,093	+	340
30	+	1,022	1,013	1,005	0,998	0,991	0,985	0,979	0,975	0,970	0,966	+	330
40	+	0,820	0,817	0,814	0,811	0,809	0,807	0,805	0,804	0,802	0,802	+	320
50	+	0,588	0,592	0,595	0,597	0,599	0,601	0,603	0,605	0,606	0,608	+	310
60	+	0,344	0,353	0,361	0,368	0,375	0,380	0,386	0,391	0,396	0,400	+	300
70	+	0,103	0,116	0,129	0,140	0,150	0,160	0,168	0,175	0,182	0,189	+	290
80	-	0,120	0,103	0,087	0,073	0,061	0,050	0,039	0,030	0,022	0,014	-	280
90	-	0,312	0,294	0,278	0,263	0,250	0,238	0,227	0,217	0,208	0,200	-	270
100	-	0,467	0,450	0,435	0,420	0,408	0,397	0,387	0,378	0,369	0,362	-	260
110	-	0,581	0,567	0,555	0,543	0,533	0,524	0,516	0,508	0,501	0,495	-	250
120	-	0,656	0,647	0,638	0,631	0,625	0,619	0,614	0,608	0,604	0,600	-	240
130	-	0,697	0,694	0,691	0,688	0,686	0,684	0,682	0,680	0,679	0,677	-	230
140	-	0,712	0,715	0,718	0,720	0,723	0,725	0,726	0,728	0,730	0,731	-	220
150	-	0,709	0,719	0,727	0,734	0,741	0,747	0,752	0,757	0,762	0,766	-	210
160	-	0,700	0,714	0,727	0,738	0,748	0,754	0,765	0,773	0,780	0,786	-	200
170	-	0,691	0,708	0,724	0,738	0,750	0,761	0,771	0,780	0,789	0,797	-	190
180	-	0,687	0,706	0,722	0,737	0,750	0,762	0,773	0,783	0,792	0,800	-	180

## ГЛАВА V

### КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ

#### § 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Коленчатый вал является одной из наиболее ответственных, напряженных и дорогих деталей двигателя.

Вес вала составляет от 7 до 15% от веса двигателя. Наибольшие цифры относятся к легким двигателям с корпусом из легких сплавов. Стоимость изготовления вала достигает 25—30% от стоимости изготовления всего двигателя.

Вал воспринимает периодические нагрузки от давления газов, от сил инерции поступательно движущихся масс (также нагружающих его периодически) и от сил инерции вращательно движущихся масс. Эти силы вызывают трение и износ шеек вала и подшипников, усталостные явления в местах переходов шеек в щеки и в местах выходов масляных каналов, а также крутильные, поперечные и осевые колебания.

Основные требования, предъявляемые к конструкции вала, следующие:

- 1) достаточные прочность, жесткость и износостойкость при относительно небольшом весе;
- 2) отсутствие резонанса крутильных, поперечных и осевых колебаний;
- 3) высокая точность изготовления шатунных и коренных шеек, по размерам и форме;
- 4) достаточная поверхностная твердость шеек и степень чистоты обработки поверхности шеек;
- 5) статическая и динамическая уравновешенность;
- 6) для легких быстроходных двигателей — разгруженность коренных подшипников от центробежных сил.

#### § 2. ПРИМЕНЯЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Валы обычно изготавливают из стали ковкой и штамповкой.

Для валов стационарных и судовых двигателей применяют стали 35, 40, 45, 50, 35Г2, 45Г2.

Для валов быстроходных стационарных и судовых двигателей применяют те же стали, а также хромоникелевые и хромомолибденовые стали 40ХН, 30ХМА, 18ХНВА, 18ХНМА, 40Х, 40ХН и др.

В автомобильных и тракторных двигателях применяют углеродистые стали 40, 45, 50Г, 40Х и 45Г2.

В легких двигателях повышенной мощности применяют, кроме указанных сталей, хромованадиевые, хромомолибденовые, хромоникелевые и хромоникельмолибденовые стали 30ХМА, 40ХН, 18ХНВА, 18ХНМА, 50ХНМА, 25ХН4ВА.

В автомобильных и тракторных двигателях, а также в судовых и стационарных применяют литые валы из специального модифицированного чугуна и стальные литые валы.

Ориентировочные значения предела прочности, предела упругости и предела выносливости сталей, применяемых для изготовления валов двигателей различных назначений, приведены в табл. 13.

Таблица 13

**Механические качества сталей, применяемых для валов различных двигателей**

Двигатели	$\sigma_B$ в кг/мм <sup>2</sup>	$\sigma_u$ в кг/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{-1}$ в кг/мм <sup>2</sup>	$\tau_{-1}$ в кг/мм <sup>2</sup>
Стационарные и судовые . . . . .	48—65	27—40	15—30	12—15
Быстроходные судовые и авто- тракторные . . . . .	70—85	50—65	35—38	15—25
Легкие—повышенной мощности	85—120	65—95	38—60	25—30

В случае применения твердых сплавов для подшипников, в частности, свинцовистой бронзы, шейкам придают высокую твердость термообработкой. Термообработку применяют для повышения износостойкости и в случае баббитовой заливки подшипников.

При изготовлении вала требуется большая точность в отношении параллельности осей шеек и перпендикулярности их к оси шатуна: отсутствие эллипсности, конусности, корсетности и бочкообразности шеек, точность угла между кривошипами и чистота обработки трущихся поверхностей.

### § 3. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ ВАЛА

Взаимное расположение колен вала зависит от числа тактов двигателя, числа и расположения цилиндров и порядка работы цилиндров.

Колена вала располагают так, чтобы получить:

- 1) наибольшую равномерность хода, т. е. равномерность изменения крутящего момента по времени;
- 2) наилучшую уравновешенность двигателя;
- 3) наименьшие напряжения от крутильных колебаний;
- 4) наилучшее использование энергии выпускных газов при наличии газовой турбины.

5) равномерное нагружение частей коленчатого вала: последовательно работающие цилиндры не должны быть смежными, а должны быть расположены по возможности с разных сторон от среднего коренного подшипника.

Размеры элементов колена вала определяются в основном расстоянием между осями цилиндров, в свою очередь определяемым диаметром цилиндра, толщиной стенок гильзы и рубашки цилиндра, пространством для охлаждающей жидкости, а также каналами для продувочного воздуха и газов в случае двухтактного двигателя.

При уменьшении расстояния между осями цилиндров, наряду с уменьшением габаритов двигателя увеличиваются жесткость и прочность вала, но работа подшипников вследствие уменьшения их длины может стать ненадежной.

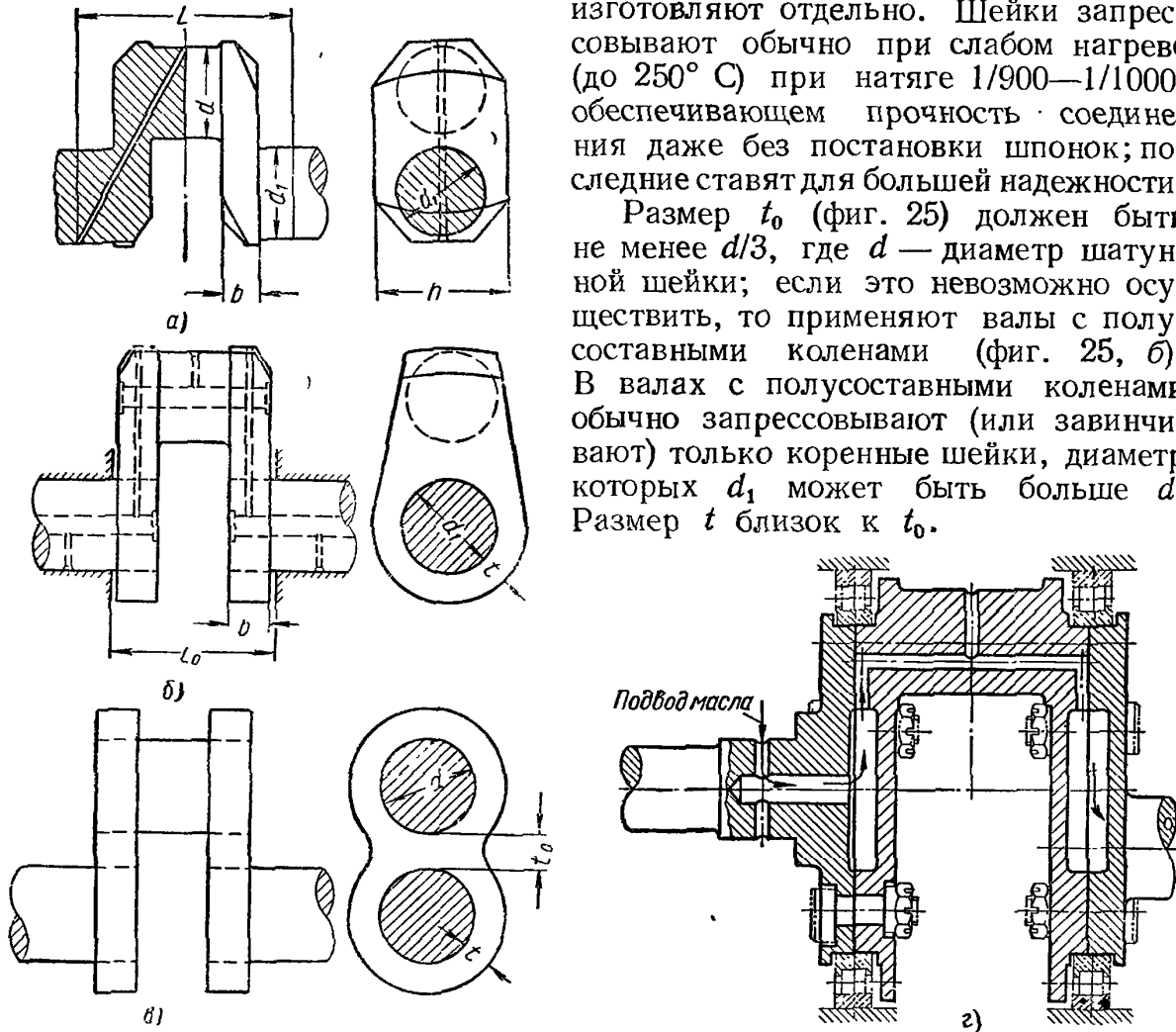
В зависимости от размера шеек и щек, а также от числа колен валы изготовляют:

- 1) целыми (фиг. 25, а);
- 2) с составными коленами (фиг. 25, б и в);
- 3) составными из двух или большего числа участков, соединяемых фланцами,

Целые валы применяют в двигателях внутреннего сгорания всех типов.

Валы с составными коленами применяют в крупных двигателях при радиусе кривошипа более 450—500 мм; шейки и щеки их изготавливают отдельно. Шейки запрессовывают обычно при слабом нагреве (до 250° С) при натяге 1/900—1/1000, обеспечивающем прочность соединения даже без постановки шпонок; последние ставят для большей надежности.

Размер  $t_0$  (фиг. 25) должен быть не менее  $d/3$ , где  $d$  — диаметр шатунной шейки; если это невозможно осуществить, то применяют валы с полусоставными коленами (фиг. 25, б). В валах с полусоставными коленами обычно запрессовывают (или завинчивают) только коренные шейки, диаметр которых  $d_1$  может быть больше  $d$ . Размер  $t$  близок к  $t_0$ .

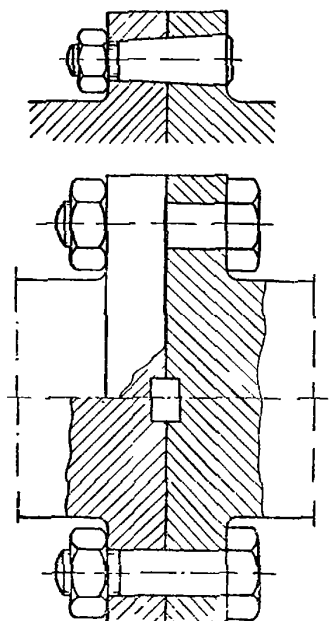


Фиг. 25. Целые и составные колена вала.

В легких двигателях повышенной быстроходности иногда применяют валы с составными коленами, в которых коренные шейки и щеки составляют одно целое; отдельные части вала стягиваются болтами (фиг. 25, з). В этом случае вал большей частью устанавливают на подшипниках качения. Составные валы применяют также в звездообразных двигателях и в мотоциклетных двигателях малой мощности.

Части колена звездообразных двигателей соединяют или на шлицах или болтом, стягивающим разрезную щеку.

Составные валы из нескольких участков соединяют фланцами, откованными заодно с валом; фланцы имеют центрирующие заточки или монтажные центрирующие шайбы (фиг. 26). Последние закладывают между фланцами лишь на время развертки отверстий для болтов. После проверки линии вала шайбы удаляют и фланцы жестко соединяют болтами, которые и служат для центровки. Это позволяет в дальнейшем разбирать части вала без его осевой передвижки.



Фиг. 26. Соединительный фланец вала

### Число опор и его влияние на конструктивную форму вала

Число опор, превышающее на единицу число колен, встречается наиболее часто. В частности, двигатели с воспламенением от сжатия всех типов имеют, как правило, указанное число опор. Карбюраторные автомобильные и тракторные двигатели, а также промышленные и судовые двигатели малой мощности имеют часто меньшее число опор, в этом случае между двумя опорами располагают два колена вала, и как исключение, три или четыре колена. При такой конструкции можно сократить длину вала и габариты двигателя. При двух опорах уже можно применить подшипники качения без усложнения сборки. Уменьшение числа опор вызывает увеличение деформации вала и нагрузки на подшипники, связанные с увеличением износа подшипников и шеек. Во избежание этого приходится увеличивать размеры, что утяжеляет вал.

В однорядных и двухрядных звездообразных двигателях вал обычно имеет соответственно две и три опоры и его выполняют более жестким.

В случае применения на шатунных шейках подшипников качения, надеваемых через колена вала, необходимо увеличивать диаметр шеек при некотором уменьшении размеров щек, вследствие чего увеличиваются габариты и утяжеляются шатуны.

### Конструкции элементов колена

Вал состоит из колена, конца со стороны отбора мощности (иногда называемого носком) и заднего (свободного) конца вала.

Обычная конструкция колена вала двигателя промышленного назначения показана на фиг. 27, а.

Конец вала со стороны отбора мощности для соединения с генератором, муфтой, маховиком, втулкой, винтом, упругим элементом и т. д. имеет участок со шлицами или фланцем. На шейке его иногда монтируют шестерню передачи к распределительному валу.

В легких двигателях с редукторами на этом конце имеется шейка для упорного подшипника, предохраняющего вал от осевых перемещений, и для зубчатого колеса редуктора.

Коренные шейки, как правило, выполняются все одинакового диаметра  $d_1$ . Переменные размеры (увеличение диаметра по направлению к концу, с которого снимается мощность) встречались лишь в отдельных конструкциях легких двигателей. Крайняя коренная шейка, считая со стороны отбора мощности или с противоположной стороны, обычно фиксирует вал от осевых перемещений. Иногда вал фиксируется на средней шейке.

Шатунные шейки выполняются или того же диаметра, что и коренные, или нередко, особенно в быстроходных двигателях, меньшего диаметра. Как коренные, так и шатунные шейки часто высверливают для уменьшения веса. Этим проверяют также и доброкачественность поковок (отсутствие трещин, усадочных раковин и т. д.). Полости внутри шеек служат каналами для подвода смазки.

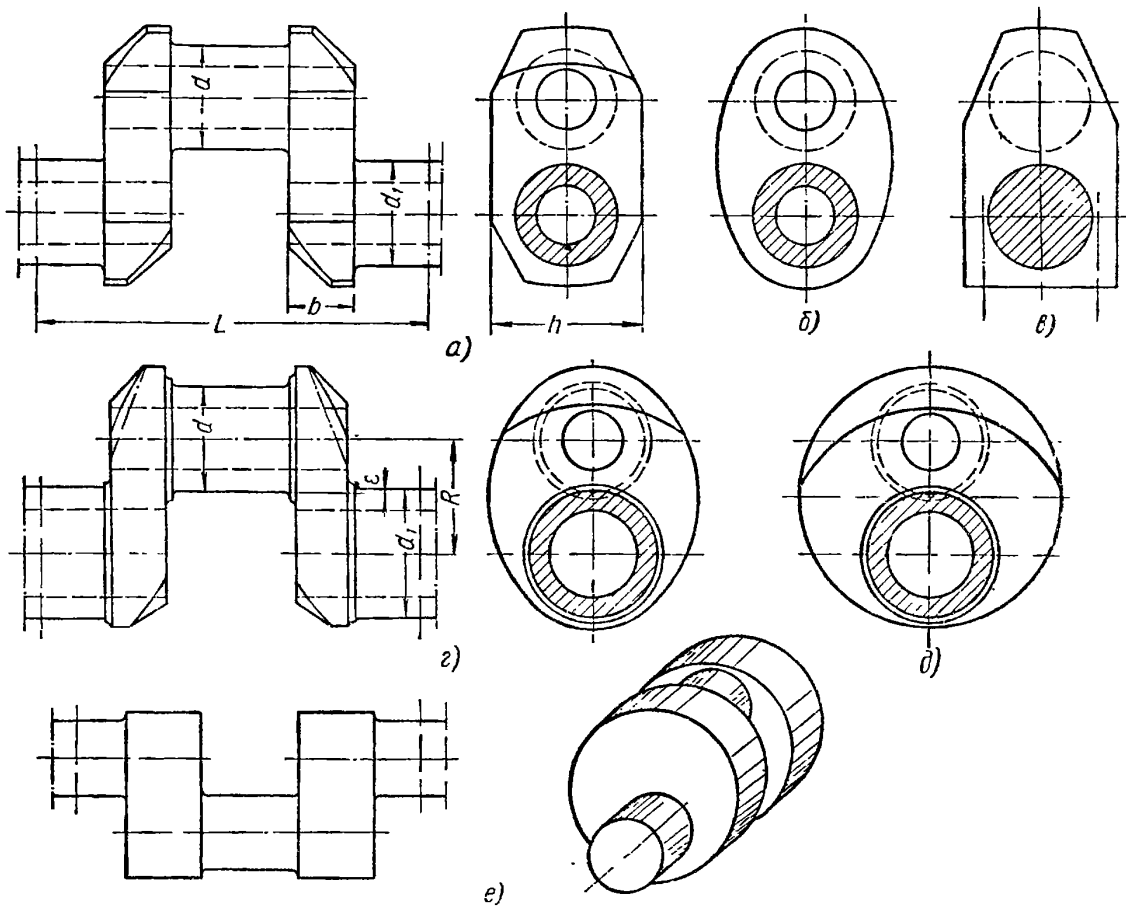
При уменьшении длины шеек, кроме повышения удельного давления, нарушается масляная пленка.

Для уменьшения нагружения коренных подшипников неуравновешенными массами колена увеличивают диаметр полости в шатунной шейке или смещают ее от оси вала, располагая эксцентрично к оси шатунной шейки.

Коренные шейки чаще, чем шатунные, выполняют без полостей. Однако для более простой канализации масла и в этом случае рационально применять полые шейки в двигателях всех назначений.

Щеки коленчатых валов выполняют разнообразной формы: призматическими (в частности прямоугольными), овальными (эллиптическими), круглыми (фиг. 27, а, б, г и д). Эллиптические и круглые щеки применяются главным образом в валах быстроходных и легких двигателей повышенной мощности.

Наиболее простой в изготовлении является щека прямоугольной формы, наиболее сложной — овальная щека. Для лучшего использования материала неработающие наиболее удаленные от оси вала части щек срезаются (фиг. 27, в),



Фиг. 27. Эскизы колен вала.

вследствие чего уменьшаются неуравновешенные массы вращающихся частей и вес вала.

В результате изготовления штамповкой валы автомобильных и тракторных двигателей часто имеют прямоугольные щеки со скругленными краями. В этих двигателях применяют также и валы со щеками овальной формы. Если между опорами расположены два колена, приходится применять длинные щеки, что усложняет и утяжеляет вал. Для максимального сокращения длины двигателя применяют конструкции коленчатого вала без щек (фиг. 27, е, а также фиг. 25, г). В этом случае картер выполняют неразъемным. Вал монтируют с торца.

Круглые щеки (фиг. 27, д) имеют следующие преимущества: возможность уменьшения толщины щек и увеличения длины шеек, что способствует уменьшению их износа, а также более простая обработка щек. Однако исследования последних лет показывают, что эллиптические щеки, приближающиеся к круглым (фиг. 27, г), имеют не меньшую усталостную прочность при несколько меньшем весе.



В случае применения уменьшенного отношения  $\frac{S}{D}$  в сочетании с увеличенными диаметрами шеек можно получить перекрытие шеек  $\epsilon = \frac{d+d_1}{2} - R$  (фиг. 27, *г* и *д*), при этом повышается прочность и появляется возможность уменьшения толщины *b* щеки без увеличения ее ширины *h*.

Переходы от щек к шейкам следует осуществлять с относительно большим радиусом закруглений (галтелей) для уменьшения концентрации напряжений. Увеличению радиуса галтели препятствует уменьшение рабочей длины шейки.

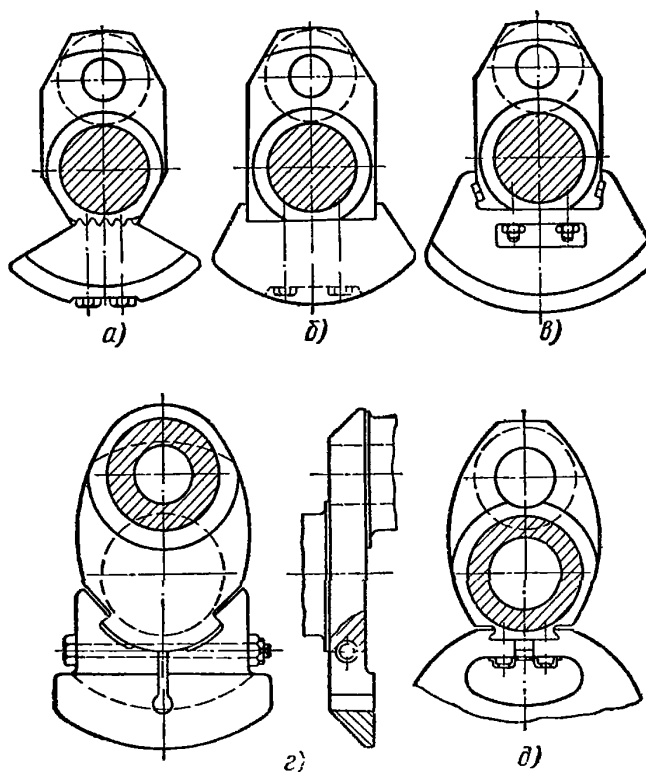
В легких двигателях при шлифовке шеек для устранения задевания камнем торцевых поверхностей шейки сопрягают не непосредственно со щеками, а со специальными отшлифованными и отполированными кольцевыми буртиками, ограничивающими перемещение в осевом направлении кривошипной головки шатуна (фиг. 27, *з*). Диаметр этих буртиков на 8—15 мм больше диаметра шейки, а толщина равна 0,5—1 мм. Так как буртики, в свою очередь, сопрягаются со щеками галтелями радиусом не менее 0,5—1,0 мм, то в результате получается сопряжение двумя радиусами, вследствие чего уменьшается концентрация напряжений.

Противовесы служат для уравнивания неуравновешенных сил и моментов сил инерции, а также для разгрузки подшипников коренных шеек от центробежных сил шатунной шейки и шатуна и неуравновешенной части щек.

Для уменьшения веса противовесы следует конструировать таким образом, чтобы их центр тяжести был расположен на возможно большем расстоянии от оси вала. Размеры в радиальном направлении ограничиваются условиями прохода противовесов внутри картера и около цилиндра и направляющей части поршня при его положении в н. м. т. Толщина противовесов определяется условием прохода шатуна между противовесами. В отдельных случаях для увеличения массы применяют заливку свинцом специальной полости в теле противовеса.

Противовесы выполняют или за одно целое со щеками или отдельно от них. В стационарных и судовых тихоходных двигателях противовесы часто не применяют, но предусматривают в отдельных случаях возможность их постановки (фиг. 27, *в*). Противовесы обычно имеют форму неполного сектора или сегмента, их крепят шпильками или болтами.

На фиг. 28 даны способы крепления противовесов. Крепления по схемам, показанным на фиг. 28, *в*, *г* и *д*, более надежны так как в них предусмотрена разгрузка болтов от сил инерции. В случае креплений по схемам, показанным на фиг. 28, *а* и *б*, не исключены случаи разрыва болтов при повышении числа оборотов вала.



Фиг. 28. Крепление противовесов к щеке вала.

В схеме (фиг. 28, *в*) болты разгружаются шпонками, работающими на срез, в схемах (фиг. 28, *г* и *д*) — зубцами противовеса; болты в этом случае работают на растяжение от силы затяжки.

В легких двигателях повышенной мощности противовесы чаще выполняют за одно целое со щеками, при этом хотя и усложняется изготовление вала, но увеличивается надежность работы конструкции.

В некоторых случаях противовесы приваривают к щекам коленчатого вала. Недостатком такой конструкции является нарушение структуры материала вала, особенно при изготовлении вала из легированных сталей. В двигателях автомобильного и тракторного типа нередко противовесы устанавливают не на всех щеках.

В двигателях с кривошипно-камерной продувкой противовесы служат также и для заполнения кривошипной камеры, а следовательно, и уменьшения вредного пространства и получения требуемого давления продувочного воздуха. Иногда противовесы крайнего колена выполняют как гасители крутильных колебаний.

**С в о б о д н ы й к о н е ц в а л а.** На конце вала со стороны, противоположной отбору мощности, монтируют обычно шестерни, приводящие в действие масляный и водяной насосы, топливный насос и подкачивающий топливный насос. Здесь же располагают дополнительный кривошип или какой-либо другой механизм, приводящий в движение продувочный насос, пусковой компрессор и вспомогательные агрегаты. В некоторых конструкциях двигателей шестерню привода распределения монтируют на том же конце вала. В автомобильных и тракторных двигателях на этом конце располагают шкив привода вентилятора, храповик, для пуска двигателя от руки и в некоторых случаях гаситель крутильных колебаний.

Смазка коренных и шатунных шеек обычно бывает циркуляционная под давлением. Вал служит маслопроводом системы смазки. Наиболее часто масло подводится из масляной магистрали по ответвлениям к коренным подшипникам под давлением 3—8 кг/см<sup>2</sup>. Из наименее нагруженных коренных подшипников масло поступает в полости коренных шеек вала, а оттуда — по каналам в щеках и шатунных шейках — в масляный зазор шатунных подшипников. Для повышения давления подачи масла во внутренние полости коренных шеек и далее к поверхности шатунных шеек отверстия в коренных шейках рационально располагать в области наибольшего давления.

Смазка к поверхности шатунной шейки подводится по косому каналу или отдельным прямым каналам. Выход канала целесообразно делать в месте наименьшего износа. Одновременно необходимо учитывать, что максимальные напряжения от усталости возникают при наличии канала, выходящего на поверхность шатунной шейки в средней плоскости колена. Это обуславливает необходимость смещения выхода канала из указанной плоскости.

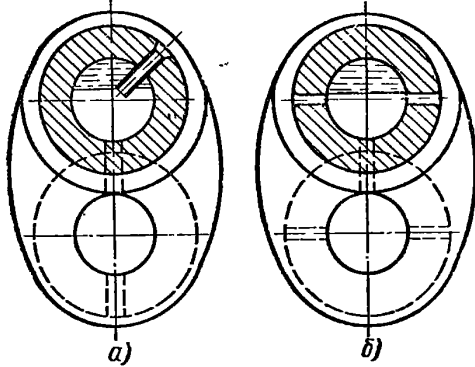
Так как в масле имеются примеси: частицы металла, кокса, грязи, следует применять устройства, препятствующие попаданию в масляный зазор. Большей частью эти функции выполняют маслопроводные трубки, завальцованные или прикрепленные каким-либо иным способом к стенке шатунной шейки, трубки опускаются на значительную глубину в полость шатунных шеек (фиг. 29, *а*).

Аналогичный результат можно получить, располагая масляные каналы перпендикулярно плоскости колена (фиг. 29, *б*). На фиг. 30 показаны способы монтажа маслопроводных трубок. Наружные концы трубок расчеканивают или развальцовывают.

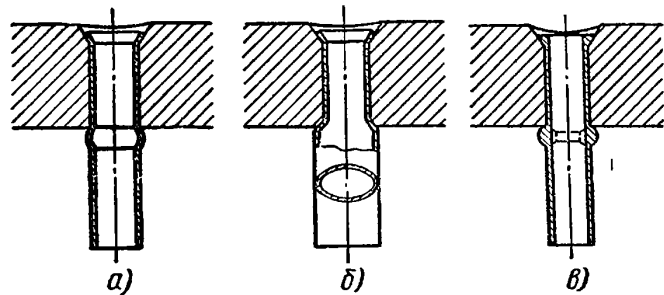
На фиг. 30, *а* изображена тянутая трубка с предварительно накатанным валиком, на фиг. 30, *б* — овальная. Трубка, изображенная на фиг. 30, *в*, точеная, выполнена с сужением внутреннего канала. После монтажа трубку раздают оправкой.

На фиг. 31 показаны основные способы канализации масла в полостях коленчатого вала.

В конструкции по схеме (фиг. 31, а) обеспечена ускоренная подача масла в пусковой период и несколько уменьшен вес двигателя. Однако на поверх-



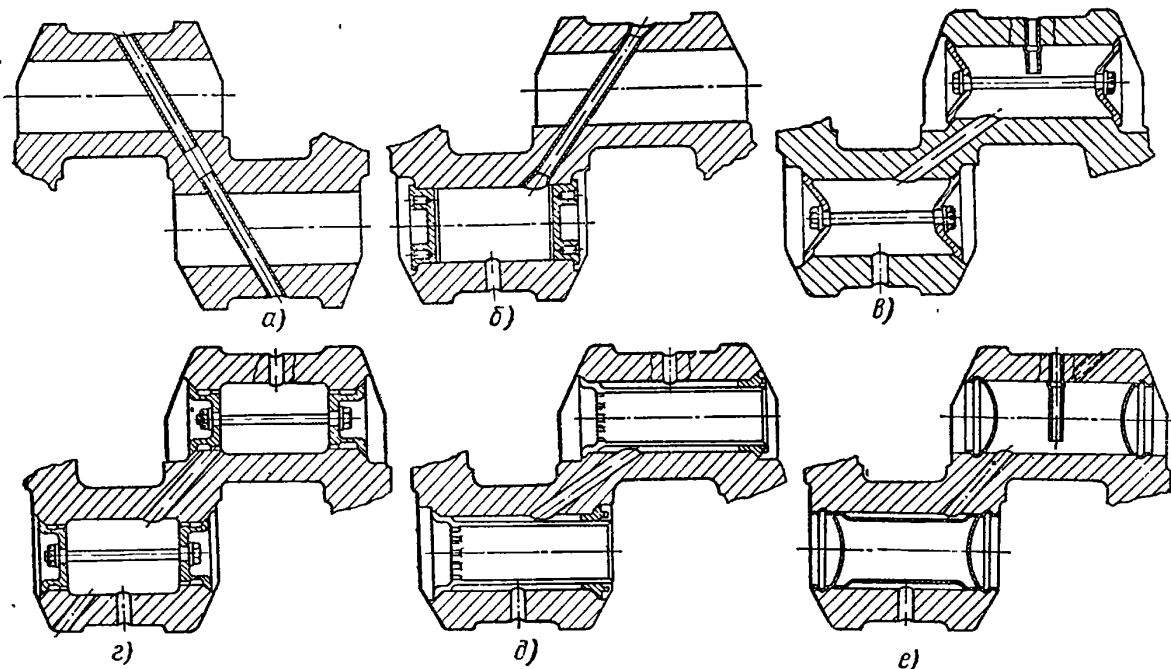
Фиг. 29. Способы очистки масла в полостях вала.



Фиг. 30. Монтаж масляных трубок в коленчатом валу.

ность шатунной шейки поступает загрязненное масло. От этого недостатка свободны конструкции по схеме (фиг. 31, в и е), в которых осуществляется центрифугирование масла. На схемах (фиг. 31, в, г и д) заглушки имеют конические фаски и притираются к валу.

Крепление заглушек как на резьбе, так и с помощью завальцовки, имеет серьезные недостатки. При резьбовом креплении предел выносливости пони-



Фиг. 31. Канализация масла в полостях коленчатого вала.

жается, завальцовка заглушек (фиг. 31, е) затрудняет осмотр и очистку масляных полостей.

Довольно часто применяют конструкцию по фиг. 31, б, отличающуюся простотой, в этом случае ставят плоские заглушки на прокладках.

Для уменьшения потерь картерного масла вал делают с гребнем, а иногда и с маслосгонной резьбой. Масло, попадающее на гребень, центробежной силой отбрасывается на стенки картера или на специальный отражатель.

В легких двигателях повышенной мощности осуществляется подвод масла к одному или к обоим концам коленчатого вала. Из полости вала

масло подается через радиальные каналы во все шейки. При такой схеме внутренние полости вала представляют собой резервуар для масла, смазывающего трущиеся поверхности и охлаждающего вал.

Преимущество этой схемы — хорошее отделение загрязняющих примесей в первых же шатунных шейках вследствие влияния центробежной силы.

Недостатки схемы — относительно быстрое падение давления в направлении движения масла, значительный нагрев, вследствие чего уменьшается вязкость (в особенности при подводе масла с одного конца); необходимость выполнения в щеках каналов большого диаметра для уменьшения сопротивления при проходе масла, что вызывает ослабление щек.

В табл. 14 приведены соотношения размеров элементов колена.

Таблица 14

## Соотношения размеров элементов коленчатых валов двигателей

Основные параметры	Двигатели			
	Тихоходные стационарные и судовые	Быстроходные стационарные и судовые	Легкие с воспламенением от сжатия	Карбюраторные
Расстояние между серединами коренных опор (длина пролета)	(1,6—1,8) $D^*$ (1,7—1,8) $D^{**}$ (1,8—2,1) $D^{***}$	(1,1—1,5) $D^*$ (1,3—1,6) $D^{**}$ (1,6—1,7) $D^{***}$	(1,1—1,4) $D$	(1,10—1,25) $D$ — —
Диаметр шатунных щек . . . . .	(0,56—0,7) $D$	(0,56—0,75) $D$		(0,57—0,85) $D$
Диаметр коренных щек . . . . .	(0,56—0,75) $D$	(0,56—0,8) $D$	(0,65—0,9) $D$	(0,60—0,80) $D$
Диаметр внутренней полости . . . . .	(0,4—0,5) $d$	(0,6—0,75) $d$	(0,6—0,75) $d$	(0,6—0,8) $d$
Толщина щек целых колен . . . . .	(0,45—0,55) $d$	(0,30—0,5) $d$	(0,2—0,35) $d$	(0,15—0,35) $d$
Толщина щек составных колен . . . . .	(0,6—0,65) $d$	—	—	—
Ширина щек целых колен . . . . .	(1,30—1,6) $d$	(1,45—2,0) $d$	(1,45—2,0) $d$	—
Радиусы галтелей . . . . .	(0,05—0,07) $d$	(0,05—0,08) $d$	(0,07—0,1) $d$ не менее 2—3 мм	(0,06—0,1) $d$ не менее 2—3 мм

\* Для четырехтактных двигателей простого действия.  
 \*\* Для двухтактных двигателей простого действия.  
 \*\*\* Для двухтактных двигателей двойного действия.

При проектировании судовых двигателей, устанавливаемых на судах гражданского флота, основные размеры деталей должны соответствовать требованиям морского Регистра СССР.

Валы двигателей (коленчатые, упорные, промежуточные и гребные) должны иметь размеры не менее определяемых по формулам, указанным в Регистре СССР. (Формулы Регистра дают завышенные размеры).

Так, диаметр шейки коленчатого вала в мм

$$d = \sqrt[3]{\frac{D^2 p_z (S + L_0)}{C}},$$

где  $L_0$  — расстояние между внутренними кромками коренных подшипников в мм;

$D$  — диаметр цилиндра в мм;  
 $C$  — коэффициент, выбираемый по табл. 15;  
 $S$  — ход поршня в мм;  
 $p_z$  — максимальное давление в цилиндре в кг/см<sup>2</sup>.

Таблица 15

Значение коэффициента  $C$  для коленчатых валов двигателей

C	Число цилиндров			
	Двигатели простого действия		Двигатели двойного действия	
	четырехтактные	двухтактные	четырехтактные	двухтактные
490	2; 3; 4; 5 и 6	1; 2 и 3	1; 2 и 3	1
455	8	4	4	2 и 3
420	10 и 12	5 и 6	5 и 6	—
385	16	8	8	5 и 2 (щеки под углом 180°)
350	—	10	10	4 (щеки под углом 90°)
315	—	—	—	6
280	—	—	—	8

#### § 4. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Коленчатый вал представляет собой пространственную многократно статически неопределимую систему на упругих опорах, участки которой имеют различные жесткости.

Существующие методы расчета, основанные на рассмотрении системы как разрезной и как неразрезной, не дают правильных результатов.

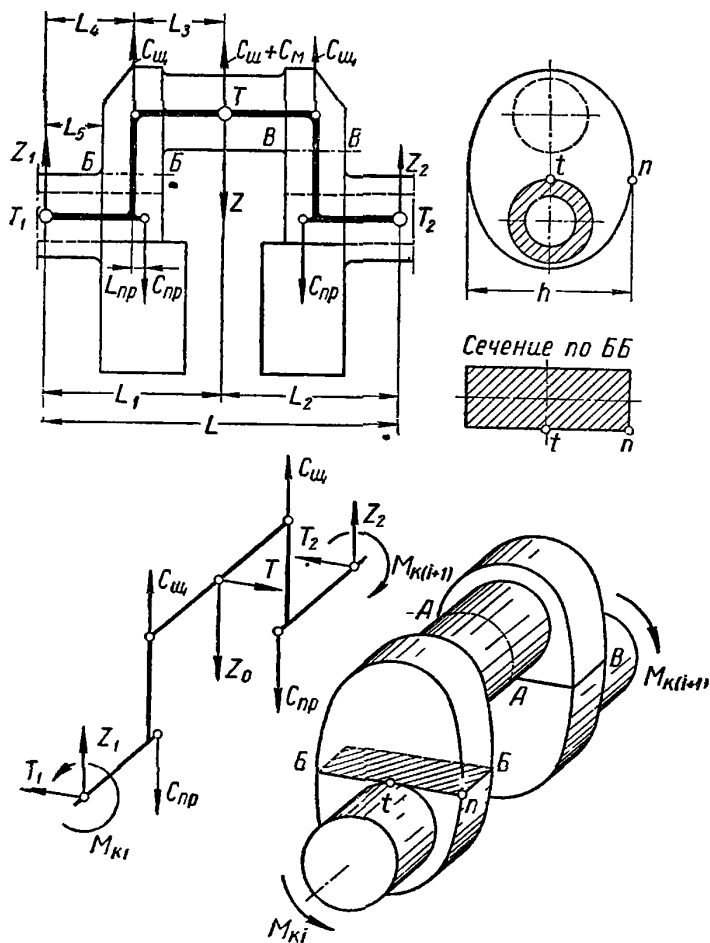
Метод расчета вала как разрезной системы не учитывает влияния надпорных изгибающих моментов, действующих в различных (продольных) плоскостях.

Метод расчета вала как неразрезной системы также не дает достаточно точных результатов, так как не учитывает влияния деформации картера, упругой осадки опор, несоосности подшипников и износа коренных шеек и вкладышей. Чем жестче картер, тем точнее результаты расчета вала как неразрезной системы. Если же величина упругой осадки опор того же порядка, что и деформация коленчатого вала, то условия его работы более близки к условиям работы разрезной системы.

Рассмотрим статический расчет коленчатого вала, т. е. без учета влияния знакопеременной нагрузки. Данный способ применяют еще в настоящее время при расчете валов тихоходных двигателей с умеренными значениями амплитуд изменения нагрузок. Сложная форма колена, а также трудность учета действительных условий работы приводит к тому, что действительные напряжения в элементах колена значительно отклоняются от номинальных, вычисляемых по формулам сопротивления материалов. Результаты экспериментальных исследований показывают, что напряжения даже вне зон концентрации фактически распределяются по иному закону, чем это вытекает из положений сопротивления материалов. Так, например, действительные эпюры касательных напряжений  $\tau'$  кручения шатунной шейки на внешней поверхности по среднему сечению имеют эллиптическую форму, в то время как эпюры номинальных напряжений  $\tau$  представляют собой окружности. Таким образом, значения расчетных напряжений в сечениях шеек и щек далеки от действительных и в лучшем случае пропорциональны последним. Большое количество статистических данных по расчетным напряжениям

в элементах коленчатых валов оправдывают использование рассматриваемого метода при расчете коленчатых валов тихоходных двигателей.

Нагрузка каждого колена вала получается весьма сложной и может быть выяснена только после ряда специальных подсчетов. Прежде всего выбирают порядок работы цилиндров двигателя и расположение кривошипов вала. После этого определяют величину сил и моментов, действующих на колена и коренные шейки при разных положениях коленчатого вала,



и находят наиболее нагруженное колено и его опасное положение, как это указано в гл. IV.

На фиг. 32 показаны колено и нагружающие его силы и моменты, а также реакции опор. Реакциям опоры со стороны отбора мощности будем приписывать индекс 1, реакциям с противоположной стороны — индекс 2. В направлении оси щеки действует сила  $Z_o$ , включающая силы давления газов, силы инерции поступательно-движущихся масс, силу инерции  $C_{щ}$  части шатуна, отнесенной к вращательно движущимся массам и силу инерции  $C_m$  шатунной (мотылевой) шейки (фиг. 32)

$$Z_o = Z - C_{щ} - C_m.$$

Кроме того, в направлении осей щек действуют силы инерции щек  $C_{щ}$  и противовесов  $C_{пр}$ .

Фиг. 32. Эскиз колена вала и схема нагружения

В дальнейшем для упрощения будем обозначать силу  $Z_o$  через  $Z$ . На фиг. 32 показаны крутящие моменты, действующие на коренные шейки  $i$  и  $i + 1$ .

Рассмотрим общий случай несимметричного колена

$$L_1 \neq L_2.$$

Опорные реакции определяют из равенств <sup>1</sup>

$$Z_1 = \frac{L_2}{L} (Z - 2C_{щ} + 2C_{пр});$$

$$T_1 = \frac{L_2}{L} T;$$

$$Z_2 = \frac{L_1}{L} (Z - 2C_{щ} + 2C_{пр});$$

$$T_2 = \frac{L_1}{L} T.$$

Нередко при расчете на прочность силами  $C_{щ}$  и  $C_{пр}$  пренебрегают.

<sup>1</sup> В отличие от гл. IV в этой и следующих главах силы  $Z, T, C_{щ}, C_m, C_{пр}$  и др. обозначают полные силы (в кг).

### Шатунная шейка

Наибольшие номинальные напряжения в шатунной шейке возникают в плоскости  $AA$ . Это касается в большинстве случаев и действительных напряжений, так как ось масляного канала обычно лежит в плоскости  $AA$  (или пересекает ее в месте выхода отверстия на поверхность шейки).

Изгибающие моменты, нагружающие рассматриваемое сечение.

Момент, действующий в плоскости кривошипа

$$M_z = Z_1 L_1 + C_{щ} L_3 - C_{np} (L_3 - L_{np}).$$

Момент, действующий в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа,

$$M_T = T_1 L_1.$$

Крутящий момент

$$M_k = M_{kt} - T_1 R.$$

Сложное напряжение по третьей теории прочности

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2} = \frac{\sqrt{M_z^2 + M_T^2 + M_k^2}}{W}, \quad (49)$$

где  $W$  — момент сопротивления изгибу.

Это напряжение относится к точке периферии шейки, в которой возникает наибольшее нормальное напряжение (точка  $n$ , фиг. 33).  $C_{щ}$  и  $C_{np}$  приняты равными нулю. Тангенциальное напряжение от поперечной силы в этой точке равно нулю.

При малом расстоянии между опорами  $L$  и больших диаметрах полых шеек следует определить также сложное напряжение с учетом влияния касательных напряжений изгиба.

Нормальное напряжение на периферии в произвольной точке  $q$ , лежащей под углом  $\psi$  к плоскости действия силы  $K = \sqrt{T^2 + Z^2}$  (плоскости изгиба  $YY$ ), определим из выражения

$$\tau_q = \frac{K_1 L_1}{W} \cos \psi = \sigma \cos \psi, \quad (50)$$

где

$$K_1 = \sqrt{T_1^2 + Z_1^2}.$$

В той же точке  $q$  возникает тангенциальное напряжение  $\tau$  от крутящего момента (постоянное по величине по всей периферии), равное  $\frac{M_k}{2W}$  и тангенциальное напряжение  $\tau_q$  от поперечной силы  $K_1$

$$\tau_q = \frac{K_1 S}{J(d - d_0)} \sin \psi = \tau_0 \sin \psi. \quad (51)$$

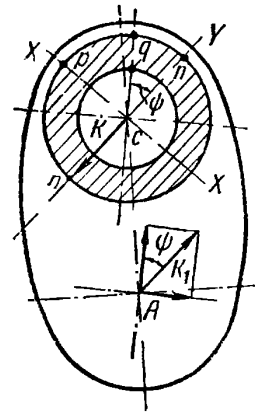
где  $\tau_0$  — тангенциальное напряжение изгиба на нейтральной оси; равное  $\frac{K_1 S}{J(d - d_0)}$ ;

$d_0$  — диаметр внутренней полости;

$S$  — статический момент полукольца относительно нейтральной оси, равный  $\frac{d^3 - d_0^3}{12}$ ;

$J$  — момент инерции сечения относительно нейтральной оси

$$\tau_q = K_1 \frac{64}{\pi} \cdot \frac{d^3 - d_0^3}{(d^4 - d_0^4) 12 (d - d_0)} \sin \psi$$



Фиг. 33. Распределение напряжений в шатунной шейке.

или

$$\tau_q = 1,7K_1 \frac{d^2 + d_1^2 + dd_1}{d^4 - d_0^4} \sin \psi. \quad (52)$$

Сложное напряжение в точке  $q$  по третьей теории прочности

$$\sigma_\tau = \sqrt{(\sigma_q \cos \psi)^2 + 4(\tau + \tau_q)^2}. \quad (53)$$

Очень часто при малом расстоянии между опорами с достаточной для практики точностью можно ограничиться определением напряжений в точке  $n$  по формуле (49) и в точке  $p$ , лежащей на нейтральной оси. В этом случае  $\psi = 0$  и формула для сложного напряжения в точке  $p$  будет иметь вид

$$\sigma_\tau = 2(\tau + \tau_0). \quad (54)$$

### Щеки

Для щеки, расположенной со стороны отбора мощности, при указанном на фиг. 32 направлении сил опасным сечением является сечение  $ББ$ .

В этом сечении действуют:  
изгибающий момент в плоскости кривошипа

$$M_z = Z_1 L_4 + C_{np} L_{np},$$

изгибающий момент в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа

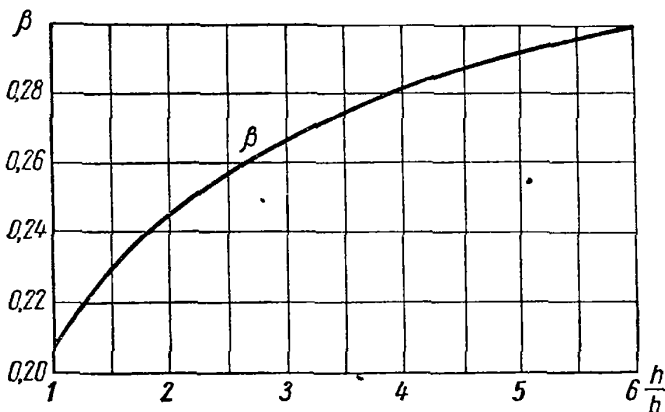
$$M_T = M_{ki} - T_1 \frac{d_1}{2},$$

сжимающая сила

$$Z_1 - C_{np}.$$

крутящий момент

$$M_k = T_1 L_4.$$



Фиг. 34. Зависимость коэффициента  $\beta$  от отношения толщины щеки  $b$  к ее ширине  $h$ .

Наибольшие номинальные напряжения в щеке возникают в одной из угловых точек сечения и в середине широкой стороны.

Сложное напряжение в угловой точке сечения определяется как сумма нормальных напряжений изгиба в двух плоскостях и напряжения от сжимающей силы. Наиболее напряженной является точка  $n$ , в которой эти силы вызывают сжатие волокон.

Напряжение сжатия

$$\begin{aligned} \sigma_{сж} = \sigma \frac{M_z}{b^2 h} + 6 \frac{M_T}{bh^2} + \frac{Z_1 - C_{np}}{bh} = 6 \frac{Z_1 L_4 + C_{np} L_{np}}{b^2 h} + \\ + \frac{M_{ki} - T_1 \frac{d_1}{2}}{bh^2} + \frac{Z_1 - C_{np}}{bh}. \end{aligned} \quad (55)$$

В точке  $t$  возникают напряжения от моментов  $M_z$  и  $M_k$  и от сил  $Z_1$  и  $Z_{np}$

$$\sigma = M_z + \frac{Z_1 - C_{np}}{bh}, \quad (56)$$

$$\tau = \frac{M_k}{\beta b \cdot h} = \frac{T_1 L_4}{\beta b^2 h}, \quad (57)$$

где  $\beta$  определится из графика (фиг. 34).



Сложное напряжение по третьей теории прочности

$$\sigma_{\tau} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (58)$$

Для щеки, расположенной со стороны, противоположной стороне отбора мощности, напряжения определяются аналогично. Опасным сечением в этом случае является сечение *ВВ* (фиг. 32), так как величина изгибающего момента  $M_T$  определяется как сумма  $M_{ki+1}$  и момента от реакции  $T_2$ ,

$$M_T = M_{ki+1} + T_2 \frac{d_1}{2}.$$

**Коренная шейка**

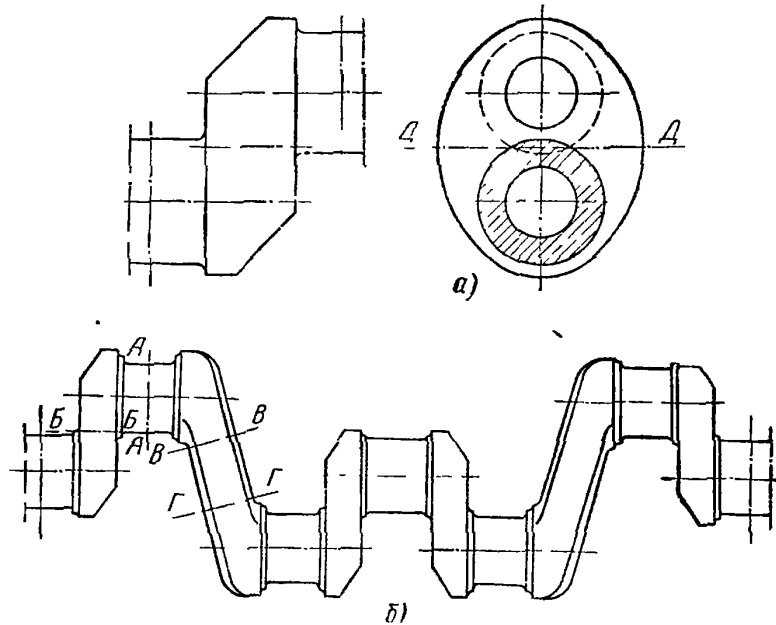
На основании принятой схемы нагружения колена (фиг. 32) находим выражения изгибающего и крутящего моментов в сечении шейки, граничащем с щекой

$$M = \sqrt{Z_1^2 + T_1^2} L_5;$$

$$M_k = M_{ki}.$$

Сложное напряжение по третьей теории прочности

$$\sigma_{\tau} = \frac{\sqrt{M^2 + M_k^2}}{W}. \quad (59)$$



Фиг. 35. Эскизы колен вала: *a* — с перекрытием шеек; *б* — с длинной щекой.

При расчете вала с перекрытием шеек напряжения условно определяют в сечении *ДД* щеки (фиг. 35, *a*) аналогично предыдущему. Влияние упрочнения щеки не учитывают. При расчете вала с длинной щекой (фиг. 35, *б*) напряжения в шейках и коротких щеках определяют аналогично изложенному выше. Расчетными являются сечения *АА* и *ББ*. В длинной щеке напряжения определяют в сечениях *ВВ* и *ГГ*.

В табл. 16 даны значения допускаемых напряжений в  $кг/см^2$  в элементах колена.

Таблица 16

**Значения допускаемых напряжений в элементах колена**

Двигатели	Материал	Шатунная шейка	Щека	Коренная шейка
Стационарные и судовые	Углеродистая сталь	700—1000	800—1200	500—800
Быстроходные двигатели. Автотракторные	Углеродистая и легированная стали . . . .	800—1200	1200—1800	600—1000
Легкие двигатели повышенной мощности	Легированная сталь .	1000—1500	1600—2800	800—1200

### § 5. РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ЗНАКОПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ

Анализ поломок коленчатых валов показывает, что большей частью изломы имеют усталостный характер. Разрушение начинается от зон наибольших концентраций напряжений, расположенных у краев отверстий для смазки в шатунных и коренных шейках или у галтелей сопряжений щек с шейками.

Переменные крутящие моменты, нагружающие шейки, вызывают трещины у краев отверстий, распространяющиеся по спирали, в направлении, перпендикулярном к главным нормальным напряжениям. Влияние изгибающих моментов менее значительно. Так как края отверстия для смазки часто имеют меньшие радиусы закругления с внутренней стороны полости, чем с внешней (у наружной поверхности полый шейки), трещины иногда возникают с внутренней стороны, несмотря на то, что номинальные напряжения в этом месте меньше, чем на наружной поверхности. Трещины в щеках обычно начинаются в галтелях сопряжений щек с шейками, около середины длинной стороны щеки. Главное влияние оказывают переменные изгибающие моменты, действующие в плоскости колена.

Применяемый в настоящее время способ расчета на прочность коленчатых валов быстроходных двигателей учитывает концентрацию напряжений у краев смазочных отверстий и в галтелях сопряжений щек с шейками совместно с влиянием знакопеременной нагрузки. Вал рассматривается как разрезная система.

Наибольшее число расчетов проведено применительно к легким двигателям повышенной мощности.

Результаты расчетов показывают, что запасы прочности коренных щек получаются одинаковыми в случае расчета как по разрезной, так и по неразрезной схемам. Запасы прочности шатунных щек также сравнительно мало зависят от схемы расчетов. По исследованиям Р. С. Кинашвили для легких двигателей запасы прочности шатунных щек при расчете вала как разрезной системы получаются на 5—8% меньше, чем при расчете вала как неразрезной системы. Значительная разница получается в запасах прочности в галтелях сопряжений щек с шейками: для крайних щек запасы прочности при расчете вала по разрезной схеме получаются на 30—40% меньше, чем при расчете по неразрезной схеме, для промежуточных же щек разница получается в сотни процентов вследствие того, что при расчете не учитывается разгружающее действие опорных моментов.

Расчет щек и щек ведется по следующим формулам:

запас прочности по нормальным напряжениям по формуле (5)

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m};$$

запас прочности по тангенциальным напряжениям по формуле (6)

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}.$$

Значения  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  для различных сталей приведены в § 2. При расчетах коленчатых валов из легированной стали, применяемой для валов быстроходных двигателей повышенной мощности, нередко принимают:

$$\sigma_{-1} = 5500 \text{ кг/см}^2; \quad \tau_{-1} = 3000 \text{ кг/см}^2.$$

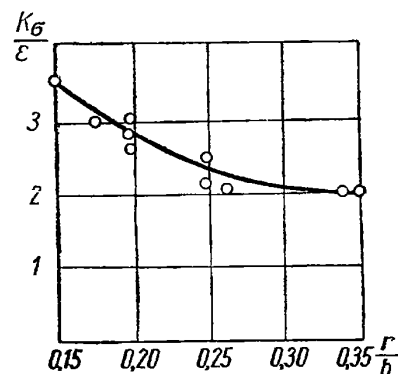
Для шатунных и коренных щек эффективные коэффициенты концентрации у краев смазочных отверстий с учетом масштабного фактора, отнесен-

ные к номинальным напряжениям в поперечном сечении шеек, принимаются равными:

$$\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} = \frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} = 2,5.$$

Эффективный коэффициент концентрации для галтслей щек при изгибе в плоскости колена (у входящего угла, в месте перехода щеки в шейку) зависит: от отношения радиуса  $r$  галтели к толщине щеки  $b$ , от отношения внешних диаметров коренной и шатунной шеек к диаметрам внутренних каналов, от величины перекрытия шеек, от абсолютных размеров и способа изготовления колен вала. Величину  $\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}}$  с достаточной для практики точностью можно определять по графику ее зависимости от отношения радиуса галтели  $r$  к толщине щеки  $b$  (фиг. 36).

Коэффициенты концентрации  $\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}}$  отнесены к номинальным нормальным напряжениям в поперечном сечении щеки. Диаграмма построена на основе результатов экспериментальных исследований коленчатых валов в натуральную величину.



Фиг. 36. Зависимость  $\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}}$  при изгибе в галтели от  $\frac{r}{b}$ .

Значения коэффициента концентрации  $\frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}}$  в сечениях щек еще не установлены. Для галтелей щек при кручении коренных шеек вала принимают  $\frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} = 2$ . Данный коэффициент концентрации отнесен к поперечному сечению шейки вблизи галтели.

При проведении расчета на прочность определяют максимальное и минимальное номинальные напряжения в опасных точках сечения шеек и щек. Для этого подсчитывают номинальные напряжения при разных положениях вала за полный цикл работы двигателя и находят экстремальные значения напряжений. В большинстве случаев положения вала, соответствующие экстремальным напряжениям, выявляются из таблиц для сил и моментов нагружающих вал (см. гл. IV). По этим таблицам определяют максимальные и минимальные напряжения, амплитуду и среднее напряжение цикла.

Влияние асимметрии цикла на величину запаса прочности  $n_{\tau}$  для касательных напряжений незначительно вследствие малой величины коэффициента  $\psi_{\tau}$ .

На величину запаса прочности  $n_{\sigma}$  для нормальных напряжений асимметрия цикла влияет более значительно ( $\psi_{\sigma} \approx 0,1 \div 0,2$ ). Как показывают результаты расчетов, при определении не только  $n_{\tau}$ , но и  $n_{\sigma}$  допустимо пренебрегать слагаемыми, содержащими величины средних напряжений.

### Запасы прочности коренных шеек

Коренные шейки испытывают сложные напряжения. Однако основное воздействие оказывают крутящие моменты, влияние изгиба весьма незначительно.

Запасы прочности, подсчитанные с учетом изгиба, получаются лишь на 2—3% меньшими, чем подсчитанные без учета изгиба. Поэтому допустимо запасы прочности в коренных шейках определять с учетом только кручения.

По составленной таблице крутящих моментов (см. гл. IV), передаваемых коренными шейками, можно определить максимальное и минимальное значения крутящих моментов и по ним максимальное и минимальное напряжения и амплитуду цикла

$$\tau_{\max} = \frac{M_{ki \max}}{W_k}; \quad \tau_{\min} = \frac{M_{ki \min}}{W_k};$$

$$\tau_a = \frac{M_{ki \max} - M_{ki \min}}{2W_k},$$

где  $W_k$  — момент сопротивления кручению.

Формула для запаса прочности получает вид

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a} = 0,4 \frac{\tau_{-1}}{\tau_a}. \quad (60)$$

### Запасы прочности шатунных шеек

Шатунные шейки нагружаются переменными крутящими и изгибающими моментами. Запасы прочности от кручения и изгиба следует определять независимо один от другого.

Таблица крутящих моментов, передаваемых коренными шейками, и в этом случае служит основой для определения  $n_\tau$ .

Крутящий момент, действующий на шатунную шейку номера  $i$  (см. фиг. 32)

$$M_{kwi} = M_{ki} - T_1 R,$$

где  $M_i$  — крутящий момент, передаваемый левой коренной шейкой;

$T_1$  — реакция на левой опоре от силы  $T$ .

В общем случае следует, взяв значения  $M_{ki}$  из таблицы крутящих моментов и значения  $T$  из таблицы сил определить величины крутящих моментов  $M_{kwi}$ , действующих на шатунные шейки по углу поворота кривошипа. Подсчитанные значения целесообразно расположить в таблицу, составленную по форме 6. По такой таблице следует найти экстремальные значения крутящих моментов и запас прочности  $n_\tau$  так же, как и для коренной шейки

$$n_\tau = 0,4 \frac{\tau_{-1}}{\tau_a}.$$

ФОРМА 6

### Определение крутящих моментов, действующих на шатунные шейки

$\alpha^\circ$	Первая шейка			Вторая шейка			$i$ -ая шейка		
	$M_{k1}$	$T_1 R$	$M_{kwi} = M_{k1} - T_1 R$	$M_{k2}$	$T_1 R$	$M_{kwi} = M_{k2} - T_1 R$	$M_{ki}$	$T_1 R$	$M_{kwi} = M_{ki} - T_1 R$

Однако очень часто можно обойтись без составления в полном объеме таблицы крутящих моментов на шатунных шейках.

Анализируя таблицу  $M_{ki}$  можно установить области, в которых следует искать экстремальные значения  $M_{kwi}$ .

При учете тангенциальных напряжений изгиба следует пользоваться формулой (52). В этом случае  $\varphi$  — угол, образуемый осью отверстия для смазки с плоскостью действия силы  $K$  для данного положения колена. Полное тангенциальное напряжение

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{изм}}}{W_{\kappa}} + \tau_{\text{л}}$$

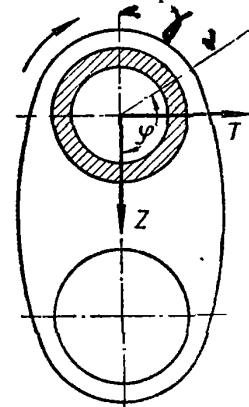
$$\tau_{\min} = \frac{M_{\text{изм}}}{W_{\kappa}} - \tau_{\text{л}}$$

Запас прочности шатунных шеек от изгиба определяют, основываясь на выражениях для изгибающих моментов  $M_z$  в плоскости кривошипа и  $M_T$  в плоскости, перпендикулярной ей, учитывая расположение отверстия для смазки (фиг. 37).

Если обозначить угол, образуемый осью отверстия с положительным направлением оси сил  $Z$ , через  $\varphi$ , то выражение изгибающего момента в плоскости, проходящей через ось отверстия перпендикулярно чертежу, напишем так:

$$M_0 = M_z \cos \varphi + M_T \sin \varphi = -\sin \varphi M_z + \cos \varphi M_T$$

Вычисление  $M_0$  удобно провести по форме 7 и установить экстремальные значения изгибающих моментов  $M_{0, \max}$  и  $M_{0, \min}$ . Как и в предыдущем случае, определение этих моментов часто может быть проведено и без составления таблицы.



Фиг. 37. Схема определения изгибающего момента, действующего в плоскости расположения отверстия для смазки шатунной шейки.

ФОРМА 7

Определение изгибающего момента  $M_0$ , действующего в плоскости расположения отверстия для смазки

$\alpha^\circ$	$Z_1$	$T_1$	$M_z$	$M_T$	$M_z \cos \varphi$	$M_T \sin \varphi$	$M_0$

При расположении отверстия в плоскости, перпендикулярной плоскости колена ( $\varphi = 90^\circ$ ), расчет упрощается:

$$M_0 = M_T.$$

Экстремальные значения момента  $M_0$  определяют непосредственно по экстремальным значениям силы  $T$ .

При расположении отверстия в плоскости колена ( $\varphi = 180^\circ$ )

$$M_0 = - M_z.$$

В этом случае экстремальные значения момента  $M_0$  определяют по экстремальным значениям силы  $Z$ .

Формула для расчета запаса прочности от нормальных напряжений может быть написана в виде

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \approx \frac{\sigma_{-1}}{2,5\sigma_a + 0,2\sigma_m} \approx 0,4 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a}. \tag{62}$$

Общий запас прочности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{\sigma_{-1} \tau_{-1}}{\sigma_a \tau_a \sqrt{\frac{\sigma_{-1}^2}{\sigma_a^2} + \frac{\tau_{-1}^2}{\tau_a^2}}}. \quad (63)$$

### Запасы прочности щек

Щеки нагружаются переменными изгибающими и крутящими моментами, а также сжимающими или растягивающими силами.

Запасы прочности необходимо определять в серединах широких сторон сечения, в местах сопряжения с шейкой (в наиболее нагруженной галтели), т. е. в точке  $t$  сечения  $BB$  (см. фиг. 32).

Максимальные и минимальные нормальные напряжения возникают при положениях колена, при которых значения силы  $Z$  будут наибольшее и наименьшее. Силы инерции вращательно движущихся масс на величину амплитуды напряжений не влияют, так как данные силы постоянны. Поэтому выражение для амплитуды напряжений  $\sigma_a$  в точке  $t$  сечения  $BB$  левой щеки колена (фиг. 32) имеет вид

$$\sigma_a = (Z_{\max} - Z_{\min}) \frac{L_2}{2L} \left( \frac{L_3}{W_{\min}} + \frac{1}{F} \right),$$

$$\text{где } W_{\min} = \frac{b^2 h}{6}; F = bh.$$

Аналогичное выражение может быть написано и для амплитуды напряжений в правой щеке (в этом случае  $L_2$  заменяют на  $L_1$ ).

Как было уже отмечено, при определении запаса прочности слагаемым, содержащим среднее напряжение, можно пренебречь. В рассматриваемом случае ошибка не превышает 2%. Поэтому запас прочности

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} \sigma_a}. \quad (64)$$

Величину  $\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}$  определяют по графику (фиг. 36).

Запас прочности в щеке от кручения следует определять при известных максимальном и минимальном значениях силы  $T$ . Соответственно экстремальные значения крутящих моментов для левой щеки

$$M_{к.щ \max} = T_{\max} \frac{I_0}{L} L_3 \quad \text{и} \quad M_{к.щ \min} = T_{\min} \frac{L_2}{L} L_3.$$

Амплитуда напряжений

$$\tau_a = \frac{M_{к \max} - M_{к \min}}{2W_k} = \frac{L_2}{L_3} L \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2W_k},$$

где

$$W_k = \beta b^2 h.$$

Запас прочности и в этом случае можно определять без учета слагаемого, содержащего среднее напряжение

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\epsilon_\tau} \tau_a} \approx 0,5 \frac{\tau_{-1}}{\tau_a}. \quad (65)$$

Обычно влияние кручения щеки на величину общего запаса прочности незначительно.

Кроме того, из-за отсутствия данных о значениях  $\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}}$  правильнее определять для щеки только величину  $n_{\sigma}$ .

### О значениях запасов прочности

Величина запасов прочности в наиболее напряженных коренных шейках лежит в пределах 2,5—4. Чаще более напряженными оказываются промежуточные шейки (а не первая шейка, считая со стороны отбора мощности). Большие запасы прочности коренных шеек у многих конструкций связаны с стремлением конструкторов повысить жесткость валов для повышения собственных колебаний кручения и увеличения надежности работы подшипников.

Как уже отмечалось выше, в быстроходных двигателях шатунные шейки выполняют меньших диаметров, чем коренные. При увеличении диаметров шатунных шеек увеличиваются габариты кривошипной головки шатуна и картера и нагрузки на подшипники коленчатого вала. Запасы прочности шатунных шеек, выполненных конструкций валов быстроходных двигателей, лежат в пределах 1,7—3,0. Минимальные запасы прочности (1,5—2,0) имеют шатунные шейки легких двигателей повышенной мощности.

Запасы прочности шеек (запасы прочности в галтелях) также лежат в широком диапазоне значений от 1,3 до 2,5.

В приведенном расчете, называемом иногда квазистатическим, учитываются переменные по времени нагрузки, но не учитываются инерционные нагрузки от крутильных колебаний и колебаний изгиба. Определить дополнительные напряжения в валу от этих нагрузок расчетным путем затруднительно, обычно при проектировании коленчатого вала расчет проводят, как указано выше. Вследствие этого приведенные величины запасов прочности повышены <sup>1</sup>.

## § 6. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

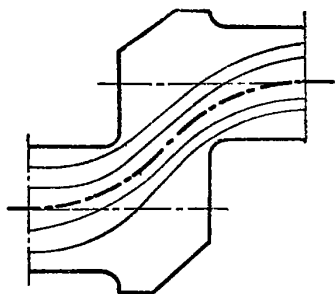
Прочность коленчатых валов может быть повышена улучшением распределения напряжений в сечениях вала и применением материалов и обработки, способствующих повышению предела выносливости.

Наиболее эффективным способом повышения прочности коленчатых валов являлось осуществление такой формы колена, при которой напряжения распределяются равномерно по объему отдельных элементов колена. Это относится как к зонам концентрации напряжений в местах расположения смазочных отверстий и в местах сопряжений элементов вала, так и ко всем сечениям шеек и шеек, которые в разных конструкциях имеют различные формы и соотношения частей.

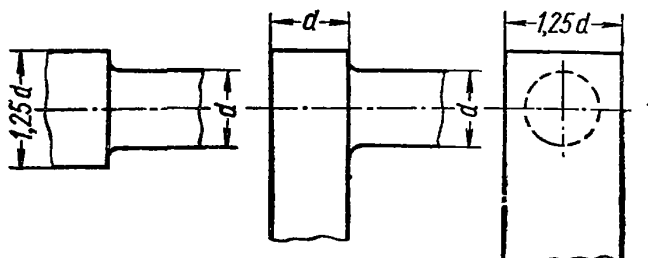
Одной из причин неравномерного распределения напряжений по частям колена является резкое изменение направления осевой линии при переходе от шеек к щекам, в результате чего нейтральная ось при изгибе искривляется, приближаясь к входящим углам кривошипа (фиг. 38). Смещение нейтральной оси обуславливает увеличение напряжения у входящих углов, как бы сгущение линий силового поля, что до известной степени аналогично явлению при изгибе кривого бруса, когда уменьшение внутреннего радиуса кривизны вызывает увеличение напряжений на внутренней стороне бруса. При изгибе

<sup>1</sup> Нагрузки от вибрации коленчатого вала могут значительно изменить величины запасов прочности. Запас прочности коренных шеек уменьшается в 1,05—1,5 раза в зависимости от числа колен. Этот вопрос рассматривается в курсе «Динамика двигателя»,

осевой линии увеличивается также напряжение кручения. При одинаковых радиусах галтели предел выносливости для сопряжения шейки со щекой на 20—25% меньше, чем для такого же сопряжения в случае соосного вала с соотношениями элементов по фиг. 39. В случае применения наклонных щек в валах двигателей автомобильного и тракторного типа распределение напряжений улучшается. Такую конструкцию можно, однако, применять



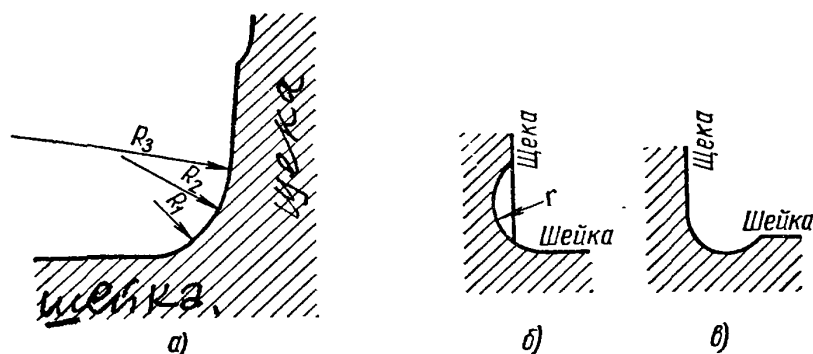
Фиг. 38. Положение нейтральной оси при изгибе колена.



Фиг. 39. Сопряжение элементов соосного вала и вала со щекой.

лишь в двигателях малой мощности, в которых отсутствуют промежуточные подшипники: при наличии наклонной щеки и промежуточных подшипников расстояние между осями цилиндров увеличивается.

Одним из эффективных мероприятий для повышения прочности в местах перехода шеек в щеки является увеличение радиусов галтелей сопряжения. Препятствием к этому служит уменьшение рабочей длины шейки вала (и подшипника). Поэтому целесообразно описывать галтель несколькими радиусами (фиг. 40, а), большим радиусом  $R_3$  должна быть описана та часть галтели, где напряжения наибольшие, т. е. у щеки. Хорошие результаты в отношении повышения прочности получаются при применении двух радиусов. Поднутрения галтели в щеку (фиг. 40, б) для уменьшения концентрации напряжений в легких двигателях себя не оправдали, прочность вала не повышается.



Фиг. 40. Галтель, описанная несколькими дугами окружности. Поднутрения в щеку и шейку.

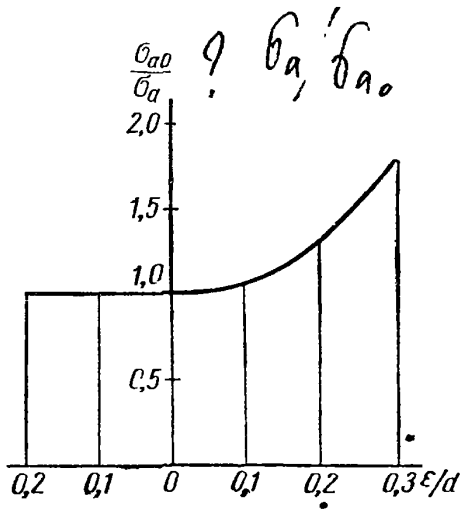
При поднутрении галтели увеличивается радиус галтели без сокращения рабочей длины шейки, но в то же время ослабляется щека в наиболее напряженном месте вследствие наличия канавки. Увеличение радиуса галтели в сочетании с поднутрением в шейку создает более равномерное распределение напряжений вдоль галтели и несколько снижает концентрацию напряжений, повышая прочность (фиг. 40, в).

Разгрузку щеки от повышенных напряжений в месте сопряжения с шейкой у входящего угла можно осуществить, увеличивая ширину щеки. Таким образом, применение щеки овальной формы, приближающейся к круглой, следует признать рациональным.

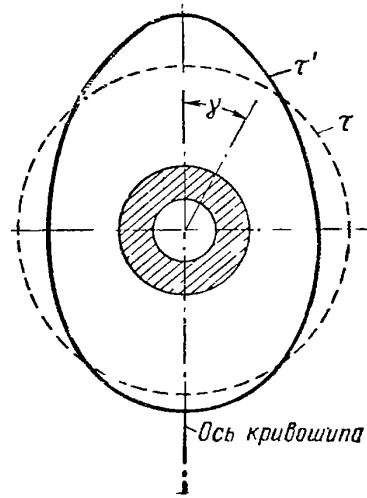
Смещение полости в шатунной шейке от оси вала способствует перераспределению силовых линий и уменьшению напряжения изгиба у входящего угла. В результате этого предел выносливости может быть повышен на 10—15%.



С увеличением перекрытия  $\epsilon$  щек предел выносливости на изгиб повышается. Однако влияние перекрытия на прочность ощутимо лишь после определенного предела, как это видно из фиг. 41, на которой по оси ординат



Фиг. 41. Изменение предела выносливости при изгибе коленчатого вала в зависимости от перекрытия щек.



Фиг. 42. Распределение касательных напряжений по среднему сечению шатунной шейки при кручении на основе экспериментов.

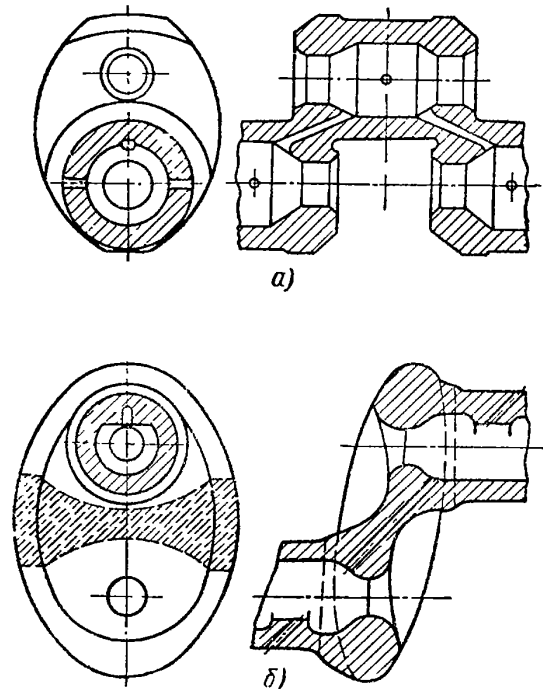
отложены отношения  $\frac{\sigma_{aa}}{\sigma_a}$ , где  $\sigma_{aa}$  величина амплитуды  $\sigma_a$  напряжений при  $\frac{\epsilon}{d} = 0$ .

Снятие металла в виде «подков» со щек шатунной шейки не отражается на прочности при выполнении угла скоса в определенных пределах. Коленчатые валы с значительно скошенными щеками (см. фиг. 27, з) характеризуются снижением предела выносливости на 5—10%.

Большое влияние на прочность оказывает расположение масляного канала в шатунной шейке. Как было уже указано, эпюра действительных касательных напряжений  $\tau'$  кручения имеет овальную форму с максимумом в плоскости колена (фиг. 42) в отличие от эпюры номинальных  $\tau$  напряжений. Вследствие этого масляное отверстие рационально располагать под углом  $\gamma = 90^\circ$  (или  $270^\circ$ ) к оси щеки, при этом в соответствующих точках напряжения минимальны.

Как показывают эксперименты, предел выносливости при кручении коленчатого вала одного из легких двигателей при расположении канала под углом  $\gamma = 90^\circ$  повысился на 11% по сравнению с пределом выносливости при  $\gamma = 30^\circ$  и на 15% по сравнению с пределом выносливости при  $\gamma = 0^\circ$ .

Рассмотренные выше конструктивные мероприятия могут быть до известной степени выполнены для кованого вала. Однако форма колена, обеспе-

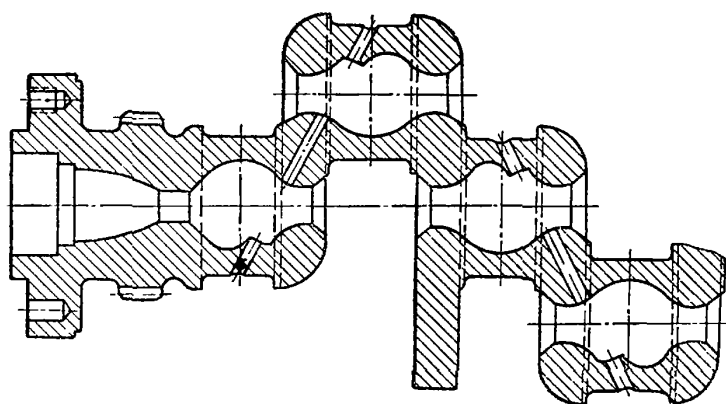


Фиг. 43. Коленчатые валы: а — кованый; б — литой.

чивающая наиболее равномерное распределение напряжений, может быть получена только в результате применения литой конструкции.

Как показывают опыты, положительный результат получается при уменьшении толщины щеки в средней части (фиг. 43, б) или даже при удалении материала в местах наибольшей напряженности для передачи усилий через боковые части щек. В случае применения полых шеек улучшается распределение напряжений по ширине щеки. При сплошных шейках максимальные напряжения в галтели сопряжения возникают в средней плоскости колена. При расверливании шеек смещаются максимумы напряжений, которые получаются в этом случае в точках, расположенных на некотором расстоянии от средней плоскости.<sup>1</sup>

Значительное повышение прочности достигается при сочетании применения полых шеек с широкой щекой, особенно если придать полости бочкообразную форму (фиг. 43, а).



Фиг. 44. Литой коленчатый вал.

В случае применения бочкообразной формы повышается прочность вала при знакопеременном кручении. При усилении сечений в месте перехода бочки в цилиндрическую часть разгружается зона концентрации около галтели.

На фиг. 43 показаны кованый и литой валы, в которых эти мероприятия в той или иной степени осуществлены. Наибольший интерес представля-

ет литой вал. Осевая линия щеки выполнена наклонной. То же касается отверстия в щеке для смазки, направление которого приблизительно соответствует направлению силовых линий. Щека в средней части выполнена более тонкой для того, чтобы разгрузить галтель от напряжений; полости шеек имеют бочкообразную форму; в местах выхода канала у этих полостей сделаны усиливающие выступы; места перехода щек в шейки выполнены с большими радиусами закруглений, что оказалось возможным вследствие наклонной формы щеки. Применение наклонной щеки связано, однако, с увеличением расстояния между опорами. Литой вал с прямыми щеками показан на фиг. 44. Литые валы имеют тот недостаток, что характеристики прочности их неустойчивы, особенно при переменной нагрузке.

Для получения необходимой прочности коленчатого вала должны быть выдержаны соответствующий режим и способыковки, дающие правильную макроструктуру и строение зерна стали, а также проведены термическая и механическая обработки для получения требуемых механических свойств, качества поверхности и геометрических размеров элементов вала.

В поковках вала направление волокон должно соответствовать конфигурации колен. Поковки подвергают отжигу для устранения внутренних напряжений и для облегчения предварительной обработки. При дальнейшей обработке, кроме закалки и отпуска, нередко для повышения прочности валов применяют специальные термохимические способы обработки, вследствие чего увеличивается твердость поверхностного слоя и появляются остаточные сжимающие напряжения.

Одним из наиболее эффективных средств повышения усталостной прочности коленчатых валов является азотирование. При этом ослабляется

<sup>1</sup>Получаются два максимума, расположенных симметрично относительно оси щеки.

влияние концентрации напряжений и качества поверхности на прочность, а также влияние волосяных, неметаллических включений, что позволяет применять более грубую механическую обработку.

Как показывают экспериментальные исследования легких двигателей с валами, изготовленными из легированных сталей, азотирование повышает предел выносливости коленчатых валов при кручении на 30—40% и при изгибе на 30—60%.

После азотирования механическую обработку необходимо проводить с большой осторожностью. Шлифовкой азотированного слоя на глубину не более 10—15% общей глубины слоя можно даже повысить сопротивление циклическим нагрузкам. Однако вследствие появления микроскопических трещин при шлифовке галтелей усталостная прочность снижается. Если же сверлить масляное отверстие после азотирования, то можно значительно понизить сопротивляемость знакопеременному кручению.

Усталостную прочность можно повысить также цементацией. Как показывают опыты с образцами из легированных сталей, коэффициенты концентрации в зоне отверстий при цементации снижаются на 30—40%. При местном наклепе поверхности галтелей накаткой роликом, а также при обжатию краев масляного отверстия стальным шариком усталостная прочность повышается. В случае обдувки стальной дробью предел усталости сталей повышается на 10—15% вне зон концентрации напряжений. В зонах концентрации напряжений этот процесс устраняет лишь влияние дефектов обработки поверхности.

## § 7. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

### Коленчатый вал двигателя Д-35

Коленчатый вал двигателя Д-35 (фиг. 45) изготавливают штамповкой из марганцовистой стали 45Г. Коренные и шатунные шейки вала подвергают поверхностной закалке до твердости  $H_{RC} \geq 55$ , шлифуют и полируют.

Конструкция вала отличается большой жесткостью вследствие небольшой длины шеек вала, их значительных диаметров и перекрытия шеек, равного 15 мм. Увеличенные диаметры коренных шеек и применение противовесов обуславливают низкие удельные давления на подшипники ( $k_{ср} = 11 \div 15 \text{ кг/см}^2$ ). Конструкция вала отличается также увеличенной длиной наиболее нагруженных первой, третьей и пятой коренных шеек.

Масло для смазки подшипников подается по каналам в картере к коренным шейкам, а от них по каналам в теле вала к шатунным шейкам. Выходы каналов на поверхности шатунных шеек расположены под углом  $45^\circ$  к плоскости коленчатого вала и направлены в сторону вращения. Поверхности шатунных шеек параллельны оси вала с точностью 0,01 мм на всей длине; оси шатунных шеек должны лежать в одной плоскости, проходящей через ось вала (отклонение до 0,1). В точках К твердость поверхности  $H_B = 217 \div 255$ .

На переднем конце вала на шпонке посажена шестерня привода распределительного вала и других вспомогательных механизмов. Спереди шестерни установлен чугунный шкив, передающий через клиноременную передачу вращение к шкивам вентилятора и привода электрогенератора. Между шестерней и шкивом расположена маслосбрасывающая тарельчатая шайба. Шкив, шестерня и зажатая между ними маслосбрасывающая шайба закреплены болтом. В прорезь на головке болта входит палец вала рукоятки для проворачивания коленчатого вала от руки. Уплотнение переднего конца вала осуществляется самоподжимным сальником с кожаной манжетой, работающей по ступице шкива привода вентилятора и электрогенератора. На заднем конце вала отштампован фланец для установки маховика. Маховик крепится к фланцу шестью болтами под развертку.

Осевые усилия воспринимаются упорными буртиками пятой (последней) коренной шейки и ее подшипника. Между задним упорным буртиком и фланцем на коленчатом валу нарезана маслосгонная резьба, вследствие чего уплотняется задний конец вала.

В двигателе Д-35 применяют взаимозаменяемые стальные вкладыши, залитые слоем свинцовистой бронзы толщиной 0,5—0,7 мм. Для улучшения и ускорения приработки подшипников на свинцовистую бронзу наносят гальваническим способом слой сплава толщиной 0,006—0,008 мм, состоящего из  $P_b = 96\%$ ,  $S_b = 2,5$  и  $S_n = 1,5\%$ .

Толщина шатунных вкладышей 3 мм, коренных — 5 мм.

При вращении вала на крайних шейках биение остальных коренных шеек не должно превышать 0,02 мм. Допустимая несбалансированность 30 г.



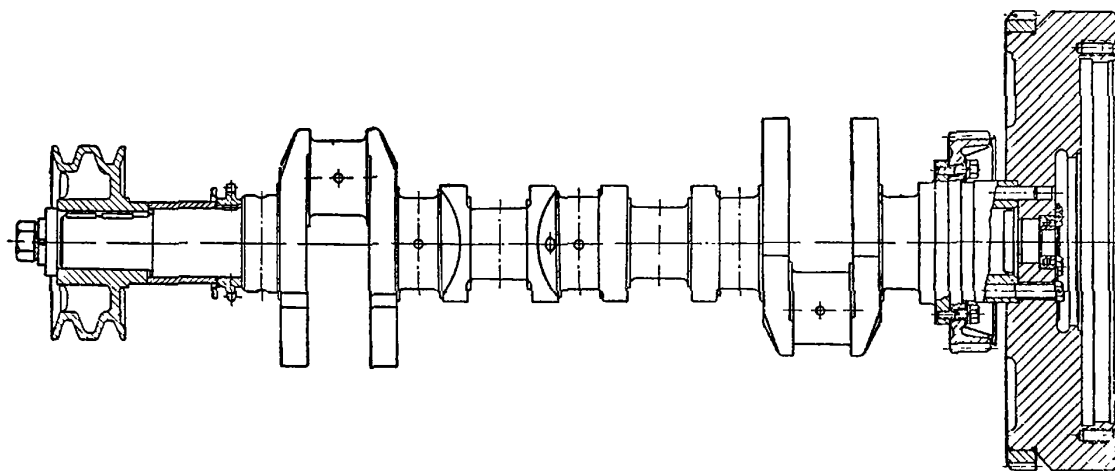
### Коленчатый вал двигателя ЯАЗ-204

Коленчатый вал двигателя ЯАЗ-204 (фиг. 46) штампуют из марганцовистой стали 50Г, обладающей высокой прочностью и износостойкостью.

Для обеспечения равномерного чередования вспышек через каждые четверть оборота вала его соседние колена располагают под углом  $90^\circ$  одно по отношению к другому. Для уравнивания момента от сил инерции первого порядка применяют специальную систему, состоящую из распределительного и балансирующего валов с шестернями и эксцентричными грузами. Момент от центробежных сил уравнивают противовесами на щеках первого и четвертого колен. Диаметр коренной шейки  $d_1 = 88,9$  мм, ее длина 38,1 мм. Диаметр шатунной шейки 69,85 мм, ее длина 44 мм. Шейки подвергают закалке на глубину 4 мм до твердости  $H_{RC} = 52 \div 62$ .

Масло для смазки подшипников подается через отверстия в шейках и щеках.

На переднем конце вала на шпонках установлены шестерня привода масляного насоса и шкив привода вентилятора и генератора. Между шестерней и шкивом посажено



Фиг. 46. Коленчатый вал двигателя ЯАЗ-204.

распорное кольцо, по наружной шлифованной поверхности которого происходит уплотнение самоподжимным сальником. Перед сальником установлен маслоотражатель. На фланце заднего конца коленчатого вала установлена распределительная шестерня. Маховик прикреплен к цапфе за фланцем шестью болтами и фиксируется двумя штифтами. На обработанную наружную цилиндрическую поверхность маховика напрессован зубчатый венец из малоуглеродистой стали. Задний конец вала уплотнен самоподжимным кожаным сальником.

Вкладыши коренных и шатунных подшипников изготовляют из малоуглеродистой стали и покрывают слоем свинцовой бронзы толщиной 0,5—0,9 мм. Толщина вкладыша вместе с заливкой 3,975 мм. Для защиты свинцовой бронзы от коррозии и улучшения и ускорения приработки на бронзу наносят электрическим способом слой белого металла (6—9% олова, остальное — свинец) толщиной 0,02—0,03 мм. Поверхности, к которым прилегают вкладыши, хонингуют.

В осевом направлении вал фиксируется четырьмя бронзовыми полукольцами, установленными на заднем коренном подшипнике.

### Коленчатый вал двигателя ГАЗ-51

Коленчатый вал двигателя ГАЗ-51 (фиг. 47) штампуют из стали 45. Вал имеет характерное для карбюраторных автомобильных двигателей уменьшенное количество опор: четыре коренные шейки на шесть цилиндров. Противовесы выполнены заодно со щеками. После механической обработки шейки подвергают закалке токами высокой частоты до  $H_{RC} = 52 \div 60$  на глубину 3—5 мм. После окончательной обработки коренные и шатунные шейки проверяют магнитным дефектоскопом, чтобы установить, нет ли трещин. После проверки вал необходимо размагнитить.

Смазка подводится по каналам в картере к коренным шейкам, а от них подается к шатунным шейкам по каналам в шейках и щеках.

На переднем конце вала расположены распределительная шестерня, маслоотражательное кольцо и ступица шкива клиноременной передачи. Все эти детали закреплены ввернутым в конец вала храповиком для ручного пуска двигателя.

Передний конец вала уплотнен самоподвижным сальником с маслостойкой резиновой манжетой. Манжета сальника работает по ступице шкива клиноременной передачи.



Задний конец вала выполнен в виде фланца, к которому болтами под развертку прикреплен маховик с напрессованным на нем зубчатым венцом для пуска двигателя от стартера. Задний сальник сделан из двух асбестовых полуколец. Перед сальником на валу имеется маслосбрасывающий буртик, входящий в кольцевую выточку заднего коренного подшипника, которая специальным каналом сообщается с картером.

Осевые усилия воспринимаются передним коренным подшипником через две стальные упорные шайбы, покрытые слоем баббита.

Вкладыши коренных и шатунных подшипников — тонкостенные биметаллические выполнены из ленты, изготовленной из малоуглеродистой стали марки 08, залитой свинцовистым баббитом.

Толщина ленты для шатунных вкладышей 1,45 мм, для коренных 1,9 мм. Толщина слоя баббита соответственно 0,3 и 0,35 мм. При малой толщине слоя баббита увеличивается срок службы подшипника; баббит лучше работает на усталость, дает незначительную усадку; при этом не требуется применения регулировочных прокладок. Все вкладыши взаимозаменяемы.

При установке вала на двух крайних коренных шейках общие отклонения индикатора не должны превышать следующих показаний:

Для средних коренных шеек . 0,020

Для шейки под распределительную шестерню диаметром 40  $\begin{matrix} +0,035 \\ +0,015 \end{matrix}$  . . . . . 0,03

Для шейки под ступицу шкива вентилятора диаметром 38  $\begin{matrix} +0,020 \\ +0,003 \end{matrix}$  . . . . . 0,04

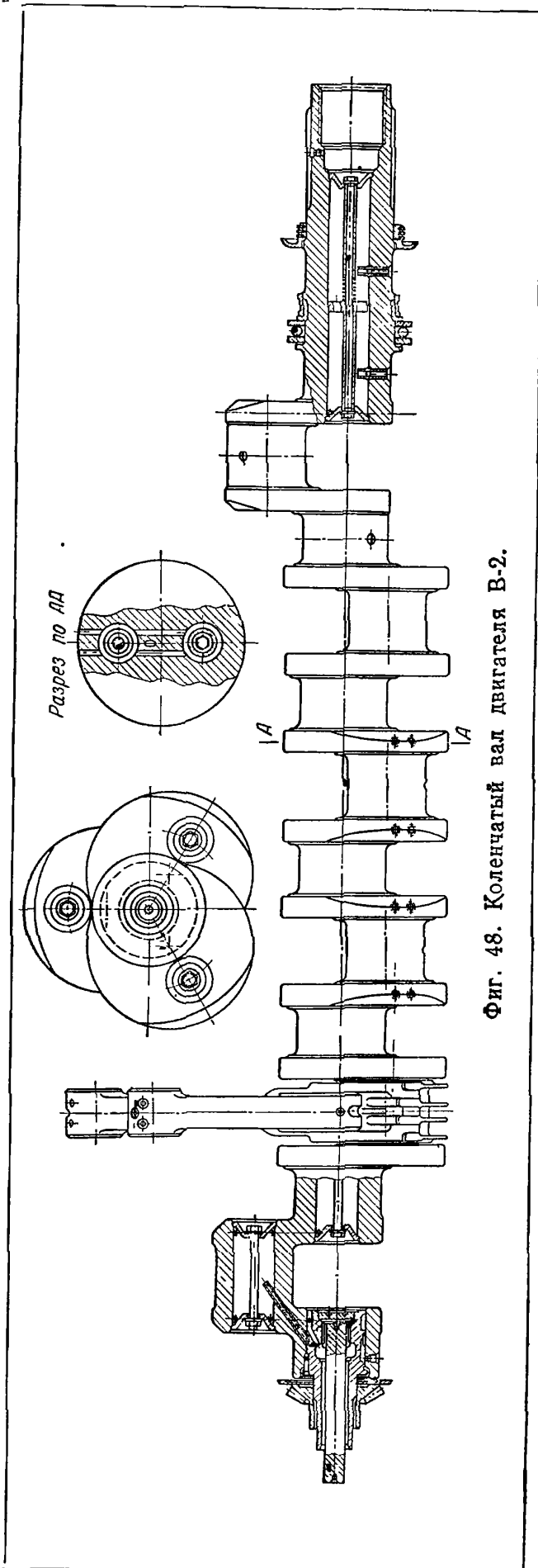
Для шейки под сальник заднего коренного подшипника диаметром 58  $\begin{matrix} -0,30 \end{matrix}$  . . . . . 0,04

Эллиптичность и конусность шатунных и коренных шеек должна быть не более 0,010, оси шатунных шеек должны быть параллельны осям коренных шеек, максимальное допускаемое отклонение 0,012 на всей длине каждой шатунной шейки.

Динамическую балансировку вала следует производить в пределах неуравновешенного момента не более 15 гсм на каждом конце.

### Коленчатые валы двигателей В-2 и Д-6

Коленчатые валы двигателей В-2 и Д-6 (фиг. 48) штампуют из хромоникелевольфрамовой стали и кругом механически обрабатывают. Весь вал калят до твердости  $H_B = 311 \div 365$ , причем



Фиг. 48. Коленчатый вал двигателя В-2.

шейки особой термообработке не подвергают. После механической обработки весь вал полируют. Внутренние полости шеек закрывают заглушками, стянутыми болтами. Полости соединены каналами (по два параллельных канала в каждой щеке). Шатунные и коренные шейки смазываются через отверстия из своих внутренних полостей. В отверстия для подачи смазки вставляют, обжимают и развальцовывают медные трубки.

Во внутреннюю полость первой коренной шейки запрессован и застопорен шестью цилиндрическими штифтами полый стальной хвостовик. На наружных шлицах хвостовика насажена коническая шестерня привода механизма передач. Осевое усилие от этой шестерни воспринимается стальным упорным кольцом.

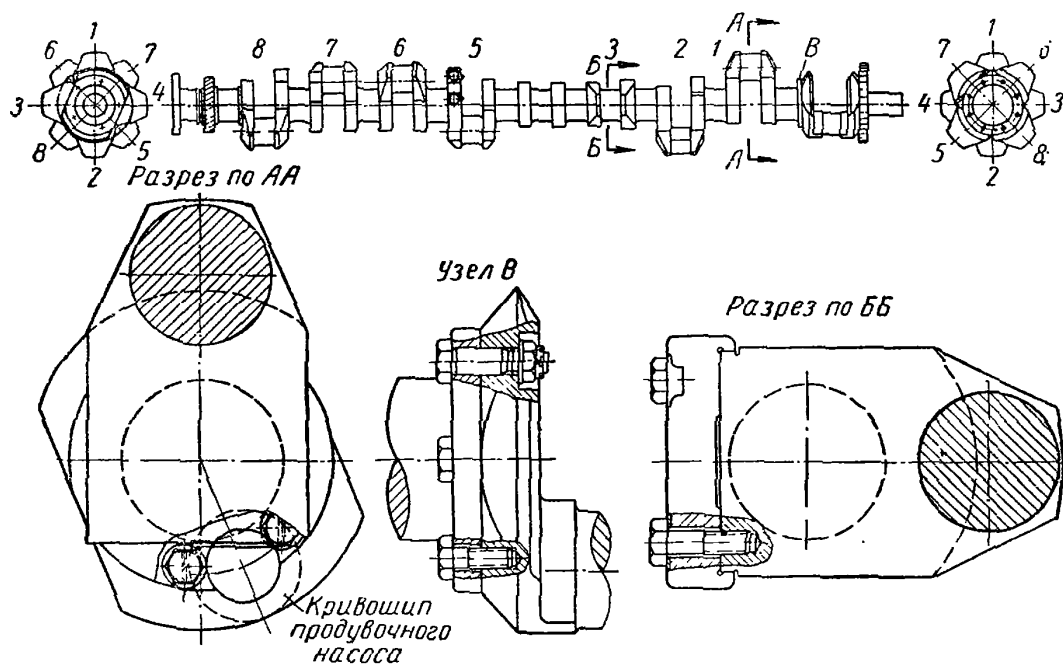
На втором конце вала со стороны отбора мощности выточены две коренные шейки для скользящих опорных подшипников, и гнездо с буртиком для упорного подшипника качения.

На этом конце выфрезерованы шлицы для осуществления передачи движения от двигателя к трансмиссии. Диаметр коренных шеек 95 мм, а шатунных 85 мм. Длина всех восьми коренных шеек одинакова и равна 46 мм. Длина шатунной шейки 60 мм, толщина щеки 23 мм. Вкладыши восьми коренных подшипников толстостенные, стальные, залитые свинцовистой бронзой, толщина ее слоя около 0,75 мм. Вкладыши фиксируются штифтами.

Тонкостенные стальные шатунные вкладыши также залиты тонким слоем свинцовистой бронзы.

### Коленчатые валы двигателей 8Д $\frac{30}{50}$ и 8ДР $\frac{30}{50}$

Коленчатые валы двигателей 8Д  $\frac{30}{50}$  и 8ДР  $\frac{30}{50}$  (фиг. 49) представляют собой цельные стальные поковки. Материал сталь 35 или 40. Дополнительный кривошип для привода продувочного насоса ранее выполняли в виде отдельного колена (узел В,



Фиг. 49. Коленчатый вал двигателя 8Д 30/50.

фиг. 49) и крепили к валу при помощи фланцевого соединения, в настоящее время его отковывают заодно с валом.

На конце вала со стороны отбора мощности расположена шестерня привода масляного насоса, а на другом (со стороны фланца) — шестерня привода распределительного вала. Обе шестерни выполнены разъемными из двух половинок, вследствие чего можно менять их без демонтажа коленчатого вала. В щеках вала просверлены отверстия для подвода масла от коренных шеек к шатунным.

Противовесы отлиты из чугуна и прикреплены к щекам болтами.

Вкладыши подшипников фундаментной рамы стальные, залитые баббитом. В осевом направлении вал фиксируется установочным подшипником с залитыми баббитом торцевыми поверхностями. Смазка к подшипникам подводится по отверстиям в фундаментной раме. Нижние вкладыши подшипников фундаментной рамы можно вынимать без подъема коленчатого вала. Для регулировки величины зазора в подшипниках служит набор прокладок.



## ГЛАВА VI

### МАХОВИК

#### § 1. КОНСТРУКЦИЯ МАХОВИКА

Основным назначением маховика является обеспечение равномерности хода двигателя. В гл. IV было отмечено, что характер изменения величины крутящего момента  $M_k$  по времени зависит от рабочего процесса двигателя, числа тактов, числа и расположения цилиндров. При переменном по величине и направлению крутящем моменте угловая скорость вращения коленчатого вала также неравномерна. Это определяет дополнительные нагрузки ударного характера в механизмах и вспомогательных агрегатах двигателя, в деталях крепления двигателя на раме или фундаменте, в устройствах, передающих мощность, а также в механизмах, потребляющих мощность. При наличии маховика на коленчатом валу можно аккумулировать избыточную энергию двигателя, превышающую среднее ее значение. В периоды, когда крутящий момент двигателя оказывается меньше среднего, маховик отдает часть кинетической энергии вала. Вследствие этого уменьшается амплитуда изменения угловой скорости вращения коленчатого вала, и следовательно, снижаются дополнительные нагрузки.

Аналогичным образом маховик работает и в тех случаях, когда сопротивление вращению коленчатого вала, оказываемое со стороны потребителя мощности (например, работа двигателя на экскаваторе), резко изменяется.

В некоторых случаях маховик используется для накопления в нем энергии для того, чтобы израсходовать ее когда потребуется. Так, например, маховик автомобильных и тракторных двигателей используется при трогании экипажа с места.

Маховик имеет особое значение в двигателях с малым числом цилиндров и высокой степенью сжатия в период пуска. В этом случае запас энергии, созданный в маховике в период раскрутки вала при включенных декомпрессионных устройствах, позволяет преодолевать работу сжатия до появления всплеск, в результате чего можно осуществить пуск при значительно меньшей мощности пусковых устройств.

Маховик обычно используют для присоединения устройств для отбора мощности двигателя, на нем также наносят метки для установки фаз газораспределения, зажигания или впрыска топлива. Так как маховик имеет большие размеры, то прокрутка двигателя обеспечивается относительно небольшим усилием. В двигателях с воздушным охлаждением маховик часто объединяют с вентилятором. В карбюраторных двигателях (особенно в двухтактных) в маховике нередко устанавливают магнето.

Маховики изготовляют отливкой из серого чугуна СЧ21-40, СЧ24-44 и др. и как исключение — из стали. Маховики двигателей с большим числом оборотов вала изготовляют штамповкой из стали.

Для создания достаточного махового момента при минимальном весе маховики выполняют в виде обода, связанного со ступицей тонким диском<sup>1</sup>. Связь обода со ступицей, выполненная в виде спиц, позволяет уменьшить вес маховика, но применяется редко.

Дисковые маховики проще в изготовлении, при их отливке легче избежать внутренних напряжений. При резком изменении числа оборотов вала вследствие неисправности двигателя спицы не выдерживают нагрузки от сил инерции обода и ломаются, резкие изменения формы в местах перехода спиц в обод и ступицу могут способствовать возникновению трещин.

Маховики крупных двигателей часто отливают из двух половин, которые, соединяют четырьмя болтами у ступицы и двумя анкерными шпильками с поперечными клиньями в обode. Маховики крепят на валу двумя обыкновенными или тангенциальными шпонками.

Маховики с несплошным диском применяют в настоящее время в двигателях с воздушным охлаждением. Такие маховики выполняют в виде колеса вентилятора, лопасти которого служат спицами.

Конструкция диска и обода определяется в значительной степени устройствами для съема мощности и пуска двигателя. При передаче мощности конической фрикционной муфтой конус трения выполняют на внутренней поверхности обода. Наиболее часто для съема мощности используют диск маховика. С этой целью в стационарных и судовых двигателях к диску крепят на болтах детали муфты; в транспортных двигателях на маховике устанавливают муфту трения (сцепление), передающую крутящий момент трансмиссии.

В тех случаях, когда большое значение имеют габаритные размеры, маховику придают форму диска большой толщины. Такой случай может быть, например, при конструировании тракторных и автомобильных двигателей, когда необходимо разместить маховик между лонжеронами рамы<sup>2</sup>.

В стационарных передвижных двигателях с целью использования их для различного назначения маховик выполняют так, чтобы можно было снимать мощность различными способами: при помощи ремня, упругой или фрикционной муфты.

Для проворачивания стационарных и судовых двигателей мощностью до 100 л. с. на обode выполняют отверстия для рычага. В некоторых стационарных тихоходных двигателях на внутренней поверхности обода выполняют зубья для проворачивания вала при помощи рычага с храповиком. В двигателях большой мощности на обode делают зубчатый венец для сцепления валоповоротным устройством.

Для прокрутки вала при пуске на обode маховика быстроходных двигателей устанавливают зубчатый венец, с которым сцепляется на время пуска шестерня пускового устройства. Этот венец изготавливают из полосовой стали и в горячем состоянии надевают на обод до упора в буртик<sup>3</sup>. Дополнительное стопорение венца осуществляется в редких случаях, когда создаваемый натяг оказывается недостаточным для передачи момента<sup>2</sup>.

Конструкция ступицы маховика определяется в основном способом крепления маховика на конце вала. При креплении маховика на конусе с помощью шпонки, гайки или винта с соответствующим стопорящим устройством обеспечиваются плотность посадки, хорошая центровка маховика и разгружается шпонка. Однако в тех случаях, когда необходима точная фиксация положения маховика вдоль оси вала, данная конструкция оказывается неудобной. Такое крепление применяют в стационарных и в некоторых судовых двигателях.

<sup>1</sup> См. гл. XIX фиг. 371.

<sup>2</sup> См. фиг. 375 в гл. XIX.

<sup>3</sup> См. фиг. 334 гл. XVII.

При креплении маховика на цилиндрическом шлицеванном конце осуществляется надежная передача крутящего момента, но такое крепление сложно в технологическом отношении и поэтому его применяют только в двигателях с большим крутящим моментом.

Наиболее широко применяют крепление маховика на фланце, откованном на конце вала. Вал центрируют обычно узким пояском, а крепление осуществляют болтами или винтами. Более целесообразным следует признать крепление болтами, так как при этом устраняется опасность срыва резьбы в торце фланца вала. Для предупреждения проворачивания болтов при затяжке гаек выполняют срезы на головках болтов и запечки на фланце<sup>1</sup>. Гайки или головки винтов контрят замками или проволокой. Для передачи момента служат или призонные болты или два штифта, запрессованные в отверстия во фланце и маховике. Эти отверстия обрабатывают совместно, после чего отверстия в маховике проходят разверткой, обеспечивающей менее плотную посадку штифтов в маховике. Для обеспечения точности установки маховика на вал штифты или болты располагают несимметрично. При креплении маховика на фланце получается наименьшая длина ступицы маховика. Недостатком такой конструкции следует считать невозможность установки на вал манжетного сальника, уплотняющего значительно надежнее разъемных войлочных сальников. Это имеет особое значение в тех случаях, когда габаритные размеры не позволяют в качестве уплотнения использовать маслосгонную резьбу.

В случаях установки двигателя с коробкой передач в конце коленчатого вала в маховике располагают подшипник, на который опирается конец первичного вала коробки передач, несущий ведомую часть сцепления. Смазка этого подшипника не может быть обильной вследствие опасности попадания масла на трущиеся поверхности муфты, поэтому подшипник выполняют, как правило, шариковым или роликовым.

## § 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ МАХОВИКА

При проектировании маховика по выбранной степени неравномерности вращения  $\delta$  определяют маховой момент  $GD^2$  и основные размеры обода, диска и ступицы.

Степень неравномерности  $\delta$  маховых масс равна отношению наибольшей разности окружных или угловых скоростей за цикл работы двигателя к средней скорости

$$\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{cp}} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}} = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{cp}}.$$

Так как величина  $\delta$  очень мала, можно считать скорость  $v_{cp}$  равной среднему арифметическому между  $v_{\max}$  и  $v_{\min}$ . То же относится и к  $\omega_{cp}$  и  $n_{cp}$ .

По кривой суммарных крутящих моментов  $M_k$  в зависимости от угла поворота кривошипа определяют наибольшую работу  $A$ , поглощаемую или отдаваемую массой маховика за один рабочий цикл. Момент сопротивления вращению у большей части установок изменяется незначительно, и при расчете обычно допускают, что сопротивление постоянно. Площади, лежащие над линией среднего сопротивления, представляют собой в масштабе работу, поглощаемую маховиком, а площади, лежащие под ней, работу, отданную маховиком (фиг. 50).

Величину  $A$  определяют в результате алгебраического сложения указанных площадей. Это сложение удобно выполнить в форме векторов, имеющих направление вверх или вниз в зависимости от положения площадки (фиг. 50).

<sup>1</sup> См. фиг. 375, гл. XIX.

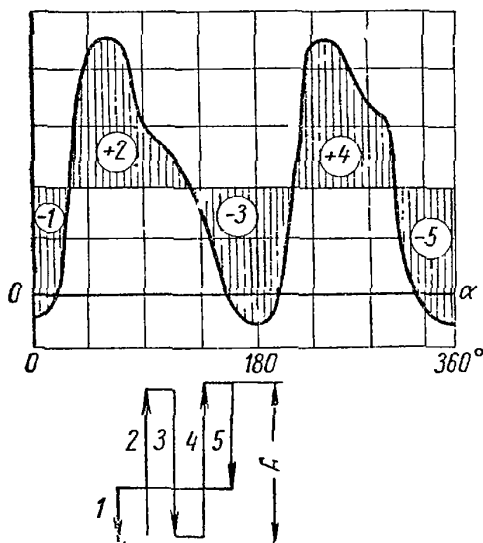
Избыток (недостаток) работы связан с кинетической энергией вращающихся масс двигателя выражением

$$A = J \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2},$$

где  $J$  — момент инерции вращающихся масс, который во многих случаях может быть принят равным моменту инерции маховика.

$$A = J \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \omega_{cp} \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}} = J \omega^2 \delta. \tag{66}$$

Момент инерции маховика с достаточной степенью точности определяется равенством



$$J = \frac{G_o}{g} \left( \frac{D_o}{2} \right)^2 = \frac{G_o D_o^2}{4g}, \tag{67}$$

где  $G_o$  и  $D_o$  — вес маховика, отнесенный к центру тяжести обода и диаметр окружности центров тяжести сечений обода<sup>1</sup>.

Подставляя выражение (67) в формулу (66), получаем

$$A = \frac{G_o D_o^2}{4g} \omega^2 \delta = \frac{G_o D_o^2 \pi^2 n^2 \delta}{4g 900}$$

и далее

$$G_o D_o^2 \approx 3600 \frac{A}{n^2 \delta}. \tag{68}$$

Фиг. 50. Определение избыточной работы по диаграмме суммарных крутящих моментов.

Величина  $A$  зависит от числа тактов двигателя, его индикаторной диаграммы, числа и расположения цилиндров и массы движущихся деталей. При увеличении числа цилиндров величина махового момента  $G_o D_o^2$ , необходимая для заданной неравномерности, быстро уменьшается. Ниже даны ориентировочные значения  $G_o D_o^2$  в процентах от величины  $G_o D_o^2$  одноцилиндрового двигателя.

Число цилиндров	1	2	4	6	8	12
$G_o D_o^2$	100	80	44	22	11	4

Маховой момент маховика или детали его заменяющей (ротор генератора, муфта и т. д.) составляет 75—90% от общего махового момента двигателя. Часто считают, что маховик компенсирует весь недостаток (или избыток) работы, т. е. проектируют маховик таким образом, чтобы его маховой момент был равен всему необходимому маховому моменту движущихся масс, определяемому по формуле (68).

<sup>1</sup> Если маховик имеет тонкий диск, то  $G_o$  приближенно равно действительному весу  $G$  маховика.

В двигателях транспортного типа маховые моменты движущихся масс распределяются следующим образом:

Маховик . . . . .	$(0,75-0,9) G_o D_o^2$
Коленчатый вал . . . . .	$(0,04-0,13) G_o D_o^2$
Возвратно движущиеся части . . . . .	$(0,025-0,05) G_o D_o^2$
Распределительный вал, насосы, вентилятор . . . . .	$(0,025-0,065) G_o D_o^2$

Величина степени неравномерности  $\delta$  оценивается по данным практики. Ориентировочные значения  $\delta$  для различных установок двигателя приведены ниже:

Электродвигатели переменного тока . . . . .	$\frac{1}{150} - \frac{1}{300}$
Электродвигатели постоянного тока . . . . .	$\frac{1}{100} - \frac{1}{200}$
Насосы, компрессоры, трансмиссии и т. д. . . . .	$\frac{1}{25} - \frac{1}{50}$
Судовые двигатели с винтом . . . . .	$\frac{1}{20} - \frac{1}{40}$
Судовые и тепловозные двигатели с электропередачей . . . . .	$\frac{1}{50} - \frac{1}{100}$
Транспортные установки с механической трансмиссией . . . . .	$\frac{1}{30} - \frac{1}{200}$

Величину внешнего диаметра маховика  $D_m$  выбирают из конструктивных соображений с учетом габаритов установки.

В судовых двигателях диаметр маховика ограничивается продольными балками, на которых крепится фундаментная рама двигателя; в автотракторных двигателях — высотой маховика над уровнем пути; при выборе размеров маховика приходится учитывать размещение сцепления и стартерного венца.

Допускаемые значения окружной скорости маховика, изготовленного:

Из чугуна . . . . .	35—50 м/сек
Из стали (литые) . . . . .	50—90 "
Из стали (прокатанной) . . . . .	100—120 "

Окружную скорость определяют по формуле

$$v = \frac{\pi D_m n}{60}$$

Эта формула может служить и для определения  $D_m$  по выбранному значению  $v$ .

После нанесения эскиза обода, диска и ступицы можно подсчитать маховой момент, величина которого должна быть близка к найденному из формулы (68). Если известно ориентировочно отношение диаметра окружности центров тяжести сечений обода и внешнего диаметра маховика (например,  $D_o = 0,9 D_m$ ), то после определения величины  $D_o$  размеры сечения обода могут быть найдены из соотношения

$$G_o = \pi D_o b h \gamma,$$

где  $\gamma$  — удельный вес материала;  
 $b$  — ширина обода;  
 $h$  — высота обода;

$$b \approx (0,5 \div 2,0) h.$$

Ориентировочные значения диаметра маховиков стационарных и судовых двигателей

$$D_m = (1,8 \div 3,0) S,$$

где  $S$  — ход поршня.

В автомобильных и тракторных двигателях диаметр маховиков лежит обычно в пределах 300—500 мм.

Очень часто при проектировании за основу берут размеры маховиков выполненных конструкций и проводят проверочный расчет, определяя степень неравномерности.

В двигателях автомобильного и тракторного типа большое значение имеет проверка махового момента маховика на взятие с места и разгон экипажа, так как при расчете маховика по степени неравномерности, как правило, получаются меньшие размеры маховика.

В период разгона экипажа энергия двигателя расходуется на работу трения при буксовании муфты трения, на работу сил сопротивления и на сообщение скорости экипажу, вследствие чего число оборотов вала двигателя понижается.

Допустим, что трогание с места происходит только в результате кинетической энергии маховика, освобождающейся при уменьшении скорости его вращения, после включения сцепления, когда число оборотов вала падает от начальной величины  $n$  (холостой ход при неподвижном экипаже) до некоторой конечной величины  $n_1$ .

Целью расчета является определение числа оборотов вала  $n_1$ , при котором сцепление уже включено, двигатель работает надежно, не глохнет, экипаж движется при этом со скоростью  $\omega_9$ .

Тогда освободившаяся кинетическая энергия маховика

$$E_m = J \frac{\omega^2 - \omega_1^2}{2}$$

или

$$E_m = \frac{G_o D_o^2}{4g} \cdot \frac{\pi^2}{30^2} \cdot \frac{n^2 - n_1^2}{2},$$

где  $J$  — момент инерции маховика в  $кгсмсек^2$ ;  
 $\omega$  и  $\omega_1$  — начальная и конечная угловые скорости маховика соответственно числам оборотов вала  $n$  и  $n_1$ .

Приобретенная экипажем энергия

$$E_9 = \frac{G_9}{2g} \omega_9^2,$$

где  $\frac{G_9}{g} = M_9$  — масса экипажа в  $кгсек^2/см$ .

Таким образом,

$$E_m = \frac{E_9}{\eta_m \eta_n}$$

или

$$\frac{G_o D_o^2}{60^2} (n^2 - n_1^2) = \frac{G_9 \omega_9^2}{2g \eta_m \eta_n},$$

где  $\eta_m$  — механический к. п. д. двигателя;

$\eta_n$  — механический к. п. д. передачи.

Скорость экипажа  $\omega_9$  можно связать с  $n_1$ . В случае, например, колесной машины

$$\omega_9 = \frac{D_k}{2} \cdot \frac{\pi n_1}{30i},$$

где  $D_k$  — диаметр колес с учетом деформации шин;  
 $i$  — полное передаточное число.

$$\frac{G_0 D_0^2 \pi^2}{4g30^2} (n^2 - n_1^2) = \frac{G_3 n_1^2 D_k^2 \pi^2}{3^2 2g r_m r_n^4},$$

откуда

$$n_1 = n \sqrt{\frac{G_0 D_0^2}{G_0 D_0^2 + \frac{G_3 D_k^2}{i^2 r_m r_n}}} \quad (69)$$

Полученное значение  $n_1$  должно быть не ниже определенной величины, соответствующей устойчивой работе двигателя. Так, для автомобильных двигателей  $n \geq 500 \div 1000$  ( $n_1$  зависит от состояния дороги, типа двигателя и т. д.)

Применяемый в практике расчет на прочность маховика является весьма условным. Учитывая, что напряжения в элементах маховика обычно получаются низкими, в первом грубом приближении можно определять величины напряжений, как в диске постоянной толщины.

Наибольшее напряжение возникает на внутреннем радиусе (по окружности ступицы)

$$\sigma = \frac{\gamma \omega^2}{10g} [D_m^2 (3 + \mu) + D_c^2 (1 - \mu)], \quad (70)$$

где  $D_c$  — внутренний диаметр ступицы;  
 $\mu$  — коэффициент Пуассона.

Напряжение в ободе грубо приближенно определяют, как во вращающемся кольце

$$\sigma = \frac{\gamma \omega^2}{4g} D_m^2 \quad (71)$$

Допускаемые напряжения  $\sigma$ :

Для чугуна . . . . .	До 400 кг/см <sup>2</sup>
• стали . . . . .	• 1000 •

## ГЛАВА VII

### ШАТУН

#### § 1. ПРИМЕНЯЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Шатун связывает поршень или крейцкопф с коленчатым валом, передавая усилия на вал. При этом шатун подвергается действию переменной нагрузки от давления газов и сил инерции.

Шатун состоит из следующих элементов: стержня, поршневой головки, кривошипной головки и шатунных болтов и вкладышей.

К конструированию шатуна приступают после выбора значения  $\lambda$ , связанного с величиной силы  $N$  и габаритами корпуса (цилиндра и блока). В транспортных двигателях для уменьшения габаритов выбирают более высокое значение  $\lambda$ .

В качестве материала для изготовления шатунов наиболее часто применяют углеродистую или легированную сталь. Шатуны большей частью изготовляют ковкой в штампах с последующей термической и механической обработками.

Для стационарных и судовых тихоходных двигателей применяют углеродистые стали 30, 35, 40 и 45.

Для быстроходных судовых, автомобильных и тракторных двигателей применяют углеродистые стали 40, 45, 45Г2 или, реже, легированные стали 40ХН, 30ХМА и др. Большее распространение углеродистых сталей объясняется их дешевизной, а также отсутствием необходимости обрабатывать наружные поверхности шатуна, вследствие чего преимущества легированных сталей используются мало.

Для легких двигателей повышенной мощности и быстроходности применяют легированные стали 18ХНВА, 18ХНМА, 35ХМЮА. Шатуны двигателей с большим числом оборотов вала в отдельных случаях изготовляют из легких алюминиевых сплавов АК7, или из магниевых. Такие шатуны легче стальных на 25—30%.

Отъемную кривошипную головку большей частью изготовляют из того же материала, что и стержни. В тихоходных двигателях иногда применяют стальное литье.

Шатунные болты изготовляют из углеродистой или чаще легированной стали. В тихоходных ненапряженных конструкциях, в первую очередь в двухтактных двигателях, применяют углеродистые стали Ст. 5 и стали 25. Шатунные болты стационарных и судовых двигателей часто выполняют из хромоникелевых сталей 37ХН3А, 40ХН и др.

Шатунные болты автомобильных и тракторных двигателей — из легированных сталей 40Х, 40ХН, 30ХМА, 35ХН3, 25ХНВА.

В качестве материала шатунных болтов легких двигателей повышенной мощности применяют легированную сталь (нередко с повышенным содержанием никеля), в частности 20ХН3А.



## § 2. СТЕРЖЕНЬ ШАТУНА

На фиг. 51 показаны наиболее распространенные профили сечения стержня шатуна.

Профили круглого сечения (фиг. 51, *в* и *г*) применяют главным образом для шатунов стационарных и судовых двигателей. Основное их преимущество — простота изготовления, недостаток — нерациональное использование материала: излишняя жесткость в направлении, перпендикулярном плоскости качания.

При малой толщине стенки профиля круглого (трубчатого) сечения вес стержня приближается к весу стержня двутаврового сечения, при том же запасе прочности.

Двутавровое сечение (средняя плоскость стенки которого совпадает с плоскостью движения шатуна, фиг. 51, *а*) весьма рационально, так как при такой конструкции можно получить наибольшую жесткость при наименьшем весе.

Н-образное сечение (средняя плоскость стенки которого перпендикулярна плоскости движения фиг. 51, *д*), имеет преимущества в конструктивном отношении. При такой конструкции можно осуществить плавный переход к кривошипной головке от полок стержня в шатунах многорядных двигателей, что позволяет уменьшить напряжения в месте перехода в головку и упростить обработку.

Крестообразное сечение (фиг. 51, *ж*) просто в изготовлении, однако в настоящее время почти не применяется. Прямоугольное сечение (фиг. 51, *е*) характерно для шатунов некоторых типов лодочных и мотоциклетных двигателей малой мощности.

При круглом профиле (фиг. 51, *в* и *г*) размеры его сечения могут быть ориентировочно взяты из табл. 17.

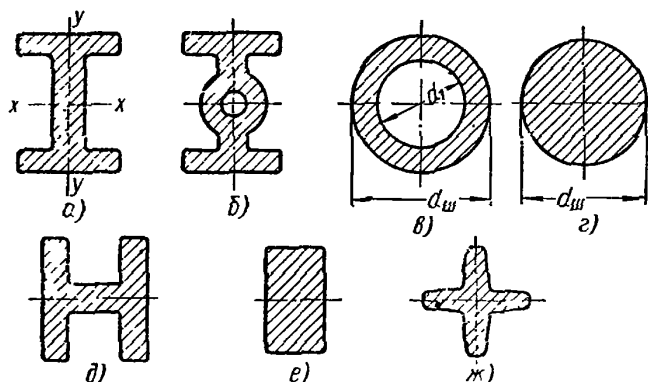
Таблица 17

Размеры круглого стержня шатуна для различных двигателей

Тип двигателя	$d_{ш}$	$d_1$
Стационарные и судовые . . . . .	$(0,25-0,37) D$	$(0,25-0,5) d_{ш}$
Судовые быстроходные . . . . .	$(0,25-0,35) D$	$(0,30-0,7) d_{ш}$
Автомобильные и тракторные . . . . .	$(0,22-0,32) D$	$(0,6-0,7) d_{ш}$

Подвод масла к поршневой головке при круглом профиле осуществляется непосредственно через полость стержня или по трубке, проходящей в полости стержня.

Размеры элементов сечения при двутавровом профиле, от которых зависит отношение моментов инерции  $J_x$  и  $J_y$ , определяются в значительной степени конструктивными, а также производственными соображениями, в меньшей степени прочностью. Малое влияние отношения  $J_x$  к  $J_y$  на запасы прочности объясняется относительно небольшим напряжением продольного изгиба по сравнению с напряжением сжатия, точнее небольшой величиной

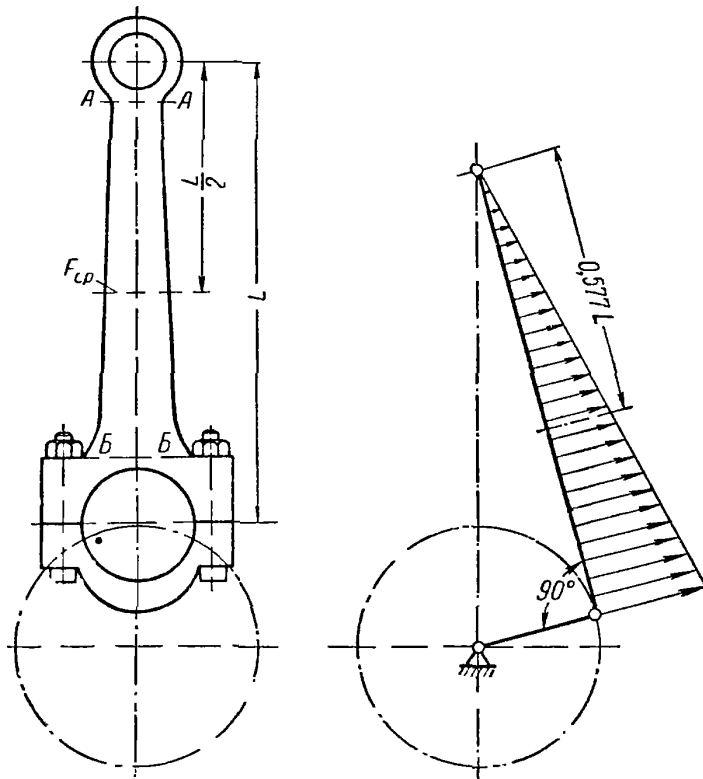


Фиг. 51. Сечения стержня шатуна.

слагаемого, учитывающего напряжения продольного изгиба по сравнению с величиной слагаемого, учитывающего напряжение сжатия (в расчетном уравнении).

Конструктивными соображениями, в частности, требованиями плавности переходов, определяется также и соотношение между размерами сечений *АА* около поршневой и *ББ* кривошипной головок шатуна (фиг. 52)

Масло к поршневой головке при двутавровом сечении подводится по трубке, прикрепленной сбоку к стенке стержня шатуна или через канал в утолщении стенки (фиг. 51,б).



Фиг. 52. Расчетные сечения и схемы нагружения инерционными силами.

Стержни шатунов тихоходных двигателей при относительно небольшой величине  $P_z$  рассчитывают без учета влияния знакопеременной нагрузки.

Сечение около поршневой головки — минимальное сечение стержня-шатунa (фиг. 52) работает на простое сжатие

$$\sigma' = \frac{P_z}{F_{\min}}, \quad (72)$$

где  $F_{\min}$  — площадь сечения около поршневой головки,

$P_z$  — наибольшая сила давления газов за цикл

$$P_z = p_z F_{\Pi}.$$

Сечение, лежащее по середине расстояния между осями головок, рассчитывают по формуле Навье-Ранкина

$$\sigma = \frac{P_z}{F_{cp}} + \frac{aP_z L_0^2}{m\pi^2 EJ} = \frac{P_z}{F_{cp}} \left( 1 + \frac{aL_0^2}{m\pi^2 E i^2} \right), \quad (73)$$

где  $F_{cp}$  — площадь этого сечения;

$J$  — момент инерции относительно оси  $XX$ , или соответственно оси  $YY$ ;

$i$  — радиус инерции сечения относительно оси  $XX$ , или соответственно оси  $YY$ ;

$L_0$  — длина деформируемой части стержня;

$m$  — коэффициент, характеризующий закрепление концов стержня ( $m = 1$  для изгиба при закрепленных в шарнирах концах стержня,  $m = 4$  при защемленных концах).

Величина  $a$  близка к пределу упругости  $\sigma_Y$  материала.

Таким образом, напряжение в среднем сечении шатуна с учетом изгиба в плоскости качания определяют из выражения

$$\sigma_x = \frac{P_z}{F_{cp}} \left( 1 + c \frac{L^2}{i_x^2} \right) = \frac{P_z}{F_{cp}} K_x, \quad (74)$$

где  $L$  — длина шатуна,

$$K_x = 1 + c \frac{L^2}{i_x^2}.$$

Напряжение с учетом изгиба в плоскости, перпендикулярной плоскости качания

$$\sigma_y = \frac{P_z}{F_{cp}} \left( 1 + c \frac{L_1^2}{4i_y^2} \right) = \frac{P_z}{F_{cp}} K_y, \quad (75)$$

где  $L_1$  — длина шатуна, уменьшенная на величину суммы радиусов отверстий в поршневой и кривошипной головках шатуна;

$$L_1 = L - \frac{d_{II} + d}{2},$$

где  $d_{II}$  и  $d$  — диаметры отверстий в поршневой и кривошипной головках шатуна;

$$K_y = 1 + c \frac{L_1^2}{4i_y^2},$$

$$c \approx \frac{\sigma_y}{\pi^2 E}.$$

Значение  $c$  для применяемых сортов сталей лежит в пределах 0,0002—0,0005\*.

Допускаемые значения для  $\sigma$  приведены в табл. 18.

Таблица 18

## Напряжения в стержнях шатунов двигателей

Тип двигателя	Применяемые стали и сплавы	$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>
Стационарные и судовые	Углеродистая сталь . . . . .	800—1200
	Легированная сталь . . . . .	1200—1800
Автомобильные и тракторные	Углеродистая сталь . . . . .	1000—1400
	Легированная сталь . . . . .	1400—2000
Легкие — повышенной мощности	Сплав АК-7 . . . . .	До 1500
	Легированная сталь . . . . .	2000—4000

Нередко при расчете стержней шатунов стационарных и судовых двигателей, применяют формулу Тетмайера. Для шатунов из углеродистой стали

$$P_{кр} = F_{cp} \left( 3350 - 6,2 \frac{L}{i} \right) \text{ кг.}$$

Для шатунов из никелевой стали

$$P_{кр} = F_{cp} \left( 4700 - 23 \frac{L}{i} \right) \text{ кг,}$$

где  $P_{кр}$  — критическая сила.

Запас устойчивости

$$n = \frac{P_{кр}}{P_z}.$$

Допускаемые значения  $n$ :

Для тихоходных двигателей . . . . .	4—6
Для быстроходных „ . . . . .	2,5—4

\* До настоящего времени величина  $c$  почти во всех руководствах по расчету быстроходных двигателей внутреннего сгорания принималась равной 0,000526, что относится лишь к частному случаю.

Формула Эйлера для расчета шатунов непригодна. Более того, нет никакой необходимости проверять применимость формулы Эйлера при расчете, так как отношение  $\frac{L}{i}$  в выполненных конструкциях лежит в пределах 15—40, тогда как формула Эйлера для сталей, из которых выполняются шатуны применима лишь для  $\frac{L}{i} \geq 50 \div 60$ .

Расчет стержня на силы инерции, действующие в плоскости движения, следует производить для двигателей с числом оборотов вала от 2000 в минуту и выше.

С достаточной для практики точностью можно считать, что максимальные напряжения от этих сил возникают при положении стержня, перпендикулярном радиусу кривошипа. Нагрузку на стержень считают изменяющейся по длине по прямолинейному закону (фиг. 52). Максимальный изгибающий момент получается на расстоянии  $0,577L$  от оси поршневого пальца.

Напряжение изгиба может быть найдено из формулы

$$\sigma = 0,064 \frac{F\gamma}{g} \cdot \frac{\omega^2 RL^2}{W} \approx \frac{n^2 RFL^2}{18 \cdot 10^7 W}; \quad (76)$$

где  $F$  — площадь сечения стержня шатуна в  $см^2$ ;

$R$  и  $L$  — радиус и длина шатуна в  $см$ ;

$W$  — момент сопротивления сечения в  $см^3$ ;

$\gamma$  — удельный вес (принятый равным  $8000 \text{ кг/м}^3$ );  $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ .

Формула справедлива для стержня, имеющего постоянное по длине сечение.

В случае переменного сечения величину  $F$  заменяют на  $F_{ср}$ .

Как правило, напряжение изгиба от сил инерции не превышает 200—250  $кг/см^2$  даже в быстроходных двигателях. Напряжение в стержне от сил, действующих по оси шатуна, при рассматриваемом положении шатуна также незначительно. Поэтому в большинстве случаев напряжение в стержне, представляющее собой сумму напряжений изгиба от поперечных сил инерции и напряжения сжатия от осевых сил, можно не определять.

При других положениях стержня шатуна напряжение получается еще меньше.

Стержень шатуна можно не рассчитывать также на поперечные колебания, не оказывающие значительного влияния на его прочность вследствие высокой частоты свободных колебаний.

В быстроходных напряженных двигателях поломки стержня шатуна происходят наиболее часто от усталости материала, вследствие чего необходимо учитывать при расчете влияние знакопеременных нагрузок.

Расчет ведется для режима, соответствующего полной мощности. Для двигателей автотракторного типа следует проводить расчет и для режима, соответствующего максимальному крутящему моменту.

Напряжения определяют в среднем сечении и в сечении под поршневой головкой. Максимальное напряжение в стержне возникает при его положении в в. м. т. Максимальную силу, сжимающую шатун, определяют с учетом рагужающего действия сил инерции соответственно выбранному расчетному режиму;

$$P_{сж} = p_z F_{II} + P_j.$$

При расчете среднего сечения стержня сила  $P_j$  включает силу инерции поршневой группы, поршневой головки шатуна и силу инерции части шатуна от расчетного сечения до поршневой головки

$$P_j = -M\omega^2 R(1 + \lambda).$$

где  $M$  — масса указанных деталей.

При расчете сечения под поршневой головкой величина  $M$  включает только массу поршневой группы и поршневой головки шатуна.

Тогда максимальное напряжение стержня шатуна в среднем сечении

$$\sigma_{x \max} = \frac{P_{сж}}{F_{ср}} K_x,$$

или соответственно

$$\sigma_{y \max} = \frac{P_{сж}}{F_{ср}} K_y.$$

Максимальное напряжение в сечении под поршневой головкой

$$\sigma'_{\max} = \frac{P_{сж}}{F_{\min}}.$$

Минимальное напряжение (растяжения) в четырехтактном двигателе возникает при положении поршня в в. м. т., соответствующем началу всасывания

$$\sigma_{\min} = \frac{P_j}{F_{ср}}.$$

В двухтактном двигателе минимальное напряжение может быть принято равным нулю. Исключение составляют конструкции, в которых сила инерции  $P_j$  больше силы  $P_c$  давления газов в конце сжатия.

В последнем случае

$$\sigma_{\min} = \frac{P_c + P_j}{F_{ср}}. \quad (77)$$

для сечения под поршневой головкой

$$\sigma'_{\min} = \frac{P_c + P_j}{F_{\min}}. \quad (78)$$

Запасы прочности  $n_\sigma$  определяют по формуле (5).

Запас прочности  $n_{\sigma x}$  в плоскости движения

$$n_{\sigma x} = 2 \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{x \max} - \sigma_{\min}) + \psi_\sigma (\sigma_{x \max} + \sigma_{\min})}. \quad (79)$$

Запас прочности  $n_{\sigma y}$  в плоскости, перпендикулярной плоскости движения

$$n_{\sigma y} = 2 \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{y \max} - \sigma_{\min}) + \psi_\sigma (\sigma_{y \max} + \sigma_{\min})}. \quad (80)$$

Аналогично определяют и запас прочности для сечения под поршневой головкой

$$n_\sigma = 2 \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma'_{\max} - \sigma'_{\min}) + \psi_\sigma (\sigma'_{\max} + \sigma'_{\min})}. \quad (81)$$

В V-образных двигателях применяют:

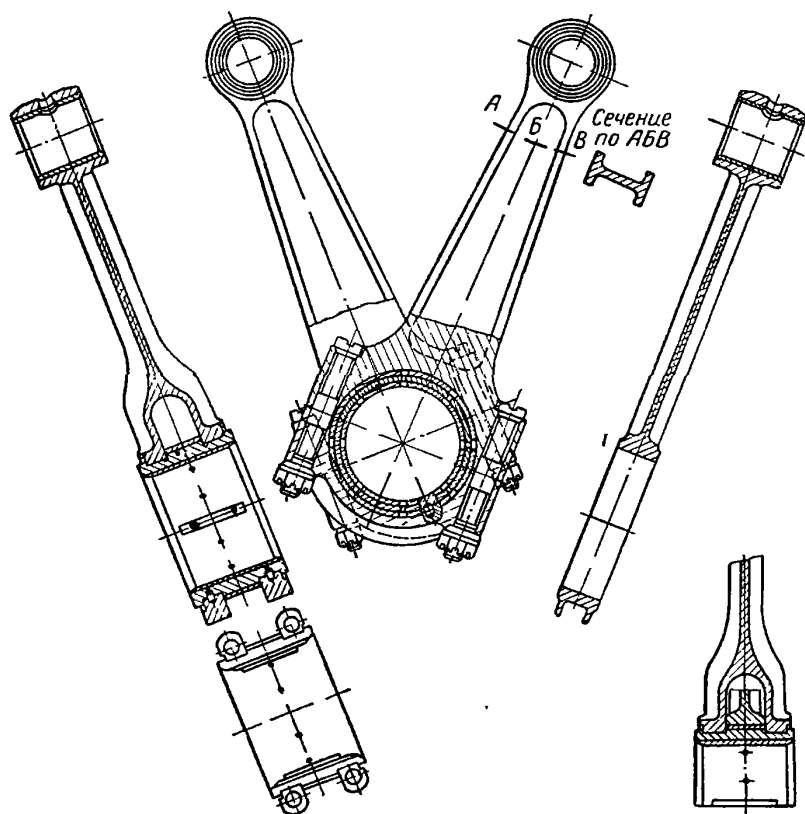
1) шатуны обычной конструкции, расположенные на шатунной шейке рядом;

2) шатуны центральные, один из которых выполняют вильчатым (фиг. 53);

3) шатуны сочлененные, один из которых называется главным, а другой прицепным (фиг. 54).

При проектировании V-образных двигателей конструктор должен сначала выяснить, можно ли применять шатуны, расположенные на шатунной шейке рядом. Основные преимущества данной конструкции: простота

конструктивных форм, возможность выполнения обоих шатунов одинаковыми, относительно простое осуществление подачи масла через стержень для смазки поршневого пальца и охлаждения днища.



Фиг. 53. Центральные шатуны V-образного двигателя.

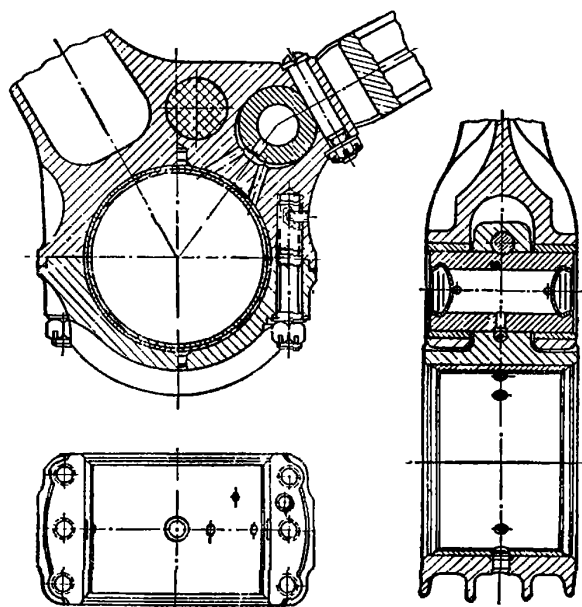
по отношению к осям цилиндров другого ряда. Это вызывает увеличение габаритов двигателя в длину и трудности конструирования передачи к распределению.

При выполнении шатунов центральными и сочлененными двигатель может быть сконструирован меньшей длины.

Преимущества конструкции центральных шатунов по сравнению с сочлененными: одинаковая кинематика и одинаковая нагрузка поршней и шатунов обоих цилиндров, равномерная нагрузка на кривошипную головку и на подшипник, расположенный в ней.

Недостатки конструкции центральных шатунов: применение подшипника, залитого антифрикционным сплавом с двух сторон, испытывающего значительную нагрузку; малое отношение длины к диаметру трущейся поверхности внутреннего шатуна, неблагоприятное для смазки, напряженная вилка стержня внешнего шатуна. Преимуществом сочленения с прицепным шатуном является большая жесткость кривошипной головки и благоприятное для смазки отношение длины к диаметру трущихся поверхностей, а также отсутствие вилки (у главного шатуна).

Недостатком такой конструкции является необходимость выполнять шатунную шейку большой длины для увеличения опорной поверхности, что в свою очередь определяет или уменьшение длины коренных шеек и толщины щек или увеличение расстояния между осями цилиндров. При увеличении диаметра шатунных шеек получается неблагоприятное для смазки отношение длины опорной поверхности шейки к диаметру. Применение рассматриваемой конструкции связано со смещением осей цилиндров одного ряда



Фиг. 54. Сочленение шатунов V-образного двигателя с прицепным шатуном.

К недостаткам относятся: дополнительная нагрузка стержня главного шатуна, а также боковой поверхности поршня; наличие проушин, испытывающих нагружение сосредоточенными силами в основном на изгиб; различная кинематика поршней в главном и боковом цилиндрах, что вызывает различные величины сил в главном и прицепном шатунах и различные законы их изменения по времени. Следует отметить несколько худшую уравновешенность двигателя и влияние дополнительного крутящего момента на прочность вала. Кроме того, вследствие различной кинематики поршней усложняется конструирование органов распределения, особенно двухтактных двигателей.

Расчет стержней центральных шатунов не отличается от расчета обычных шатунов.

При проектировании двигателя с прицепным шатуном расчет последнего проводят также аналогично расчету обыкновенных шатунов; силы инерции стержня не оказывают существенного влияния на прочность.

Главный шатун испытывает дополнительные напряжения от сил, передаваемых через прицепной шатун.

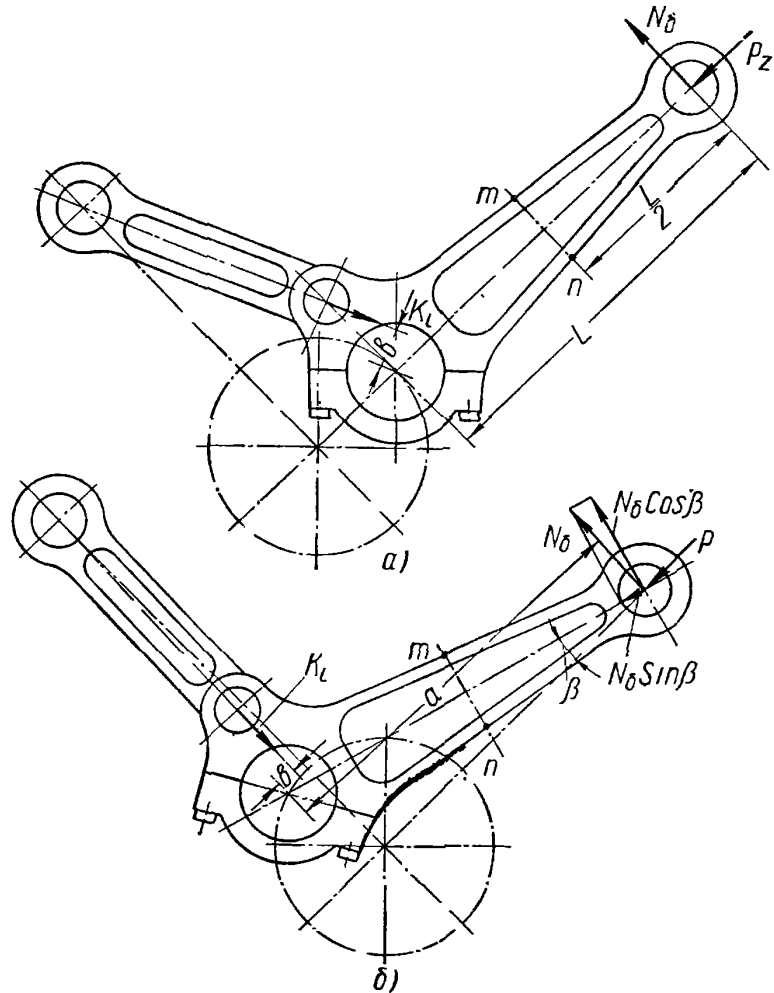
При статическом расчете следует определить напряжения в стержне шатуна для положения поршня в в. м. т. в главном цилиндре (фиг. 55, а) и для положения поршня в в. м. т. или близкого к в. м. т. в боковом цилиндре (фиг. 55, б), когда сила давления газов в главном и соответственно в боковом цилиндрах имеет наибольшую величину.

Сила  $K_1$ , действующая вдоль оси прицепного шатуна, вызывает дополнительную реакцию  $N_6$  от стенки главного цилиндра, определяемую из соотношения

$$K_1 b = N_6 a,$$

где  $a$  и  $b$  — плечи моментов сил  $N_6$  и  $K_1$ ; величина  $a$  для схемы (фиг. 55, а) равна  $L$ . Для схемы (фиг. 55, б)  $K_1$  практически равно  $P_{z1}$ .

При положении кривошипа, соответствующем схеме (фиг. 55, а), сила  $N_6$  вызывает изгиб стержня главного шатуна. При положении кривошипа, соответствующем схеме (фиг. 55, б), в результате разложения силы  $N_6$  получаем составляющую  $N_6 \cos \beta$ , изгибающую стержень шатуна, составляющую  $N_6 \sin \beta$ , сжимающую стержень. Для других положений шатуна составляющая, действующая вдоль его оси, может быть и растягивающей;



Фиг. 55. Схема нагружения стержня главного шатуна.

изгибающая сила также может иметь другое направление, что вызывает изменение знака напряжений на противоположных кромках стержня (точки  $m$  и  $n$  сечения).

Напряжения определяют для среднего сечения и сечения около поршневой головки. Величину напряжения в среднем сечении при статическом расчете определяют в точке  $m$ , в которой суммируют напряжения сжатия от воздействий сил  $P_z$  и  $N_\sigma$  для схемы фиг. 55,  $a$  и от воздействия сил  $N_\sigma \cos \beta$ ,  $N_\sigma \sin \beta$  и  $\frac{P}{\cos \beta}$  для схемы фиг. 55,  $b$ , где  $P_z$  и  $P$  — силы, действующие на поршень в главном цилиндре при рассматриваемых положениях кривошипа:

$$\sigma_1 = \frac{P_z}{F_{cp}} K_x + \frac{N_\sigma L}{2W_{cp}}; \quad (82)$$

$$\sigma_2 = \frac{N_\sigma L \cos \beta}{2W_{cp}} + \left( N_\sigma \sin \beta + \frac{P}{\cos \beta} \right) \frac{K_x}{F_{cp}}, \quad (83)$$

где  $W_{cp}$  — момент сопротивления среднего сечения ( $mn$ ).

Напряжения около поршневой головки

$$\sigma_1 = \frac{P_z}{F_{mln}},$$

$$\sigma_2 = \frac{N_\sigma \sin \beta}{F_{mln}} + \frac{P}{\cos \beta F_{mln}}.$$

Величина напряжения не должна превышать указанных в табл. 18.

При определении запаса прочности с учетом знакопеременной нагрузки следует найти напряжения для двух указанных положений кривошипа на той кромке среднего сечения, где воздействия вызывают наибольшую амплитуду напряжений за цикл. В рассматриваемом случае это относится к кромке стержня (точка  $n$ ), в которой возникают напряжения сжатия  $\sigma_{\max}$  при положении, соответствующем схеме (фиг. 55,  $a$ ), и напряжения растяжения  $\sigma_{\min}$  при положении, соответствующем схеме (фиг. 55,  $b$ ),

$$\sigma_{\max} = \frac{P_z}{F_{cp}} K_x + \frac{N_\sigma L}{W_{cp}^2}. \quad (84)$$

Знак плюс относится к случаю, когда сила  $K_I$  действует в обратном направлении (по отношению к показанному на фиг. 55) и стержень прицепного шатуна испытывает растяжение.

$$\sigma_{\min} = \frac{N_\sigma \cos \beta L}{2W_{cp}} - \left( N_\sigma \sin \beta + \frac{P}{\cos \beta} \right) \frac{K_x}{F_{cp}}. \quad (85)$$

Если сила  $P$  вызывает растяжение, знак у второго слагаемого в скобках меняется на обратный, коэффициент  $K_x$  при этом равен единице.

По найденным величинам  $\sigma_{\max}$  и  $\sigma_{\min}$  можно подсчитать амплитуду напряжений  $\sigma_a$ , среднее напряжение  $\sigma_m$  и запас прочности  $n_\sigma$ .

Аналогично определяют и напряжения в сечении около поршневой головки. Обычно запас прочности в этом сечении получается большим<sup>1</sup>.

Стержни прицепных шатунов имеют обычно постоянное по длине сечение и расчет этих шатунов ограничивается определением запаса прочности в среднем сечении.

<sup>1</sup> Опасными могут оказаться и другие положения механизма. Более точное определение положений, соответствующих максимальному и минимальному напряжениям в стержне главного шатуна, может быть выполнено на основе анализа таблиц действующих сил (гл. IV).



Для легких двигателей повышенной мощности и быстроходности пределы выносливости материалов для шатунов могут быть приняты ориентировочно равными

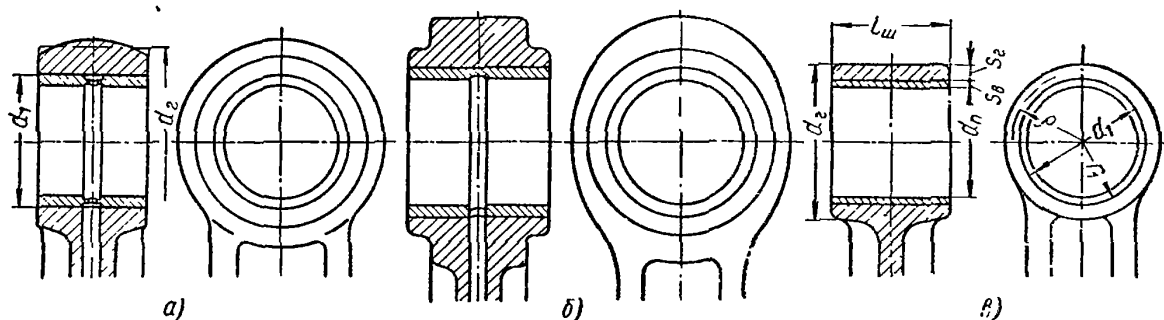
$$\sigma_{-1} = 3500 \text{ кг/см}^2; \sigma_0 = 6000 \text{ кг/см}^2.$$

Для легких двигателей повышенной мощности запас прочности лежит в пределах 1,5—2,5, для быстроходных судовых двигателей можно рекомендовать запас прочности равным 2,0—2,5, для автомобильных и тракторных не менее 2,5. Для стационарных и судовых двигателей не менее 2,5—3,0.

Отношение<sup>1</sup> моментов инерции  $J_x : J_y$  в расчетном сечении для выполненных конструкций быстроходных двигателей лежит в пределах от 1 до 15. Иногда рекомендуют брать это отношение таким, чтобы запас прочности  $n_{\sigma y}$  не был меньше, чем запас прочности  $n_{\sigma x}$ .

### § 3. ПОРШНЕВАЯ ГОЛОВКА ШАТУНА

Поршневая головка имеет обычно цилиндрическую форму или к ней приближающуюся. На фиг. 56 показаны конструктивные схемы поршневых головок. В крупных двигателях применяют как круглые (фиг. 56, а), так и реже



Фиг. 56. Поршневые головки.

некруглые головки, большей частью имеющие плавное очертание, по форме приближающееся к овальной (фиг. 56, б). В легких двигателях применяют круглые тонкостенные головки (фиг. 56, в). В автомобильных и тракторных двигателях при закреплении пальца в шатуне головку делают с прорезом, который для облегчения монтажа выполняют часто косым<sup>2</sup>. В головку запрессовывают втулку (вкладыш) из бронзы или стали, в последнем случае заливают антифрикционным сплавом. Втулку нередко стопорят винтами, чтобы предотвратить ее проворачивание.

В отдельных конструкциях легких двигателей, в частности в двухтактных, применяют игольчатые подшипники, в этом случае удельное давление на опорную поверхность может быть повышенным при достаточно большой длительности работы без ремонта. Конструкция получается более тяжелой и сложной.

В двигателях с крейцкопфом применяют вильчатые или, реже, безвильчатые шатуны (последние только в двухтактных двигателях простого действия). Вильчатый шатун имеет две одинаковые разъемные головки с крейцкопфом, с различными вкладышами, залитыми антифрикционным сплавом.

Втулка поршневой головки обычно имеет круговой канал для подвода смазки и маслораспределительные канавки типа холодильников. При повышен-

<sup>1</sup> Встречающиеся часто в литературе соотношения размеров элементов сечения, основанные на равенстве  $J_x = 4J_y$ , не заслуживают внимания и не используются в двигателестроении.

<sup>2</sup> См. § 5 гл. VIII.

ной нагрузке, в частности в двухтактных двигателях, на втулке нередко делают большое число канавок, расположенных спирально (см. фиг. 80).

Втулки изготовляют из бронзы ОФ10-1, алюминиевого сплава или сталей 15 и 20 с заливкой антифрикционным сплавом.

В табл. 19 приведены ориентировочные конструктивные соотношения для внешнего  $d_2$  и внутреннего  $d_1$  диаметров головок в зависимости от диаметра пальца  $d_{\Pi}$ .

Таблица 19

Конструктивные соотношения для внешнего и внутреннего диаметров головки в зависимости от диаметра пальца

Тип двигателя	Характеристика двигателя	Диаметр головки	
		внутренний $d_1$	внешний $d_2$
Стационарные и судовые	Тихоходные . . .	$(1,15-1,2) d_{\Pi}$	$(1,6-1,8) d_{\Pi}$
	Быстроходные . .	$(1,1-1,15) d_{\Pi}$	$(1,3-1,7) d_{\Pi}$
Автомобильные и тракторные	—	—	$(1,2-1,6) d_{\Pi}$

Толщина втулки  $s_6$  шатунов легких двигателей лежит в пределах 1—4 мм, чаще 2—2,5 мм. При выполнении из листовой бронзы толщину втулки делают меньшей (до 0,8 мм).

Толщина стенки головки  $s_2 = 3-10$  мм.

Нагружение головки силой инерции  $P_{j\Pi}$  комплекта поршня вызывает в ней напряжения изгиба.

Расчетным режимом обычно считают режим, соответствующий максимальной мощности. До настоящего времени нередко поршневую головку рассчитывают на простое растяжение по сечению AA (см. фиг. 52) от этой силы при положении поршня в в. м. т.

$$\sigma_p = \frac{P_{j\Pi}}{2F} = \frac{P_{j\Pi}}{2l_w d}, \quad (86)$$

$$P_{j\Pi} = M_{\Pi} R \omega^2 (1 + \lambda),$$

где  $M_{\Pi}$  — масса поршня;

$l_w$  — длина опорной поверхности головки.

Допускаемые напряжения для стали 300—600 кг/см<sup>2</sup>, причем меньшие значения относятся к углеродистой стали, а бóльшие — к легированной, для алюминиевого сплава — 100 кг/см<sup>2</sup>.

Для толстостенных головок правильнее вести расчет по формуле Ляме вследствие несколько большего приближения условий нагружения при таком расчете к действительным

$$\sigma = p \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2}, \quad (87)$$

где

$$p = \frac{P_{j\Pi}}{l_w d_1}.$$

Допускаемые значения  $\sigma$

Для углеродистой стали . . . . .	250—300 кг/см <sup>2</sup>
„ легированной „ . . . . .	350—600 „

Приведенные способы расчета являются грубо приближенными. Полноценного расчета поршневых головок до настоящего времени еще не разработано.

При расчете двухтактных двигателей, а также тихоходных четырехтактных, иногда расчет ведут на условную силу  $P_3$ , возникающую при заедании поршня, считая  $P_3$  равной  $(10-15) P_{jII}$  кг.

Расчет головок шатунов легких двигателей с относительно большой толщиной стенок разработан в МВТУ Ф. Ф. Симаковым.

Зазор между пальцем и головкой шатуна зависит от способа крепления пальца. В случае защемленного пальца между пальцем и внутренней поверхностью головки имеется натяг, соответствующий тугой посадке. Когда палец вращается в головке, зазор между пальцем и втулкой соответствует ходовой или легкоходовой посадке. При расчете головки в первом приближении допускают, что внешняя нагрузка воспринимается исключительно материалом головки и что втулка, запрессованная в головку или свободно в ней вращающаяся, только передает усилия от головки к пальцу. Возникающие при нагружении радиальные давления распределяются на несущей дуге в виде серповидных эпюр (фиг. 57). Угол  $\gamma_0$  этой несущей дуги отсчитывают от оси стержня шатуна до конца соприкосновения внутренней поверхности головки с поршневым пальцем. При свободной посадке пальца в головке величина  $\gamma_0$  зависит от соотношения между внешней нагрузкой и жесткостью головки. Этот угол увеличивается с увеличением внешней нагрузки и с уменьшением жесткости головки; по мере увеличения деформации головки последняя огибается вокруг пальца, охватывая его по большей дуге. Закон изменения ординат кривой принят при построении расчета косинусоидальным.

Изгибающий момент в любом сечении головки, расположенном под углом  $\gamma_x$  к вертикальному диаметру, можно определять по формуле

$$M = P_{jII} \rho \Phi, \quad (88)$$

где  $\rho$  — средний радиус

$$\rho = \frac{d_1 + d_2}{4};$$

$\Phi$  — коэффициент, зависящий от величины угла  $\gamma_0$  и текущего угла  $\gamma_x$ . Величина  $\Phi$  имеет максимум для  $\gamma_x \approx 75^\circ$  как при вращающемся пальце, так и при его тугой посадке.

По подсчетам Ф. Ф. Симакова при ходовой и легкоходовой посадке

$$\Phi_{\max} \approx 0,09 \div 0,1.$$

Расчет ведут по формулам изгиба кривых брусьев. Напряжение изгиба на внутренней поверхности головки

$$\sigma_u = \frac{M}{S} \cdot \frac{h_2}{r - h_2} - \frac{N}{F} = \frac{M h_2}{F e r_1} - \frac{N}{F}, \quad (89)$$

где  $S$  — статический момент сечения относительно нейтральной линии, равный  $F e$ ;

$F$  — площадь поперечного сечения головки;

$e$  — расстояние нейтральной линии от центра тяжести сечения;

$r$  — радиус кривизны нейтральной линии;

$h_2$  — расстояние от нейтральной линии до внутренней поверхности;

$r_1$  — внутренний радиус головки (см. фиг. 56);

$N$  — нормальная сила

$$N \approx 0,5 P_{jII}.$$

Для волокон, расположенных на внешней поверхности головки,

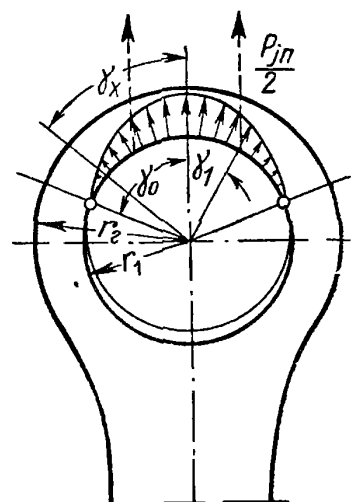
$$\sigma_u = \frac{M}{S} \frac{h_1}{r + h_1} + \frac{N}{F} = \frac{M}{F e} \cdot \frac{h_1}{r_2} + \frac{N}{F}, \quad (90)$$

где  $h_1$  — расстояние от нейтральной линии до внешней поверхности;

$r_2$  — внешний радиус головки.

Допускаемые напряжения  $\sigma$

Для углеродистой стали . . . . .	1000—1500 кг/см <sup>2</sup>
Для легированной „ . . . . .	1800—2000 „



Фиг. 57. Распределение радиальных давлений в поршневой головке.

Применяемый иногда способ расчета Бернгарда отличается от приведенного способа расчета тем, что серповидную кривую заменяют двумя сосредоточенными силами  $\frac{P_{jП}}{2}$ , точки приложения которых лежат на радиусах, расположенных под углом  $\gamma_1$  (близким к  $70^\circ$  при нормальном зазоре) к оси стержня (фиг. 57). Значение  $\Phi$ , полученное Бернгардом, равно 0,165.

Более точный расчет связан с учетом влияния меняющейся по времени нагрузки. При толстостенных головках и плавном переходе от головки к стержню характер нагружения проушины, которую представляет собой головка, получается близким к пульсирующему. Наибольшее напряжение может быть вычислено по формуле (87) или по формулам (89) и (90).

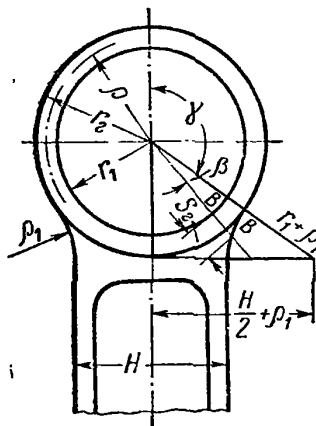
Запас прочности определяют из известной формулы (5).

В рассматриваемом случае

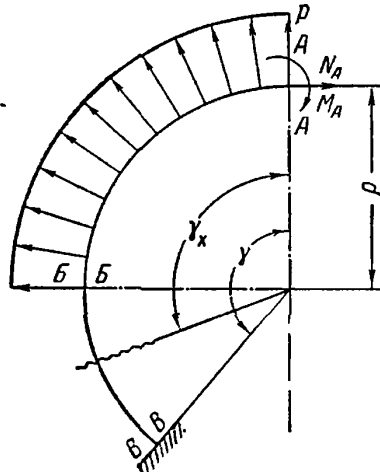
$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{\max}}{2};$$

$$n_\sigma = 2 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}(1 + \psi_\sigma)}.$$

Как показали эксперименты, в поршневой головке легких двигателей при недостаточно плавном переходе к стержню и малой толщине стенки головки возникают значительные напряжения



Фиг. 58. Схема поршневой головки.



Фиг. 59. Расчетная схема тонкостенной поршневой головки при действии сил инерции.

также и от силы  $P_{сж}$ , сжимающей шатун. Эта сила имеет наибольшую величину в момент максимального давления газов в цилиндре

$$P_{сж} = P_z + P_{jП}.$$

Распределение давления от силы  $P_{сж}$  на нижнюю часть головки может быть принято косинусоидальным.

По методу расчета тонкостенных головок, разработанному Р. С. Кинашвили, запас прочности устанавливают на основе подсчета напряжений, возникающих в месте перехода головки в стержень шатуна во внешних волокнах (сечение  $BB$ , фиг. 58). Центральный угол  $\gamma$  от оси шатуна до рассматриваемого сечения, в котором сопрягаются радиусы  $r_2$  и  $r_1$ , определяется из равенства

$$\gamma = 90^\circ + \arccos \frac{\frac{H}{2} + r_1}{r_2 + r_1}. \quad (91)$$

При расчете определяют наибольшее напряжение  $\sigma_j$  от силы инерции  $P_{jП}$  комплекта поршня, напряжение от силы  $P_{сж}$ , действующей в цилиндре, а также предварительное напряжение  $\sigma_z$ , возникающее в головке при наличии запрессованной втулки.

Напряжения от сил инерции подсчитывают по силовой схеме нагружения, показанной на фиг. 59.

Для рассматриваемого сечения  $BB$  (а также для любого другого сечения головки на участке  $BB-BB$ , расположенного под углом  $\gamma_k$  к оси стержня) изгибающий момент и нормальная сила соответственно равны

$$M_j = M_A + N_A r (1 - \cos \gamma) - 0,5 P_{jП} r (\sin \gamma - \cos \gamma); \quad (92)$$

$$N_j = N_A \cos \gamma + 0,5 P_{jП} (\sin \gamma - \cos \beta), \quad (93)$$

где  $M_A$  — изгибающий момент и  $N_A$  — нормальная сила в сечении  $AA$ , которые с достаточной степенью точности могут быть найдены из соотношений:

$$M_A = P_j \rho (0,00038\gamma - 0,297); \quad (94)$$

$$N_A = P_j (0,572 - 0,0008\gamma). \quad (95)$$

Значение углов  $\gamma$  — в градусах

$$\rho = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

Из рассмотрения получающейся вследствие начального натяга совместной деформации головки и втулки следует, что на головку передается не вся сила, а некоторая ее часть  $x$ . Последнюю определяют при известных соотношениях жесткостей на растяжение головки и втулки

$$N_{j_2} = N_j x, \quad (96)$$

где

$$x = \frac{1}{1 + \frac{E_6 F_6}{E_2 F_2}},$$

$E_6$  и  $E_2$  — модули упругости материалов втулки и головки (бронзы и стали);  $F_6$  и  $F_2$  — площади продольных сечений втулки и головки.

Влияние втулки на изгиб головки незначительно, и без большой погрешности им можно пренебречь.

Максимальное напряжение возникает обычно на внешних волокнах. Это напряжение в случае прямоугольного сечения головки, если считать ее брусом малой кривизны, выражается соотношением

$$\sigma_{uj} = \left[ 2M_j \frac{6\rho + s_2}{s_2(2\rho + s_2)} + N_{j_2} \right] \frac{1}{l_{us_2}}. \quad (97)$$

Напряжения в головке зависят в значительной степени от величины угла заделки  $\gamma$ . На фиг. 60 показаны расчетные напряжения при одинаковой силе  $P_j$  для двух значений угла  $\gamma$ . Для угла  $\gamma = 110^\circ$  наибольшее напряжение в 2 раза меньше, чем для угла  $125^\circ$ .

При проведении расчета целесообразно подсчитывать напряжения и для несколько большего угла, чем угол  $\gamma$ , определяемый по формуле (91), так как момент сопротивления сечения с увеличением текущего угла  $\gamma_x$  на некоторую величину  $\beta$  (фиг. 58) иногда увеличивается меньше, чем момент  $M_j$ .

Аналогично определяют и напряжение  $\sigma_{uz}$  от силы, сжимающей стержень шатуна (фиг. 61).

В этом случае

$$M_z = M_A + N_A \rho (1 - \cos \gamma) - P_{сж} \frac{\rho}{\pi} \left( \frac{\pi \sin \gamma}{2} - \gamma \sin \gamma - \cos \gamma \right); \quad (98)$$

$$N_z = \frac{P_{сж}}{\pi} \left( \frac{\pi}{2} \sin \gamma - \gamma \sin \gamma - \cos \gamma \right) + N_A \cos \gamma. \quad (99)$$

$M_A$  и  $N_A$  определяются из графика (фиг. 62).

$$\sigma_{uz} = \left( M_z \frac{6\rho + s_2}{s_2(2\rho + s_2)} - N_{zz} \right) \frac{1}{l_{us_2}}. \quad (100)$$

Для определения напряжения в поршневой головке от запрессовки втулки и от нагрева головки необходимо знать величину натяга  $\Delta$  посадки втулки в головку и величину натяга  $\Delta_t$ , получающегося вследствие различия термических коэффициентов расширения материалов головки и втулки

$$\Delta_t = (\alpha_6 - \alpha_2) t d_1; \quad t \approx 100 \div 150^\circ.$$

Для бронзовой втулки

$$\alpha_b = 1,8 \cdot 10^{-5};$$

для стальной головки

$$\alpha_2 = 1 \cdot 10^{-5}.$$

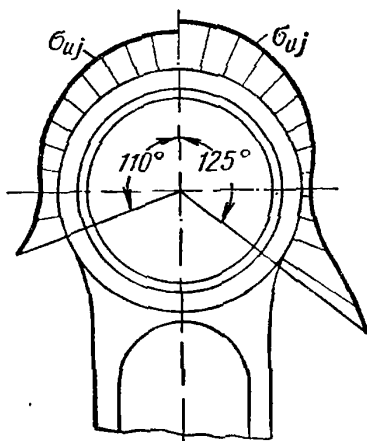
Удельное давление  $p$  между втулкой и головкой

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d_1 \left( \frac{\frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} + \mu}{E_2} + \frac{\frac{d_1^2 + d_{II}^2}{d_1^2 - d_{II}^2} - \mu}{E_b} \right)}, \quad (101)$$

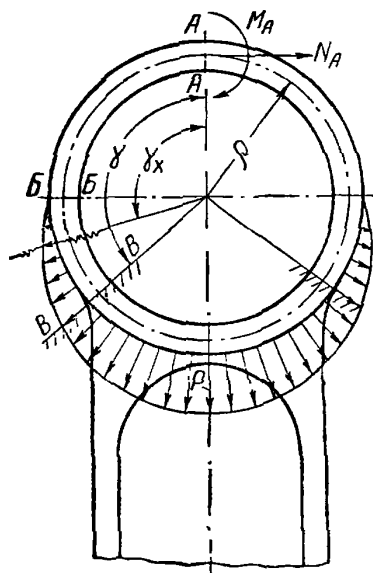
где  $\mu$  — коэффициент Пуассона, равный 0,3.

Напряжение от запрессовки для внешних волокон сечения

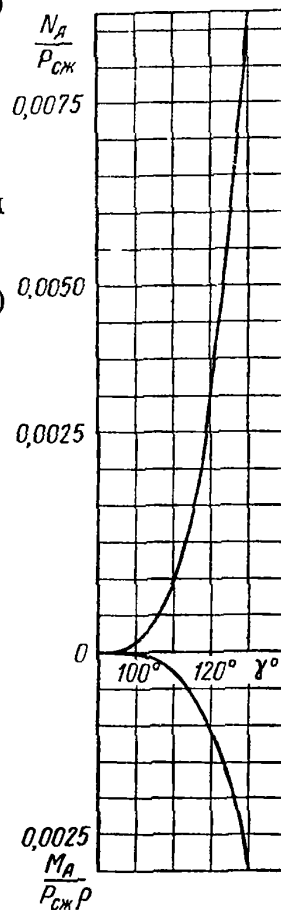
$$\sigma_3 = p \frac{2d_1^2}{d_2^2 - d_1^2}. \quad (102)$$



Фиг. 60. Напряжения в поршневой головке при разных углах заделки.



Фиг. 61. Расчетная схема тонкостенной поршневой головки при действии силы, сжимающей стержень.



Фиг. 62. Графики для определения  $N_A$  и  $M_A$ .

Максимальные и минимальные напряжения получаются равными

$$\sigma_{\max} = \sigma_{uj} + \sigma_3; \quad \sigma_{\min} = \sigma_{uz} + \sigma_3. \quad (103)$$

Запас прочности

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{uj} - \sigma_z + \psi_\sigma (\sigma_{uz} + 2\sigma_3)}. \quad (104)$$

Запас прочности в поршневых головках следует принимать не менее 3—3,5. Поломки, возникающие при запасе прочности  $n_\delta = 2$ , следует объяснить перегрузками от несимметричной передачи усилий на головку вследствие большого зазора между головкой и бобышками поршня и от заедания поршня в цилиндре.

При расчете головки шатуна с плавающим поршневым пальцем следует определить уменьшение внутреннего диаметра головки в направлении, перпендикулярном оси шатуна, под действием сил инерции комплекта поршня

$$\Delta d = \frac{P_{\text{пл}} d_{\text{ср}}^2 (\gamma - 90^\circ)}{10^6 E J} \quad (105)$$

Для того чтобы после деформации головки все же оставался некоторый зазор между втулкой и плавающим пальцем, уменьшение поперечного диаметра головки шатуна не должно быть больше половины первоначального зазора, равного, в частности 0,04—0,06 мм для легких двигателей.

#### § 4. КРИВОШИПНАЯ ГОЛОВКА ШАТУНА

Кривошипную головку в подавляющем большинстве случаев выполняют разъемной для удобства сборки и разборки деталей кривошипно-шатунного механизма. Исключение составляют головки шатунов звездообразных двигателей и мотоциклетных двигателей малой мощности. Валы в таких двигателях делают разъемными. Кроме того, неразъемные головки шатунов выполняют в случае применения роликовых или игольчатых подшипников. Подобная конструкция большого распространения не получила из-за увеличения веса и габаритов головки, что приводит к увеличению сил инерции головки и габаритов картера, а также усложняет сборку. В этом случае шатун при сборке надевают через шейки и щеки.

Для регулировки зазора в подшипнике между стыками половин головки закладывают набор прокладок; по мере износа отдельные прокладки удаляют. Однако с введением прокладок уменьшается жесткость стягиваемых деталей, что приводит к повышению напряжений в шатунных болтах; кроме того, при удалении прокладок нарушается круглая форма подшипника. Поэтому в быстроходных двигателях от применения прокладок отказываются и заменяют при износе подшипники.

В стационарных и судовых двигателях иногда применяют конструкцию с отъемной кривошипной головкой (фиг. 63). Между подошвой стержня и головкой в этом случае закладывают прокладку толщиной от 5 до 20 мм, служащую для регулирования высоты камеры сжатия. Центрирующий выступ или вставная центрирующая шайба служит также для разгрузки шатунных болтов от боковых усилий. При такой конструкции можно обойтись без вкладышей, а следовательно, можно увеличить диаметр шатунной шейки: кроме того, легко заменить головку при аварии.

В быстроходных двигателях для уменьшения веса кривошипной головки ее верхнюю половину, как правило, выполняют за одно целое со стержнем. Чтобы упростить вторичную заливку и последующую обработку поверхности трения в верхнюю половину ставят особый вкладыш. Такой же вкладыш нередко ставят и в нижнюю половину головки (фиг. 64).

Ориентировочные конструктивные соотношения (при выполнении эскиза) для элементов нижней головки шатуна по фиг. 63 и 64 следующие:

Для стационарных и судовых двигателей

$$h_1 = (0,2 \div 0,3)d,$$

$$h_2 = (0,65 \div 0,75)d,$$

$$h_4 = 0,1d,$$

$$h_5 = (0,55 \div 0,65)d,$$

$$h_6 = (0,5 \div 0,65)d;$$

при двух болтах

$$l_1 = (1,5 \div 1,6) d,$$

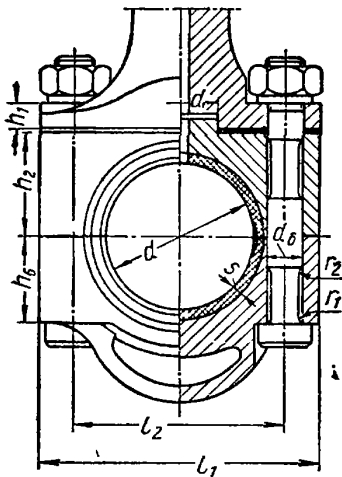
$$l_2 = (1,2 \div 1,25) d;$$

при четырех болтах

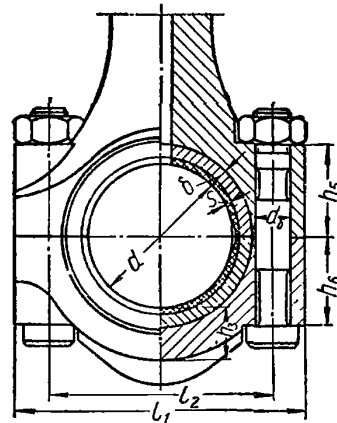
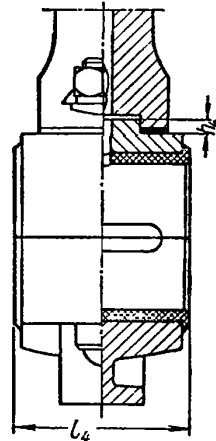
$$l_1 = (1,3 \div 1,4) d,$$

$$l_2 = (1,15 \div 1,2) d,$$

$$l_3 = (0,5 \div 1,5) d.$$



Фиг. 63. Отъемная кривошипная головка шатуна.



Фиг. 64. Кривошипная головка шатуна быстроходного двигателя.

В стационарных и судовых двигателях

$$h_3 = (0,2 \div 0,4) d.$$

В автомобильных и тракторных двигателях при наличии ребер на нижней половине головки

$$h_3 = (0,12 \div 0,25) d.$$

В легких двигателях повышенной мощности

$$h_3 = (0,1 \div 0,2) d.$$

При известном диаметре  $d$  шатунной шейки, диаметре и числе шатунных болтов и расстоянии между болтами размеры элементов конструкции определяют при выполнении эскиза из конструктивных соображений.

Толщина стенки вкладыша стационарных и судовых двигателей

$$\delta = (0,06 \div 0,1) d.$$

В легких двигателях значение  $\delta$  обычно лежит в пределах:

Для бронзы . . . . .	3—8 мм
„ стали . . . . .	1—3 „

Минимальные значения  $s$  — толщины заливки

В стационарных и судовых двигателях . . . . .	1 мм
В легких двигателях . . . . .	0,5—1 „

Размеры шатунных болтов  
в четырехтактных двигателях:  
при двух болтах

$$d_6 = (0,18 \div 0,25) d;$$



при четырех болтах

$$d_6 = (0,13 \div 0,16) d;$$

в двухтактных двигателях

$$d_6 = (0,13 \div 0,16) d.$$

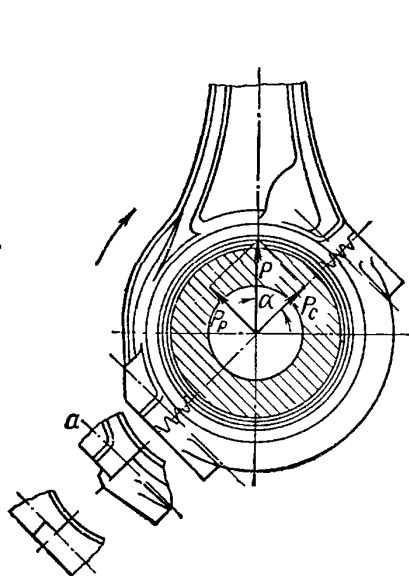
Радиусы закруглений (фиг. 63) лежат в пределах:

$$r_1 = (0,1 \div 0,25) d_6;$$

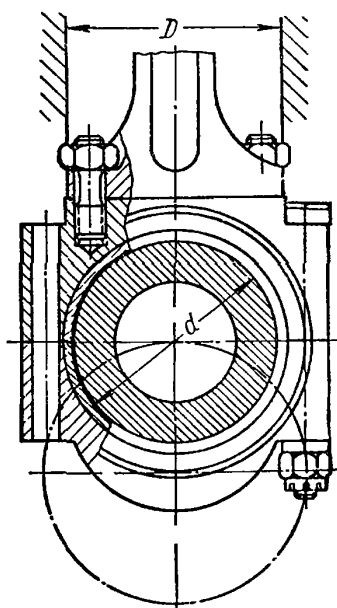
$$r_2 = (0,2 \div 1,0) d_6,$$

$$d_1 \approx d_{вн.}$$

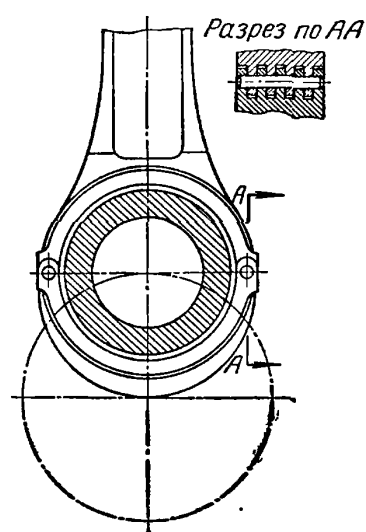
В настоящее время нередко увеличивают диаметр шатунной шейки для повышения жесткости коленчатого вала. В этом случае может оказаться



Фиг. 65. Кривошипная головка шатуна с косым разъемом.



Фиг. 66. Кривошипная головка шатуна с креплением стержня специальными шпильками.



Фиг. 67. Кривошипная головка шатуна двигателя со шпильками, работающими на срез.

невозможным демонтаж поршня вместе с шатуном через цилиндр. Для уменьшения габарита головки применяют следующие конструкции:

1. Ставят четыре или шесть болтов вместо двух. Однако в этом случае равномерная затяжка болтов затруднена, что приводит к неравномерному износу шейки вала и подшипника.

2. Делают косой разъем кривошипной головки шатуна. Угол наклона плоскости разъема к оси шатуна обычно лежит в пределах  $30\text{--}60^\circ$ . Диаметр шатунной шейки  $d$  в этом случае может быть увеличен до  $(0,8\text{--}0,85)D$ . Для восприятия, возникающего в стыке усилия  $P_c$ , выполняют особый замок.

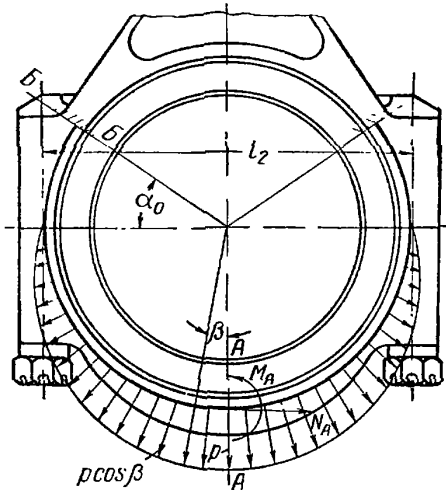
Применяемые конструкции замка изображены на фиг. 65. Наиболее надежным и простым следует признать замок, показанный на фиг. 65, а. Косой разъем получает все большее распространение не только в автомобильных и тракторных двигателях, но и в крупных двигателях облегченного типа.

Направление наклона плоскости разъема выбирают с учетом направления вращения вала и разгрузки от давления газов крышки кривошипной головки шатуна.

3. Ставят стержень шатуна с ограниченными размерами подошвы, которую крепят к кривошипной головке отдельными шпильками (фиг. 66)

При такой конструкции стержня можно вынимать поршень со стержнем шатуна через цилиндр. Недостатком конструкции является большое количество крепежных деталей, вследствие чего уменьшается надежность работы.

4. Выполняют соединение шпильками, работающими на срез в нескольких сечениях. Около плоскости разъема фрезеруют по пяти шипов (проушин) с каждой стороны головки; в промежутки между ними входят четыре шипа крышки, переходящие в полукольцевые ребра (фиг. 67). В шипах просверлены отверстия, развернутые на конус, в которые плотно посажены две конические шпильки, соединяющие крышку с головкой. Гнездо под шпильку развертывается на пологий конус (например, 1 : 75). Крышка зафиксирована в осевом направлении плотной пригонкой двух шипов в пазах головки. Для одинакового предварительного натяга и ограничения сил, которые могут создавать повышенные напряжения в шипах (вследствие малого угла конусности шпилек), посадку шпилек при заводском монтаже осуществляют тарированным ударом в несколько приемов с помощью груза, свободно падающего с определенной высоты. После ударов шпилька должна входить в гнезда заподлицо. При последующем монтаже шпильки загоняют ручным инструментом заподлицо с плоскостью головки. Так как штифты работают на срез в нескольких сечениях, их можно изготовлять малого диаметра.



Фиг. 68. Расчетная схема крышки кривошипной головки.

Недостатком конструкции является ее сложность в производстве и монтаже, а также и то, что шпильки работают не только на срез, но и на изгиб. Несмотря на эти недостатки, уменьшение габаритов и веса настолько существенно, что такую конструкцию применяют в современных легких двигателях повышенной мощности.

Кривошипную головку шатуна можно рассчитать лишь весьма приближенно. Головка нагружается силой  $P_{j0}$ , складывающейся из сил инерции  $P_j$  поступательно движущихся масс  $M_n$  при положении в в. м. т. и сил инерции  $P_{jв}$  вращающейся части массы  $M_b$  шатуна без массы нижней крышки:

$$P_{j0} = P_j + P_{jв} = [M_n(1 + \lambda) + M_b] R\omega^2.$$

Р. С. Кинашвили предложил расчетные формулы, по которым можно судить о сравнительной прочности и жесткости однотипных головок с несколько большим основанием, чем это получается по другим известным формулам.

При расчете допускают, что головка представляет собой систему, заделанную в месте перехода в стержень и что сила  $P_{j0}$ , нагружающая головку, распределяется по закону косинусоиды (фиг. 68). Кроме того, принимают, что вкладыши с головкой деформируются одинаково, так как вкладыши всегда посажены в головке с натягом. Вследствие этого распределение изгибающих моментов между крышкой и вкладышем производится пропорционально моментам инерции  $J$  и  $J_b$  их поперечных сечений относительно осей, проходящих через центры тяжести сечений параллельно оси вала, а распределение нормальных сил — пропорционально площадям ( $F$  и  $F_b$ ) поперечных сечений.

Считают, что крышка шатуна составляет одно целое с остальной частью головки, допуская тем самым, что раскрытия стыков не происходит. Сече-

ние крышки принимают постоянным и равным среднему сечению, вследствие чего напряжения и деформации получаются завышенными. Радиус кривизны головки принимают равным половине расстояния между осями болтов.

Рассматриваемая система имеет два лишних неизвестных: изгибающий момент  $M_A$  и нормальную силу  $N_A$ , действующие в опасном сечении  $AA$  (фиг. 68).

Раскрывая статическую неопределимость известными методами, можно получить выражения для  $M_A$  и  $N_A$  в зависимости от угла  $\alpha_0$  наклона сечения заделки.

С достаточной степенью точности можно считать справедливыми следующие уравнения:

$$M_A = P_{j_0} \frac{l_2}{2} (0,0127 + 0,00083\alpha_0); \quad (106)$$

$$N_A = P_{j_0} (0,522 + 0,003\alpha_0). \quad (107)$$

На крышку действует изгибающий момент

$$M = \frac{M_A}{1 + \frac{J_B}{J}} = \frac{P_{j_0} l_2}{1 + \frac{J_B}{J}} \frac{(0,0127 + 0,00083\alpha_0)}{2} \quad (108)$$

и нормальная сила

$$N = \frac{N_A}{1 + \frac{F_B}{F}} = \frac{P_j (0,522 - 0,003\alpha_0)}{1 + \frac{F_B}{F}}. \quad (109)$$

Напряжение в среднем сечении крышки

$$\sigma_u = P_{j_0} \left[ \frac{l_2 (0,0127 + 0,00083\alpha_0)}{2W \left(1 + \frac{J_B}{J}\right)} + \frac{0,522 - 0,003\alpha_0}{F + F_B} \right], \quad (110)$$

где  $W$  — момент сопротивления крышки.

Установить сечение, соответствующее месту заделки, затруднительно. Обычно считают заделку в месте, соответствующем переходу в бобышки под болты (сечение  $BB$  фиг. 68). Угол  $\alpha_0$  у выполненных шатунов легких двигателей повышенной мощности близок к  $40^\circ$ . В этом случае

$$\sigma_u = P_{j_0} \left[ \frac{0,023l_2}{W \left(1 + \frac{J_B}{J}\right)} + \frac{0,4}{F + F_B} \right]. \quad (111)$$

Допускаемые напряжения в  $кг/см^2$ .

Для углеродистой стали, в стационарных и судовых двигателях	600—1000
” ” ” и легированной стали, в быстроходных судовых и в автотракторных двигателях . . . . .	1500—2000
Для легированной стали, в легких двигателях повышенной мощности . . . . .	2000—3000

Так как характер изменения напряжений в крышках обычно однотипный (при изменении величин напряжений от нуля до максимального значения), то напряженность сравнивают по максимальным значениям напряжений.

При расчете на переменную нагрузку, учитывая, что среднее напряжение  $\sigma_m$  равно амплитуде  $\sigma_a$  цикла, равной  $\frac{\sigma_{\max}}{2}$ , запас прочности определяют по формуле

$$n_\sigma = 2 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max} \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \right)}.$$

Уменьшение диаметра, перпендикулярного оси стержня, с достаточной точностью можно определить по формуле

$$\Delta d = \frac{0,0024 P_{j0} l_2^3}{E (J + J_b)}. \quad (112)$$

Значения  $\Delta d$  для выполненных напряженных конструкций легких двигателей повышенной мощности лежат обычно в пределах 0,06—0,2 мм.

В действительности деформации кривошипных головок меньше определяемых по приведенным формулам, так как при расчете не учитывается влияние бобышек и за средний диаметр принимается расстояние между осями болтов. При конструировании болтов необходимо стремиться к тому, чтобы болт нагружался только на растяжение и был разгружен или свободен от дополнительного изгиба или среза. На прочность болта значительное влияние оказывают форма болта, качество поверхности, место приложения усилий, термическая обработка.

Конструктивные формы болта должны характеризоваться плавностью переходов и максимальной простотой: стержень не должен иметь резких изменений в диаметре, головка по возможности должна быть цилиндрической формы (без лысок и усиков). Переход от резьбы желательнее выполнять в виде проточки на значительной длине (не менее 0,4—0,5 диаметра нарезки) с радиусом закругления не менее 0,2 диаметра нарезки. Сопряжение стержня с головкой следует осуществлять радиусом, равным 0,1—0,25 диаметра стержня в месте сопряжения, а переход к центрирующим поясам радиусом не менее 0,2—0,3 диаметра пояса.

Надежность работы шатунных болтов зависит также от условий монтажа. Сила предварительной затяжки должна быть весьма значительной, недостаточная затяжка вызывает наклеп на стыке вследствие наличия ударной нагрузки. Перетяжка вызывает текучесть материала с последующим ослаблением силы затяжки. Сила  $P_z$  предварительной затяжки растягивает болт и сжимает соединяемые части. В результате приложения к нижней крышке силы  $P_{j0}$  на болты передается ее часть  $a$ , вызывая дополнительное удлинение

$$\Delta l_b = a \frac{P_{j0} l_b}{E F_b},$$

где  $l_b$  — длина болта;

$F_b$  — суммарная площадь поперечного сечения болтов.

Другая часть силы  $(1 - a) P_{j0}$  уменьшает предварительное сжатие стянутых частей шатуна на величину

$$\Delta l_w = (1 - a) \frac{P_{j0} l_w}{E F_w},$$

где  $F_w$  — площадь поперечного сечения деформируемой части шатуна. Величина  $F_w$  может быть определена лишь путем измерения деформации.

Приравнивая  $\Delta l_b$  и  $\Delta l_w$  имеем после простых преобразований

$$a = \frac{1}{1 + \frac{F_w}{F_b}}.$$

Таким образом, во время работы болт растягивается силой

$$P_6 = P_3 + aP_{j0} = P_3 + \frac{P_{j0}}{1 + \frac{F_{ш}}{F_6}}.$$

Сила, действующая на стык

$$P_{см} = P_3 - (1 - a)P_{j0} = P_3 - \frac{P_{j0}}{1 + \frac{F_{ш}}{F_6}}.$$

Эксперименты, проведенные на шатунах легких двигателей, показали, что отношение  $\frac{F_{ш}}{F_6}$  колеблется в пределах 3—5. Нет основания полагать, что данная величина будет отличаться для тяжелых двигателей. Таким образом.

$$\begin{aligned} P_6 &= P_3 + (0,15 \div 0,25)P_{j0}, \\ P_{см} &= P_3 - (0,75 \div 0,85)P_{j0}. \end{aligned} \quad (113)$$

Силу затяжки выбирают с учетом того, чтобы при действии силы  $P_{j0}$ , стремящейся разгрузить стык, последний все же был бы затянут силой, превосходящей значительно величину силы  $P_{j0}$

$$P_3 = (2 \div 4)P_{j0}. \quad (114)$$

Откуда

$$P_6 = (2 \div 4)P_{j0} + (0,15 \div 0,25)P_{j0}. \quad (115)$$

Вследствие небольшой величины переменной части нагрузки (догружающей болт) прочность болта можно определять по напряжению от максимальной силы

$$\sigma = \frac{P_6}{i \frac{\pi}{4} d_{вн}^2},$$

где  $i$  — число болтов;

$d_{вн}$  — внутренний диаметр нарезки.

Величина крутящего момента, нагружающего болт при затяжке

$$M_k = \mu P_3 \frac{d_{ср}}{2i},$$

где  $\mu$  — коэффициент трения в нарезке, который может быть принят равным 0,1;

$d_{ср}$  — средний диаметр нарезки

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{\mu P_3 d_{ср}}{2W_k i}.$$

Сложное напряжение в расчетном сечении

$$\sigma_\tau = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Значения допускаемых напряжений могут быть приняты в пределах, указанных в табл. 20.

Допускаемые напряжения для шатунных болтов

Тип двигателя	Вид стали	Допускаемое напряжение $\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>
Стационарные и судовые	Углеродистая	800—1200
Быстроходные судовые, автомобильные и тракторные	Легированная	1200—1800
Легкие — повышенной мощности	Легированная	1800—2500

При косом разъеме шатуна сила предварительной затяжки может быть несколько меньшей. Способ расчета остается тот же. При определении расчетной силы  $P_p$  необходимо учитывать угол  $\alpha$  наклона разъема к оси шатуна, т. е. умножать на  $\cos \alpha$  силу, действующую в направлении оси стержня (фиг. 65).

Крышки шатунов и шатунных болтов V-образных двигателей с центральным сочленением рассчитывают аналогично.

При расчете кривошипных головок с прицепными шатунами нагружающие силы определяют с учетом сил инерции около в. м. т. главного шатуна. На кривошипную головку действуют силы: в направлении оси главного шатуна

$$P_j = [M_{ин} (1 + \lambda) + M_2] R \omega^2; \quad (116)$$

в направлении оси прицепного шатуна

$$P_{jt} = \left[ M_{nt} (1 + c\lambda) + \left( 1 + \lambda^2 \frac{r}{R} \right) M_{t2} \right], \quad (117)$$

где

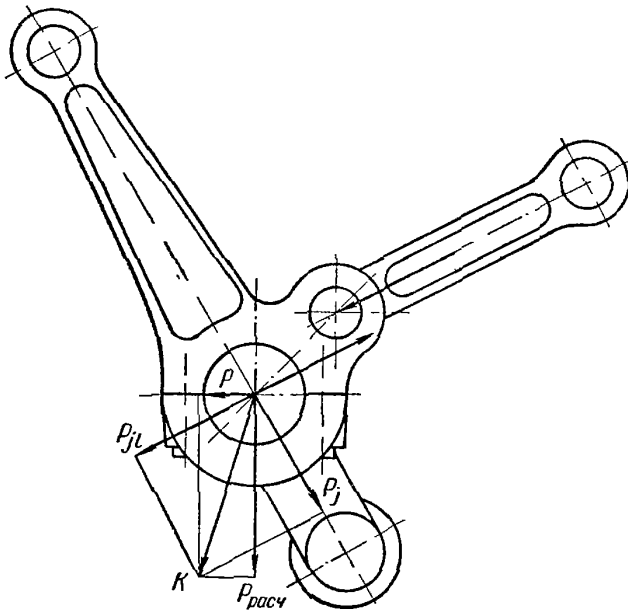
$$c = 1 - 2 \frac{r}{l} \cos \gamma (1 - \cos \gamma).$$

На фиг. 69 показаны эти силы; сложение их удобно выполнять графически.

Усилие для расчета нижней крышки главного шатуна  $P_{расч}$  определяют в результате разложения найденной суммарной силы  $K$  на направления, параллельное и перпендикулярное осям болтов.

Усилие для расчета болтов определяют так же, как и при расчете шатунных болтов рядных двигателей. В расчетную формулу вместо  $P_{j0}$  необходимо подставить  $P_{расч}$ .

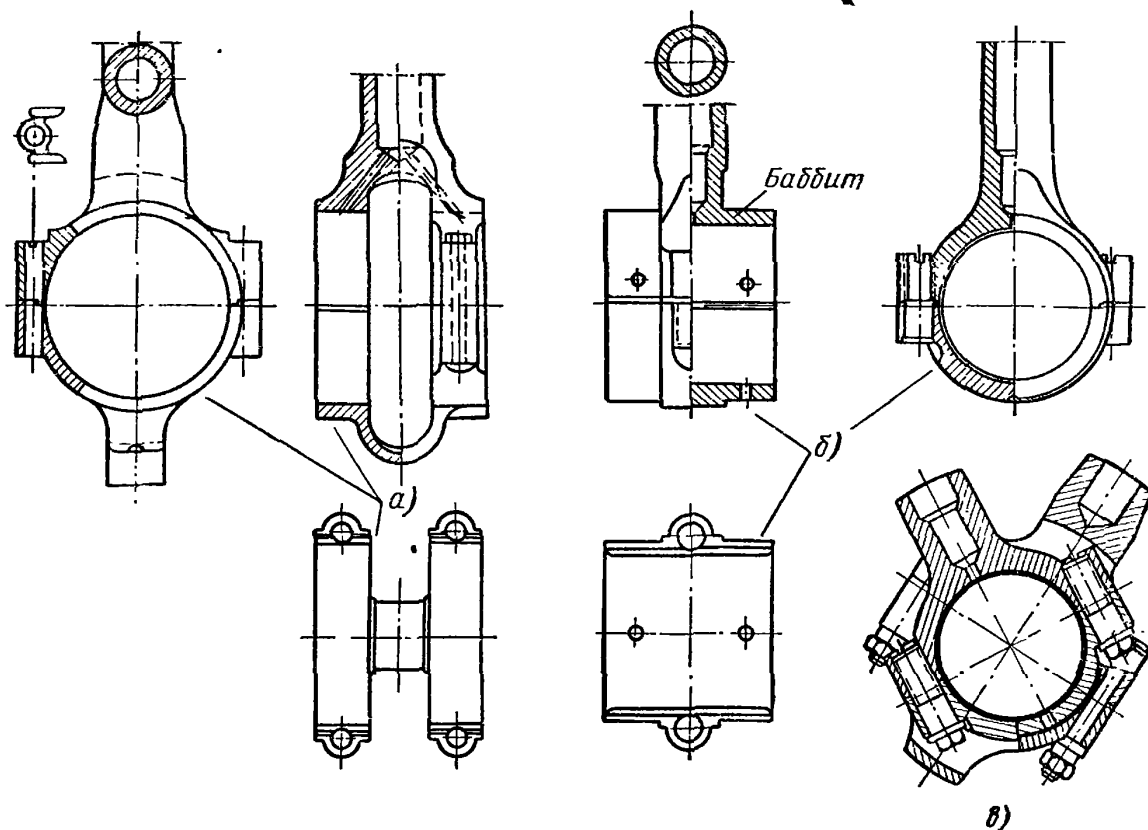
При центральном сочленении шатунов применяют систему внешнего вильчатого и внутреннего шатунов. В старых конструкциях работающая по



Фиг. 69. Схема нагружения кривошипной головки при сочленении с прицепным шатуном.

валу кривошипная головка была связана с внутренним шатуном. Подобные конструкции показаны на фиг. 70. Головка внутреннего шатуна разъемная, соединенная шпильками, залита изнутри и снаружи баббитом. Нижняя половина головки внешнего шатуна выполнена в виде двух крышек, соединенных для жесткости перемычкой.

Основными недостатками данной схемы являются отсутствие плавного перехода от стержня к головке, вследствие чего появляются концентрации напряжений и происходит растрескивание баббита под стержнем, весьма малое отношение длины каждой из опорных поверхностей к диаметру,



Фиг. 70. Кривошипные головки связанные с внутренним шатуном V-образного двигателя:

а — головка внешнего шатуна; б — головка внутреннего шатуна; в — головка в сборе.

поэтому масляная пленка легко выдавливается из зазора, а также трудность заливки антифрикционным сплавом двух поверхностей головки.

На фиг. 71 показан внутренний шатун, в котором устранены частично указанные недостатки, вследствие выполнения тела головки в виде отдельного вкладыша.

В настоящее время, как правило, применяют кривошипную головку, в которой внутренний шатун работает по наружной поверхности вкладыша, состоящего из двух половин; вкладыш укреплен в кривошипной головке вильчатого шатуна (см. фиг. 53).

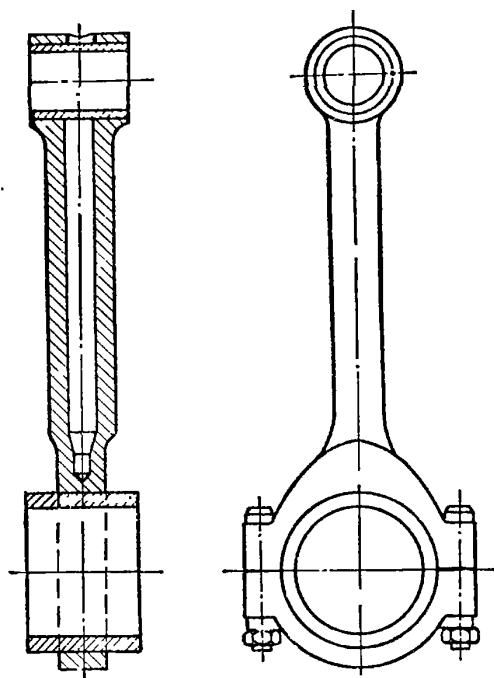
Вкладыши выполняют стальными и заливают свинцовистой бронзой с внутренней и с наружной сторон, причем с наружной стороны лишь на длине прилегания головки внутреннего шатуна. Стремление устранить трудную операцию заливки вкладышей снаружи привело к созданию конструкции разъемной тонкостенной втулки (из антифрикционного металла типа свинцовистой бронзы), надеваемой на стальной вкладыш.

Как было уже отмечено выше, кривошипные головки шатунов при центральном сочленении имеют малую жесткость. Особенно это касается виль-

чатого шатуна, у которого обычно развилины головки в местах их перехода в стержень недостаточно жестки, что влечет понижение общей жесткости кривошипной головки.

В вильчатой конструкции целесообразно применить H-образное сечение, полки которого имеют усиливающие ребра и плавно переходят в вилки кривошипной головки. Стенка сечения может быть продолжена достаточно далеко при свободном проходе внутреннего шатуна (фиг. 72, в), даже при больших радиусах переходов от стержня к кривошипной головке. В этом случае обеспечивается повышенная жесткость конструкции.

На фиг. 72 изображены вильчатые и на фиг. 73 внутренние шатуны.



Фиг. 71. Внутренний шатун V-образного двигателя, в котором тело головки выполнено в виде отдельного вкладыша.

Конструкция по схеме (фиг. 72, а) характеризуется малым весом и большой напряженностью. Жесткость достигается посадкой верхней половины кривошипной головки на поверхности развилин стержня, выполненные по радиусу.

Конструкция по схеме (фиг. 72, б) — относительно проста.

Конструкция по схеме (фиг. 72, в), как уже отмечено, отличается расположением профиля двутаврового сечения стержня. На фиг. 72, г видны смещения стыка вкладышей относительно стыка крышки шатуна. На фиг. 72, в и 73, в видна фиксация вкладышей при помощи круглых шпонок.

Конструкция по схеме (фиг. 72, з) более массивна по сравнению с предыдущими.

Указанные выше недостатки ограничивают применение центральных шатунов. Особенно это касается двигателей с воспламенением от сжатия, в которых до настоящего времени применяют также конструкции с прицепным шатуном. Эти

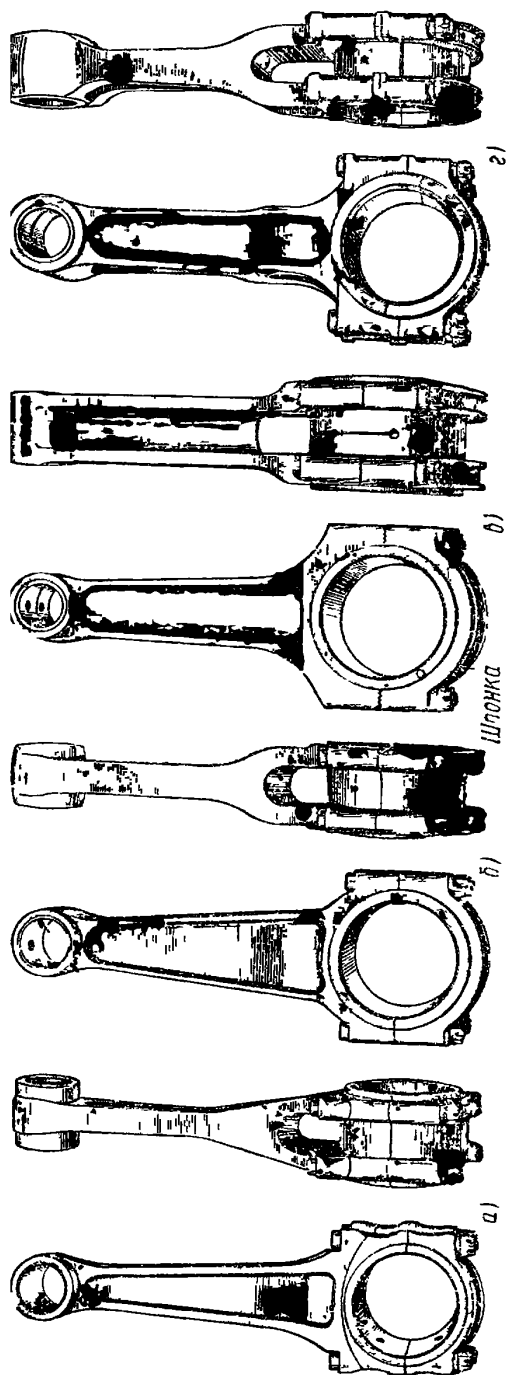
конструкции выполняют с кривошипными головками двух типов, отличающимися способом установки пальца прицепного шатуна: на одной проушине или на двух.

Установка пальца на одной проушине (см. фиг. 54) имеет то преимущество, что головка главного шатуна получается более жесткой: проушина непосредственно связана со стержнем шатуна, являясь как бы его продолжением и имеет зачастую ту же ширину, что и полка стержня. Кроме того, проушина усилена ребрами, которые могут быть выполнены достаточно жесткими. Следует отметить также, что при одной проушине несколько облегчается размещение четырех или шести стяжных болтов или шпилек.

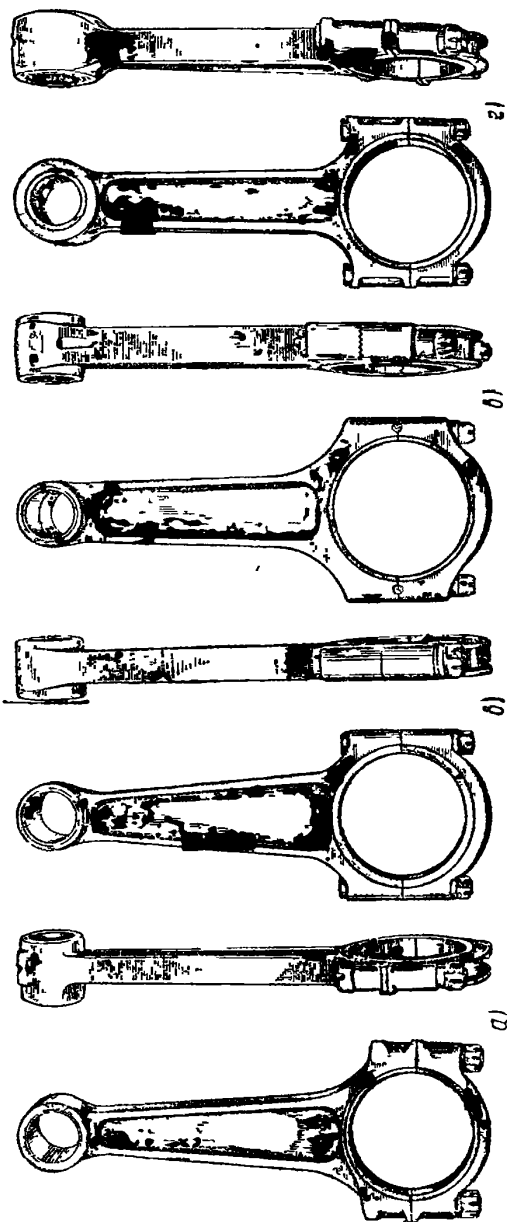
Преимуществом применения двух проушин (фиг. 74) является большая простота головки прицепного шатуна. Кроме того, палец получается более жестким благодаря осуществлению третьей промежуточной опоры в дополнение к двум проушинам.

Крепление крышки осуществляется шпильками, которые для большей надежности заворачивают на глубину до двух диаметров и контрят шурупами. Для точного направления и фиксации кромки, на шпильке обычно делают направляющий поясик. Иногда фиксация крышки обеспечивается круговым выступом (особенно в случае малого диаметра шпилек). При разборке шатуна шпильки не вывертывают.



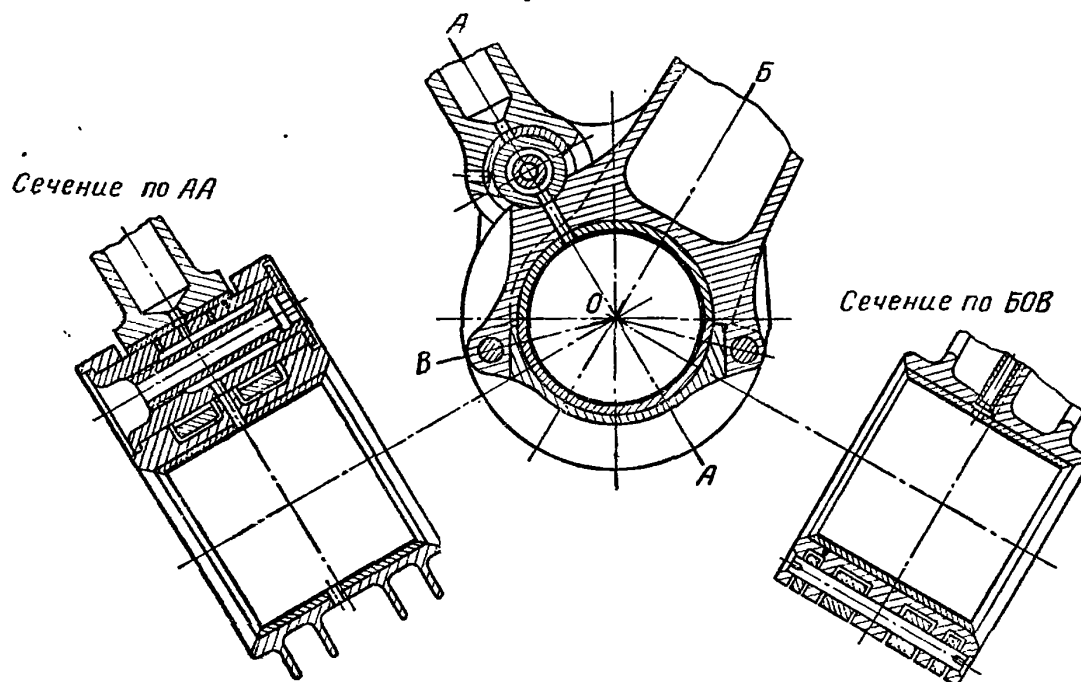


Фиг. 72. Вильчатые шатуны при центральном сочленении.



Фиг. 73. Внутренние шатуны при центральном сочленении.

Подвод смазки к пальцу прицепного шатуна проще осуществить при установке пальца на одной опоре. В этом случае делают канал внутри головки, выходящий в лунку, проточенную в гнезде пальца. В случае установки пальца на двух опорах часто просверливают обе проушины; масло подводится к отверстиям в проушинах через каналы в головке.



Фиг. 74. Сочленение шатунов V-образного двигателя с прицепным шатуном.

## § 5. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

### Шатун двигателя Д-35

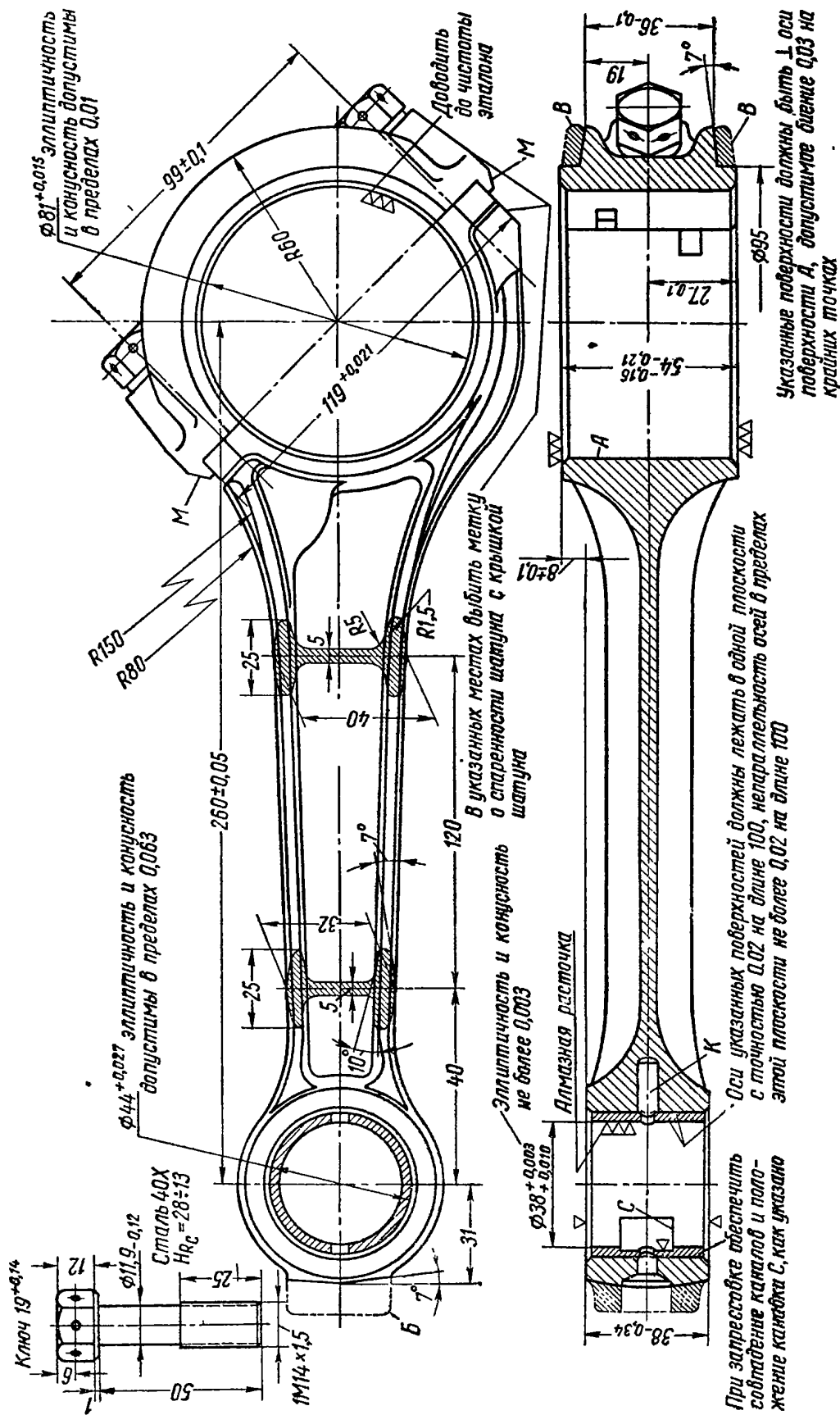
Шатун двигателя Д-35 (фиг. 75) изготовляют из углеродистой стали 45 штамповкой. Стержень шатуна двутаврового сечения. В отверстие поршневой головки запрессована бронзовая втулка.

Для смазки поверхностей пальца и втулки в поршневой головке имеется отверстие, через которое улавливается масло, разбрызгиваемое коленчатым валом. Через отверстие во втулке масло поступает в неглубокую выемку на внутренней поверхности втулки. Выемка предназначена для равномерного распределения масла по поверхности пальца. Чтобы обеспечить смазку в начале пуска двигателя, в нижней части поршневой головки выполнен канал, который служит для сбора масла. При первых оборотах коленчатого вала масло под действием сил инерции выбрасывается из канала вверх и смазывает поршневой палец.

Кривошипная головка разъемная. Крышка прикреплена к шатуну двумя болтами, ввернутыми в тело шатуна. Плоскость разъема кривошипной головки расположена под углом, равным  $45^\circ$  к оси стержня. Постели под вкладыши вместе с крышкой обрабатывают с большой точностью. Перестановка крышек с одного шатуна на другой не допускается. Во избежание поперечных смещений плоскости разъема и перекосов крышка точно направлена своими боковыми выступами по установочным площадкам шатуна. Боковые установочные площадки шатуна расположены несимметрично относительно оси отверстия для подшипника, вследствие чего крышку нельзя устанавливать в перевернутом положении. Осевой зазор между кривошипной головкой шатуна и буртиками щек коленчатого вала лежит в пределах 0,16—0,33 мм.

Шатунные болты изготовляют из хромистой стали. Затяжку болтов производят динамометрическим ключом. Во избежание вывинчивания болты стопорятся проволокой, проходящей через каналы в головках.

Вкладыши шатунных подшипников изготовляют из стальной ленты, залитой свинцовистой бронзой. Толщина слоя свинцовистой бронзы 0,5—0,7 мм. Толщина вкладыша 3 мм, включая слой бронзы. На краю каждого вкладыша у плоскости разъема имеется выштампованный ус, который входит в специальную выемку шатуна или крышки, вследствие этого предотвращаются проворачивание и перестановка вкладышей в постели. Усы удерживают вкладыши также от смещения вдоль оси подшипника.



Фиг. 75. Шатун двигателя Д-35.

Размеры обработанных поверхностей, не имеющие указаний о допусках, следует выполнять с точностью  $\pm 0,25$ .

Масло к трущимся поверхностям подшипника поступает через отверстие в шатунной шейке вала. Для распределения смазки по всей поверхности подшипника на нижнем вкладыше имеется кольцевая канавка, совпадающая с отверстием на шейке коленчатого вала. У плоскости разреза на внутренней поверхности каждого вкладыша сделаны неглубокие холодильники.

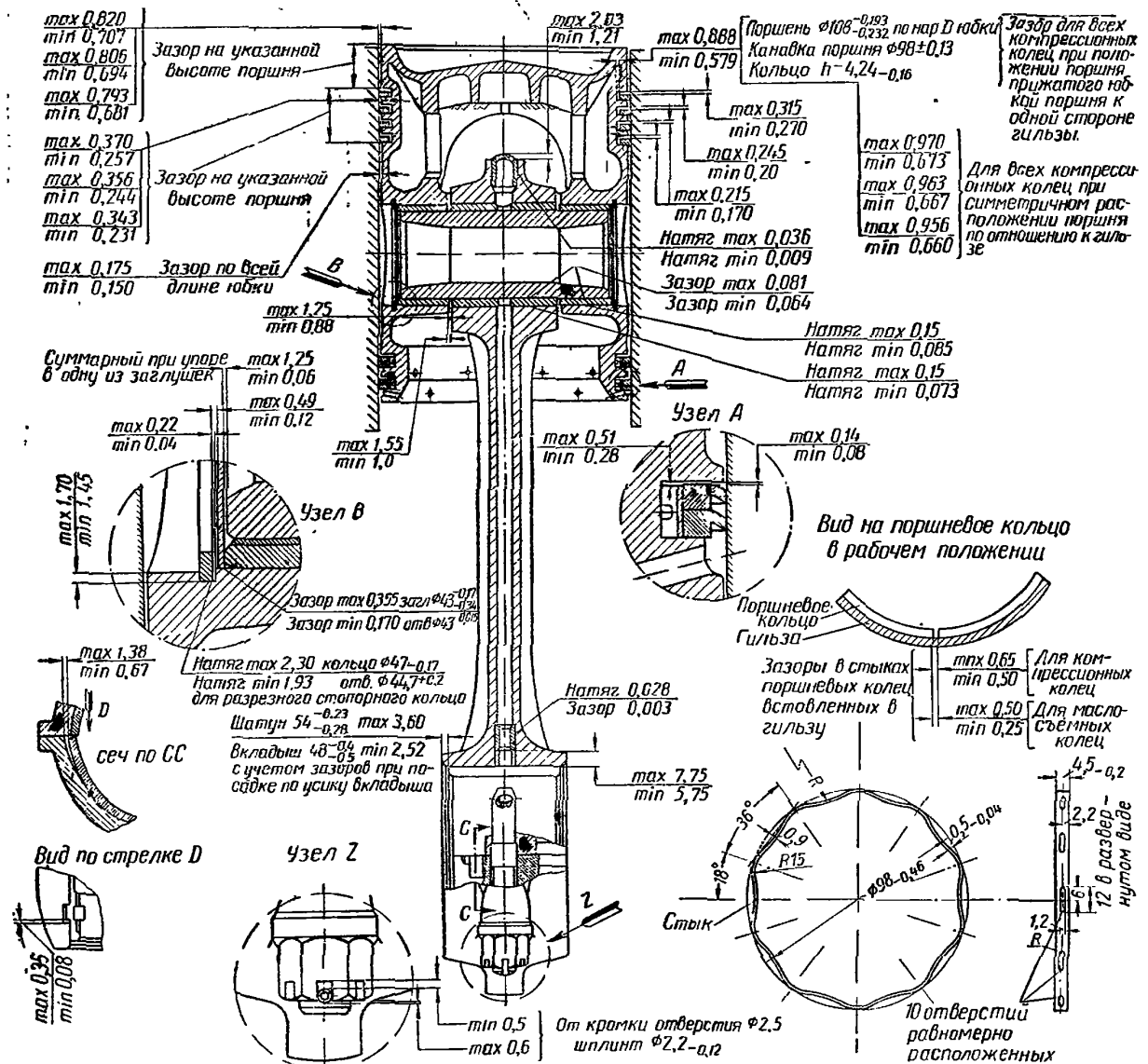
Вкладыши обрабатывают отдельно от шатунов; толщину каждого вкладыша выдерживают с точностью до 8 мк, что допускает полную взаимозаменяемость. Цилиндрическую форму подшипник приобретает при плотном прилегании вкладышей к точно обработанной постели. Плотное прилегание с натягом достигается при затяжке болтов вследствие несколько большей длины наружной поверхности двух любых вкладышей по отношению к длине окружности постели.

Правку шатуна не допускают. Все острые кромки закругляют.

Доводку веса головок производят путем снятия металла в местах, указанных буквами В и В, не выходя за указанные пределы. Разница в весе верхней и нижней головки в отдельности не более 20 г. Боковой зазор между поршневой головкой шатуна и бобышками поршня не менее 0,5 мм на сторону.

### Шатуны двигателей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206

Шатуны двигателей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 (фиг. 76) изготавливают из марганцовистой стали 45Г2. После штамповки их подвергают закалке и отпуску. Шатун отличается мас-



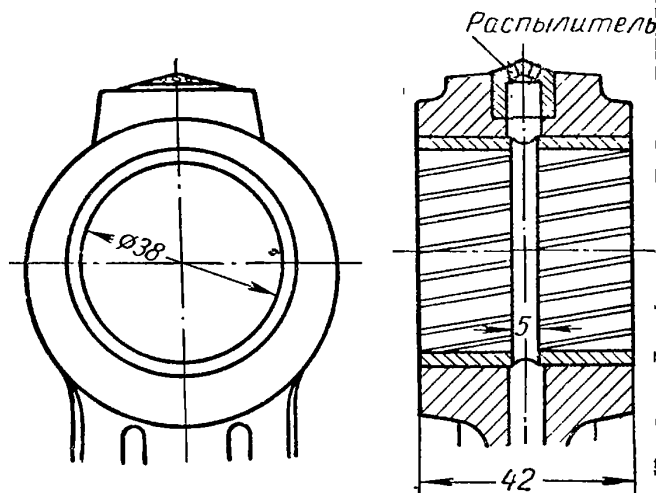
Фиг. 76. Шатуны и поршни двигателей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206.

сивным стержнем и жесткой конструкцией поршневой и кривошипной головок. Стержень шатуна двутаврового сечения. Крышка кривошипной головки крепится двумя болтами из хромоникелевой стали ОХМ. Гайки болтов выполнены из стали 40ХН.

Постели под вкладыши и торцы окончательно обрабатывают вместе с крышкой. Поэтому при снятии и установке крышек нельзя менять их местами и переворачивать. Во избежание этого на головках и крышках ставят метки.

Вкладыши изготовляют из низкоуглеродистой стали 10. Основной антифрикционный слой — свинцовистая бронза. Толщина слоя 0,5—0,7 мм. Все поверхности вкладыша, за исключением покрытой антифрикционным сплавом, и стыков, покрывают тонким слоем белого металла для предохранения от коррозии. В середине нижней половины шатунного вкладыша профрезерована канавка, выведенная своими концами в верхней половине вкладыша. Верхняя половина вкладыша имеет две канавки в средней части, идущие от плоскости разъема до отверстий, через которые подается масло.

Отверстиями в верхней половине вкладыша эти канавки соединены с проточкой в теле шатуна, образующей масляную ванну с наружной стороны вкладыша. Из проточки масло через дозирующий жиклер, запрессованный в шатун, поступает по каналу в стержне шатуна в поршневую головку, заполняя кольцевой объем между двумя втулками. Часть масла, проникая в зазор между втулками и поршневым пальцем, смазывает трущиеся поверхности пальца. Большая же часть масла выбрасывается через четыре отверстия форсунки, запрессованной в головке шатуна на внутреннюю, имеющую ребра, поверхность днища поршня, охлаждая его.



Фиг. 77. Поршневая головка шатуна двигателя ЯАЗ-204.

Вкладыши шатунных подшипников и постели выполнены с большой точностью, поэтому вкладыши можно укладывать в постели без последующей механической обработки и без применения регулировочных прокладок.

В поршневой головке запрессованы две втулки из оловянистой бронзы (фиг. 77). Особенностью этих втулок, как и втулок бобышек поршня, является наличие спиральных продольных канавок по всей внутренней поверхности втулок, улучшающих смазку поверхности пальца.

### Шатун двигателя ГАЗ-51

Шатун двигателя ГАЗ-51 (фиг. 78) изготовляют ковкой из марганцовистой стали 45Г2. После закалки и отпуска твердость  $H_B = 228 \div 269$ . Сечение стержня двутавровое. В поршневую головку запрессована втулка, изготовленная из оловянистой бронзы марки ОЦС4-4-2,5.

Смазка трущихся поверхностей поршневого пальца и втулки производится через прорезь в поршневой головке и через отверстие во втулке. Прорезь служит для улавливания масла, разбрызгиваемого коленчатым валом. Кривошипная головка разъемная. Крышка, усиленная снаружи двумя ребрами, крепится к телу шатуна двумя болтами.

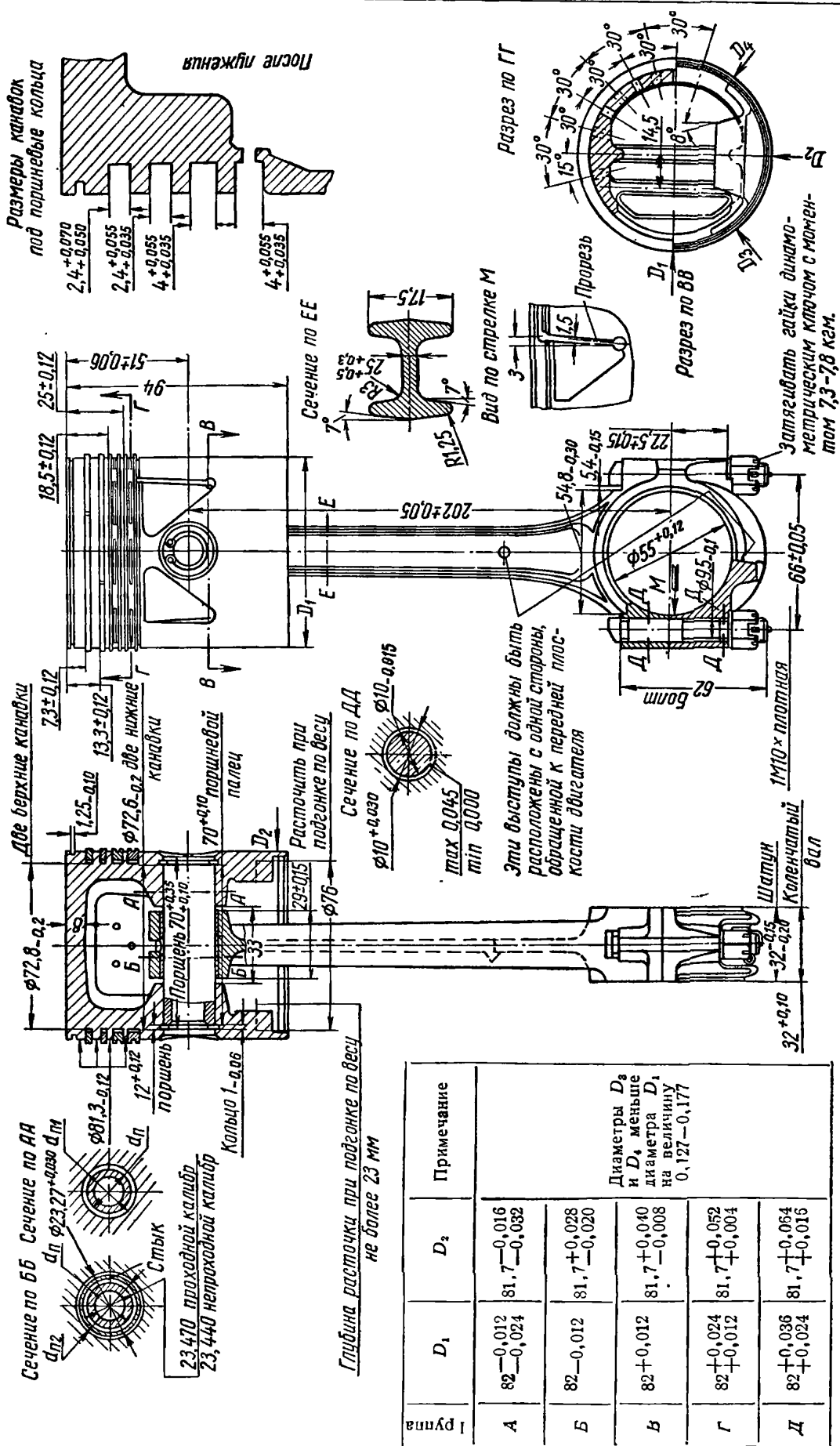
В кривошипной головке, в месте перехода ее в стержень, просверлено калиброванное отверстие, через которое пульсирующей струей масла смазываются стенки цилиндров, кулачки распределительного вала и тарелки толкателей. Шатуны подбирают по весу. Разница в весе шатунов в одном комплекте допускается не более 8 г.

Вкладыши шатунных подшипников тонкостенные, биметаллические, выполнены из ленты, изготовленной из малоуглеродистой стали 08, залитой свинцовистым баббитом. Толщина стальной ленты 1,45 мм. Толщина слоя баббита 0,3—0,35 мм. Высокая точность изготовления вкладышей и постелей для них позволяет менять вкладыши без подгонки.

Шатунный вкладыш имеет отверстие для смазки кулачков распределительного вала и цилиндров. Отверстие во вкладыше, монтируемом в крышку шатуна, не используется. Необходимая величина диаметрального зазора, лежащая в пределах 0,026—0,077 мм, в новом двигателе обеспечивается при шлифовке вала применением ремонтных вкладышей.

Вкладыши выпускают уменьшенные по внутреннему диаметру на 0,05; 0,25; 0,30; 0,50; 0,75; 1,00 и 1,25 мм. Нерабочая поверхность вкладыша кадмирована.

В табл. 21 приведена разбивка на группы поршней, шатунов и поршневых пальцев по размерам диаметров  $d_{П1}$ ,  $d_{П2}$  и  $d_{П}$ .



Фиг. 78. Шатун и поршень двигателя ГАЗ-51.

Разбивка поршней по группам А, Б, В, Г и Д в соответствии с размерами диаметров

Таблица 21

## Разбивка на группы поршней, шатунов и поршневых пальцев по размерам диаметров

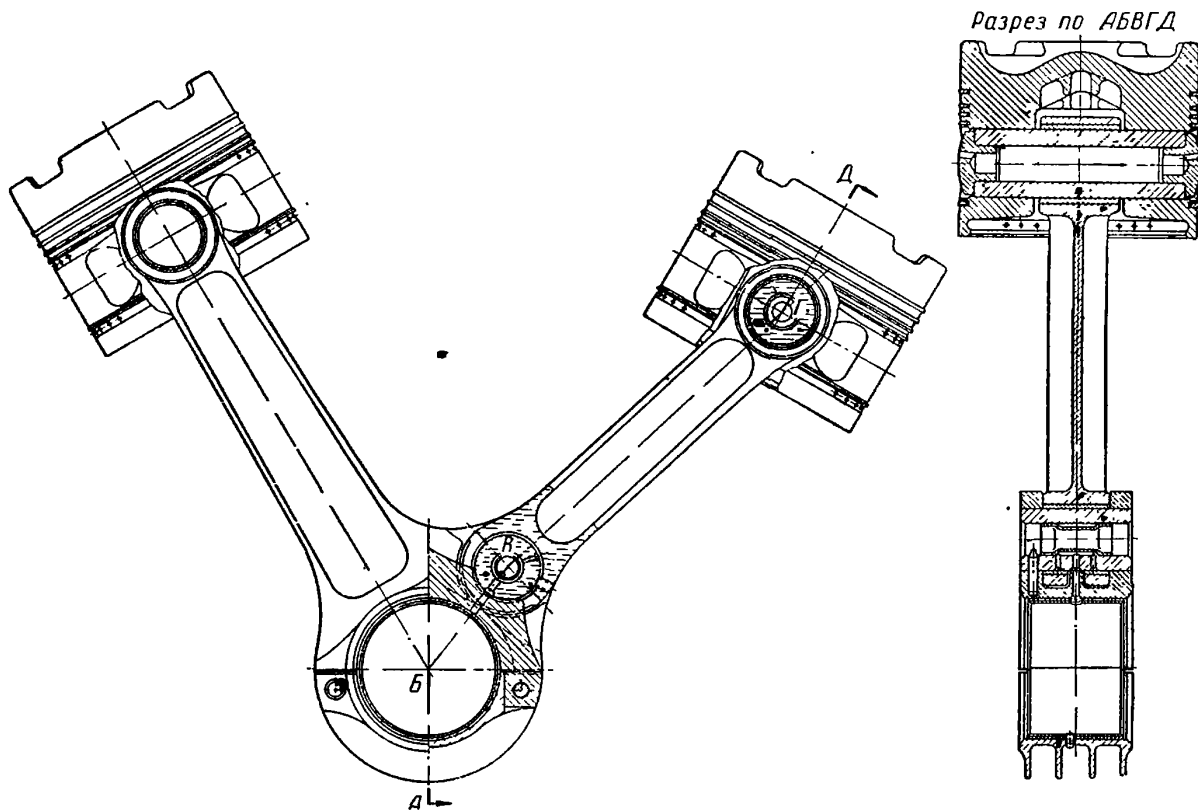
Детали	Обозначение диаметра	Цвет маркировки			
		Белый	Зеленый	Желтый	Красный
Поршни и шатуны Поршневые пальцы	$d_{П1}$	21,9950—21,9925	21,9925—21,9900	21,9900—21,9875	21,9875—21,9850
	$d_{П2}$	22,0070—22,0045	22,0045—22,0020	22,0020—21,9995	21,9995—21,9970
	$d_{П}$	22,0000—21,9975	21,9975—21,9950	21,9950—21,9925	21,9925—22,9900

Примечания: 1. Вес поршня  $450 \pm 2$  г. Подгонку по весу производить снятием металла с приливов Поршень лудить, толщина слоя 0,004—0,006 мм.

2. Юбку поршня необходимо шлифовать на конус 0,013—0,038; измерять в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца; большой диаметр конуса внизу. Юбка поршня должна быть овальной на всей длине.

## Шатунный механизм двигателя В-2

Шатунный механизм двигателя В-2 (фиг. 79) состоит из главного и прицепного шатунов, изготовленных из хромоникелевольфрамовой стали.



Фиг. 79. Шатун и поршень двигателя В-2.

Шатуны обработаны кругом и отполированы. Плоскость, проведенная через ось пальца прицепного шатуна и ось шатунной шейки, составляет  $57^\circ$  с осью главного шатуна (при угле между осями главного и бокового цилиндров, равном  $60^\circ$ ).

Вследствие разности этих углов на  $7^\circ$  ход поршня в боковом цилиндре получается больше двух радиусов кривошипа на 6,7 мм.

Стержень главного шатуна двутаврового сечения. В поршневую головку запрессована втулка. Масло к трущимся поверхностям поступает через шесть отверстий, просверленных в головке и втулке. В одно из отверстий запрессована стопорящая бронзовая втулка.

Кривошипная головка разъемная, имеет две проушины для сочленения при помощи пальца с прицепным шатуном. Крышка кривошипной головки усилена четырьмя ребрами и имеет в плоскости разреза цилиндрический бурт высотой 6 мм для фиксации обеих половин от осевых и поперечных смещений. Для совпадения торцевых плоскостей и правильной сборки крышку фиксируют двумя цилиндрическими штифтами, установленными на плоскости разреза в верхней части кривошипной головки.

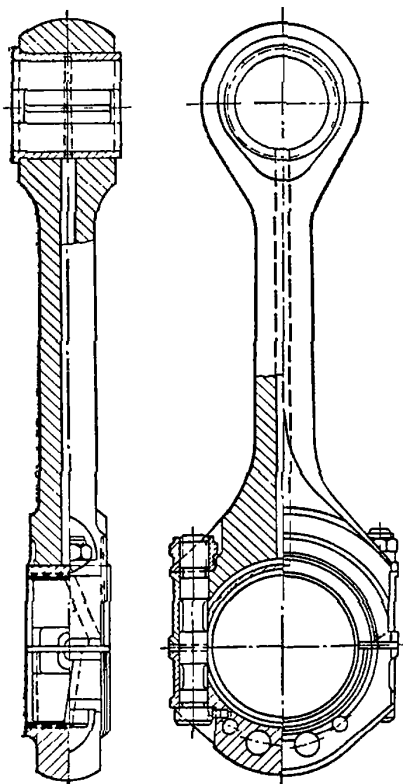
Крышка кривошипной головки крепится к ее верхней половине шестью шпильками.

Вкладыши стальные тонкостенные, залиты свинцовистой бронзой. Вкладыши имеют по одному отверстию под фиксирующие штифты, запрессованные в тело и крышку шатуна.

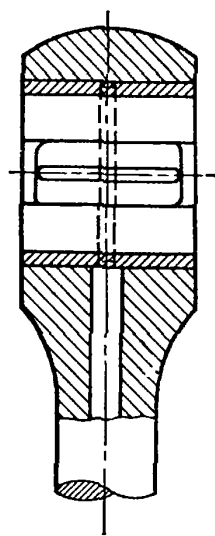
Палец прицепного шатуна имеет три опоры: две крайние и дополнительную среднюю, шириной 8 мм. Через канал в дополнительной опоре подводится масло к нижней головке прицепного шатуна.

Стержень прицепного шатуна двутаврового сечения, постоянного по длине. В нижнюю и верхнюю головки запрессованы бронзовые втулки, служащие подшипниками для поршневого пальца и пальца, связывающего прицепной шатун с главным. Конструкции поршневых головок прицепного и главного шатуна одинаковы.

Бронзовая втулка нижней головки прицепного шатуна фиксируется от проворачивания ввернутым на резьбе латунным стопором. Головка имеет вырез, охватывающий выступ между проушинами главного шатуна. Палец стальной полый. Посадка пальца в проушинах прессовая. Наружная поверхность пальца тщательно шлифована и полирована. Палец имеет с одного конца фланец с выступом, который входит в углубление на торце проушины главного шатуна и удерживает палец от проворачивания. Во внутренней полости пальца выполнена нарезка, в которую ввертывают стяжной болт. Стяжной болт имеет головку с фланцем и удерживает палец от осевых перемещений. Болт контрится латунной шайбой, край которой при сборке отгибается в две специальные выемки: одну, сделанную на фланце болта, другую — на кромке проушины.



Фиг. 80. Шатун двигателей 18Д и 9Д.



Фиг. 81. Поршневая головка шатуна.

### Шатуны двигателя 18Д

Шатуны двигателя 18Д и 9Д (фиг. 80 и 81) откованы из углеродистой стали Ст. 5 (повышенного качества). В шлифованное отверстие поршневой головки запрессована втулка из специальной бронзы ТУОФ8-02Т. В некоторых вариантах втулка имеет с одной стороны буртик, который фиксирует правильную установку втулки при запрессовке. От проворачивания осевых перемещений втулка фиксируется стопором (не показан на фигуре). Стопор прижимается буртиком к телу шатуна нажимным винтом, предохраняемым от проворачивания проволокой, заложеной в прорезь винта и направленной в два наклонных отверстия в теле головки.

Втулка имеет на внутренней цилиндрической поверхности две продольные канавки, в которые посту-

пает масло для смазки. На внешней поверхности втулки имеется круглая канавка, в которую поступает масло из отверстия в стержень шатуна.

Стержень шатуна круглого сечения с плоскостью для подвода масла из кривошипного подшипника в поршневой головке. Кривошипная головка шатуна разъемная. В верхней части вставлен стальной вкладыш, выполненный из стали Ст. 3, залитый баббитом Б83. Вкладыш плотно пригнан к постели и удерживается от осевых перемещений двумя буртами. Крышка откована из углеродистой стали Ст. 5 (повышенного качества). Для уменьшения веса в ней просверлены четыре отверстия. Крышка отдельного вкладыша не имеет. Постановка прокладок в стыке подшипника не допускается из-за возможного перекоса.

Крышка прикреплена к телу шатуна двумя болтами, изготовленными из специальной стали Э10 ТУ.



Гайки болтов выполнены из стали марки Ст. 6ТУ. Отверстия для шатунных болтов тщательно развернуты, средняя цилиндрическая часть шлифована так, чтобы обеспечить свободную, но достаточно плотную посадку (посадка движения). Для удержания шатунного болта от проворачивания служит штифт, вставленный в отверстие крышки.

Масло подается из внутренней полости коленчатого вала в кольцевую канавку на крышке кривошипного подшипника и в холодильник. Из холодильника через отверстие и по канавке на вкладыше масло поступает в отверстие стержня шатуна и далее к поршневой головке. Смазочных канавок на трущейся поверхности верхней части вкладыша нет.

Шатуны двигателей 6ЧСП  $\frac{23}{30}$   
и 8ЧСП  $\frac{23}{30}$

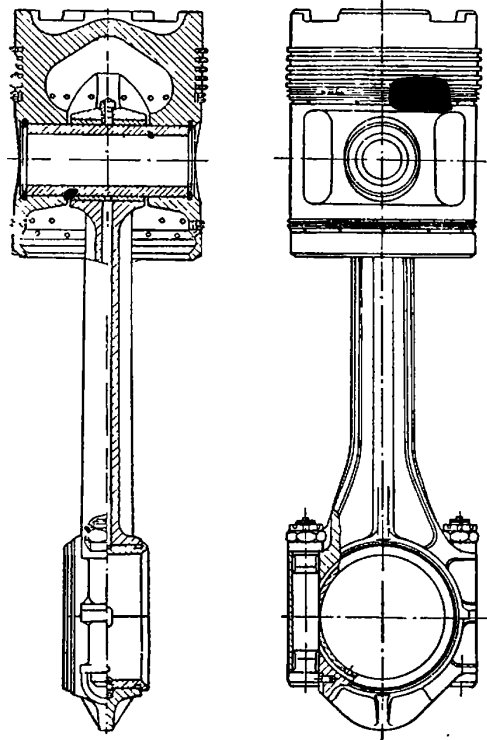
Шатун двигателей 6ЧСП  $\frac{23}{30}$  и 8ЧСП  $\frac{23}{30}$

(фиг. 82) изготавливают из легированной стали штамповкой. В поршневую головку запрессована бронзовая втулка. Последняя имеет кольцевую наружную проточку для прохода масла из центрального отверстия в стержне шатуна к штуцеру и две перекрещивающиеся канавки с отверстиями для смазки поршневого пальца.

В поршневую головку шатуна ввернут штуцер, имеющий центральное сквозное отверстие и четыре сообщающиеся с ним отверстия, через которые разбрызгивается масло для охлаждения поршня.

Стержень шатуна имеет двутавровое сечение с центральным отверстием в стенке. Кривошипная головка разъемная. Крышку изготавливают штамповкой из легированной стали. Ее центрируют относительно стержня по боковой поверхности ступенчатого стыка и крепят к стержню двумя болтами, изготовленными из легированной стали. Для предотвращения проворачивания болта при наворачивании гайки на его головке сделан паз, в который входит конец штифта, вставленного в крышку шатуна. Затяжку гаек производят динамометрическим ключом.

В кривошипную головку вставлены два стальных вкладыша, залитых свинцовистой бронзой. Нижний вкладыш имеет наружную и внутреннюю канавки, сообщающиеся двумя отверстиями. Третье (центральное) отверстие служит для фиксации вкладыша при помощи штифта, вставленного в крышку шатуна. В верхнем вкладыше кривошипного подшипника имеется только наружная канавка. В стыках обоих вкладышей сделаны вырезы для прохода шатунных болтов.



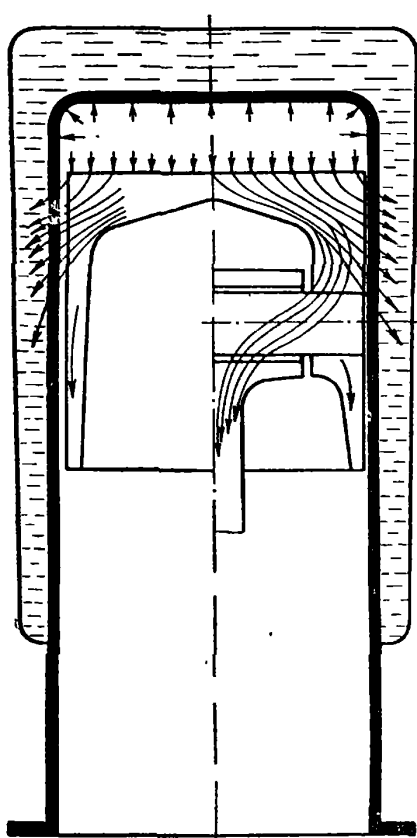
Фиг. 82. Шатун и поршень двигателей 6ЧСП  $\frac{23}{30}$  и 8ЧСП  $\frac{23}{30}$ .

## ГЛАВА VIII

### ПОРШНЕВАЯ ГРУППА

#### §1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Поршень является одной из самых ответственных и напряженных деталей двигателей как четырехтактных, так и в особенности двухтактных.



Фиг. 83. Направление теплового потока в поршне.

Поршень выполняет следующие функции:

1. Обеспечивает герметичность внутрицилиндрового пространства, его уплотнение во избежание прорыва горячих газов из цилиндра в картер и подсоса масла и воздуха из картера.

2. Воспринимает усилия от давления газов и передает их на поршневой палец и шатун.

3. Воспринимает боковое усилие, действующее на боковую поверхность поршня.

4. Выполняет назначение золотникового устройства (открытие и закрытие окон) в двухтактных двигателях с щелевым распределением и во всех двигателях с золотниковым гильзовым распределением.

Поршень воспринимает нагрузки от давления газов и инерционных сил, а также тепловые нагрузки в результате соприкосновения днища с горячими газами, главным образом в процессах сгорания и расширения. Кроме того, корпус поршня дополнительно нагревается от трения боковой поверхности его о стенки цилиндра.

В результате периодического воздействия горячих газов температура днища поршня весьма высока, вследствие чего понижается прочность и ухудшаются условия смазки, а в случае карбюраторного двигателя повышенная температура днища способствует возникновению детонации.

На фиг. 83 схематически показано направление теплового потока в поршне. Поршень передает тепло стенкам цилиндра, главным образом через поршневые кольца и юбку и конвекцией в воздух и масло через внутреннюю поверхность днища и стенок, а также через поршневой палец шатуну.

#### §2. ПРИМЕНЯЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Материалами для изготовления поршней служат чугун, сталь и алюминиевые сплавы. Весьма распространенным материалом для поршней всех типов поршневых двигателей внутреннего сгорания является чугун.

Наиболее часто применяются чугуны марок СЧ 24-44; СЧ 28-48; СЧ 32-52.

Чугун и сталь по сравнению с легкими сплавами, как было отмечено выше, характеризуются более высокой прочностью и износостойкостью, а также малым коэффициентом линейного расширения, что позволяет уменьшить зазоры, а следовательно, количество газов, прорывающихся между поршнем и стенками цилиндров. Изготовление поршней из чугуна отличается относительной простотой и дешевизной. Из легких сплавов наиболее часто применяют алюминиевые сплавы АЛ1, АК2, АК4.

Преимуществами поршней, изготовленных из легких сплавов, по сравнению с чугунными и стальными являются меньший вес и в 3—3,5 раза более высокая теплопроводность.

При относительно низкой температуре алюминиевых поршней (220—350° вместо 400—500° чугунных поршней) повышается коэффициент наполнения, а также появляется возможность повышения степени сжатия у карбюраторных двигателей без опасения появления детонации. Кроме того, поршни из легких сплавов отличаются меньшим нагарообразованием и меньшим трением. Вес поршня из алюминиевого сплава при прочих равных условиях получается меньше чугунного на 30—50%. В результате более низкой температуры, меньших сил инерции и меньшего трения при замене чугунных поршней поршнями из легких сплавов мощность двигателя повышается на 10—20% и уменьшается расход топлива и масла.

Однако при больших зазорах между корпусом поршня и стенками цилиндров в случае поршней из легких сплавов наблюдаются стуки и увеличение износа у двигателей, работающих при переменных нагрузочных режимах. Кроме того, ухудшаются механические качества и теплостойкость, что затрудняет определение оптимальных зазоров при проектировании таких поршней для двигателей повышенной удельной мощности. К этому следует добавить высокую стоимость поршней из легких сплавов и быструю разработку гнезд для поршневого пальца в бобышках и канавок поршневых колец.

Изготовление поршней из легированных и сверхпрочных чугунов, отличающихся повышенными механическими качествами и теплостойкостью, определяет применение их в легких двигателях.

В последние годы все большее внимание уделяется стальным поршням. Применяя сталь, можно получить жаростойкую и прочную конструкцию при относительно небольшом весе вследствие возможности выполнения тонких стенок юбки. Основные недостатки такой конструкции — удорожание обработки поршня и повышенный износ гильзы цилиндра.

При соответствующем качестве поверхности гильзы применение стального поршня может способствовать быстрейшему решению задачи создания надежной конструкции поршневой группы мощного быстроходного двигателя того или иного назначения.

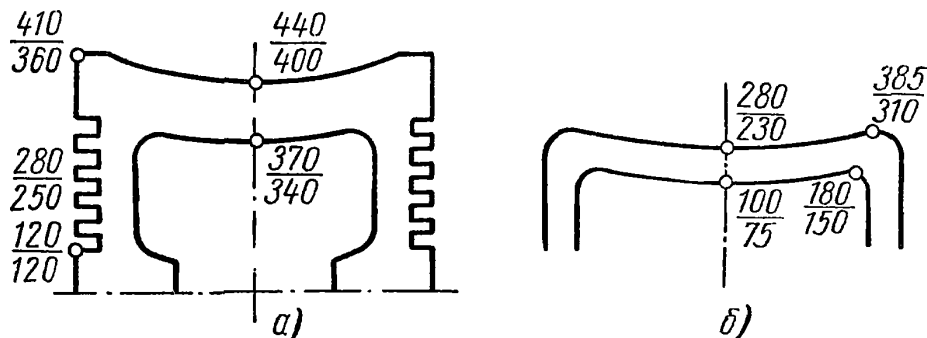
Применение магниевых сплавов перспектив не имеет вследствие недостатков, присущих этим сплавам. Серьезным их недостатком является недостаточная стойкость против коррозии. Кроме того, магниевые сплавы отличаются легкой окисляемостью при отливке, обуславливающей неоднородность материала. Наконец, магниевые сплавы чувствительны к концентрации напряжений, в результате чего приходится выполнять переходы от днища к стенкам, от стенок к бобышкам с увеличенными радиусами закруглений. Уменьшение веса поршня получается таким незначительным, что сводит на нет преимущества от применения этих сплавов.

На заводах автомобильной и тракторной промышленности производство поршней в значительной степени механизировано. Так, на Горьковском автомобильном заводе имени Молотова в результате применения полуавтоматической заливки поршней получена экономия металла более чем 300 г на пор-

шень (на 30%). В отношении автоматизации изготовления поршней отечественная промышленность добилась больших успехов, построив завод-автомат по производству поршней.

### § 3. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ ДНИЩА

На фиг. 84, а даны величины температур для чугунного поршня стационарного четырехтактного двигателя. Числитель дроби относится к 10%-ной перегрузке, знаменатель — к нормальной нагрузке. Падение температуры в аксиальном направлении составляет  $10^\circ$  на 1 см толщины днища поршня.



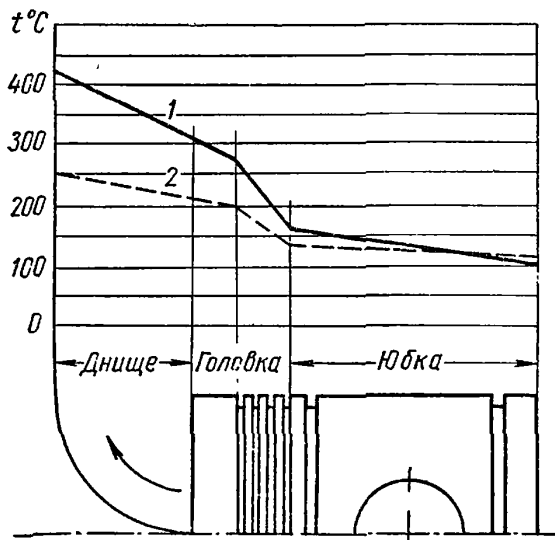
Фиг. 84. Распределение температур в днище поршня:

а — четырехтактного двигателя; б — двухтактного двигателя с охлаждаемым поршнем.

На фиг. 84, б даны значения температур в нескольких точках днища чугунного охлаждаемого поршня двухтактного двигателя. Числитель дроби относится к 20%-ной перегрузке. Аксиальное падение температуры составляет  $50^\circ$  на 1 см толщины днища. Максимальная температура получается по краям, так как в средней части охлаждение маслом наиболее интенсивно.

На фиг. 85 показаны значения температур поршней карбюраторного двигателя автотракторного типа, выполненных из разных материалов.

Максимальная температура в неохлаждаемых поршнях получается в центральной части днища поршня. Падение температуры по поверхности днища относительно невелико. Значительно большее падение тепла происходит на участке между краем днища и нижним поршневым компрессионным кольцом вследствие того, что через поршневые кольца передается значительная часть тепла. По длине юбки поршня температура распределяется относительно равномерно.



Фиг. 85. Температура поршней двигателей транспортного типа:

1 — для чугуна; 2 — для алюминиевого сплава.

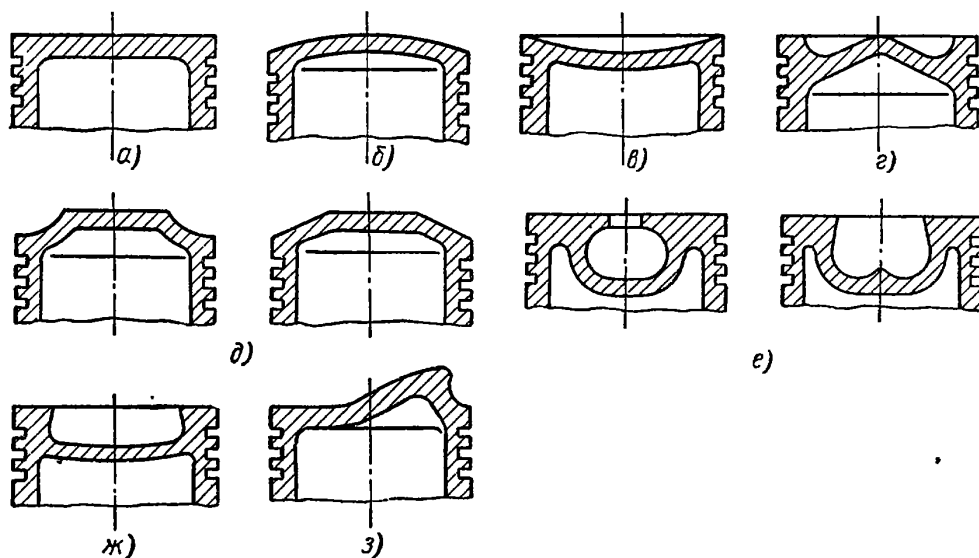
Одним из наиболее часто встречающихся дефектов следует считать перегрев днища, вызывающий отпуск материала, ухудшение механических свойств и потерю твердости.

Периодическое воздействие сил давления газов в совокупности с указанным перегревом вызывает появление мелких трещин, приводящее к разрушению днища.

Температура поршней зависит от параметров процесса и от конструкции двигателя.

Значительное влияние оказывают конструкция гильз и способ их соединения с цилиндрическим блоком. Наиболее интенсивного охлаждения можно достигнуть при мокрых гильзах. В цилиндрах без гильз охлаждение несколько лучше, чем при сухих гильзах. Распределение температуры в головке поршня зависит также от конструкции и расположения клапанов. Нередко под выпускным клапаном температура поршня выше, чем в остальной части головки. Значительное влияние на распределение температуры оказывает расположение предкамер и вихревых камер.

Большое значение для надежности работы поршня имеет очертание днища. Форма днища определяется в первую очередь формой камеры



Фиг. 86. Формы днищ поршней.

сгорания, связанной со способом смесеобразования, расположением клапанов в крышке (головке), а в двухтактных двигателях и с системой газораспределения.

На фиг. 86 показаны наиболее распространенные формы днища.

Днище по схеме (фиг. 86, а) имеет наименьшую поверхность нагрева, просто в изготовлении; такие днища применяют в двигателях с воспламенением от сжатия, главным образом в предкамерных и вихрекамерных, и в двигателях с внешним смесеобразованием.

Днище по схеме (фиг. 86, б) имеет повышенную жесткость. В этом случае можно придать необходимое направление потоку воздуха, поступающего в цилиндр двухтактных двигателей. Для данного днища характерна меньшая возможность образования масляного нагара. Подобные днища применяют в однокамерных и в многокамерных конструкциях двигателей с воспламенением от сжатия, а также в двигателях с внешним смесеобразованием.

Днище по схеме (фиг. 86, в) образует благоприятную форму камеры сгорания, приближающуюся к сферической, при непосредственном впрыске. Такие днища применяют главным образом в четырехтактных двигателях как с внутренним, так и с внешним смесеобразованием.

Форма днища по схеме (фиг. 86, г) образует благоприятную форму камеры сгорания, близкую к форме факелов распыливаемого топлива. Подобную форму днища применяют при непосредственном впрыске в двигателях с воспламенением от сжатия как в четырехтактных, так и в двухтактных при прямоточной продувке. В этой конструкции предотвращается попадание распыленного топлива на стенки цилиндра, что привело бы к увеличению расхода топлива и к разжижению масла.

Днищу по схеме (фиг. 86, *д*) присуща повышенная жесткость. Форма днища благоприятна в отношении направления поступающего воздуха (в двухтактных двигателях). Эту форму применяют как при однокамерных так и при многокамерных конструкциях двигателей с воспламенением от сжатия.

Днище по схеме (фиг. 86, *е*) имеет улучшенную в отношении смесеобразования форму. Требуются специальные конструктивные меры для повышения надежности днища. Такую конструкцию применяют в четырехтактных двигателях с воспламенением от сжатия с непосредственным впрыском.

Иногда камеры сгорания, расположенные в поршне, сдвигают в сторону для получения тангенциального направления впускаемого воздуха (газа), способствующего увеличению скорости вихря. Однако вследствие этого получается неравномерное распределение температуры в головке поршня.

Днище по схеме фиг. 86, *ж* вследствие более простой формы отличается большей надежностью, чем днище фиг. 86, *е*. Такую конструкцию применяют главным образом в четырехтактных двигателях с воспламенением от сжатия.

Днище с козырьком по схеме (фиг. 86, *з*) характерно для двухтактных двигателей малой мощности. Конструктивная форма мало надежна в отношении прочности. Форма камеры сгорания неблагоприятна особенно для двигателей с внутренним смесеобразованием.

#### § 4. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ КОРПУСА ПОРШНЯ

При выборе конструкции поршня конструктор должен обеспечить:

1) герметичность полости цилиндра, так как утечка газов вызывает снижение мощности, повышение расхода топлива, повышение температуры колец и ухудшение условий смазки;

2) достаточную прочность и жесткость. Элементы поршня не должны иметь повышенных напряжений и деформаций при рабочей максимальной температуре;

3) достаточный отвод тепла и требуемую температуру, при этом не должно возникать больших температурных перепадов;

4) небольшой износ трущихся поверхностей, что достигается достаточно низким удельным давлением, хорошей смазкой и соответствующим материалом корпуса поршня;

5) возможно меньший вес поршня;

6) минимальные зазоры, необходимые для свободного движения поршня в цилиндре без заедания (с учетом высоких температур, которые могут быть при работе).

#### Форма корпуса поршня

Форма поршня и его основные размеры определяются в первую очередь условиями отвода воспринимаемого им тепла.

Поршни выполняют целыми и составными. И те и другие могут быть неохлаждаемыми и охлаждаемыми.

Применяющееся до настоящего времени определение границ охлаждения поршней следует признать несостоятельным для двигателей повышенной мощности и быстроходности. В известной степени это относится и к двигателям средней быстроходности. Лишь для тихоходных двигателей можно считать грубо ориентировочно предельный диаметр цилиндра с неохлаждаемым поршнем для четырехтактного двигателя 350—400 мм и для двухтактного 300—350 мм.

При конструировании необходимо стремиться к тому, чтобы поршень имел простую цилиндрическую, по возможности симметричную (относительно оси цилиндра) форму. Переход от днища к стенкам необходимо осуществлять

с большими радиусами закругления для получения равномерной тепловой нагрузки в сечениях головки поршня. В напряженных конструкциях бобышки следует соединять с днищем продольными или поперечными ребрами. В легких двигателях большой мощности нередко бобышки соединяют с днищем непосредственно, что облегчает штамповку внутренней поверхности кованных поршней.

Для уменьшения температурных напряжений рационально применять днища без ребер. Ребра усложняют изготовление поршня и могут служить причиной появления внутренних напряжений в материале, вызывающих трение. Ребра могут также направить отводимое тепло не в стенку цилиндра, а в бобышки и тем самым ослабить их. В случае применения ребер следует иметь в виду, что окончательные размеры и форма их могут быть установлены только опытным путем.

Конструктору необходимо помнить, что наибольшие неправильности в расположении и размерах ребер могут быть источником дополнительных напряжений и трещин.

Компрессионные кольца ставят в количестве от 2 до 6, в зависимости от быстроходности и величины давления газов. Кольца не следует помещать близко к днищу, так как вследствие этого увеличивается их тепловая напряженность, в особенности первого кольца; однако удаление колец от днища приводит к увеличению общей длины боковой поверхности и высоты поршня. Это необходимо учитывать при проектировании поршней легких малогабаритных двигателей, так как удаление оси пальца от днища (к чему приводит удаление колец от днища) обуславливает увеличение габаритов двигателя в направлении оси цилиндра.

Для двигателей тихоходных и средней быстроходности, когда техническими требованиями не оговаривается необходимость получения особо малых габаритов двигателя, длину поршня определяют, в основном, учитывая величину допустимого бокового давления. Для быстроходных малогабаритных двигателей при выполнении эскизного проекта в первую очередь учитывают возможность размещения основных элементов конструкции: компрессионных колец, перемычек между ними, поршневого пальца с бобышками и масляеъемных колец.

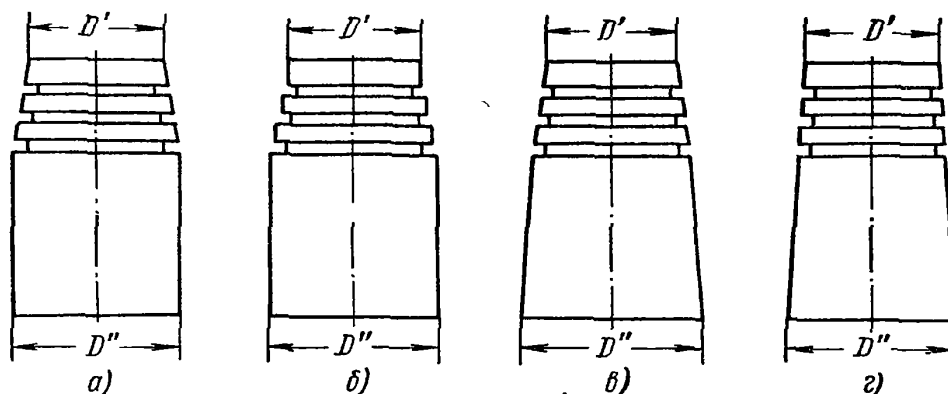
Практически пояс, несущий поршневые кольца, почти не участвует в передаче боковых сил: поверхность перерезана канавками, вследствие чего невозможно создать устойчивую масляную пленку. Величину зазора между этой частью поршня и стенками цилиндра выбирают из условий предохранения поршневых колец от воздействия горячих газов с одной стороны и из условия предупреждения попадания масла в камеру сгорания, учитывая нагрев корпуса и стенок цилиндра. Зазор между юбкой поршня и стенками цилиндра в рабочем состоянии выбирают, учитывая необходимость свободного передвижения поршня и возможность устанавливаться (в определенных пределах) под действием сил, развивающихся в масляном слое между поршнем и цилиндром. Для уменьшения трения следует увеличить зазор, однако это обуславливает увеличение расхода масла, стуки и износ поршня вследствие поперечного перемещения поршня в мертвых точках.

Зазор между поясом поршня, несущим поршневые кольца, и стенками цилиндра выполняют несколько большим, чем в направляющей части. Однако, чтобы защитить кольца от воздействия продуктов сгорания и избежать проникания масла в камеру сгорания, разницу между этими зазорами делают небольшой<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Имеется тенденция конструировать поршни таким образом, чтобы часть поршня над кольцами работала по цилиндру.

Обычно применяют очертания корпуса поршня, указанные на чертеже (фиг. 87).

Можно привести следующие средние значения зазоров между корпусом поршня и стенкой цилиндра: зазор ( $D - D'$ ) в стороне, обращенной к камере сгорания и зазор ( $D - D''$ ) на противоположной стороне, обращенной к коленчатому валу.



Фиг. 87. Очертания корпуса поршня:

*a* — головка поршня выполнена по конусу; *b* — стенчатая головка поршня; *v* — головка и направляющая часть конические; *z* — корпус конический (с одним углом наклона конуса).

Для чугунных и стальных поршней

$$\begin{aligned} D - D' &= (0,005 \div 0,008) D, \\ D - D'' &= (0,0008 \div 0,0012) D. \end{aligned}$$

Для поршней из алюминиевого сплава

$$\begin{aligned} D - D' &= (0,008 \div 0,013) D, \\ D - D'' &= (0,002 \div 0,004) D, \end{aligned}$$

где  $D'$  — диаметр поршня на стороне, обращенной к камере сгорания;

$D''$  — диаметр поршня на стороне, обращенной к коленчатому валу;

$D$  — диаметр цилиндра.

В двигателях с воспламенением от сжатия поршни из легких сплавов с низким коэффициентом линейного расширения могут быть выполнены с зазором ( $D - D'$ ), меньшим указанных выше.

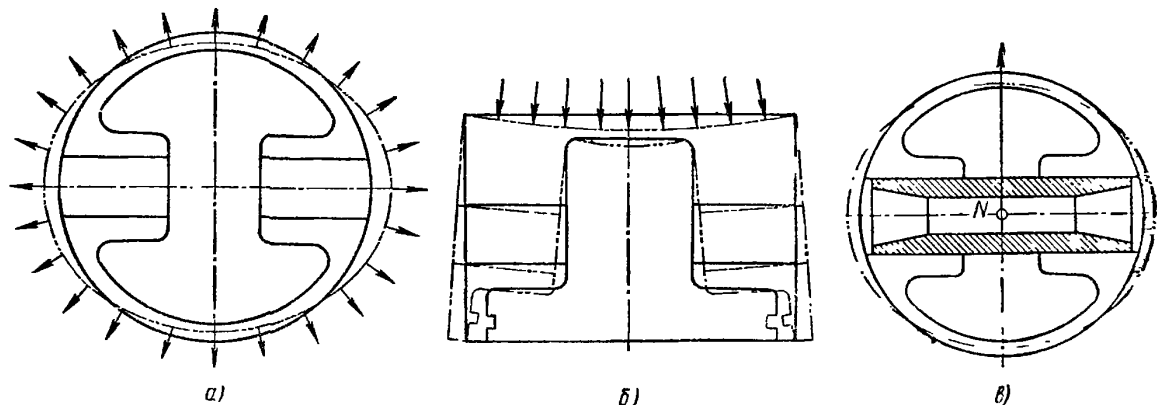
Вследствие работы двигателей воздушного охлаждения при более высоких температурах указанные зазоры у поршней этих двигателей (в холодном состоянии) больше, чем зазоры у двигателей водяного охлаждения.

Выбор внешнего очертания направляющей части корпуса зависит от деформации средней части поршня (в зоне расположения поршневого пальца). В результате действия температурных деформаций, силы давления газов на днище поршня и поперечной силы на боковую поверхность поршня сечение корпуса принимает овальную форму. Это явление протекает по следующей схеме. Вследствие несимметрии рассматриваемой зоны поршня, в которой значительная часть материала располагается в направлении оси поршневого пальца, при нагреве материал деформируется неравномерно; в результате этого сечение корпуса принимает овальную форму с увеличением размера вдоль оси пальца (фиг. 88, *a*). Сила давления газов, также прогибая днище поршня, вызывает аналогичную деформацию корпуса (фиг. 88, *b*). Наконец, в том же направлении деформацию вызывает и действие силы  $N$  (фиг. 88, *в*). В результате этого между цилиндром и частью поршня, расположенной около пальца, может возникнуть натяг, что влечет заедание поршня.

Указанные деформации учитывают при изготовлении поршня, сошлифовывая часть поверхности около поршневого пальца. Количество снимае-

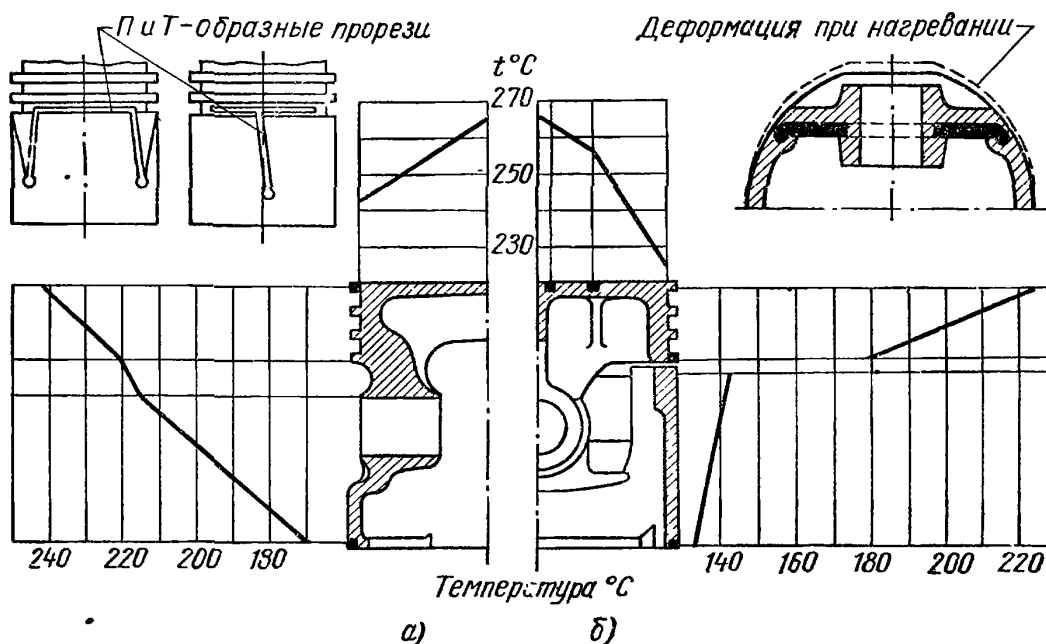


мого материала может быть установлено только опытным путем. Иногда корпусу поршня придают предварительно при механической обработке эллиптическую (овальную) форму с большой осью эллипса, перпендикулярной оси поршневого пальца. В других случаях удаляют часть материала с внешней стороны корпуса около поршневого пальца.



Фиг. 88. Деформация поршня под действием давления газов и нагрева.

Стенки юбки имеют постоянную по длине толщину или несколько уменьшающуюся в направлении от поршневого пальца к коленчатому валу. Нередко стенку юбки выполняют с утолщением, которое предохраняет стенку от возможных при сборке и разборке деформаций. Это утолщение используют также для расположения маслосъемного кольца; кроме того,

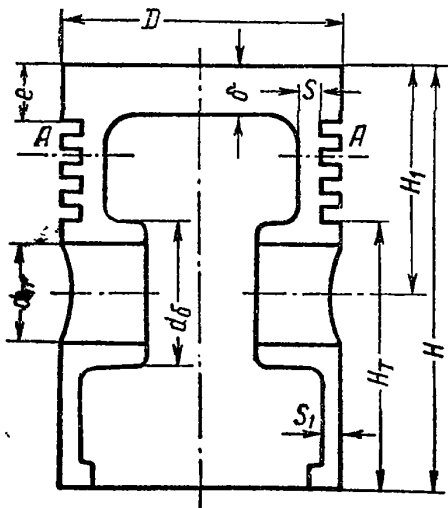


Фиг. 89. Температура на внешней поверхности поршня:  
а — без прореза; б — с прорезью между головкой и юбкой.

утолщение служит при обработке поршней как база для крепления и подгонки поршней по весу.

В поршнях из легких сплавов, характеризующихся высоким коэффициентом линейного расширения, целесообразно уменьшать перетекание тепла от головки поршня к юбке. С этой целью в некоторых конструкциях поршней из легких сплавов делают прорезь по окружности между головкой и юбкой, вследствие чего снижается температура особенно в верхней части юбки. На фиг. 89 показаны кривые изменения температуры на внешней поверхности поршня с прорезью.

Довольно часто для устранения стуков и перекосов поршня в непрогретом двигателе и предупреждения заедания при работе поршни из легких сплавов выполняют с разрезными и эллиптическими юбками. Прорезь может быть выполнена по всей длине юбки (двигатель ЗИС-120, ГАЗ-67 и др.). В этом случае упругая тонкостенная юбка деформируется независимо от головки поршня, и зазор может быть установлен весьма малым. Для увеличения прочности разрез делают не по всей длине, он имеет П-образную или Т-образную форму (фиг. 89). В цилиндре поршень устанавливают так, чтобы прорезь была обращена в ту сторону, где боковая сила меньше. Подобные поршни выполняют обычно с юбкой эллиптической формы с малой осью эллипса в направлении оси поршневого пальца. Разница между осями эллипса для поршней автомобильных двигателей составляет 0,1—0,3 мм. При холодном поршне обеспечивается ходовая посадка соответственно размерам большой оси эллипса. При работе поршень деформируется и принимает правильную цилиндрическую форму.



Фиг. 90. Эскиз поршня.

На фиг. 90 показан эскиз поршня, а в табл. 22 — ориентировочные конструктивные соотношения его элементов.

Высота  $H'$  головки поршня определяется расстоянием  $e$  первого кольца до кромки поршня, числом  $i$  колец, их толщиной  $a$  и толщиной перемычек  $a_1$ .

Длину  $H_T$  направляющей части определяют с учетом величины наибольшего удельного давления  $k_{\max}$  от поперечной силы  $N_{\max}$  на боковую поверхность.

$$k_{\max} = \frac{N_{\max}}{H_T D} \quad (118)$$

Допускаемые значения  $k_{\max}$  в  $\text{кг/см}^2$ :

Для стационарных и судовых двигателей . . . . .	1,5—3,5
• автомобильных и тракторных . . . . .	3—5
• легких повышенной мощности . . . . .	6—11

Величина наибольшей нормальной силы  $N_{\max}$  равна приблизительно  $(0,08—0,13) P_z$  и зависит от протекания индикаторной диаграммы и величины  $\frac{R}{L}$ . Окончательное значение  $N_{\max}$  (и  $k_{\max}$ ) определяют после проведения динамического расчета (гл. IV).

### Днище поршня

Прочность днища может быть проверена лишь при испытании опытного образца. Существующие способы расчета основаны, как правило, на исходных положениях, не отражающих действительного характера нагружения, который установить чрезвычайно сложно. Это касается как температурных напряжений, изменяющихся в осевом и в радиальном направлениях, так и механических, зависящих в первую очередь от степени упругости заделки контура днища, которую определить весьма трудно.

В первом грубом приближении для плоских днищ и близких по конфигурации к ним днищ без ребер можно применять следующие расчетные соотношения.

Таблица 22

Конструктивные соотношения элементов корпуса поршня, поршневых пальцев и колец

Параметры	Обозначения	Стационарные и судовые двигатели		Автомобильные и тракторные двигатели		Легкие двигатели повышенной мощности	
		тяжелые	облегченные	дизели	карбюраторные	дизели	карбюраторные
Толщина днища неохлаждаемого чугунового или алюминиевого поршня . . . . .	$\delta$	(0,08—0,2) D		(0,1—0,2) D	(0,03—0,09) D	(0,1—0,20) D	(0,04—0,07) D
Толщина днища охлаждаемого чугунового и алюминиевого и неохлаждаемого стального кольца . . . . .	$\delta$	(0,04—0,08) D		(0,05—0,1) D			
Расстояние до первого кольца . . . . .	$e$	(1—3) $\delta$	(0,6—2,0) $\delta$	(1,0—2,0) $\delta$	(0,5—1,5) $\delta$	(0,8—1,5) $\delta$	(0,6—1,2) $\delta$
Толщина цилиндрической стенки . . . . .	$s$	(0,05—0,08) D		(0,05—0,1) D		(0,06—0,12) D	
Длина поршня (четырёхтактный двигатель) . . . . .	$H$	(1,5—2,0) D	(1,0—1,7) D	(1,0—1,6) D	(1,0—1,4) D	(0,6—1,0) D	(0,5—0,8) D
Расстояние оси пальца до нижней кромки . . . . .	$H-H_1$	(0,8—1,2) D	(0,65—0,9) D	(0,50—1,2) D		(0,35—0,45) H	
Диаметр пальца . . . . .	$d_{II}$	(0,35—0,5) D		(0,3—0,45) D	(0,22—0,30) D	(0,3—0,5) D	(0,25—0,35) D
Диаметр бобышек . . . . .	$d_6$	(1,4—1,7) $d_{II}$				(1,3—1,6) $d_{II}$	
Диаметр внутреннего отверстия пальца . . . . .	$d_0$	(0,4—0,7) $d_{II}$				(0,6—0,8) $d_{II}$	
Толщина стенки юбки поршня в <i>ММ</i> . . . . .	$s_1$	( $1/3$ — $1/2$ ) s		2—5		(0,02—0,03) D	
Число компрессионных колец . . . . .	$i$	5—7	4—6	3—4	2—4	3—4	2—3
Толщина кольца (радиальная) . . . . .	$t$	( $1/25$ — $1/35$ ) D		( $1/22$ — $1/26$ ) D		( $1/25$ — $1/32$ ) D	
Высота компрессионного кольца в <i>ММ</i> . . . . .	$a$	(0,5—1,0) t		2,2—4		(0,3—0,6) t	
Число масляеёмных колец . . . . .	$i_m$	1—4		1—3		1—3	
Ширина перемычки между канавками . . . . .	$a_1$	(1—1,3) a		$\geq a$		$\geq a$	

Считая днище поршня; как пластину, заделанную по контуру (фиг. 91) и нагруженную равномерно распределенным давлением  $p_z$  кг/см<sup>2</sup>, наибольшее нормальное напряжение по контуру заделки в радиальном направлении определяют из формулы

$$\sigma_x = \zeta \frac{3}{4} \frac{r^2}{\delta^2} p_z \text{ кг/см}^2, \quad (119)$$

где  $\zeta$  — коэффициент, учитывающий упругость заделки, принимаемый обычно равным единице:

$r$  — расстояние от центра днища до места защемления.

Нормальное напряжение  $\sigma_y$  в тангенциальном направлении

$$\sigma_y = \frac{3}{4} \mu \frac{r^2}{\delta^2} p_z, \quad (120)$$

где  $\mu$  — коэффициент Пуассона, равный для чугуна и стали 0,3, для алюминия 0,26.

Допускаемые напряжения  $\sigma$  в кг/см<sup>2</sup>:

Для чугуна . . . . .	До 600
„ стали . . . . .	1000
„ алюминиевого сплава . . . . .	600

Напряжения в центре днища меньше, чем на контуре:

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} (1 + \mu) \frac{r^2}{\delta^2} p_z. \quad (121)$$

Напряжения от радиального перепада температур в предположении, что температуры стенки поршня и днища у периферии равны и что растяжению от нагрева днища подвергается часть стенки (фиг. 91) высотой  $h = \delta + r - a$ , определяют из формул у края днища

$$\sigma_{tk} = \frac{(t_k - t_u) \alpha E (\xi - \mu)}{2(1 - \mu + \xi)},$$

в центре днища

$$\sigma_{tu} = \frac{(t_k - t_u) \alpha E (3 - \mu + \xi)}{4(1 - \mu + \xi)},$$

$\xi$  — коэффициент, характеризующий податливость закрепления наружного края днища

$$\xi = \frac{\delta}{h} \left( \frac{b^2 + r^2}{b^2 - r^2} + \mu \right),$$

перепад температур между периферией и центром днища

$$t_k - t_u = \frac{Qr^2}{4F\lambda\delta},$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности в ккал/м·час·град;

$Q$  — тепловая нагрузка днища в ккал/м·час·град

Суммарные напряжения (при допущении их совпадения по времени) не должны превышать: для чугуна 1500–2000 кг/см<sup>2</sup>, для стали 2000–3000 кг/см<sup>2</sup>.

Днище охлаждаемого поршня рассчитывают с учетом того, что наибольшие температурные напряжения возникают от перепада температур по толщине днища.

Тепловую нагрузку днища можно определить по количеству тепла  $Q$ , отведенного в охлаждающую жидкость:

$$Q = \nu N_{eg} H_w, \quad (122)$$

где  $N_e$  — мощность одного цилиндра в л. с.;  
 $g_e$  — эффективный расход топлива в кг/л. с. ч.;  
 $H_u$  — низшая теплотворность топлива в ккал/кг;  
 $\nu$  — доля общего количества тепла, отведенного через днище;  
 при охлаждении маслом  $\nu = 0,04 \div 0,06$ ;  
 при охлаждении водой  $\nu = 0,06 \div 0,09$ .

Допуская попережнему, что заделка днища по контуру абсолютно жесткая, найдем напряжение от осевого перепада  $\Delta t$  температур на периферии

$$\sigma_{tk} = \frac{\alpha}{2} \Delta t E \frac{1}{1-\mu}, \quad (123)$$

где  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения;  
 $E$  — модуль упругости;  
 $\mu$  — коэффициент Пуассона.

При этом на омываемой газами стороне днища возникает напряжение сжатия, а на охлаждаемой стороне — напряжение растяжения.

Напряжение в центре днища

$$\sigma_{tu} = \frac{\alpha}{2} \Delta t E.$$

Разность температур  $\Delta t$ , обращенной к камере сгорания поверхности днища и поверхности, охлаждаемой водой, определяют по уравнению передачи тепла через стенку

$$\Delta t = \frac{q\delta}{\lambda},$$

где  $q$  — удельная тепловая нагрузка днища в ккал/м<sup>2</sup>час;  
 $\lambda$  — коэффициент теплопроводности ккал/м<sup>2</sup>час град.

Таким образом, формулы для температурных напряжений на периферии и в центре днища принимают вид

$$\sigma_{tk} = \frac{\alpha E}{2(1-\mu)} \frac{Q\delta}{F\lambda}, \quad (124)$$

$$\sigma_{tu} = \frac{\alpha E}{2} \frac{Q\delta}{F\lambda}. \quad (125)$$

Вследствие приближенности расчета допустимо пользоваться средними значениями величин, входящих в расчетные формулы:

Для чугуна . . . . .	$E = 1,0 \cdot 10^5$ ;	$\lambda = 45$ ;	$\alpha = 10,7 \cdot 10^{-6}$ ;
„ стали . . . . .	$E = 22 \cdot 10^5$ ;	$\lambda = 45$ ;	$\alpha = 11,6 \cdot 10^{-6}$ ;
„ алюминиевого сплава . . . . .	$E = 7,5 \cdot 10^5$ ;	$\lambda = 145$ ;	$\alpha = 22 \cdot 10^{-6}$ .

Суммарные напряжения в днище, механические и температурные, определяют из формул:  
 на периферии

$$\sigma = \sigma_x + \sigma_{tk} = \frac{3}{4} \frac{p_z r^2}{\delta^2} + \frac{\alpha E}{2(1-\mu)} \frac{Q\delta}{F\lambda} = \frac{3}{4} \frac{p_z r^2}{\delta^2} + \frac{Q\delta}{FA}; \quad (126)$$

в центре

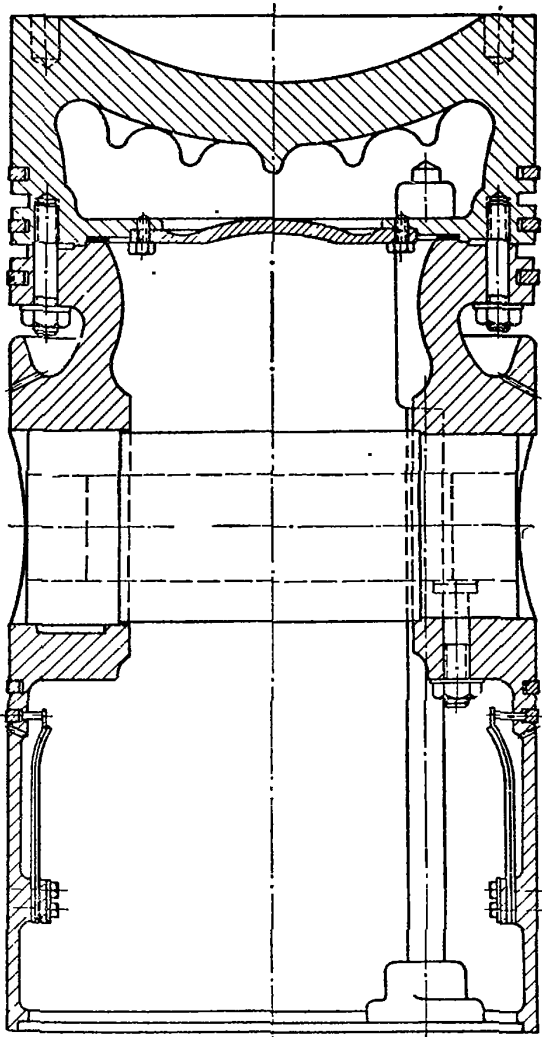
$$\sigma = \sigma_x + \sigma_{tu} = \frac{3}{8} \frac{p_z r^2}{\delta^2} (1 + \mu) + \frac{\alpha E Q\delta}{2F\lambda} = \frac{3}{8} \frac{p_z r^2}{\delta^2} (1 + \mu) + \frac{Q\delta}{FB}, \quad (127)$$

где

$$A = \frac{2(1-\mu)\lambda}{\alpha E}; \quad B = \frac{2\lambda}{\alpha E}.$$

Как видно, напряжения по периферии больше, чем в центре днища, вследствие чего расчетной является формула для напряжений на периферии. Допускаемые напряжения в  $кг/см^2$ :

Для чугуна . . . . .	1500—2000
„ стали . . . . .	2000—3000
„ алюминиевого сплава . . . . .	800—1500



Фиг. 92. Поршень с отъемной головкой.

При этом следует руководствоваться также вопросами обеспечения прочности, плавностью перехода днища в стенки корпуса (радиус закругления не должен быть менее  $0,05D - 0,1D$ ), конструктивными и технологическими соображениями.

Толщина стенок головки поршня должна удовлетворять условиям прочности. Как правило, однако напряжения сжатия в сечении AA (фиг. 90) от силы  $P_z$  получаются небольшими.

Допускаемые напряжения в  $кг/см^2$ :

Чугуна . . . . .	800
Стали . . . . .	1000
Алюминиевого сплава . . . . .	200—300

В случае составного поршня с отъемной головкой необходимо проверить детали крепления. При наличии крепления по эскизу (фиг. 92) шпильки проверяют на действие сил инерции отъемной головки с учетом затяжки

$$\sigma = \frac{P_{jz}\psi}{0,785id_{вн}^2},$$

Приведенный расчет относится к случаю, когда в поршне имеется полость, через которую протекает охлаждающая жидкость. Нередко применяют конструкции, в которых днище охлаждаются струей масла, вытекающей из специального насадка.

Конфигурация днища определяется условиями прочности и теплопередачи. Рациональная в отношении тепловой нагрузки форма днища получается при передаче через единицу площади любого кольцевого концентрического сечения одного и того же количества тепла. Обозначая через  $q$  количество тепла, переданного единицей площади днища и через  $q_1$  количество тепла, переданного единицей площади кольцевого сечения, получим

$$q\pi x^2 = 2\pi x q_1 \delta_x,$$

где  $x$  — радиус выделенного кольцевого сечения;

$\delta_x$  — толщина днища в рассматриваемом сечении.

Отсюда

$$\delta_x = \frac{q}{2q_1} x.$$

Таким образом, нами получена прямолинейная зависимость между  $\delta_x$  и  $x$ . Практически не удается выполнить указанное условие, так как приходится руководствоваться также

где  $d_{вн}$  — внутренний диаметр резьбы;

$i$  — число шпилек;

$\phi$  — коэффициент затяжки, принимаемый равным 1,25—1,3.

Допускаемые напряжения в  $кг/см^2$ :

Для стали Ст. 4 . . . . .	500
” ” Ст. 5 . . . . .	700
” ” Э10 . . . . .	1000

### §5. ПОРШНЕВОЙ ПАЛЕЦ

В стационарных и судовых двигателях небыстроходного типа ось поршневого пальца располагается несколько ближе к днищу, чем середина направляющей части. В легких двигателях положение поршневого пальца зависит от положения крайнего из колец, расположенных в головке поршня. В четырехтактных двигателях поршневой палец работает при знакопеременной нагрузке, в двухтактных — при нагрузке, близкой к пульсирующей. Кроме этого, палец испытывает тепловую нагрузку вследствие передачи тепла от головки поршня и тепла, выделяющегося при трении пальца о головку шатуна и бобышки поршня.

Палец совершает вместе с поршнем возвратно-поступательное движение, а также в большей части конструкций возвратно-вращательное движение вокруг своей оси, что в совокупности с повышенной его температурой обуславливает невозможность осуществления жидкостного трения. Вследствие полужидкостного трения износ пальца получается повышенным.

В связи с тяжелыми условиями работы к конструкции пальца и материалу предъявляются следующие требования:

- 1) хорошая сопротивляемость ударной нагрузке,
- 2) высокая износостойкость,
- 3) максимальная твердость трущихся поверхностей,
- 4) минимальный вес,
- 5) минимальная деформация при работе.

После термической обработки палец должен иметь значительную твердость трущейся поверхности при вязкой сердцевине. Связь между наружным слоем и сердцевиной должна обеспечивать надежную работу без отслаивания одного слоя от другого и без выкрашивания.

Поршневой палец изготавливают из углеродистой или легированной цементируемой стали; в стационарных и судовых двигателях применяют углеродистые стали 15 и 20; в быстроходных двигателях, автомобильных, тракторных и легких двигателях повышенной мощности те же углеродистые стали или чаще легированные стали 15ХМА, 40ХА, 12ХНЗА, 18ХНВ и др.

Поверхность пальцев цементируют на глубину 0,5—1,5 мм с последующей закалкой и отпуском. Недостатком данного способа изготовления является его сложность.

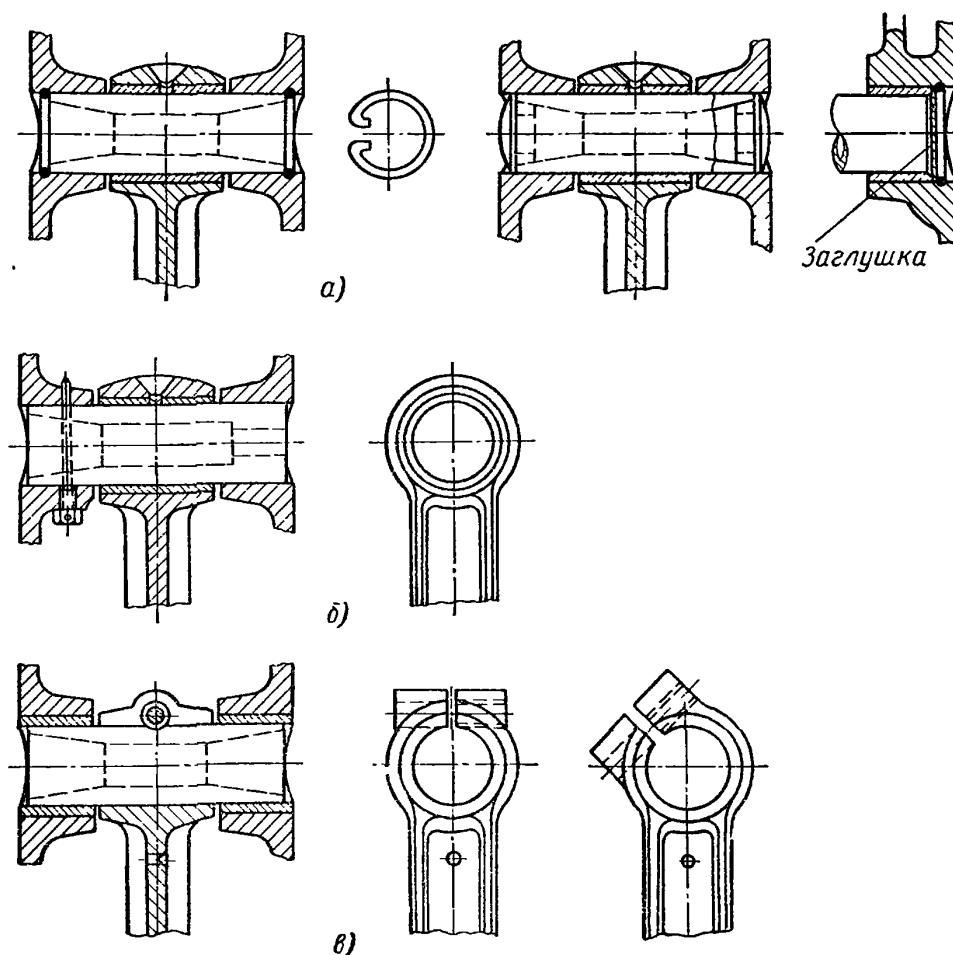
Для изготовления пальца применяют также углеродистую сталь 45; поверхность нагревают токами высокой частоты и закаливают на глубину 1,0—1,5 мм. Этот значительно более дешевый способ, кроме того, позволяет повысить качество деталей и снизить брак. Чистота рабочей поверхности пальца достигается полировкой, которой предшествует тщательная механическая обработка.

В двигателестроении применяют три способа установки поршневого пальца.

*Первый способ.* Наиболее часто применяют плавающий палец (фиг. 93, а). Его преимущество — возможность проворачивания во время работы как в бобышках, так и в поршневой головке шатуна; вследствие этого уменьшается относительная скорость скольжения пальца по сравнению со скоростью скольжения при других способах его установки, когда палец закрепляют в бобышках поршня или в головке шатуна.

Таким образом, сила жидкостного трения, пропорциональная скорости движения, уменьшается, и в еще большей степени уменьшается выделение тепла, пропорциональное произведению силы трения на скорость относительного движения. Уменьшается износ, распределяющийся равномерно по окружности пальца, вследствие чего палец сохраняет цилиндрическую форму. Уменьшается также опасность заедания.

*Второй способ.* В конструкциях стационарных двигателей с установкой поршневого пальца по схеме, при которой концы пальца (или один конец)



Фиг. 93. Способы установки поршневого пальца.

закреплены в поршне (фиг. 93, б), можно увеличить длину участка, соприкасающегося с поршневой головкой шатуна, и, следовательно, уменьшить удельное давление на поверхность. Однако при этом повышается относительная скорость скольжения, увеличивающая износ пальца. Кроме того, при увеличении расстояния между торцами бобышек увеличивается деформация пальца, что также способствует его износу. Концы пальца при этой схеме иногда запрессовывают в бобышки. При расширении во время эксплуатации палец деформирует направляющую часть поршня, что может повлечь ее заедание. Один из концов пальца нередко стопорится болтом. Если стопорный болт имеет резьбу, то надежность конструкции снижается вследствие возможности выкрашивания резьбы. Кроме того, отверстие в пальце, в дальнейшем подвергаемое термической обработке, способствует увеличению брака.

*Третий способ.* Схему (фиг. 93, в), при которой палец закреплен в головке шатуна, применяют в некоторых конструкциях автомобильных и тракторных двигателей; при этом способе установки поршневого пальца можно уменьшить расстояние между бобышками и, следовательно, уменьшить деформа-



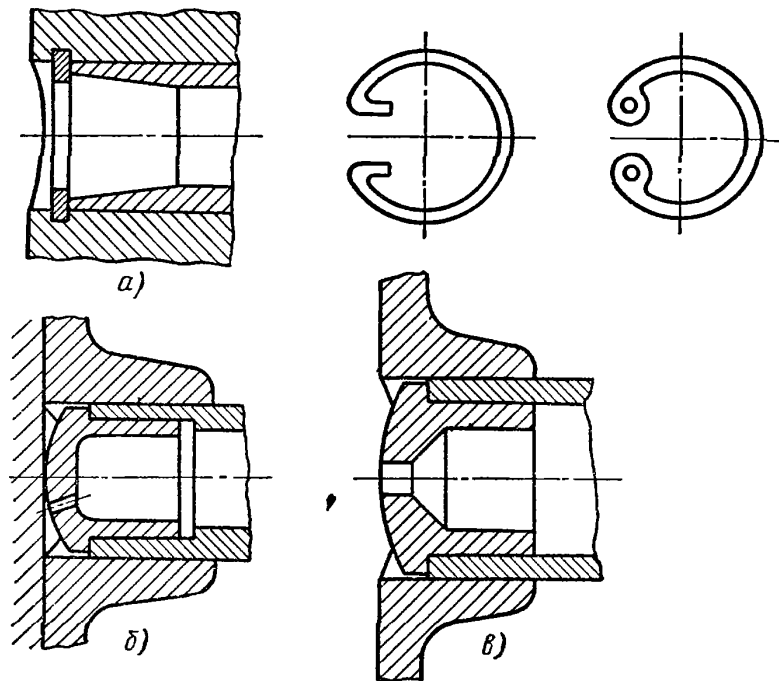
цию пальца. Этот способ закрепления пальца при поршнях из легких сплавов, имеющих высокий коэффициент линейного расширения, приводит к необходимости применения бронзовых втулок в бобышках поршня.

В этой схеме также имеется стопорный болт с резьбой, что снижает надежность. Кроме того, при установке поршневого пальца по данной схеме получается также односторонний износ, вызывающий овализацию пальца.

Недостатки креплений пальца по схемам (фиг. 93, б и в) обусловили широкое применение в настоящее время конструкций с плавающим пальцем в двигателях внутреннего сгорания всех типов.

Для предохранения от осевого перемещения пальца применяют пружинные замки или заглушки. Пружинные замки выполняют обычно в виде колец, которые сгибают из проволоки круглого сечения или штампуют из листовой стали (фиг. 93 и 94, а).

Для удобства установки и извлечения колец их концы отгибают внутрь или же в них делают отверстия. При фиксировании пальца заглушками (фиг. 94, б и в), которые выполняют из алюминиевого или магниевого сплава, реже из бронзы, достигается повышение радиальной жесткости пальца и улучшение отвода тепла. Наружную поверхность заглушек выполняют обычно по сфере с радиусом, несколько



Фиг. 94. Пружинные замки и заглушки, предохраняющие поршневой палец от продольного перемещения.

меньшим радиуса цилиндра, поэтому соприкосновение заглушки со стенкой цилиндра происходит на малом участке, что облегчает вращение пальца в бобышках.

В заглушке просверливают отверстия (нередко смещенные с участка соприкосновения ее со стенкой цилиндра) во избежание сжатия воздуха при запрессовке и при нагревании пальца во время работы (фиг. 94, б и в). Между поверхностью заглушки и стенкой цилиндра оставляют зазор в несколько десятых миллиметра, практически не изменяющийся во время работы, в этом зазоре создается масляная пленка при скольжении поверхности заглушки по стенке цилиндра.

В двухтактных двигателях заглушки предотвращают утечку продувочного воздуха в выпускные окна через полый палец.

В двухтактных двигателях поршневые пальцы работают в более тяжелых условиях, так как нагрузки от давления газов более продолжительны и односторонни, а температура выше. Поэтому в данных двигателях при поршнях из легких сплавов нередко вставляют в бобышки поршня втулки, которые заливают в поршень или запрессовывают.

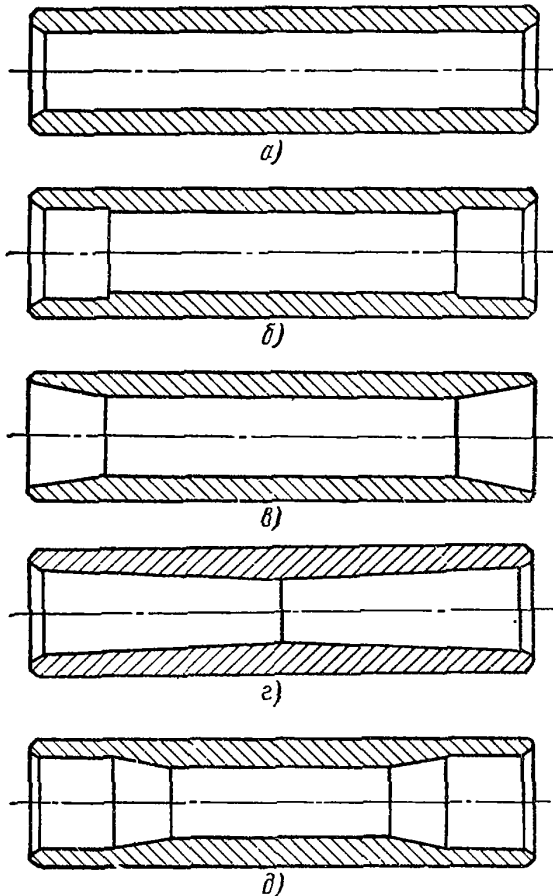
Поршневой палец изгибается, как балка, подвергается деформациям сдвига, и его сечение принимает форму овала. Соотношение напряжений, соответствующих указанным деформациям, зависит главным образом от соотношения размеров элементов пальца. В быстроходных двигателях для

облегчения пальца, а также для рационального распределения материала конструкцию выполняют по схемам фиг. 95.

Поломки поршневого пальца происходят от нормальных напряжений изгиба, а также от касательных напряжений и напряжений, возникающих в результате овализации. Поломки пальца могут повлечь такие же серьезные последствия, как и поломка коленчатого вала или шатуна.

Наиболее часто встречающимися поломками являются поломки поперек и вдоль пальца. Поломки поперек пальца возникают чаще в толстостенных пальцах. В данном случае излом начинается обычно в средней части пальца (точка 4, фиг. 96) под упрочненным слоем после цементации или азотирования вследствие излишне высоких напряжений изгиба.

Поломки вдоль пальца могут возникать от касательных напряжений и напряжений, вызываемых изменением поперечного сечения пальца. Эти поломки характерны для пальцев тонко-



Фиг. 95. Конструктивные формы поршневого пальца:

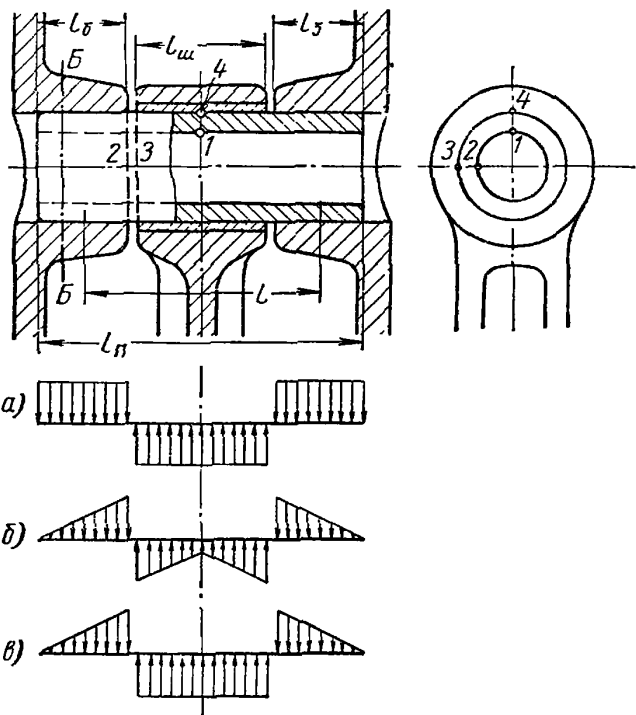
*a* и *б* — цилиндрические; *в*, *г* и *д* — форма, приближающаяся к форме равного сопротивления изгибу.

стенных или для толстостенных, если в материале имеются пороки в виде волосовин, идущих вдоль пальца. При этом трещина чаще начинается с внутренней поверхности пальца. Трещины вдоль пальца появляются в средней его части (в точке 1) или в сечениях между бобышкой и головкой шатуна (в точке 2 на внутренней или в точке 3 на внешней поверхности). Трещина в средней части возникает от напряжения овализации, являющегося напряжением растяжения. Это напряжение складывается с остаточными напряжениями растяжения, вызванными упрочнением внешней поверхности пальца. Трещины, возникающие в точке 2, появляются вследствие касательного напряжения от наибольшей поперечной силы, к которому добавляется напряжение овализации, в результате чего максимальное напряжение действует под некоторым углом к оси пальца. Напряжение овализации в этом случае, однако, незначительно и может не приниматься во внимание.

Трещина может начаться и с внешней поверхности в точке 3 под влиянием тангенциальных напряжений, к которым добавляется воздействие термохимического упрочнения внешней и внутренней поверхностей.

Характер нагружения пальца зависит от соотношений жесткостей пальца и элементов поршня, от зазора в бобышках, от величины масляного слоя в местах скольжения.

Поршневой палец воспринимает нагрузки различного характера.



Фиг. 96. Наиболее напряженные точки поршневого пальца и схемы нагружения на изгиб.

Давление на опорные поверхности пальца. Удельное давление  $k$  на проекцию опорных поверхностей пальца определяется из соотношения

$$k = \frac{P_z}{d_{II} l_0} \quad (128)$$

где  $l_0$  — длина опорной поверхности пальца:  $l_{ш}$  в шатуне или  $2l_б$  в бобышках (фиг. 96).

Значения  $k$  приведены в табл. 23.

Таблица 23

Допускаемые значения удельных давлений в кг/см<sup>2</sup>

Наименование	Стационарные и судовые двигатели		Автомобильные и тракторные двигатели	Легкие двигатели повышенной мощности
	Палец закреплен в поршне	Палец плавающий	Палец закреплен в шатуне или плавающий	Плавающий
<b>Поршневой палец</b>				
По бронзовой втулке . . . . .	150—250	250—400	200—350	500—800
По баббитовой заливке . . . . .	До 230	—	—	—
Игольчатый подшипник . . . . .	—	До 600	До 600	До 600
<b>Бобышки поршня</b>				
Чугунные . . . . .	350—400	До 320	350	—
Алюминиевого сплава . . . . .	250—300	„ 300	300	400—600
Бронзовые втулки . . . . .	—	„ 350	350	—

Изгиб пальца как балки, лежащей на опорах. Расчет на изгиб осложняется тем, что закон распределения нагрузки по длине пальца зависит от ряда факторов (соотношения жесткостей пальца и поршня, зазора в бобышках, масляного слоя), влияние которых на степень защемления пальца в бобышках учесть весьма затруднительно. В подавляющем большинстве случаев расчет пальца на изгиб проводят, рассматривая палец, как балку, лежащую на опорах, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой на длине  $l_{ш}$  (фиг. 96, а). Закон распределения реактивных сил (сосредоточенные или равномерно распределенные) на величину наибольшего момента в расчетном сечении влияния не оказывает.

Напряжение изгиба в опасном сечении

$$\sigma_u = \frac{P_z}{2W} \left( \frac{l}{2} - \frac{l_{ш}}{4} \right) = \frac{P_z}{0,4d_{II}^3} \frac{(l - 0,5l_{ш})}{(1 - \alpha^4)} \quad (129)$$

где  $l$  — расстояние между серединами опор пальца;

$l_{ш}$  — длина втулки шатуна;

$W$  — момент сопротивления сечения

$$\alpha = \frac{d_{вн.}}{d_{II}}$$

Значения допускаемых напряжений в кг/см<sup>2</sup> приведены в табл. 24.

Допускаемые напряжения изгиба в поршневом пальце Таблица 24

Стали	Марка стали	Двигатели			
		стационарные тихоходные	судовые быстроходные	автотракторные	легкие повышенной мощности
Углеродистые	15 и 20	800—900	1200	1200	—
Легированные	40ХА, 18ХНВ, 12ХНЗА	—	1500—2500	1500—3000	3500—4000

Как установлено исследованиями Р. С. Кинасошвили, большое соответствие действительности получается по схемам нагружения, показанным на фиг. 96, б и в. Результаты расчета поршневых пальцев легких двигателей повышенной мощности по формулам, основанным на этих схемах, в особенности на схеме б, хорошо совпадают с результатами экспериментов. Так как напряжения, получаемые в результате расчета, основанного на схеме в, лишь немного превышают напряжения, получаемые при расчете по схеме б, допустимо определять напряжения по более простой схеме в. Напряжение по середине пальца для этой схемы определяют по формуле

$$\sigma_u = \frac{P_z (l_{II} + 2l_1 - 1,5l_{ш})}{1,2d_{II}^3 (1 - \alpha^4)} \approx \frac{P_z (l_{II} + 0,5l_{ш})}{1,2d_{II}^3 (1 - \alpha^4)}, \quad (130)$$

где  $l_{II}$  — полная длина пальца;  
 $l_1$  — расстояние между бобышками.

Допускаемые напряжения при расчете по формуле (130) для поршневых пальцев легких двигателей из легированной стали лежат в пределах 2500—5000 кг/см<sup>2</sup>.

Напряжения от тангенциальных сил в поперечных сечениях кольца. Наибольшая срезающая сила действует в сечениях между бобышкой и головкой шатуна.

Расчет проводится обычно по формуле

$$\tau = \frac{P_z}{2F},$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения пальца.

Для двигателей повышенной удельной мощности определяют значение наибольшего тангенциального напряжения (на нейтральной оси) по формуле

$$\tau_{\max} = \frac{0,85 P_z}{d_{II}^2} \left( \frac{1 + \alpha + \alpha^2}{1 - \alpha^4} \right).$$

Допускаемые напряжения  $\tau$  в кг/см<sup>2</sup>:

Для углеродистой стали . . . . .	500
„ легированной „ . . . . .	До 1000
„ „ „ в легких двигателях повышенной мощности $\tau_{\max}$ . . . . .	2000

Напряжения, возникающие от овализации поперечного сечения пальца. Напряжения и соответствующие им деформации вследствие неравномерного распределения нагрузки по длине пальца получаются различными в различных сечениях. В наиболее нагруженной средней части пальца деформация значительно больше, к концам пальца она уменьшается. При этом, как показывают исследования Р. С. Кинасошвили, резкое уменьшение деформаций начинается примерно с сечений, расположенных от концов пальца на расстоянии четверти его длины.

При выводе расчетной формулы для напряжения и деформации допускается, что нагрузка по внешней поверхности пальца распределяется по закону косинусоиды. Палец рассматривается, как кривой брус малой кривизны радиуса  $\rho$ . Так как вследствие симметрии нагрузки вертикальные и горизонтальные сечения пальца не поворачиваются, можно вырезать одну четверть и считать верхнее сечение заделанным, в то время как в нижнем сечении (фиг. 97) действуют сила  $\frac{P}{2}$  и момент  $M$  (лишняя неизвестная). Поперечные силы в указанных сечениях не возникают.

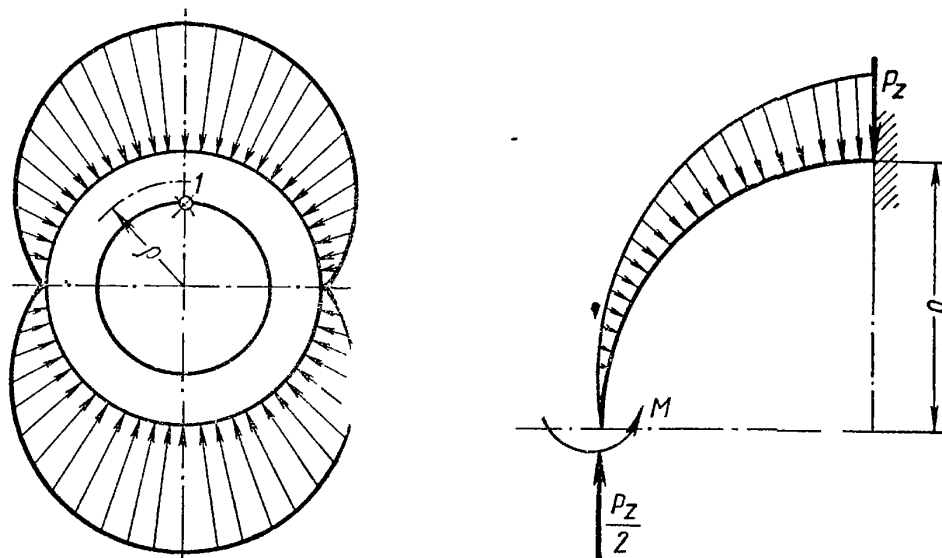
Анализ поломок пальца в различных сечениях показывает, что наибольшее напряжение  $\sigma_{uo}$  от овализации получается в верхнем сечении на внутренней поверхности (точка 1, фиг. 96 и 97). С достаточной степенью точности  $\sigma_{uo}$  может быть найдено из формулы

$$\sigma_{uo} = \frac{P_z}{l_{\Gamma} d_{\Gamma}} \left[ 0,174 \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3]. \quad (131)$$

В построенных легких двигателях  $\sigma_{uo} = 1300 \div 2500 \text{ кг/см}^2$ .  
Изменение (увеличение) горизонтального диаметра в направлении, перпендикулярном оси цилиндра,

$$\Delta d_{\Gamma} = \frac{0,09 P_z}{E l_{\Gamma}} \left( \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 [1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3]. \quad (132)$$

Значения  $\Delta d_{\Gamma}$  для пальцев легких двигателей 0,02—0,05 мм. При определении размеров пальца целесообразно придерживаться нижнего предела.



Фиг. 97. Распределение нагрузки по внешней поверхности пальца и расчетная схема.

Недостаточная жесткость поршневого пальца может привести к его поломке или к поломке шатуна, что наблюдалось у легких двигателей некоторых конструкций. Наконец, недостаточная жесткость пальца может привести и к поломке поршня по сечению поршневых бобышек (сечение ББ, фиг. 96). Одним из средств повышения жесткости является уменьшение внутреннего диаметра пальца.

Во всех случаях толщина стенки пальца не должна быть менее 2 мм как для сохранения жесткости, так и во избежание цементации стенки насквозь.

Приведем ориентировочные соотношения для длины пальца  $l_{\Gamma}$  и длины втулки шатуна  $l_{ш}$  (фиг. 96):

Для закрепленного пальца . . . . .	$l_{\Gamma} = (0,88 \div 0,93) D$
„ плавающего пальца . . . . .	$l_{\Gamma} = (0,8 \div 0,87) D$
„ закрепленного в бобышках . . . . .	$l_{ш} = (0,45 \div 0,6) D$
„ „ „ теле шатуна . . . . .	$l_{ш} = (0,28 \div 0,32) D$
„ плавающего пальца . . . . .	$l_{ш} = (0,33 \div 0,45) D$

## §6. ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА

Поршневые кольца делятся соответственно назначению на компрессионные (уплотнительные) и маслосъемные (маслосбрасывающие).

Компрессионные кольца ставят для предупреждения прорыва газов в картер в процессах расширения и сжатия. В то же время они служат для отвода тепла от поршня.

Поршневые кольца работают в весьма тяжелых условиях, совершая возвратно-поступательное движение при высокой нагрузке, высокой скорости скольжения и высокой температуре, нагреваясь от соприкосновения с горячими газами и с нагретыми стенками поршня, а также от трения о стенки цилиндра.

Температура первого кольца, считая от камеры сгорания, достигает 350—400° и выше. Средняя температура остальных колец 200—250°. Температура стенок цилиндра и слоя масла, воспринимающих тепло от поршневых колец, достигает 100—120°.

Вследствие высокой температуры снижается механическая прочность, что вызывает коксование масла. Особенно сильно повышается температура колец при прорыве через них продуктов сгорания.

Материал поршневых колец должен иметь:

- 1) достаточно высокую механическую прочность при повышенных температурах;
- 2) хорошую износостойкость;
- 3) малый коэффициент трения при движении по стенкам цилиндра в условиях высокой температуры и недостаточной смазки.

Удовлетворить этим требованиям в полной мере чрезвычайно трудно. В известной степени необходимыми свойствами обладает чугун мелкокристаллической структуры при наличии равномерно распределенного графита средней величины (или мелкого).

Наиболее часто применяют чугун марок СЧ 18-36; СЧ 21-40; СЧ 28-48. В автотракторных двигателях при индивидуальной отливке применяют чугуны марок СЧ № 4, СЧ № 5, СЧ № 6. В двигателях с повышенной литровой мощностью кольца выполняют из специального или легированного чугуна. В двигателях высокой напряженности с относительно ограниченным сроком службы могут быть применены стальные кольца. Стенки цилиндра в этих случаях должны быть азотированы.

Наиболее частые дефекты в работе колец: повышенный износ, пропуски газов и масла, перегрев, потери упругости и в особенности пригорание.

Одной из причин повышенного износа является неудовлетворительная структура материала (присутствие свободного феррита и крупного графита). Отклонение гильзы от цилиндрической формы вследствие неточностей изготовления и ее коробление вызывают перемещение кольца в канавке в радиальном направлении при движении поршня, что также способствует увеличению износа колец.

Пропуск газов может происходить через просветы между стенкой цилиндра и кольцом при его неплотном прилегании и через торцевые зазоры кольца. Прорыв газов через замок кольца незначителен.

Пригорание получается вследствие или недостаточного торцевого зазора в канавке поршня или избытка масла, проникающего в верхний пояс поршня через неплотности в результате неравномерного давления по окружности кольца. Продукты разложения масла в виде смол попадают в зазоры в поршневых канавках, вследствие чего уменьшается подвижность колец, увеличиваются неплотности между стенками цилиндра и поршнем и кольца перегреваются из-за ухудшения теплоотдачи. В результате прорыва газов через неплотности усиливается перегрев колец, ухудшается смазка и кольца теряют упру-

гость, перестают уплотнять; поршень перегревается, наполнение цилиндра ухудшается, мощность двигателя падает, сами кольца пригорают, закоксовываются в канавках и ломаются вследствие уменьшения прочности.

Компрессионные кольца в совокупности с системой поршневых канавок и зазоров выполняют функции лабиринтного и сальникового уплотнений.

Лабиринтное уплотнение включает систему полостей, сообщающихся узкими щелями. Течение газов через эти полости и щели сопровождается расходом энергии на трение и вихри. В результате этого в системе полостей устанавливается давление, падающее ступенями до давления окружающей среды. Падение давления ступенями обуславливает течение газа с небольшой скоростью, и следовательно, с небольшим расходом.

Сальниковое уплотнение обычно состоит из двух поверхностей, из которых одна (сальник) должна иметь высокие антифрикционные качества и высокую износостойкость. В рассматриваемом случае поршневые кольца прижимаются к стенкам цилиндра действием сил упругости и давлением газов со стороны поршневых канавок.

На фиг. 98 показана схема уплотнения. В камере сгорания над поршнем господствует давление газа  $= p_u$ , часть газа протекает в зазор между кольцом и поршнем, расширяясь до давления  $p_1$ . Отсюда газ проникает в пространство за первым кольцом, расширяясь до давления  $p'_1$ . Далее происходит снижение давления до величин  $p_2$ ,  $p'_2$ ,  $p_3$  и  $p'_3$  и газ попадает в картер.

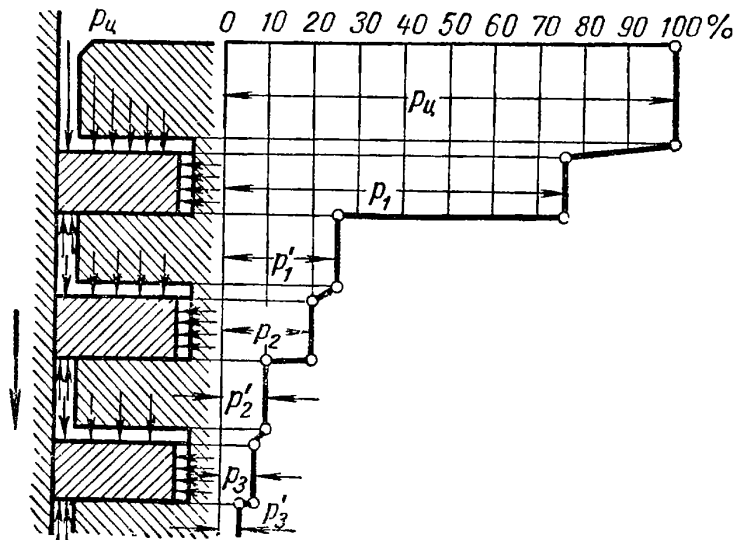
Можно привести следующие средние экспериментальные значения давлений при наличии трех колец:  $p_1 \approx 0,75p_u$ ,  $p_2 \approx 0,20p_u$ ,  $p_3 \approx 0,076p_u$ .

Как показывают исследования, при низком числе оборотов вала изменение давления под кольцами по углу поворота кривошипа происходит аналогично изменению давления газа над поршнем. При высоком числе оборотов вала давление под кольцами практически стабилизируется.

Приведенные значения давлений показывают, что количество компрессионных колец, особенно в быстроходных двигателях, может быть ограничено двумя, как это и осуществляется в двигателях с внешним смесеобразованием. Применение большего количества колец в двигателях с воспламенением от сжатия связано главным образом с необходимостью уменьшить утечки сжимаемого воздуха при пуске. В этом случае повышается температура воздуха, что обеспечивает воспламенение топлива.

Кроме того, приходится считаться с падением уплотняющей способности вследствие неравномерного износа цилиндра, износа колец, наличия забоин на кольцах, что заставляет ставить нередко более двух колец даже в быстроходных двигателях (малой мощности) с внешним смесеобразованием.

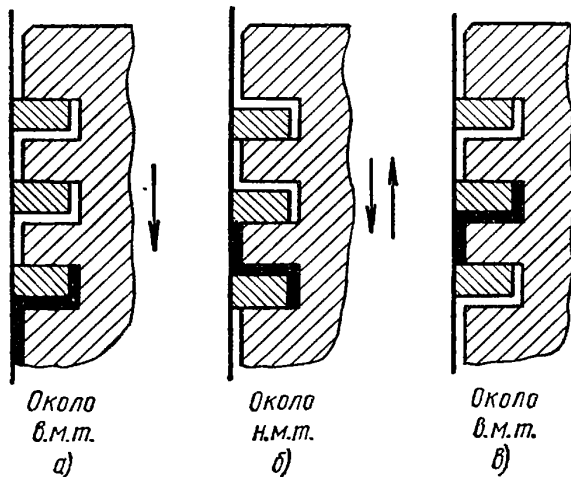
Кроме сил от давления газов, на кольцо действуют сила упругости, сила трения кольца о стенку цилиндра и сила инерции кольца. Во время работы насосное действие колец приводит к нагнетанию масла из картера в камеру сгорания.



Фиг. 98. Изменение давления в межкольцевых зазорах.

Процесс попадания масла в цилиндры протекает следующим образом.

В начале движения от в. м. т. во время хода впуска кольца силой инерции и трением прижаты к верхней плоскости канавки, все свободное пространство между нижним кольцом и поршнем заполнено маслом (фиг. 99, а) в результате соскабливания его кольцом со стенок цилиндра. При этом в зазоре давление повышено вследствие гидравлического подпора, вызванного движением поршня. При дальнейшем движении поршня к н. м. т. происходит изменение направления силы инерции, преодолевающей трение кольца о стенку цилиндра; кольцо перемещается в канавке, прижимается к нижней плоскости канавки и вытесняет масло в верхнюю часть канавки в область меньшего давления (фиг. 99, б). В таком положении кольцо



Фиг. 99. Схема насосного действия колец.

остается в течение части хода поршня к в. м. т. При приближении к в. м. т. кольцо, переместившись в канавке, вновь прижимается к верхней полке и вытесняет масло из канавки (фиг. 99, в). Далее процесс движения масла повторяется в той же последовательности. Таким образом, масло постепенно попадает в камеру сгорания. Для устранения этого явления около нижнего уплотнительного кольца или около нижнего конца поршня обычно ставят одно или два (реже три и более) маслосъемных кольца. Эти кольца при ходе поршня вниз

соскабливают масло, не допуская попадания излишнего масла на направляющую часть поршня и далее в пространство цилиндра. Излишнее масло отводится из-под маслосъемных колец через отверстия в корпусе поршня.

В некоторых случаях отверстий в корпусе поршня не делают, и тогда маслосъемное кольцо служит одновременно гидравлическим амортизатором, смягчая стуки поршня при малых нагрузках.

### Конструкции колец

Компрессионные кольца имеют чаще всего прямоугольное сечение. Применяемые отношения  $\frac{a}{t}$  приведены в табл. 22. Для лучшего уплотнения, уменьшения напряжения смятия на торцах колец и уменьшения работы трения и износа целесообразно делать кольца с меньшей высотой  $a$  и с большей радиальной толщиной  $t$ .

Применение колец с малой высотой  $a$  позволяет уменьшить высоту поршня и расстояние пальца до днища; приработка низких колец требует меньшего времени; однако при прочих равных условиях температура поршня в этом случае выше. Пределом уменьшения высоты  $a$  является возможность поломки при обработке, монтаже и эксплуатации колец.

Предел увеличения толщины  $t$  кольца определяется увеличением напряжения при надевании кольца на поршень, а также неизбежным при этом утолщением стенки головки поршня.

В случае тонкостенных цилиндров легких двигателей лучший контакт колец с цилиндром при его оваллизации достигается при кольцах малой жесткости, т. е. при малом  $t$ .

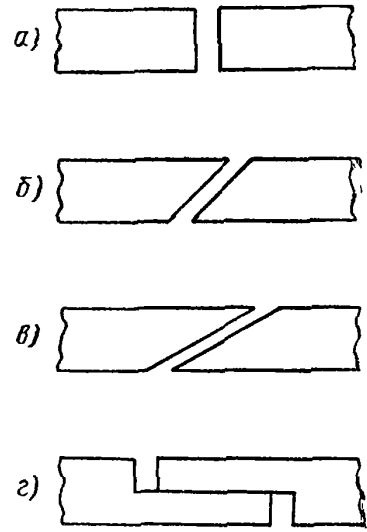
К преимуществам высоких колец следует отнести лучшие гидродинамические условия трения.



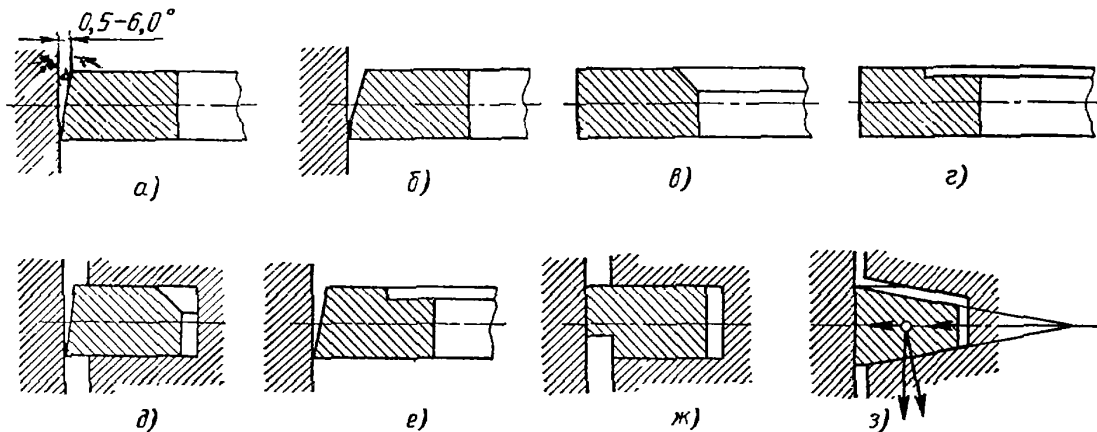
Формы замков колец показаны на фиг. 100. Часто недостаточно обоснованно считают, что замок ступенчатой формы обеспечивает наименьшую утечку газов. Эту конструкцию применяют в тихоходных двигателях. Для быстроходных двигателей разница в величине утечки для разных форм замков незначительна. Поэтому в быстроходных двигателях обычно применяют замки формы, показанной на фиг. 100, а или на фиг. 100, б. Замки других форм (фиг. 100, в и г) при малой высоте колец не применяются из-за возможной поломки колец при надевании их на поршень.

Наружные кромки колец должны быть закруглены, что имеет значение для улучшения заклинивания масляного слоя: острая кромка компрессионного кольца разрушает масляную пленку. У внутренних кромок снимаются фаски для обеспечения зазора в углах. Также должны быть закруглены и кромки колец в замке. В корпусе поршня кромки канавок закругляют для уменьшения концентрации напряжений.

В настоящее время в четырехтактных двигателях кольца большей частью не фиксируют<sup>1</sup>. Возможность перемещения в канавках предохраняет их от загорания. Фиксированные кольца чаще пригорают; вследствие того, что давление по окружности кольца всегда распределяется неравномерно, цилиндр изнашивается неравномерно. К этому следует добавить, что даже при расположении замков колец по одной линии в результате действия сил, перемещающих кольцо в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра, утечка газов не увеличивается значительно. Для уменьшения утечки замки соседних колец, выполненные по схемам (фиг. 100, б и в), наклоняют в разные стороны.



Фиг. 100. Формы замков поршневых колец.



Фиг. 101. Компрессионные кольца.

Рабочей поверхности второго и следующего колец нередко придают скос под углом  $0,5^\circ - 6^\circ$  (фиг. 101, а), оставляя цилиндрическую ленточку высотой  $0,3-0,8$  мм и более для увеличения давления на стенку и ускорения приработки (фиг. 101, б). В некоторых конструкциях с таким скосом выполнено и первое кольцо. Это имеет значение для цилиндров с азотированными стенками, которые прирабатываются медленно вследствие малой величины

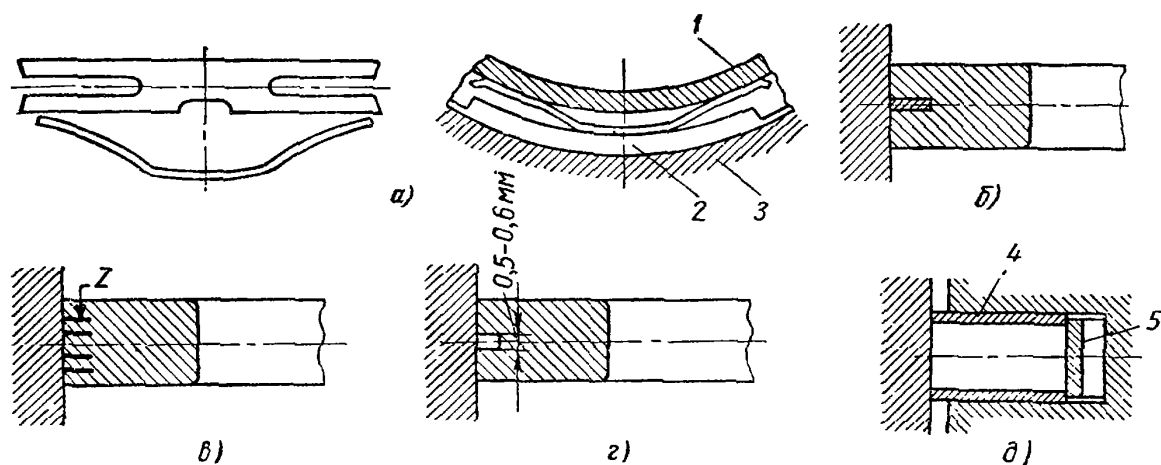
<sup>1</sup> Принято считать, что при стопорении колец у четырехтактных двигателей уско-  
ряется и улучшается приработка колец к зеркалу цилиндров. \*

коэффициента трения чугуна по азотированной стали. При движении к в. м. т. условия смазки колец улучшаются вследствие облегчения образования гидродинамического слоя масла, уменьшающего трение. При движении к н. м. т. кольца выполняют функции маслосъемных.

На фиг. 101, в показаны конструкции колец, имеющих фаску, а на фиг. 101, г — выточку. При деформации сечения этих колец вследствие косога изгиба поворачиваются, что приводит к положению их в цилиндре, указанному на фиг. 101, д и е; действие этих колец аналогично действию колец по фиг. 101, а и б.

К увеличению удельного давления приводит также уменьшение высоты цилиндрической части со стороны стенки цилиндра (фиг. 101, ж).

Конструкции, показанные на фиг. 101, в и г, менее рациональны, чем показанные на фиг. 101, а и б, так как в случае их применения, увеличивается износ поверхности цилиндра.



Фиг. 102. Компрессионные кольца с расширителями и вставками.

Трапециoidalные кольца (фиг. 101, з) отличаются наличием боковой составляющей от силы давления газов, увеличивающей давление кольца на стенку цилиндра. Острая кромка способствует очистке поверхности гильзы от масла.

К недостаткам этой конструкции относится увеличение торцевого зазора при радиальном износе кольца.

Для уменьшения износа канавок колец в поршнях из алюминиевых сплавов применяют залитые в корпус поршня аустенитные чугунные вставки для первого или первых двух колец. Такие вставки целесообразно применять для поршней из сплавов, имеющих низкий коэффициент линейного расширения.

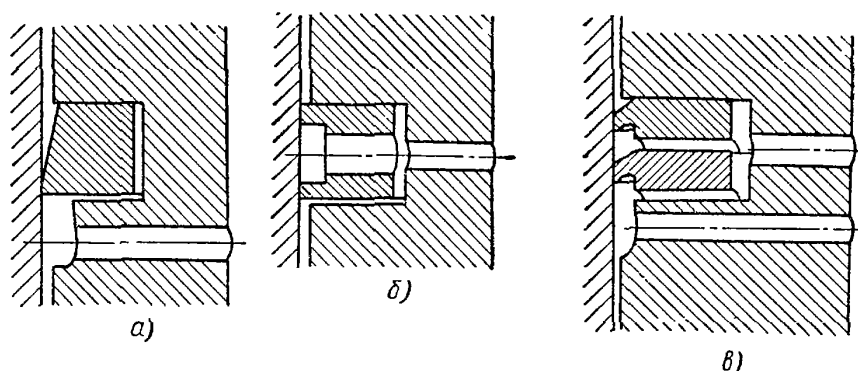
Весьма эффективным средством увеличения срока работы кольца является применение расширителей для компенсации падения давления от сил упругости при износе кольца.

Расширитель представляет собой стальную пружину, имеющую форму, показанную на фиг. 102, а. Расширитель, закладываемый под кольцо (опирающийся на поршень 1 и кольцо 2), увеличивает давление кольца на стенку цилиндра 3, в основном у замка. При наличии расширителя кольцо может быть выполнено меньшей толщины  $t$ ; при износе кольца с расширителем хорошо сохраняется контакт со стенками цилиндра. Установка расширителей под верхние кольца не целесообразна вследствие возможного пригорания колец. Особенно эффективна установка расширителей под маслосъемные кольца.

Увеличение срока работы кольца без потерь давления от сил упругости и ускорение приработки могут быть достигнуты в результате подбора изно-

состоящих материалов для кольца и цилиндра, использования тех или иных методов химической обработки и поверхностных покрытий и в первую очередь пористого хромирования одного или двух уплотнительных колец. В порах наружной хромированной поверхности уплотнительных колец удерживается масло, поэтому уменьшается износ колец и гильз. Того же результата достигают лужением рабочей поверхности колец оловом, оксидированием и т. д.

Для увеличения срока работы колец применяют также различные конструктивные меры. На фиг. 102, б показаны компрессионные кольца со вставкой из бронзы, а на фиг. 102, в — со вставками з и покрытием из олова. На схеме фиг. 102, г показаны кольца с улучшенной смазкой трущихся поверхностей путем удержания масла в проточенных на цилиндрической поверхности канавках, стенки которых для уменьшения задиrow покрыты



Фиг. 103. Маслоъемные кольца.

оловом. Однако такую смазку уплотнительных колец можно применять только при сравнительно холодных кольцах (как, например, в двигателе ЯАЗ-204), иначе канавка быстро закоксуется, что ведет к ухудшению передачи тепла стенке цилиндра.

В отдельных случаях применяют усложненную конструкцию (фиг. 102, д), в которой с торцов основного кольца в канавку устанавливают два тонких стальных кольца 4. Расширитель 5 воздействует на все три кольца.

Маслоъемные кольца должны отличаться высоким удельным давлением на стенки цилиндра. Это достигается выполнением острого скоса на кольце прямоугольного сечения, или применением специальных конструкций колец, которые весьма разнообразны. Высота маслоъемного кольца больше, чем компрессионного. Маслоборные полости выполняются в корпусе поршня между корпусом и кольцом, или между кольцом и кромкой специальной канавки (фиг. 103, а), или в самом кольце (фиг. 103, б). Полости соединяются отверстиями с внутренней полостью поршня или с зазором между бобышками и поршневым пальцем для его смазки.

На фиг. 103 показаны конструкции маслоъемных колец. На фиг. 103, а изображено маслоъемное кольцо, наиболее часто применяемое в стационарных и судовых двигателях. Кольцо, изображенное на фиг. 103, б, имеет выточку для повышения удельного давления и отвода масла. В выточке сделаны круглые отверстия или щели для отвода масла. На фиг. 103, в изображена конструкция с двумя маслоъемными кольцами специальной формы.

### Расчет поршневых колец

При работе кольцо испытывает напряжения изгиба, возникающие в результате действия сил давления от стенок цилиндра, направленных радиально к центру кольца; наружные волокна кольца растянуты, а внутренние сжаты.

Полноценного метода расчета поршневых колец еще нет. Применяемый обычно расчет включает выбор и определение параметров, характеризующих прочность и износ колец: радиального давления  $p$ , напряжения  $\sigma_{u1}$  при надевании его на поршень и  $\sigma_{u2}$  в кольце при его работе.

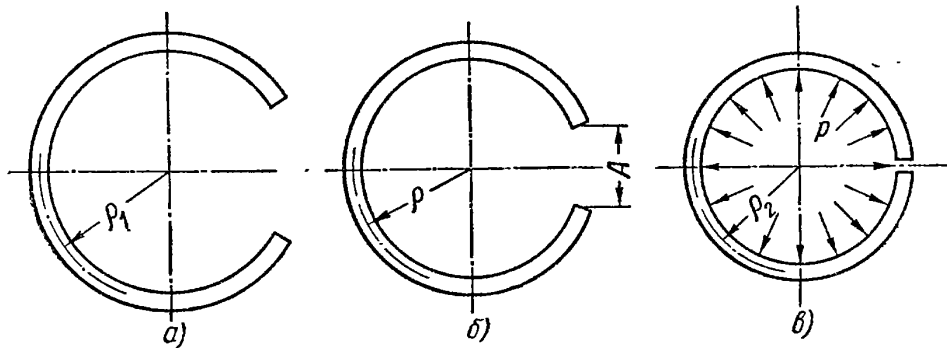
Рассмотрим расчет, основанный на допущении постоянства давления  $p$  по всей окружности кольца. Установим зависимость между давлением и наибольшим напряжением в кольце в его рабочем состоянии (фиг. 104, в).

Полная сила, изгибающая кольцо,

$$P_u = p(D - t)a.$$

Изгибающий момент в опасном сечении

$$M = p(D - t)a \frac{D - t}{2} = p \frac{(D - t)^2}{2} a.$$



Фиг. 104. Поршневые кольца:

а — при надевании на поршень; б — в свободном состоянии; в — в рабочем положении.

Напряжение изгиба (растяжения) кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{u2} = \frac{p(D - t)^2}{2} \frac{a6}{at^2} = 3p \left( \frac{D - t}{t} \right)^2 = 3p \left( \frac{D}{t} - 1 \right)^2. \quad (133)$$

Следовательно,  $\sigma_{u2}$  и  $p$  не зависят от величины  $a$ . При заданной величине  $\sigma_{u2}$  для повышения давления  $p$  целесообразно увеличить толщину  $t$  кольца или уменьшать диаметр  $D$  (если диаметр цилиндра может быть изменен).

Полученная формула является одной из двух расчетных формул. Вторая формула включает и напряжения, возникающие в кольце при надевании его на поршень. В этом случае напряжения противоположны по знаку напряжениям, возникающим при работе кольца. Обычно наибольшими напряжениями являются именно напряжения, допускаемые при надевании кольца на поршень, так как процесс надевания длится недолго и протекает обычно при нормальной температуре. В рабочем же состоянии кольцо находится продолжительное время; при этом оно нагревается, а также подвергается действию давления газов, сил инерции и трения, не учитываемых расчетом.

Применим приближенный метод, основанный на допущении, что кольцо при надевании его на поршень плотно облегает участок поршня стороной, противоположной замку, образуя дугу круга на этом участке.

Обозначим радиус кривизны  $\rho$  среднего волокна кольца в свободном состоянии (фиг. 104). При деформации кольца радиус кривизны изменяется от величины  $\rho$  до  $\rho'$ . Для бруса малой кривизны, которым можно считать кольцо, справедливо известное соотношение

$$\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho} = \frac{M}{EJ}, \quad (134)$$

где  $M$  — изгибающий момент;

$J$  — момент инерции сечения бруса относительно нейтральной оси;

$E$  — модуль упругости.

Наибольшее напряжение во внешних точках кольца, как известно, выражается формулой

$$\sigma = \frac{Mt}{2J}. \quad (135)$$

Подставляя вместо  $\frac{M}{J}$  в уравнение (134) его выражение из уравнения (135), будем иметь

$$\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho} = \frac{2\sigma}{JE}. \quad (136)$$

Из уравнения (136) видно, что изменение кривизны кольца прямо пропорционально напряжению.

Введем следующие обозначения для радиусов кривизны кольца:

1) при его надевании на поршень  $\rho' = \rho_1$ ;

2) в свободном состоянии  $\rho$ ;

3) при работе  $\rho' = \rho_2$ .

Для участка кольца, противоположного замку,

$$\rho_1 \approx \frac{D+t}{2}; \quad \rho_2 \approx \frac{D-t}{2}.$$

Подставляя выражения  $\rho_1$  и  $\rho_2$  в уравнение (134), получим: для напряженного состояния при надевании на поршень

$$\frac{1}{\frac{D+t}{2}} - \frac{1}{\rho} = -\frac{2\sigma_{u1}}{tE}; \quad (137)$$

для напряженного состояния при работе

$$\frac{1}{\frac{D-t}{2}} - \frac{1}{\rho} = \frac{2\sigma_{u2}}{tE}, \quad (138)$$

где  $\sigma_{u1}$  и  $\sigma_{u2}$  — абсолютные значения наибольших напряжений в опасном сечении кольца.

В результате исключения величины  $\frac{1}{\rho}$  нетрудно придти к выражению

$$\frac{2}{D-t} - \frac{2}{D+t} = \frac{2}{tE} (\sigma_{u1} + \sigma_{u2})$$

и далее

$$\frac{2t}{D^2 - t^2} = \frac{1}{tE} (\sigma_{u1} + \sigma_{u2}). \quad (139)$$

Величиной  $t^2$  по сравнению с  $D^2$  можно пренебречь, тогда последнее выражение принимает вид

$$\sigma_{u1} + \sigma_{u2} = 2E \left( \frac{t}{D} \right)^2. \quad (140)$$

Рассчитываются только компрессионные кольца, так как они работают в более тяжелых условиях, чем маслоъемные.

Оценивая отношение  $\frac{t}{D}$  и  $\sigma_{u1}$ , определяют  $\sigma_{u2}$  по уравнению (140). После этого, подставляя значение  $\sigma_{u2}$  в уравнение (133), определяют  $\rho$ , которое должно лежать в требуемых пределах.

В табл. 25 приведены допускаемые напряжения в поршневых кольцах и применяемые значения давления  $p$  на стенку цилиндра.

Таблица 25

## Допускаемые напряжения в поршневых кольцах и давление на стенку цилиндра

Допускаемые напряжения и давление в $кг/см^2$	Двигатели			
	Стационарные и судовые		Автомобильные и тракторные	Легкие повышенной мощности
	тихоходные	быстроходные		
$\sigma_{и1}$	До 2000	До 2500	До 3000	До 3500
$\sigma_{и2}$	800—1500	1000—2000	1500—2500	2000—3000
$p$	0,3—0,6	0,6—2,0	1,5—4,0	2,0—4,0

При прочих равных условиях для двигателей с малыми диаметрами цилиндров выбирают большие значения  $\frac{t}{D}$ .

Длина выреза в свободном состоянии  $A$  (фиг. 104) лежит в пределах (2,5—4,0)  $t$ .

Зазор в замке кольца, вставленного в цилиндр во избежание заедания в случае повышения температуры, следует брать равным (0,0015—0,004)  $D$ ; большие цифры относятся к тяжелым двигателям.

Температура колец, расположенных ближе к пальцу, ниже температуры колец, лежащих ближе к камере сгорания. Разность температур последнего кольца и стенки цилиндра можно считать равной лишь 50—60°. Однако для возможности перестановки колец одного на место другого часто все кольца (одного и того же комплекта или размера) выполняют с одинаковым зазором. В кольцах поршней с охлаждением допустим меньший зазор.

Зазор по высоте колец для стационарных и судовых двигателей ориентировочно (0,01—0,03)  $a$  или несколько более.

Средние величины зазоров по высоте колец в  $мм$  для двигателей:

Стационарных и судовых . . . . .	0,05—0,3
Легких большой мощности . . . . .	0,03—0,25
Автомобильных и тракторных . . . . .	0,02—0,15

Для двухтактных двигателей вследствие односторонней нагрузки этот зазор может быть большим, чем для четырехтактных.

Диаметральный зазор между тыльной поверхностью поршневого кольца, надетого на поршень, и внутренней стенкой поршневой канавки лежит в пределах 0,3—1,5  $мм$ .

Как показали исследования и опыт эксплуатации быстроходных двигателей, после определенного срока работы между кольцом и цилиндром около замка и в первую очередь около концов кольца происходит падение радиального давления, появляются просветы и пропуски газов. Особенно это касается двигателей с малыми размерами цилиндра; в этих двигателях срок работы колец до появления указанных просветов получается меньшим.

Давление падает и на других участках кольца, однако значительно медленнее. Причинами такого падения давления следует считать вибрации кольца, возникающие вследствие влияния цикличности изменения давления газов,—силы инерции кольца, вибрации поршня и стенок цилиндра.

Одним из средств увеличения срока работы кольца является увеличение его толщины  $t$  до  $\left(\frac{1}{18} - \frac{1}{20}\right)D$ , (давление  $p$  повышается до 5  $кг/см^2$  и более), а также применение расширителей, обеспечивающих значительный запас давления по окружности кольца.

Весьма эффективным оказалось изготовление колец с неравномерными эпюрами давлений по окружности кольца, с наибольшим давлением около замка и с повышенным давлением на противоположном участке кольца (фиг. 105). Подобные эпюры могут быть получены в результате применения специальных методов обработки и расчета, в частности предложенных в Научном автотомоторном институте (НАМИ) Б. Я. Гинцбургом.

В расчет таких колец включено определение среднего радиального давления  $p_{cp}$ , напряжения  $\sigma_{u2}$  в кольце при работе, при обработке  $\sigma_{u3}$  и надевании  $\sigma_{u1}$ , а также давление на стенку цилиндра в различных точках.

Среднее удельное давление на поверхности кольца определяют из равенства:

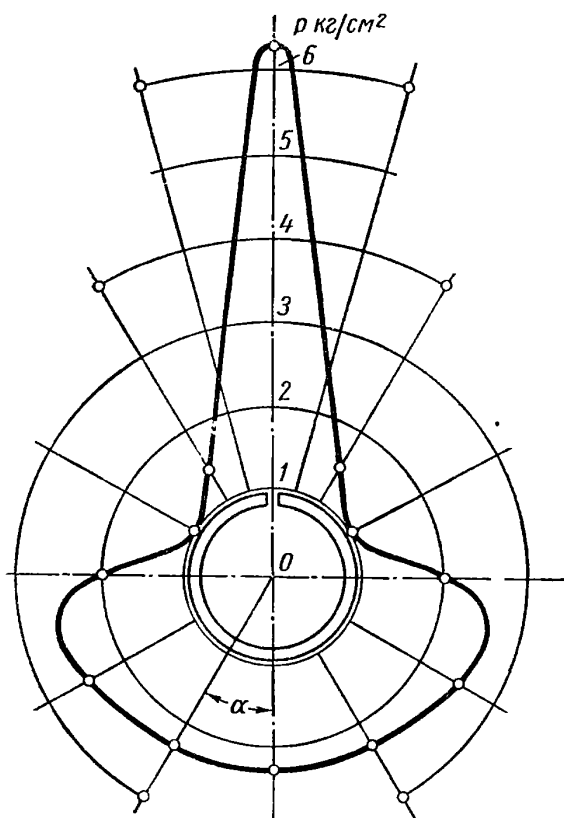
$$p_{cp} = \frac{0,425E \frac{A}{t}}{\frac{D}{t} (3 - \xi) \left(\frac{D}{t} - 1\right)^3} \text{ кг/см}^2, \quad (141)$$

где  $\xi$  — коэффициент, зависящий от формы эпюр давления, может быть принят равным 0,2;

$E$  — модуль упругости материала в  $\text{кг/см}^2$ .

Давление кольца на стенку в различных точках цилиндра определяют из равенства

$$p = \zeta p_{cp}$$



Фиг. 105. Эпюры давлений кольца.

Значения коэффициента  $\zeta$  по ГОСТ 621-52

Угол $\alpha$ в градусах	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент $\zeta$	1,05	1,05	1,14	0,90	0,45	0,67	2,85

Углы  $\alpha$  отсчитывают от точки, соответствующей опасному сечению, расположенному против замка (фиг. 105).

Напряжения кольца в рабочем состоянии  $\sigma_{u2}$  определяют в результате подстановки  $p_{cp}$  из выражения (141) в уравнение (133):

$$\sigma_{u2} = \frac{1,27 \frac{A}{t} E}{(3 - \xi) \frac{D}{t} \left(\frac{D}{t} - 1\right)} \text{ кг/см}^2. \quad (142)$$

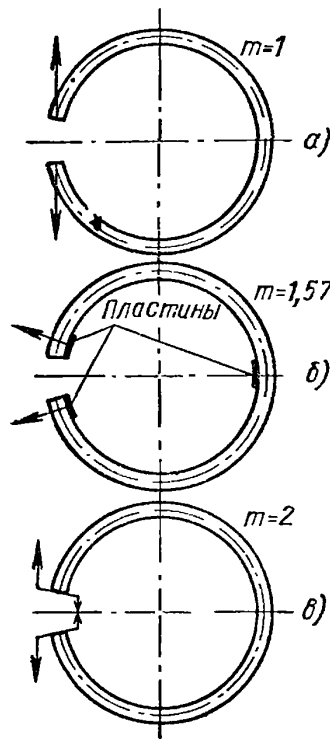
Напряжение при обработке  $\sigma_{u3}$  (увеличенное по сравнению с  $\sigma_{u2}$  вследствие увеличения толщины кольца на величину  $\Delta t$ )

$$\sigma_{u3} = \frac{t + \Delta t}{t} \sigma_{u2} \approx 1,25 \sigma_{u2}.$$

Напряжение  $\sigma_{ш1}$  при надевании на поршень

$$\sigma_{ш1} = \frac{4E \left[ 1 - \frac{A}{1\pi(3-\xi)} \right]}{m \frac{D}{t} \left( \frac{D}{t} - 1,4 \right)}, \quad (143)$$

где  $m$  — коэффициент, зависящий от способа надевания кольца на поршень: при надевании вручную  $m = 1$ , при помощи пластин  $m = 1,57$  и при помощи щипцов  $m = 2,0$  (фиг. 106).



Фиг. 106. Схема различных способов надевания колец на поршень:

*a* — вручную; *б* — при помощи пластин; *в* — при помощи щипцов.

Продолжительность работы транспортного двигателя до переборки определяется сроком службы поршневых колец.

Износостойкость чугунных колец в большой степени зависит от соотношения толщины кольца и толщины стенки цилиндра, применяемого материала и качества изготовления. В двигателях повышенной литровой и поршневой мощности с ограниченным сроком службы целесообразно применять кольца из специальных сталей или из чугунов новых видов с улучшенными механическими качествами. Это относится и к автомобильным и тракторным двигателям.

В рассматриваемом случае во избежание задиров втулки или колец обязательно наличие покрытий. Так как значение модуля  $E$  упругости повышено, увеличивать толщину кольца  $t$  выше  $0,035 D$  нецелесообразно: давление кольца на стенки цилиндра чрезмерно повысится.

При изготовлении поршневых колец обычно стремятся получить правильную форму кольца в свободном состоянии. Наиболее распространенной является индивидуальная отливка колец. Форма отливаемого кольца может быть 1) круглой или 2) некруглой, соответствующей форме кольца в свободном состоянии.

В первом случае форма отливки сохраняется при обработке круглой. После обработки делают вырез для замка, в который вставляют распорку и разжатое кольцо затем нагревают при температуре  $600-700^\circ\text{C}$  в течение 1—2 час. После остывания кольцо остается разжатым (в свободном состоянии).

Во втором случае заготовке предварительно придается форма кольца в свободном состоянии (с припуском на обработку). Между отдельными операциями механической обработки кольцо подвергают термической обработке. Данный способ применяют при массовом производстве колец. Кольца с неравномерным давлением обрабатывают по специальному копиру.

При мелкосерийном производстве кольца обычно изготавливают из цилиндрических отливок в виде барабана (маслот). Диаметр барабана определяется необходимым вырезом в замке с учетом припуска на обработку. Отливку производят в песок, кокиль или центробежным способом

## § 7. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ

Более нагружены поршни в двигателях с воспламенением от сжатия. Поршни этих двигателей воспринимают повышенные механические и тепловые нагрузки.

Для улучшения процесса сгорания целесообразно повышать температуру поверхности днища; кроме того, желательно повышать температуру днища



и для сжигания отложений продуктов неполного окисления топлива и масла. С другой стороны, повышение температуры поршня обуславливает снижение прочности.

Тепловая стойкость поршня обычно достигается:

1) увеличением отвода тепла от днища в стенки цилиндров через корпус, поршневые кольца и отчасти через поверхность юбки;

2) увеличением отвода тепла (помимо колец) подачей жидкости к внутренним поверхностям головки поршня.

Для двигателей с воспламенением от сжатия повышенной литровой мощности первый способ отвода тепла обычно осуществляют применением алюминиевого сплава в качестве материала для изготовления поршня и увеличением сечений корпуса. При рациональной конструкции днища с ребрами можно осуществить надежную работу и при чугунном поршне. Целесообразно также применять стальные поршни или составные конструкции, в которых головку выполняют из стали, а корпус — из чугуна.

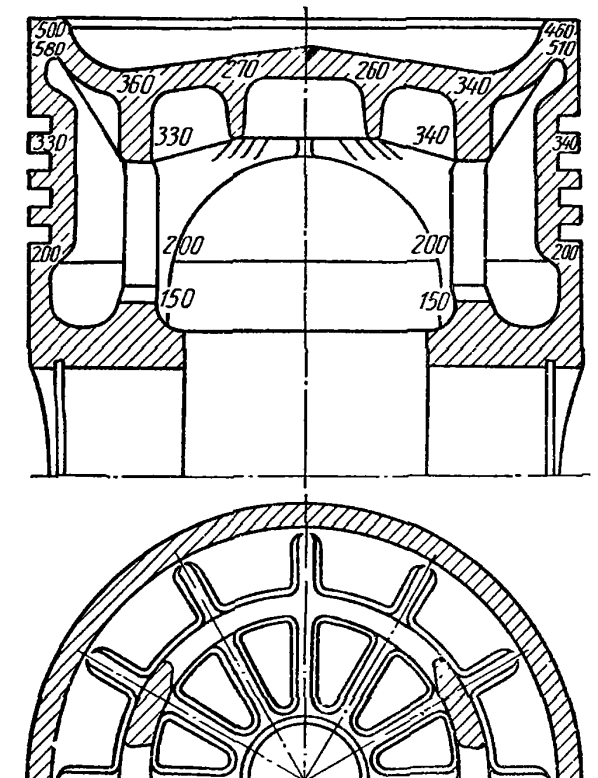
Эффективным является применение стальной накладки, обеспечивающей защиту корпуса поршня, который может быть выполнен алюминиевым, и относительно хорошую экономичность вследствие высокой температуры накладки. Накладка с корпусом может быть соединена различными способами.

Отвод тепла от днища поршня только в стенки цилиндра без применения охлаждающего агента обуславливает высокую тепловую напряженность поршневых колец. В случае применения стальных накладок уменьшается количество тепла, передаваемого корпусу поршня.

Другой способ отвода тепла от днища поршня—с помощью охлаждающей жидкости. В настоящее время воду в качестве охлаждающей жидкости применяют редко.

Основной охлаждающей жидкостью служит масло. Наиболее распространенным способом охлаждения в двигателях с повышенной литровой мощностью является циркуляция масла в полости, образуемой в головке поршня. Подача масла может быть осуществлена по телескопическим или шарнирным трубам, через стержень шатуна и другими способами. Масло отводится также по трубам через каналы в поршне открытой струей в картер или в особые воронки в картере.

Довольно распространенным способом охлаждения является подача струй масла на внутреннюю поверхность днища поршня с развитыми ребрами. Этот способ масляного охлаждения наиболее прост. Однако надежное охлаждение поршня может быть достигнуто лишь при повышенном давлении в системе смазки и при условии охвата всей периферии днища струями масла из насадка шатуна. Как правило, наиболее простые способы подачи масла для охлаждения головки являются наименее эффективными, так как масло не находится достаточно длительное время в контакте с вну-



Фиг. 107. Форма ребер-стоек.

тренными стенками поршня. В этом отношении более эффективны конструкции, в которых имеется полость, заполненная маслом (см. гл. XVII).

Выбор формы ребер весьма сложен. Проведенное Ярославским автомобильным заводом исследование возникающих от механических нагрузок напряжений в различных частях поршня показывает, что для тонкостенных чугунных поршней ребра являются основными силовыми элементами. Для массивных поршней из алюминиевых сплавов влияние ребер на прочность менее значительно.

Теми же опытами установлено, что в случае применения ребер-стоек, связанных с бобышками (фиг. 107), получается наименьшее изменение формы направляющей части поршня. Необходимо при конструировании уделять внимание размерам и форме ребер-стоек, так как при недостаточной их сопротивляемости переменным нагрузкам происходит образование трещин в днище, направленных перпендикулярно оси поршневого пальца или по дуге концентрично оси поршня.

На фиг. 107 даны величины температур днища, ребер и корпуса поршня двигателя ЯАЗ-204.

Ребра, имеющие форму, показанную на фиг. 78, применяют в автомобильных двигателях. При большой высоте они вызывают значительные напряжения изгиба вследствие температурной деформации сопряженной с ними части головки поршня. Для уменьшения тепловых напряжений целесообразно выполнять невысокие ребра.

В случае применения ребер, поддерживающих днище поршня, повидимому, лучше располагать их не радиально, а поперек оси симметрии, перпендикулярно оси поршневого пальца. Такие ребра лучше отводят тепло от днища к юбке (если нет достаточных сечений для отвода тепла от днища через бобышки и их опоры). Кроме того, пояс поршневых колец на трущейся стороне поршня в этом случае имеет повышенную жесткость, как и часть корпуса над каждой из бобышек, вследствие чего увеличивается надежность работы колец.

## § 8. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

### Поршень двигателя Д-35

Типичным примером выполнения поршня тракторного двигателя с воспламенением от сжатия является поршень двигателя Д-35 (фиг. 108 и 109).

Поршень изготовлен из легкого алюминиевого сплава (сплав У). Твердость наружной поверхности  $H_B = 100 \div 120$ . Поверхность подвергнута алмазной обточке. Для компенсации расширения при нагреве поршня его обрабатывают в верхней части головки ступами, а на длине от канавки третьего кольца до нижней кромки юбки — на конус.

Удельное давление  $K$  на поверхности юбки поршня (при  $N_e \text{ max}$ ) составляет  $3,75 \text{ кг/см}^2$ . Разностенность юбки поршня не более 0,5.

В головке поршня проточены пять кольцевых канавок для четырех компрессионных колец и одного маслосъемного; в нижней части юбки расположена еще одна канавка для маслосъемного кольца. В обеих канавках для маслосъемных колец равномерно по окружности просверлены по 12 сквозных отверстий диаметром 4 мм. Кроме того, для отвода масла из проточек, расположенных ниже маслосъемных колец, просверлены отверстия диаметром 2,5 мм (восемь отверстий в верхней подкольцевой проточке и 12 в нижней).

Вес поршня (без колец и пальца) составляет 1,415 кг.

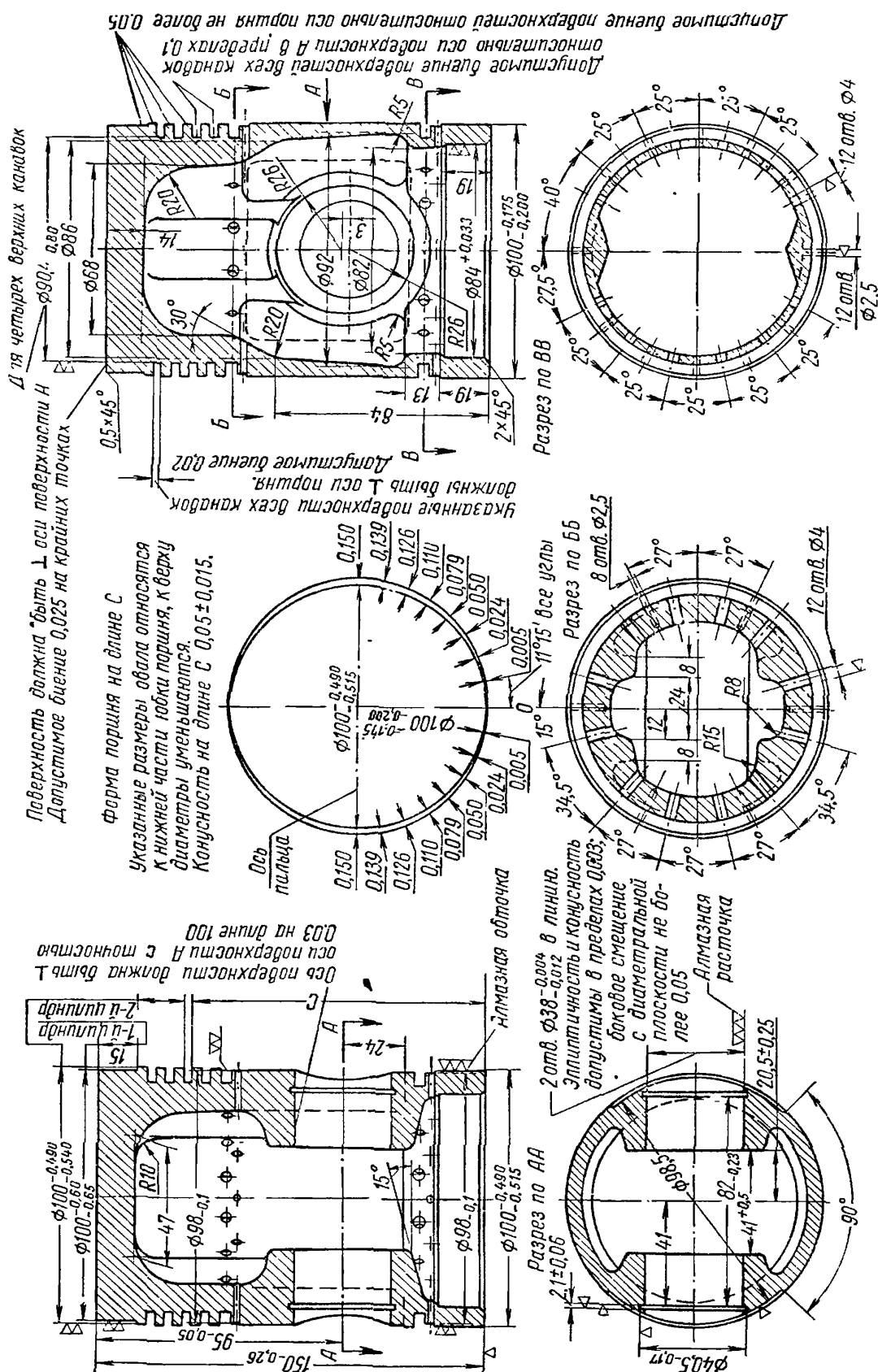
Поршневой палец плавающего типа, полый, изготовлен из стали 20Х и цементирован на глубину 1,2—1,5 мм. Твердость на поверхности пальца  $H_{RC} = 58 \div 62$ . Фиксация пальца от осевого перемещения в бобышках поршня осуществляется при помощи двух пружинных колец-ограничителей. Удельное давление пальца в бобышках при номинальной мощности двигателя составляет  $273 \text{ кг/см}^2$ .

Смазка пары палец-бобышка осуществляется масляным туманом из картера двигателя.

Поршневые кольца изготовлены из чугуна с твердостью кольца  $H_{RC} = 98 \div 105$ .

На фиг. 110 показаны компрессионное и маслосъемное кольца. Максимальное давление в зоне замка равно  $6,06 \text{ кг/см}^2$  при среднем удельном давлении  $1,77 \text{ кг/см}^2$ .

Радиусы в литье (не указанные на фигуре) принимают размером 2—3 мм. Раковины, рыхлость, сыпь и прочие литейные дефекты на поверхностях поршня не допускаются. Появление пузырьков воздуха в воде, залитой внутрь поршня, также не допускается.



Фиг. 108. Поршень двигателя Д-35.

Герметичность доньшка проверяют давлением воздуха при 80 ат в течение 2 мин.

Дополнительные указания при изготовлении поршневых колец. При сжатии кольца до размера 100 силы  $P$  и  $P_1$  должны быть в пределах  $P = 4 \div 8$ , а  $P_1$  не менее 2,5 кг.

Кольца должны проваливаться под действием собственного веса между двумя параллельными плитками, расположенными на расстоянии 3,04 или 5,04 мм.

При введении кольца в калибр диаметром 100 мм просвет по наружному диаметру кольца не допускается.

Наружную поверхность компрессионного кольца следует обточить острым резцом с подачей 0,2 мм.

Твердость по Роквеллу  $H_{RB} = 98 \div 105$ . Отношение модуля упругости  $E$  к пределу прочности  $\sigma_b < 220$ . Остаточная деформация при нагрузке  $25 \text{ кг/мм}^2 < 12\%$ . Заготовку до обработки подвергают старению.

### Поршень двигателя ЯАЗ-204

На фиг. 76 показан узловой чертеж поршня в сборе с шатуном двухтактного транспортного двигателя ЯАЗ-204 с воспламенением от сжатия.

Поршень отлит из специального чугуна высокой прочности. Очертание днища соответствует форме факелов распыленного топлива и способствует эффективному смесеобразованию. С внутренней стороны днище поршня обрызгивается маслом из специальной форсунки, установленной в верхней головке шатуна.

В головке поршня сделаны четыре канавки для компрессионных колец, а в нижней части юбки — две канавки для маслосъемных колец. Такое расположение маслосъемных колец типично для всех поршней двухтактных двигателей: в в. м. т. оба кольца оказываются расположенными ниже продувочных окон.

Для уменьшения трения и предупреждения задиров юбку поршня после механической обработки покрывают слоем олова толщиной 0,025 мм.

Кольцевые и радиальные ребра, выполненные на внутренней поверхности днища, обеспечивают поршню большую жесткость и увеличивают поверхность отдачи тепла. Для уменьшения передачи тепла поршневым кольцам толщина стенки в месте перехода от днища поршня к цилиндрической части корпуса выполнена тонкой.

В бобышки поршня запрессованы бронзовые втулки, на внутренней поверхности которых для улучшения смазки поршневого пальца проточены винтовые канавки. Ниже канавок для маслосъемных колец на юбке сделаны проточки, в которых по всей окружности просверлены отверстия для отвода масла. Подгонка поршня по весу осуществляется расточкой кольцевого утолщения нижней части юбки.

Поршневой палец плавающий, трубчатого сечения, изготовлен из хромоникелевой стали с низким содержанием углерода. Для получения твердой и износостойкой поверхности пальца при сохранении вязкой сердцевины его подвергают цементации и закалке, а затем шлифуют и полируют. Твердость наружной поверхности пальца  $H_{RC} = 58 \div 63$ .

От осевого перемещения палец предохранен двумя тонкими стальными закаленными заглушками, опирающимися на торцы втулок, и двумя пружинными кольцами. Концы стопорных колец отогнуты в осевом направлении и, действуя как пластинчатые пружины, прижимают заглушки к торцам втулок; вследствие этого уменьшается количество масла, проникающего через зазор между втулками бобышек и пальцев в продувочные окна и на стенку цилиндра выше маслосъемных колец.

Верхнее компрессионное кольцо отлито из специального чугуна повышенной прочности. Внешняя цилиндрическая поверхность его покрыта слоем пористого хрома.

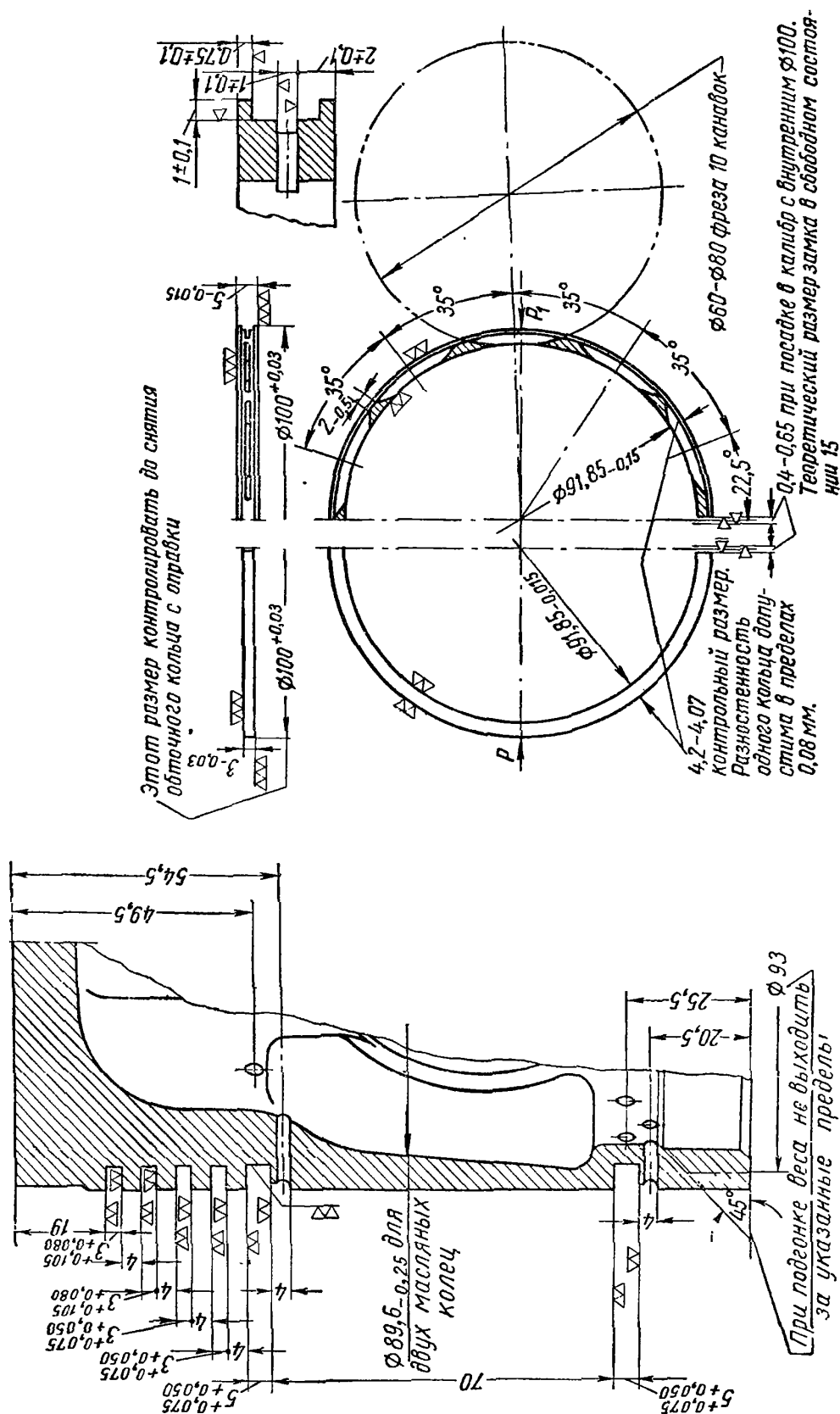
Остальные компрессионные кольца изготовлены из легированного серого чугуна. В последнее время кольца изготавливают из графито-глобулярного чугуна с повышенной механической характеристикой. На наружной цилиндрической поверхности каждого кольца проточены четыре кольцевые канавки, которые заливают белым металлом.

Маслосъемное кольцо состоит из трех частей: двух чугунных кольцевых скребков и расширителя.

### Поршни двигателей ГАЗ-51, М-20 и ЗИМ

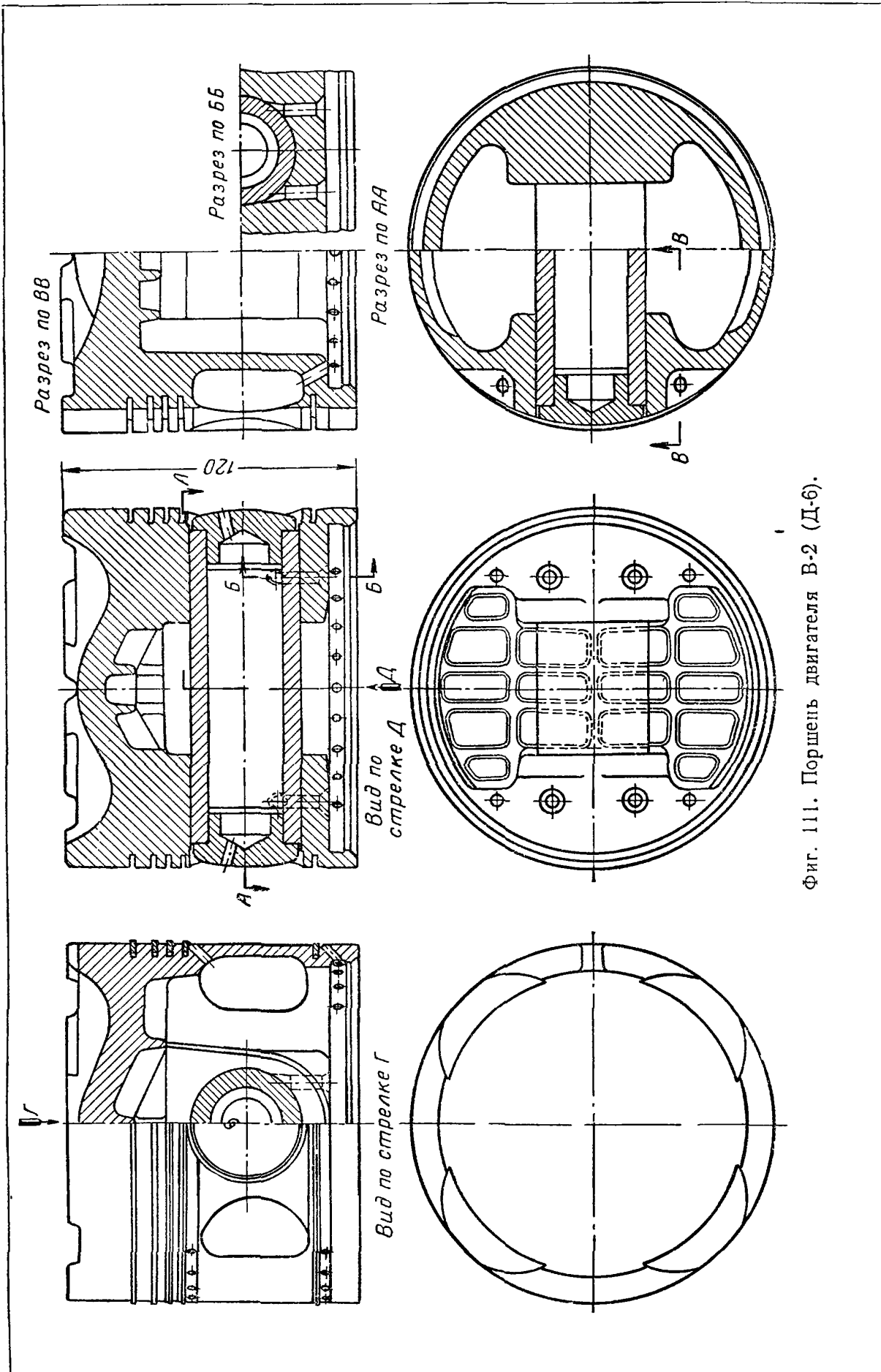
Конструктивное оформление поршней карбюраторных двигателей ГАЗ-51, М-20 и ЗИМ одинаково. Поршни этих двигателей отличаются лишь способами улучшения приработки деталей (толщиной слоя олова или хрома на поверхности колец и поршней) и величиной зазоров между юбкой поршня и цилиндром. Поэтому все изложенное ниже о деталях поршневой группы двигателя ГАЗ-51 в значительной мере относится и к поршневым группам двигателей ЗИМ и М-20.

Поршень двигателя ГАЗ-51 (см. фиг. 78) изготовлен из алюминиевого сплава и имеет плоское днище. В головке поршня сделаны четыре кольцевые канавки: две верхние для компрессионных колец и две нижние для маслосъемных.



Фиг. 110. Поршневые кольца двигателя Д-35.

Фиг. 169. Корпус поршня двигателя Д-35.



Фиг. 111. Поршень двигателя В-2 (Д-6).

Юбка поршня эллиптической формы. Зазор между юбкой поршня и цилиндром в плоскости перпендикулярной оси пальца, при температуре  $20^{\circ}\text{C}$  равен  $0,012\text{--}0,024\text{ мм}$ . Поверхность юбки для быстрой и полной приработки к зеркалу цилиндра покрыта тонким слоем олова ( $0,005\text{ мм}$ ).

Рабочая поверхность верхнего компрессионного кольца покрыта слоем хрома толщиной  $0,10\text{--}0,15\text{ мм}$  (пористая часть на глубину  $0,04\text{--}0,06\text{ мм}$ ). Нижнее компрессионное кольцо и оба маслосъемных лудят. Толщина слоя олова  $0,005\text{--}0,010\text{ мм}$ . На внутренней поверхности компрессионных колец имеется фаска (см. фиг. 101).

Компрессионные кольца по размерам одинаковы и отличаются лишь тем, что верхнее кольцо выполнено с затупленными наружными кромками.

Оба маслосъемных кольца имеют кольцевую проточку и девять прорезей для отвода снимаемого масла.

Поршневой палец стальной, пустотелый. Его наружная поверхность подвергается закалке токами высокой частоты. От осевого перемещения палец предохраняется двумя плоскими пружинными кольцами, которые вставлены в канавки бобышек поршня.

### Поршень двигателя Д-6

Двигатели Д-6 созданы на базе известного отечественного двигателя В-2. Характерной особенностью поршня двигателя Д-6 (В-2) (фиг. 111) является его небольшая длина, что позволило укоротить шатун без опасения, что его стержень будет задевать юбку поршня. Вследствие этого было достигнуто значительное сокращение высоты двигателя В-2. С уменьшением длины поршня снизились потери на трение о стенки цилиндра и значительно уменьшился вес поршня. Поршень изготовлен из легкого алюминиевого сплава АК-4 методом горячей штамповки. Твердость поверхности поршня  $H_B \geq 100$ .

Днищу поршня придана специальная форма, соответствующая факелам топлива.

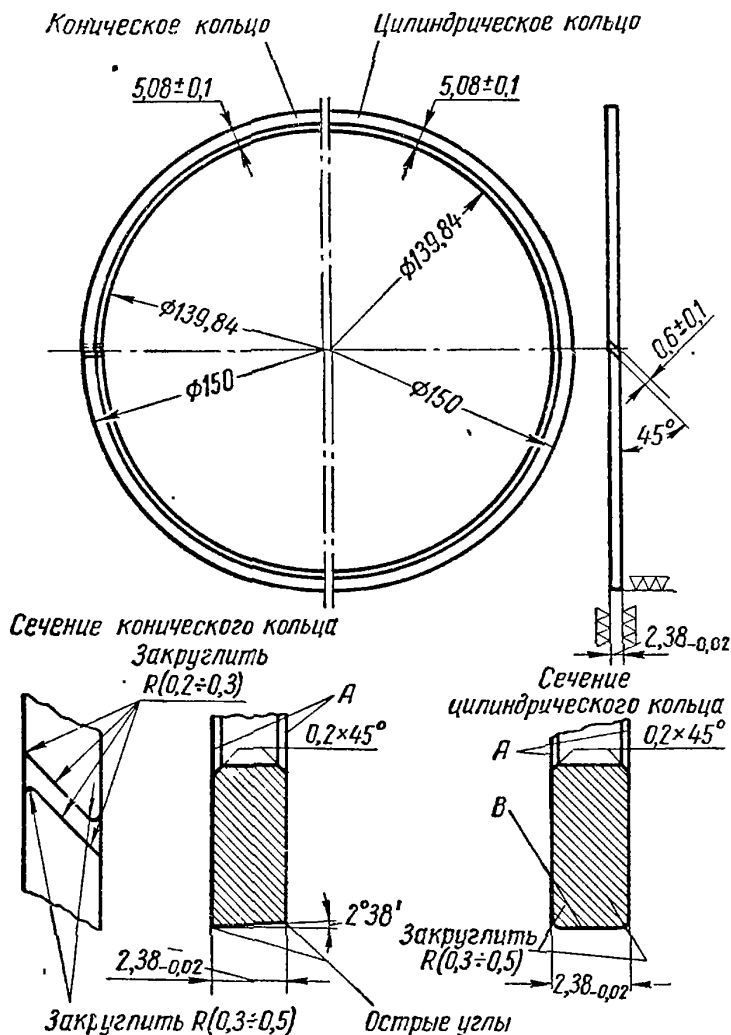
Снаружи в днище поршня сделаны четыре углубления, в которые входят клапаны, и одна выемка, через которую проходит воздух из пускового клапана, когда поршень находится в в. м. т. С внутренней стороны днище поршня для увеличения прочности и улучшения теплоотдачи имеет вафельную поверхность. В каждой бобышке поршня снизу просверлено по два отверстия для смазки пальца масляным туманом из картера двигателя. В головке поршня проточены четыре канавки под поршневые кольца. Пятая канавка проточена в нижней части юбки, имеющей эллиптическую форму.

Верхняя часть головки поршня, начиная от канавки четвертого кольца, выполнена конической. Поршни подбирают по весу с точностью  $10\text{ г}$ .

Палец плавающего типа, полый, изготовлен из малоуглеродистой хромоникелевой стали. Поверхность пальца цементирована на глубину  $0,8\text{--}1,3\text{ мм}$  и закалена до твердости  $HRC = 58$ . Как наружную, так и внутреннюю поверхности пальца полируют.

В холодном состоянии натяг пальца в бобышках  $0,001\text{--}0,028\text{ мм}$ , он уменьшается по мере прогрева двигателя. Для предохранения от надиров зеркала цилиндра при осевом смещении пальца последний имеет на концах алюминиевые заглушки со сферическими головками.

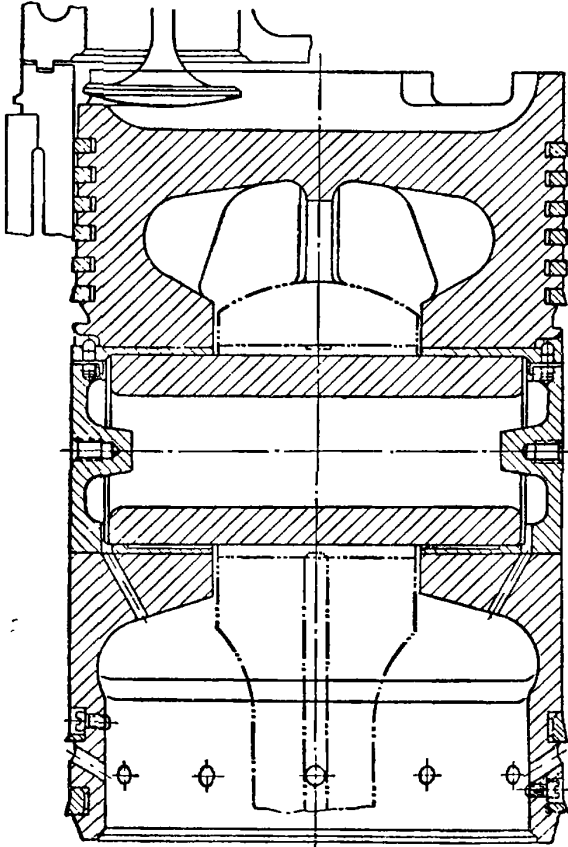
Поршневые кольца (фиг. 112) выполнены из перлитного чугуна твердостью  $H_{PB} = 98 \div 107$ . Два верхних кольца компрессионные, а два следующих служат одновременно



Фиг. 112. Поршневые кольца двигателя В-2.

и компрессионными и маслосъемными. Наружная рабочая поверхность нижних двух колец обработана на конус под углом  $5-6^\circ$  к образующей цилиндра. В нижней части юбки установлено пятое кольцо, которое является только маслосъемным. По размерам и форме оно одинаково с двумя предыдущими кольцами. Замки всех колец выполнены под углом  $45^\circ$ . Расстояние между концами в свободном состоянии  $16-22$  мм. Наружная цилиндрическая поверхность двух верхних компрессионных колец покрыта слоем хрома толщиной  $0,10-0,15$  мм, при этом верхняя часть слоя ( $0,01-0,06$  мм) пористая.

Дополнительные технические условия на цилиндрическое кольцо (фиг. 112). Поверхность В лудить, толщина покрытия  $0,004-0,008$  мм. На поверхности А допускаются «натёки» олова шириной  $2-3$  мм, у замка допускается покрытие оловом на длине  $10$  мм.



Фиг. 113. Поршень двигателя 9-Д.

овалу). От проворачивания заглушки фиксируются цилиндрическими штифтами.

Поршень имеет восемь поршневых колец, из них пять компрессионных, а три маслосъемных. Верхняя часть рабочей поверхности маслосъемных колец коническая, а нижняя (трущаяся) высотой около  $2$  мм цилиндрическая. Два нижних маслосъемных кольца застопорены винтами, остальные поршневые кольца не фиксируются.

### Поршни двигателей Ч $\frac{23}{30}$

На фиг. 82 показан поршень судовых двигателей 6ЧСП  $\frac{23}{30}$  и 8ЧСП  $\frac{23}{30}$  в сборе с шатуном. Поршень двигателя изготовлен ковкой из алюминиевого сплава. Снизу днище поршня охлаждается маслом, которое под давлением выбрасывается из четырех отверстий штуцера, ввернутого в верхнюю головку шатуна. Для смазки пальца в каждой бобышке поршня выполнено по два сквозных отверстия. Юбка поршня имеет коническую форму. Поршень несет семь поршневых колец, из которых пять компрессионных и два маслосъемных.

Поршневые кольца изготовлены из специального чугуна.

Поршневой палец плавающего типа, пустотелый, изготовлен из легированной стали и термически обработан (цементирован и закален). От осевых смещений палец предохраняется двумя пружинными кольцами.

### Поршень двигателя Д-100

На фиг. 114 показан верхний поршень двухтактного тепловозного двигателя Д-100 с прямоточной щелевой продувкой с противоположно движущимися поршнями. Поршень изготавливают из чугуна СЧ 18-36 или МСЧ 28-48. Твердость поверхности поршня  $H_B \geq 170$ .

### Поршень двигателя 9Д $\frac{30}{38}$

Поршень судового четырехтактного двигателя 9Д  $\frac{30}{38}$  с наддувом (фиг. 113) изготовлен из специального алюминиевого сплава.

Днище имеет вогнутую форму. В днище выполнены четыре выемки по размерам клапанов. С внутренней стороны днище усилено четырьмя ребрами.

Верхняя часть поршня выполнена конической. В ней размещены шесть кольцевых канавок; в нижней части юбки проточены еще две канавки.

С обеих сторон около отверстий для пальца боковые поверхности поршня сошлифованы. В бобышки поршня запрессованы бронзовые втулки, в которых сделано по четыре продольных канавки для смазки пальца. Масло, просачивающееся через зазор между пальцем и втулками, отводится в картер через сквозные отверстия в бобышках.

Палец поршня стальной, плавающего типа, посажен в бобышках с натягом  $0,00-0,02$  мм, который исчезает после прогрева двигателя. От осевых смещений палец предохраняется двумя алюминиевыми заглушками, запрессованными в бобышки с натягом  $0,018-0,085$  мм. Наружная поверхность заглушек обработана по форме боковой поверхности поршня (по



Конструкция и материал, из которого изготовлены верхний и нижний поршни, одинаковы. Вогнутые днища поршней образуют при их сближении камеру сгорания. На наружной поверхности поршня проточено семь канавок под поршневые кольца: четыре канавки (в головке) для компрессионных колец и три для маслосъемных. Наружная поверхность поршня выполнена конической и покрыта слоем олова толщиной 0,05 мм. Внутренняя цилиндрическая поверхность юбки усилена одним кольцевым и четырьмя продольными ребрами.

Поршень не имеет бобышек для поршневого пальца. Палец установлен в отверстиях специальной пустотелой цилиндрической вставки. Вставка, отлитая из стали, притянута к внутренней опорной поверхности днища четырьмя шпильками. Для поступления охлаждающего масла внутренняя опорная поверхность днища имеет прорезы.

Центровка вставки внутри поршня осуществляется по двум поверхностям: по внутренней кольцевой проточке в днище поршня и по цилиндрическому поясу в юбке.

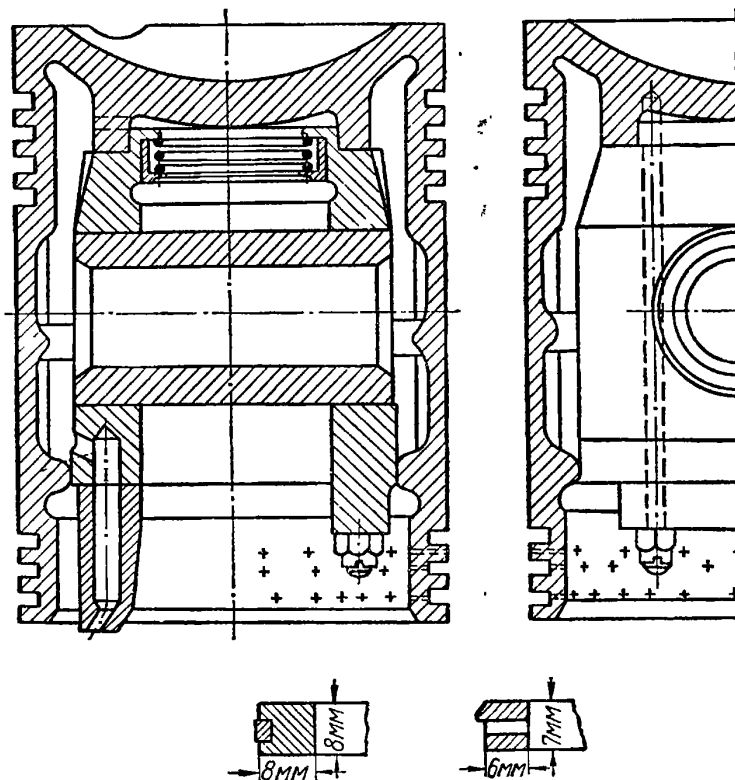
Поршень охлаждается маслом, которое циркулирует в пространстве, образованном стенками поршня и вставкой. Масло подается из отверстия в головке шатуна. Для направления потока масла в охлаждающее пространство поршня служит уплотнительная ползушка, прижимаемая к сферической поверхности головки шатуна пружиной. Из поршня масло отводится через сливной патрубок, который крепится к торцу вставки двумя шпильками.

Поршневые кольца изготовлены из специального чугуна. Все компрессионные кольца прямоугольного сечения и имеют на наружной цилиндрической поверхности кольцевые канавки, в которые завальцованы пояски из латуни. В новых кольцах диаметр наружной цилиндрической поверхности поясков больше на 0,04—0,20 мм диаметра кольца. В процессе приработки выступающая часть поясков стирается, после чего кольцо работает наружной цилиндрической поверхностью.

Маслосъемные кольца имеют на рабочей поверхности уступы, направленные в сторону коленчатого вала. Противоположная уступу кромка колец скруглена. Второе и третье маслосъемные кольца, считая от камеры сгорания, имеют по всей окружности фрезерованные щели для отвода масла. Первое кольцо прорезей не имеет.

Замки поршневых колец косые, с наклоном под углом 45°. От проворачивания в канавках кольца не фиксируются.

Поршневой палец стальной, полый. Для фиксации шатуна в направлении оси пальца на палец надевают два ограничительных кольца по одному с обеих сторон головки шатуна.



Фиг. 114. Поршень двигателя Д-100.

Маслосъемные кольца имеют на рабочей поверхности уступы, направленные в сторону коленчатого вала. Противоположная уступу кромка колец скруглена. Второе и третье маслосъемные кольца, считая от камеры сгорания, имеют по всей окружности фрезерованные щели для отвода масла. Первое кольцо прорезей не имеет.

Замки поршневых колец косые, с наклоном под углом 45°. От проворачивания в канавках кольца не фиксируются.

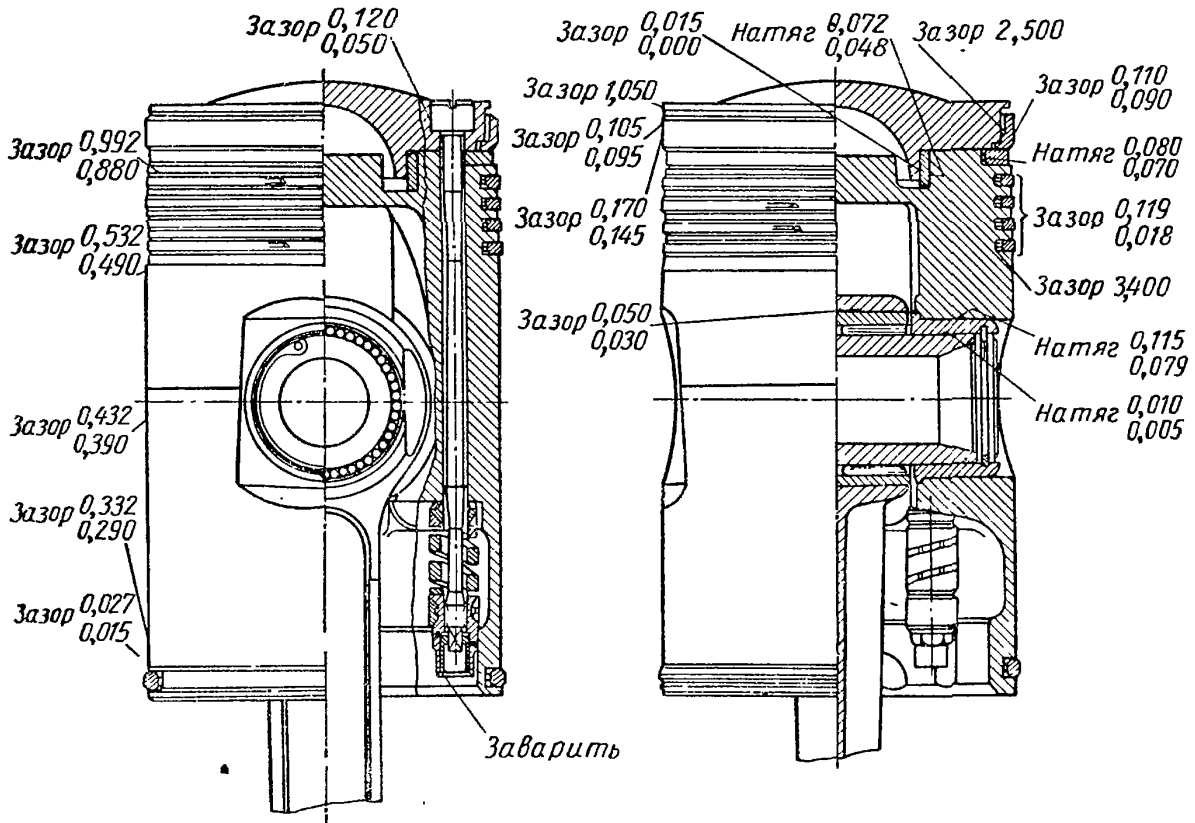
Поршневой палец стальной, полый. Для фиксации шатуна в направлении оси пальца на палец надевают два ограничительных кольца по одному с обеих сторон головки шатуна.

### Поршень двигателя ЮМО-207А

Пример конструктивного выполнения поршня легкого двухтактного двигателя ЮМО-207А с противоположно двигающимися поршнями показан на фиг. 115. Высокая тепловая напряженность поршней (особенно управляющего выпуском) вызвала необходимость усложнения их конструкции и увеличения веса. Оба поршня имеют одинаковые размеры и одинаковое конструктивное оформление.

Корпус поршня изготовлен из алюминиевого сплава, обладающего пониженным коэффициентом линейного расширения при высокой температуре. Днище поршня выполнено в виде накладки из жаростойкой стали; накладка центрируется в корпусе по чугунному кольцу, запрессованному в специальной проточке. К головке поршня накладка притянута четырьмя стяжными болтами. Для компенсации разности температурных деформаций болта и поршня под гайки поставлены сильные стальные пружины прямоугольного сечения.

Кольцевая проточка в жаровой накладке служит канавкой для постановки неразрезного тонкого (упругого) жарового кольца L-образного сечения. Своим нижним торцом жаровое кольцо опирается на жаростойкий чугунный обруч, напрессованный на головку поршня. Так как зазор между жаровым кольцом и цилиндром незначителен (0,10—0,17 мм), предотвращается прорыв газов к компрессионным кольцам, вследствие чего облегчаются условия их работы, а также обеспечиваются требуемые фазы газораспределения. В направлении оси поршня жаровое кольцо имеет зазор, равный 0,11—0,09 мм.



Фиг. 115. Поршень двигателя ЮМО-207А.

Жаровое кольцо изготовлено из специального хромомолибденомедистого чугуна и для лучшей приработки покрыто с наружной стороны антифрикционным сплавом.

В головке поршня размещены четыре одинаковых чугунных компрессионных кольца с косым замком под углом 45°. Положение колец в канавках не фиксируется. Высота колец 3 мм. В нижней части юбки поршня расположено одно маслоотъемное кольцо, фиксированное от проворота штифтом, служащее одновременно для уплотнения картера двигателя от попадания в него продувочного воздуха. Вследствие высокого давления газов и небольшой длины опорных поверхностей бобышек в бобышки поршня под палец запрессовывают стальные втулки.

Поршневой палец плавающего типа от осевых смещений предохраняется пружинными кольцами.

## ГЛАВА IX РАСПРЕДЕЛЕНИЕ

### § 1. РАСПОЛОЖЕНИЕ КЛАПАНОВ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА

К распределительным механизмам относятся механизмы, служащие для осуществления своевременного и полного выпуска отработавших газов из цилиндра и впуска в цилиндр воздуха (горючей смеси):

- 1) клапаны, впускной и выпускной;
- 2) распределительные валы и кулачковые механизмы;
- 3) детали передачи к клапанам: штанги, толкатели, рычаги с роликами, пружины, промежуточные валики, шестерни;
- 4) золотниковые устройства (при золотниковом распределении) и детали передачи к ним.

Внешнее очертание корпуса двигателя и его габариты связаны в большой степени с расположением распределительного вала, а также с числом и расположением клапанов в головке (крышке), влияющим в свою очередь на расположение деталей передачи и расположение и конструкцию выпускной и впускной систем.

Клапаны применяют в качестве впускных и выпускных органов в четырехтактных двигателях всех типов и в качестве выпускных органов в двухтактных двигателях (при клапанно-щелевой схеме продувки).

Клапаны получили наибольшее распространение в результате следующих их преимуществ:

- 1) клапаны обеспечивают надежное уплотнение цилиндра;
- 2) нарушение герметичности клапана легко восстанавливается в эксплуатационных условиях путем взаимной притирки сопрягаемых поверхностей клапана и седла;
- 3) конструкция распределительного органа в виде клапана достаточно проста в изготовлении.

Клапаны располагают или сбоку цилиндра или сверху цилиндра.

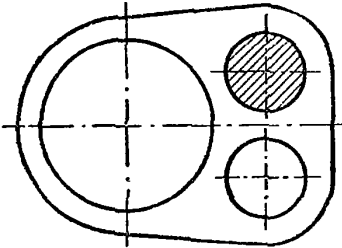
При расположении сбоку цилиндра клапаны называют *нижними* и *либовыми*; их располагают с одной или с двух сторон цилиндров. Оси клапанов лежат в плоскости, параллельной оси коленчатого вала. Нижние клапаны применяют обычно в автомобильных карбюраторных двигателях.

При верхнем расположении клапаны называются *верхними* и *липодвесными*. Привод верхних клапанов значительно сложнее привода нижних; габариты двигателя в направлении оси цилиндра увеличиваются. Однако при верхнем расположении клапанов можно получить компактную камеру сгорания, благоприятной в отношении смесеобразования формы, и уменьшить гидравлическое сопротивление впускной и выпускной систем. Поэтому верхнее расположение клапанов является типичным для всех двигателей с воспламенением от сжатия и для двигателей с электрическим зажиганием при повышенной мощности и быстроходности, а также при повышенной степени сжатия.

Оси верхних клапанов могут быть параллельны оси цилиндра и непараллельны; в последнем случае можно увеличить диаметры клапанов при рациональной форме камеры сгорания и газовых каналов.

Расположение клапанов в головке определяется их числом, числом тактов двигателя, числом оборотов вала, схемой смесеобразования, способом привода клапанов и расположением выпускных и впускных каналов. Различные схемы расположения клапанов показаны на фиг. 116—123.

1. При применении одного клапана в головке цилиндра в четырехтактных двигателях можно увеличить коэффициент наполнения при одновременном упрощении конструкции. В этом случае канал, соединенный с клапаном, разветвляется на два—выпускной и впускной. Перекидная заслонка соединяет горловину клапана попеременно с одним из двух указанных каналов.



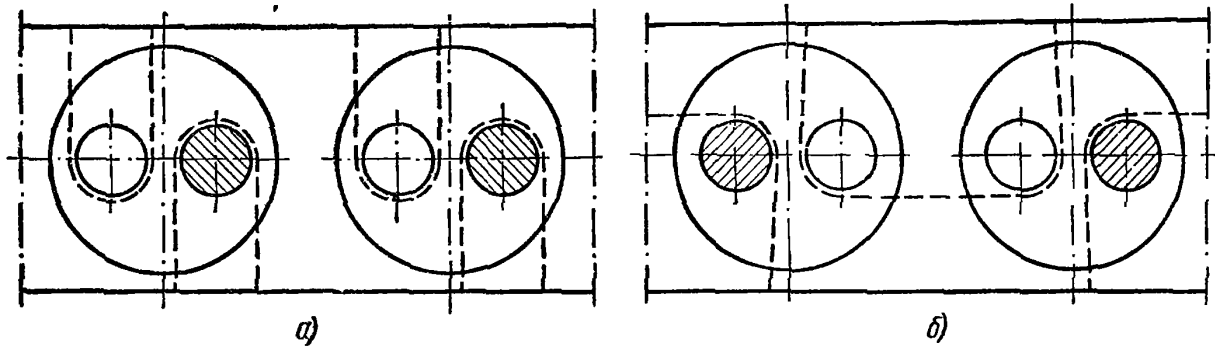
Фиг. 116. Схема расположения боковых клапанов.

Такая конструкция оказалась неудовлетворительной. Отработавшие газы забрасывались обратно в цилиндр при отсутствии и при наличии заслонки. Вследствие увеличения веса клапана требовались пружины больших габаритов. Применение двух клапанов, выполняющих одновременно функции выпускных и впускных, также оказалось нерациональным.

В двухтактных двигателях небольшой мощности с прямоточной продувкой, а также в крупных двухтактных двигателях при небольшом числе оборотов вала применение одного выпускного клапана целесообразно, вследствие упрощения конструкции крышки цилиндра и привода.

2. Конструкцию с двумя клапанами широко применяют в двигателях внутреннего сгорания всех типов.

Схема бокового расположения клапанов изображена на фиг. 116. В этом случае клапаны могут быть выполнены значительных размеров.



Фиг. 117. Схема продольного расположения клапанов в двигателях с двумя клапанами в цилиндре.

Верхнее расположение клапанов по схемам фиг. 117 и 118 применяют наиболее часто.

Выпускные и впускные клапаны отдельных цилиндров или чередуются (фиг. 117, а) или расположены попарно (фиг. 117, б). Пунктиром показано расположение впускных и выпускных каналов, направленных чаще в разные стороны. В отдельных случаях каналы направлены в одну сторону (например, для подогрева горючей смеси в карбюраторных двигателях).

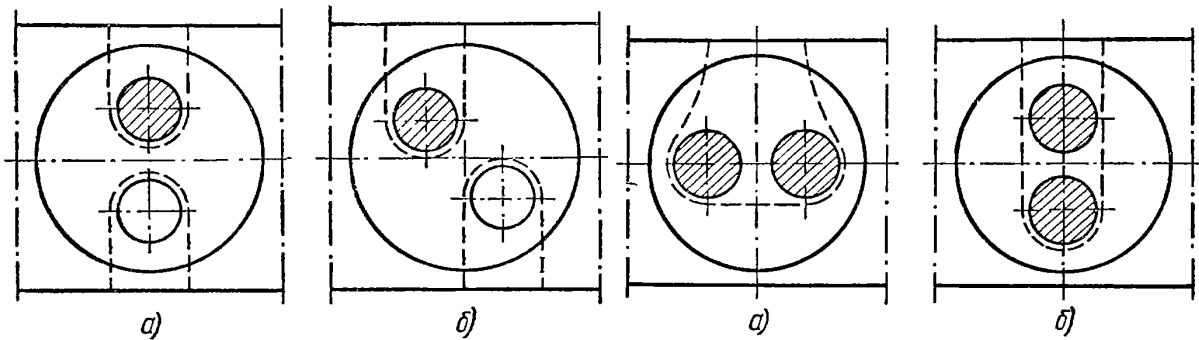
Привод клапанов может быть осуществлен при помощи одного распределительного вала.

Схемы расположения клапанов по фиг. 118 отличаются тем, что размер клапанов и каналов не стеснен в направлении оси вала. Впускные и выпускные каналы направлены в разные стороны, причем даже в схеме (фиг. 118, б)

они размещены более свободно, чем в схеме (фиг. 117, а). Иногда и каналы направлены в одну сторону.

При размещении клапанов по схеме фиг. 118 применяют один или два распределительных вала.

В двухтактных двигателях расположение клапанов может быть выполнено по схемам (фиг. 119, а и б). Наиболее часто применяют схему фиг. 119, а, при которой выпускные каналы выводятся на одну сторону. При располо-

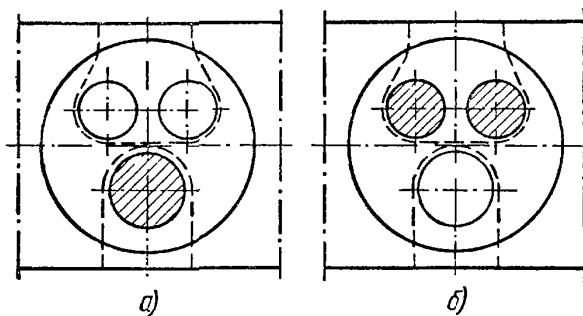


Фиг. 118. Схемы поперечного и косо-го расположения клапанов (при двух клапанах).

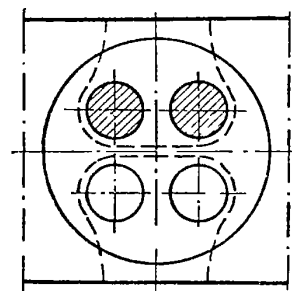
Фиг. 119. Схемы расположения клапанов в двухтактном двигателе (при двух клапанах).

жении клапанов по схеме (фиг. 119, б) канал может быть направлен в разные или в одну сторону, однако в последнем случае, показанном на схеме, один из клапанов и соответствующие элементы головки будут омываться двойной порцией отработавших газов.

3. Конструкцию с тремя клапанами применяют очень редко. В этом случае впускных клапанов может быть два (фиг. 120, а). Может быть применен и вариант с одним впускным клапаном (фиг. 120, б), проходное сечение которого должно быть больше (или во всяком случае не меньше) суммы проходных



Фиг. 120. Схема расположения клапанов в двигателе с тремя клапанами в цилиндре.



Фиг. 121. Схема продольного расположения клапанов в двигателе с четырьмя клапанами в цилиндре.

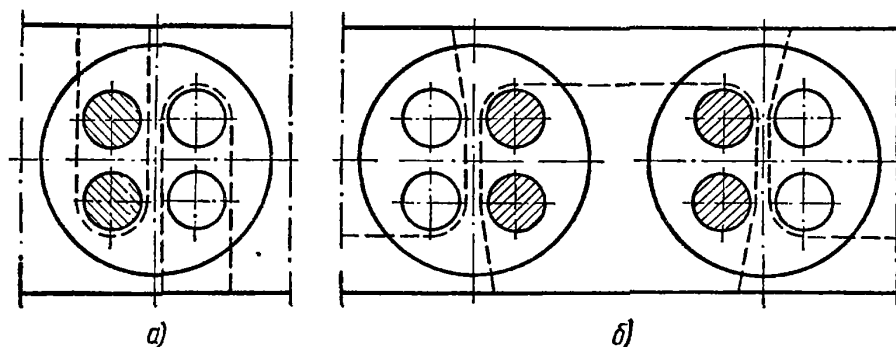
сечений выпускных клапанов. Последние получают в этом случае менее напряженными в тепловом отношении. Трехклапанная конструкция по сравнению с четырехклапанной преимуществ не имеет. Конструкция получается не менее сложной, чем четырехклапанная при меньшем время-сечении.

4. Конструкцию с четырьмя клапанами широко применяют в быстроходных двигателях различного назначения. Клапаны и каналы обычно располагают по схеме фиг. 121. Привод осуществляется или одним или двумя распределительными валиками.

Схемы расположения клапанов по фиг. 122 не имеют преимуществ по сравнению с предыдущей и обладают тем же недостатком, что и схема фиг. 119, б (с каналом, направленным в одну сторону). При расположении клапанов по схеме фиг. 122, б этот недостаток несколько уменьшается.

В двухтактном двигателе расположение клапанов может быть осуществлено: с односторонним выпуском по схеме фиг. 123, а или с двусторонним — по схеме фиг. 123, б. В отношении надежности клапанов последняя схема предпочтительнее; однако наличие двух выпускных систем усложняет конструкцию.

Применение шестиклапанной схемы усложняет головку, но эту схему имеет смысл применять для двигателей с высоким наддувом.



Фиг. 122. Схемы поперечного расположения клапанов.

Расположение распределительного вала бывает верхним и нижним.

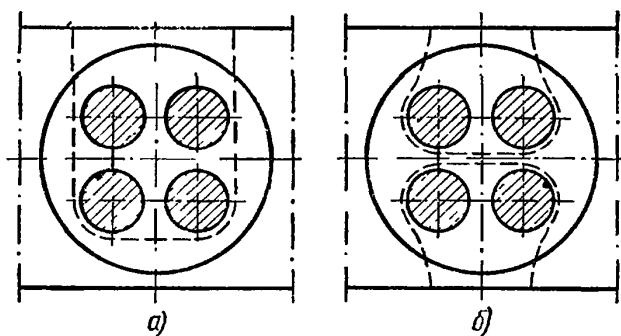
При верхнем расположении вала необходимо применять промежуточные валики и конические или винтовые шестерни.

При нижнем расположении необходимы штанги, толкатели и другие возвратно-поступательно движущиеся детали передачи.

Указанное деление положений валика условно. В современных конструкциях применяют верхнее расположение валика (или близкое к верхнему) и при наличии поступательно движущихся деталей передачи.

Примером служат двигатели ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206, в которых распределительные валики расположены около верхней плоскости блок-картера (фиг. 124).

Применение верхнего расположения обуславливается в первую очередь стремлением конструкторов уменьшить вес деталей передачи к клапану, главным образом поступательно движущиеся массы.

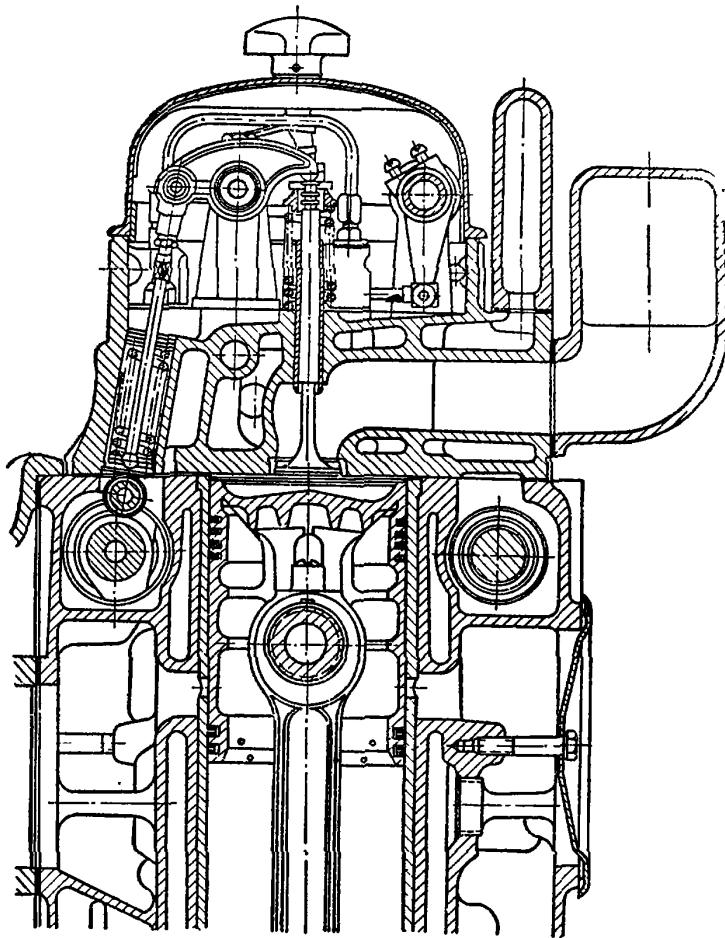


Фиг. 123. Схемы расположения клапанов в двухтактном двигателе (при четырех клапанах).

В тяжелых стационарных и судовых двигателях передача к распределительному валу выполнялась с помощью промежуточного вертикального вала, связанного с коленчатым и распределительным валами винтовыми или коническими шестернями. В настоящее время подобные конструкции в тяжелых двигателях не применяют.

В легких двигателях при повышенной мощности и быстроходности часто применяют верхнее расположение. Схемы привода распределительного валика для этого случая показаны на фиг. 125. Для приближения оси промежуточного валика к блоку, что позволяет уменьшить длину двигателя, передаточное число в пилонной паре шестерен целесообразно принимать не более единицы. В этом случае диаметр шестерни, сидящей на распределительном валике, будет не менее чем в 2 раза больше диаметра другой шестерни этой пары. При схеме фиг. 125, б длина двигателя получается несколько меньшей, чем по схеме фиг. 125, а.

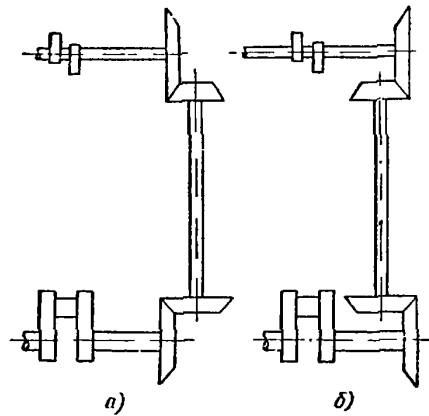
Для уменьшения габаритов и получения более простой формы корпуса двигателя иногда применяют цепную передачу. Цепь используют для привода в движение вспомога-



Фиг. 124. Компоновка передачи при расположении распределительного валика около верхней плоскости блок-картера

тельных агрегатов, масляных и водяных насосов. Передача цепью проста, может быть полностью закрыта, но цепи вытягиваются и изнашиваются, вследствие чего необходимы натяжные механизмы.

Применение верхнего расположения усложняет обычно конструкцию передаточных механизмов. При установке распределительных ва-

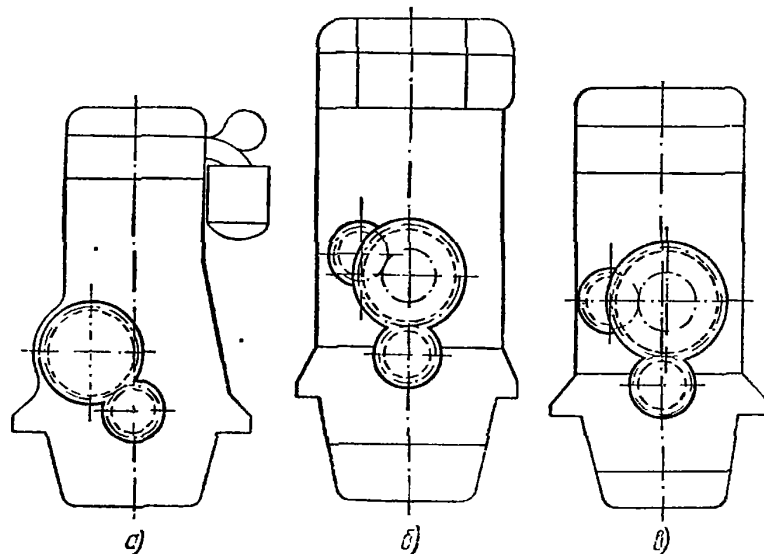


Фиг. 125. Схема привода распределительного вала легких двигателей.

лов непосредственно над головкой двигателя усложняется демонтаж головки. Многие стационарные, судовые, а также транспортные двигатели имеют нижнее расположение распределительного вала, при котором не ставят конических или винтовых шестерен и промежуточных валиков.

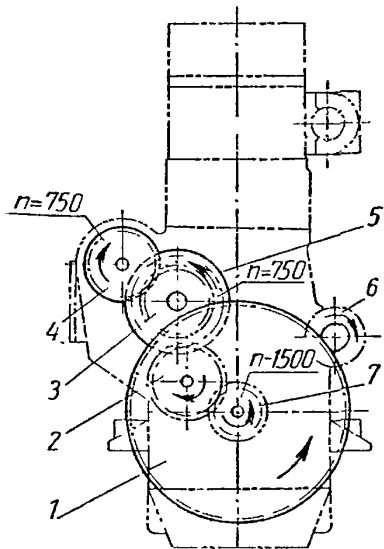
При определении положения распределительного вала необходимо учитывать, что чем ближе расположен вал к головке цилиндра, тем меньше силы инерции поступательно движущихся масс. Чем ближе вал расположен к оси цилиндра, тем меньше габариты двигателя по ширине.

На фиг. 126 показаны схемы приводов при нижнем расположении вала для четырехтактных двига-



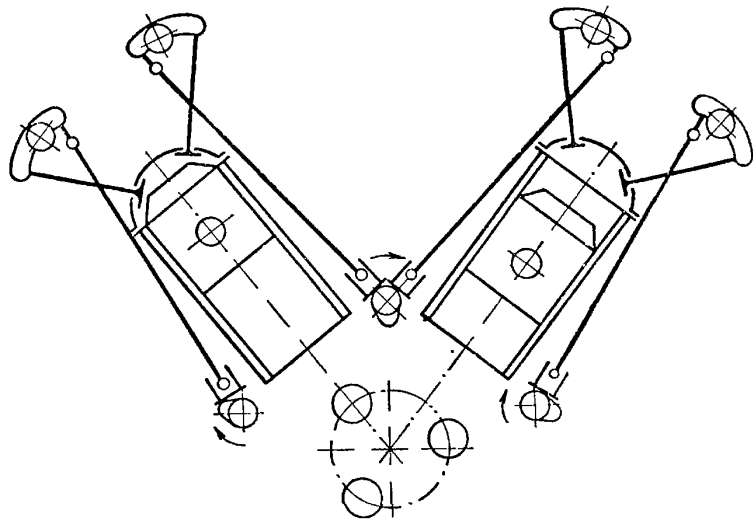
Фиг. 126. Схемы привода распределительного вала при нижнем расположении.

телей. Схема (фиг. 126, а) характеризуется наличием одной пары шестерен. Для уменьшения габаритов по ширине передачу к распределительному валу рационально осуществить по схеме фиг. 126, б или в. На фиг. 127 показана схема привода двигателя 4Ч  $\frac{13}{18}$ . Для двигателей с уменьшенным отношением  $\frac{S}{D}$  целесообразно применять передачу к распределительному валу при верхнем расположении только цилиндрическими шестернями, что наряду с отсутствием возвратно-поступательно движущихся деталей передачи также и упрощает конструкцию.



Фиг. 127. Схема привода распределительного вала:  
1 — маховик; 2 — промежуточная шестерня; 3 — ведущая шестерня топливного насоса; 4 — ведомая шестерня топливного насоса; 5 — шестерня распределительного вала; 6 — пусковая шестерня стартера; 7 — шестерня коленчатого вала.

При выполнении эскизного проекта конструктор должен исследовать различные сочетания расположения деталей привода и, в первую очередь, передаточных шестерен.



Фиг. 128. Схема привода распределительного вала V-образного двигателя.

В случае V-образных двигателей привод к распределительному валу может быть осуществлен различными способами. На фиг. 128 показана схема привода без промежуточных валиков. Такую конструкцию применяют в двигателях малой и средней мощности. Иногда удается скомпоновать двигатель с одним распределительным валом. Применение двух распределительных валов усложняет конструкцию.

Большое распространение в легких двигателях повышенной мощности с V-образным расположением цилиндров получила схема с верхним распределением и промежуточными валиками.

На фиг. 129 показаны различные способы осуществления передачи к распределительным валам.

Передача по схеме (фиг. 129, а) относительно проста, однако она может быть применена лишь при больших углах между осями цилиндров.

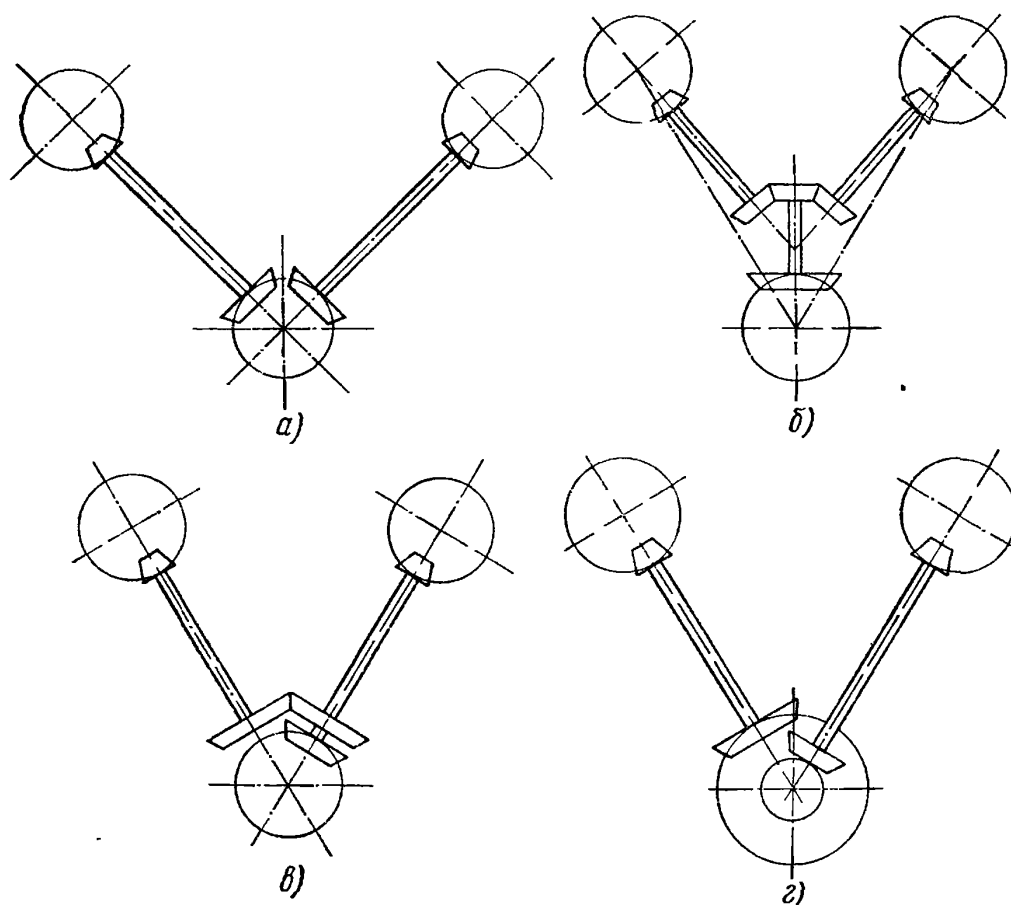
Одной из самых распространенных схем является схема, показанная на фиг. 129, б, применяемая, в частности, в легких двигателях В-2.

Ее преимущества: возможность выполнения обоих распределительных валов взаимозаменяемыми вследствие одинакового направления вращения; наклонные валики передачи получают короткими, простыми в изготовлении; конец вертикального валика может быть использован для привода топливного насоса и вспомогательных агрегатов.

Основным ее недостатком следует считать увеличение габаритов картера из-за наличия вертикального валика. В этом отношении лучше передача



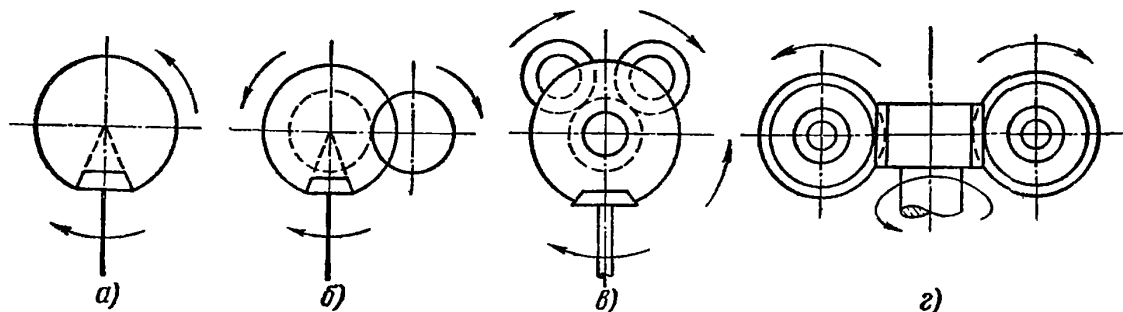
по схеме, показанной на фиг. 129, в, применяемая в двигателях АМ. Недостаток последней схемы — невозможность выполнения распределительных валов взаимозаменяемыми.



Фиг. 129. Схемы привода распределительного V-образного двигателя с промежуточными валиками.

В конструкции двигателей ВК (по схеме фиг. 129, г) шестерни обоих наклонных валиков сцеплены с шестерней коленчатого вала.

Схемы передач к распределительным валам при верхнем распределении показаны на фиг. 130. Схема передачи (фиг. 130, а) относится к приводу одним



Фиг. 130. Схема привода к распределительным валам при верхнем расположении.

распределительным валом, остальные — к приводу двумя распределительными валами. Схема передачи (фиг. 130, б) проще остальных, однако передача (фиг. 130, в) имеет меньшие габариты вследствие меньших размеров шестерен. Передача с винтовыми шестернями (фиг. 130, г) отличается простотой и меньшим шумом, но повышенным износом, характерным для винтовых шестерен (вследствие точечного касания зубьев). Этот недостаток уменьшается с применением интенсивной смазки.

## § 2. ДЕТАЛИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

### Клапаны

В современных двигателях внутреннего сгорания обычно применяют управляемые клапаны как впускные, так и выпускные. Последние подвергаются весьма сильному нагреву во время процесса выпуска.

Наиболее тяжелым периодом для клапанов является начальная стадия выпуска. В течение этого периода газы вытекают из цилиндра с критической скоростью, превышающей обычно 600 м/сек при температуре 900—1000° С и выше. При этом вся поверхность головки (грибка) нагревается, тепло отводится лишь через направляющую втулку, а опорная поверхность не участвует в отдаче тепла. Вследствие ограниченного отвода тепла температура головки выпускного клапана двигателей с воспламенением от сжатия достигает 700—800° С, а в карбюраторных двигателях еще более высоких значений. В таких тяжелых температурных условиях клапан подвергается действию сил давления газов, сил пружин и сил инерции деталей механизма передачи.

При проектировании распределительного механизма конструктору необходимо учитывать ряд факторов, влияющих на работу клапана; основные из них следующие:

1. Напряженность рабочего процесса и в первую очередь процесса выпуска. Увеличение нагрузки двигателя и числа оборотов вала вызывают ухудшение условий работы клапана вследствие увеличения количества тепла, выделяющегося в цилиндре за цикл, и увеличения сил инерции деталей клапанного механизма. В указанном же направлении влияет увеличение наддува и противодействия на выпуске, а также повышение температуры на впуске и выпуске. При более раннем выпуске ухудшаются условия работы клапанов. Аналогично влияет и установка турбины на выпуске.

2. Конструкция головки (крышки) цилиндра. Элементы головки около клапанных седел и направляющих клапанов должны отличаться равномерным распределением металла и равномерным охлаждением. В противном случае деформация седел вызывает нарушение плотности посадки, приводящее к выгоранию фасок и нарушению герметичности.

3. Конструкция клапана должна обеспечивать хороший отвод тепла; этого легче достигнуть при повышенной жесткости клапана.

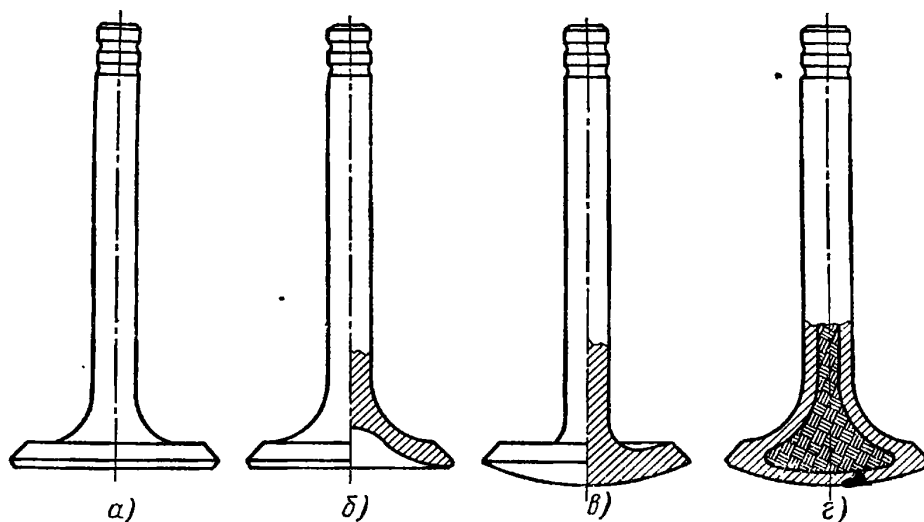
4. Конструкция деталей привода должна обеспечивать центральную нагрузку. В этом отношении привод клапана непосредственно от кулачка менее надежен, чем привод через рычаги и траверсы.

5. Материал клапана и седла должен иметь высокие механические качества при повышенной температуре.

Наиболее частые дефекты клапанов; зависание, выгорание фаски, вызывающие перегрев головки цилиндра и клапана и его коробление, обрыв головки клапана. Основными причинами этих дефектов являются: перекосяк клапана в сочетании с ударной нагрузкой при работе; коррозия фаски; попадание между фаской и седлом клапана крупинки нагара, кусочков металла от поршней и поршневых колец, препятствующих плотной посадке клапана; перегрев и выплавление участков фаски.

Когда клапан закрыт, тепло отводится через опорную фаску головки и через стержень клапана. Для улучшения отвода тепла зазор между направляющей втулкой и стержнем выполняют минимально допустимым для работы без заедания. С той же целью направляющую втулку целесообразно приблизить к головке клапана, однако при чрезмерно низком расположении втулки ухудшается процесс очистки цилиндра от продуктов сгорания. Высокая температура стержня не дает возможности обеспечить его смазку.

Впускные клапаны работают в более легких температурных условиях, поэтому их можно изготавливать более легкими, с меньшим диаметром стержня, чем выпускные. Очертание переходной части от стержня к головке клапана имеет большое значение для наполнения. Чем больше радиус перехода от стержня к головке, тем выше коэффициент наполнения. Во время подъема клапана площади проходных сечений в канале между седлом и клапаном меняются по величине, меняется и направление потока газов; клапан находится в положении, соответствующем максимальному подъему в течение короткого промежутка времени. Таким образом, не следует стремиться добиваться равенства площадей проходных сечений по длине канала при максимальном подъеме клапана.



Фиг. 131. Применяемые формы головок клапанов.

Форма головки определяет устойчивость формы фаски при работе, жесткость, вес клапана, обтекаемость, стоимость изготовления. Применяемые конструкции головок можно отнести к одному из следующих основных типов (фиг. 131).

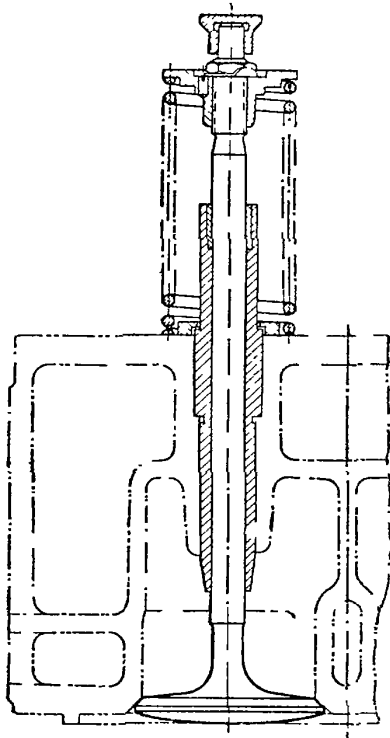
Клапан, показанный на фиг. 131, а, называется плоским (тарельчатым). Он отличается относительно большой толщиной головки, малым радиусом перехода от стержня к головке и плоским (или почти плоским) торцом головки. Эта форма наиболее проста в изготовлении и выполняется во всех нефорсированных двигателях. В случае применения малого радиуса перехода и плоской формы головки снижается вес.

Клапан, показанный на фиг. 131, б, называется тюльпанным. Для уменьшения веса головки со стороны цилиндра делают впадину. Эта форма характерна для впускных клапанов легких двигателей повышенной мощности. При переходе от стержня к головке по поверхности большого радиуса увеличивается жесткость головки, вследствие чего предотвращается коробление фаски при нагреве клапана. При таком переходе улучшается обтекание клапана газовым потоком при наполнении цилиндра. Как недостаток конструкции следует отметить трудность изготовления и увеличенную поверхность нагрева клапана.

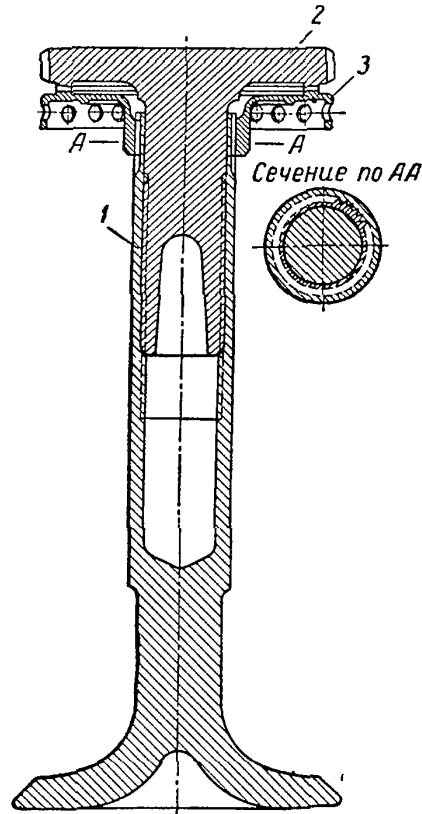
В случае выпуклой формы головки клапана (фиг. 131, в) улучшается обтекание клапана при выпуске газов из цилиндра; поэтому такую форму придают выпускным клапанам форсированных двигателей всех типов. Особенно заметное улучшение очистки цилиндра от применения головки выпуклой формы получается в двухтактных двигателях.

При охлаждаемом клапане его форма близка к показанной на фиг. 131, г.

Сопряжение стержня клапана с тарелкой пружины должно быть надежным и не должно ослаблять стержень. До настоящего времени конструкции данного узла весьма разнообразны. Наибольшее распространение имеют следующие типы.



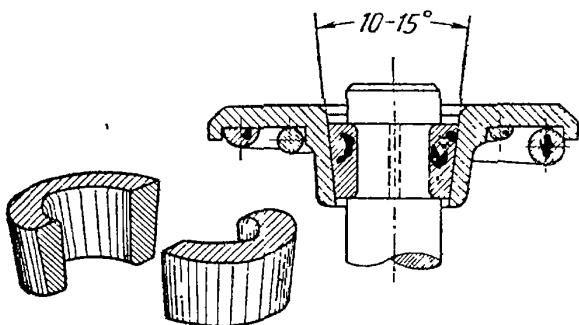
Фиг. 132. Клапан судового двигателя в сборе.



Фиг. 133. Клапан с непосредственным приводом.

1. Резьбовое соединение стержня клапана и тарелки пружины (фиг. 132), применяемое в судовых и стационарных двигателях; при этом соединении можно изменять затяжку пружин, но оно довольно быстро ослабевает.

2. В форсированных двигателях с верхними клапанами и непосредственным их приводом от кулачков применяют резьбовое соединение, при котором



Фиг. 134. Соединение тарелки и стержня с помощью сухариков.

можно устанавливать зазор между клапаном и кулачком. Для этого в стержень 1 (фиг. 133) на тугой резьбе ввертывают тарелку 2, имеющую торцевые мелкие шлицы. Тарелка 3 пружины сопрягается со стержнем мелкими шлицами по ходовой посадке, а торцевые шлицы на тарелках 2 и 3 препятствуют их взаимному угловому перемещению.

Для установки зазора между тарелкой 2 клапана и кулачком необходимо сжать клапанные пружины для

расцепления тарелок 2 и 3 и вращать в требуемую сторону тарелку 2.

3. Соединение тарелки стержня при помощи конических сухариков, применяемое в двигателях всех типов, следует признать наиболее целесообразным (фиг. 134). Такое соединение характеризуется удобством сборки и разборки. Конструкция отличается плотным сопряжением сухариков с та-

релкой и со стержнем. При соответствующей форме выточки в стержне под сухари соединение весьма незначительно ослабляет стержень.

При верхних клапанах, имеющих по одной пружине, в случае ее поломки клапан падает в цилиндр, и вызывает аварию двигателя. Для предупреждения аварии в соответствующей выточке на стержне клапана устанавливают пружинное кольцо, не позволяющее клапану проваливаться в цилиндр.

При конструировании впускных и выпускных каналов необходимо избегать резких изменений сечений и острых кромок на стенках каналов. Направляющая втулка не должна глубоко входить в канал; седло клапана не должно выступать из поверхности головки цилиндра.

Наиболее нагретой частью выпускного клапана являются головка и прилегающая к ней нижняя часть стержня. В двигателях повышенной мощности и быстроходности применяют специальные меры для отвода тепла от головки к направляющей втулке.

Охлаждение водой или ртутью не дало положительных результатов, особенно в быстроходных двигателях.

Для охлаждения водой в тихоходных двигателях большой мощности применяли трубки, подводящие воду в полость клапана и отводящие воду из полости. Однако это устройство ненадежно в работе, особенно при большом числе оборотов вала двигателя.

При охлаждении ртутью последнюю наливали в пустотелый стержень. Во время работы двигателя ртуть испаряясь переносила тепло из нижней части стержня в верхнюю. Вследствие значительного удельного веса ртути увеличивалась масса движущихся частей.

Не дало эффективных результатов и охлаждение маслом, подаваемым в полость стержня клапана различными способами. Применение масляного охлаждения усложняло конструкцию. Кроме того, масло во время работы коксовалось, что ухудшало передачу тепла от стенок стержня в масло.

В результате указанных недостатков конструкторы стали применять вещества, плавящиеся при низкой температуре и хорошо передающие тепло. Наиболее эффективным средством охлаждения клапана следует считать применение металлического натрия, имеющего низкую температуру плавления ( $97^{\circ}\text{C}$ ) и весьма высокую теплоту испарения ( $1100\text{ ккал/кг}$ ) при температуре кипения  $880^{\circ}\text{C}$  и удельном весе  $0,97\text{ кг/дм}^3$ . Клапан при этом выполняют пустотелым (фиг. 131, а) с развитой внутренней полостью головки и стержня, которая на 60% заполняется натрием. Во время работы натрия при соприкосновении с раскаленной головкой расплавляется и испаряется, поглощая большое количество тепла; при этом происходит перенос тепла от головки к стержню. Соприкасаясь со стенками стержня, имеющими относительно низкую температуру, натрий конденсируется.

Условия работы клапанов, особенно выпускных, очень тяжелые, поэтому выбору материала и технологии изготовления клапанов уделяют большое внимание. Материал для клапанов должен характеризоваться хорошими механическими качествами при высокой температуре (до  $800\text{--}850^{\circ}\text{C}$ ), отсутствием коробления и трещин при повторном нагревании, а также устойчивостью против коррозии и износа.

Впускные клапаны двигателей тихоходных и средней быстроходности изготавливают из углеродистых сталей 40 и 45 или из легированных 40ХН, 65ХН.

Для выпускных клапанов применяют жаростойкие стали: хромоникелевую ЭЯ2 или силхромовые стали ЭСХ8М, 30ЭСХ8МА и др.

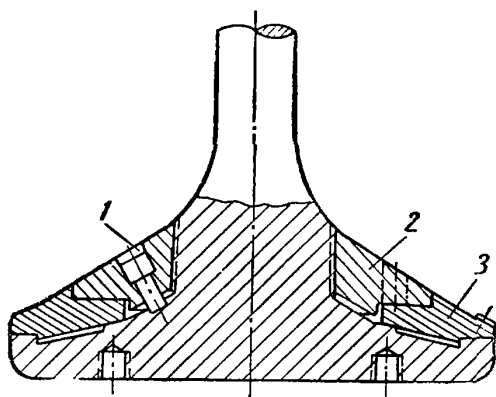
В некоторых случаях головку клапана изготавливают отдельно из легированной стали и навертывают (в предварительно обработанном виде) на стержень с последующей заваркой места у конца стержня. В этом случае конструкция получается более простой и дешевой. В отдельных конструк-

циях применяют чугунное кольцо 3 (фиг. 135), имеющее посадочную поверхность; кольцо закрепляют на стержне гайкой 2, фиксированной от проворачивания винтами 1.

В качестве материала впускных клапанов быстроходных, судовых, автомобильных и тракторных двигателей применяют углеродистые или легированные стали: никелевые, хромоникелевые, хромистые и хромованадиевые (стали 40X; 37XН; 40XН; 50XН и др.).

Для выпускных клапанов этих двигателей применяют обычно жаростойкие легированные стали, хромоникелевые, сильхромоникелевые и др. (стали 40X, ЭСХ8, ЭСХ8М и Х9С2).

В быстроходных судовых, а также в автотракторных двигателях нередко применяют составные выпускные клапаны, головки которых изготовлены из специальной стали и приварены встык к стержням, изготовленным из углеродистой стали.



Фиг. 135. Головка выпускного клапана.

Развитие легких двигателей повышенной мощности и быстроходности привело к созданию специальных клапанных сталей, отличающихся высокими качествами. В этих двигателях применяют для выпускных и часто для впускных клапанов специальные жароупорные стали: для впускных — стали ЭИ107, для выпускных — ЭИ69, ЭИ72 и др.

С целью повышения износостойкости и антикоррозионности фаску выпускных клапанов покрывают стеллитом — сложным сплавом из кобальта, хрома, вольфрама и других элементов; могут быть применены и другие сплавы, например, сплавы с преобладанием никеля. Указанные сплавы наплавляют на поверхность нагретой детали слоем толщиной 0,7—1,5 мм. При непосредственном действии кулачка на клапан для уменьшения износа стержня его поверхность азотируют.

Заготовку клапана отковывают или штампуют в горячем состоянии из прутка. Последующей механической и термохимической обработкой достигаются необходимые размеры и механические качества. Особое значение имеет соосность стержня клапана и фаски клапана, соосность направляющей и фаски седла и цилиндричность стержня.

В автотракторостроении осуществляется производство заготовок клапанов методом холодной высадки из прутка.

Надежная работа клапана в значительной мере зависит также от конструктивных форм клапана и чистоты обработки поверхностей. Переход от головки к стержню должен быть выполнен плавно; острые углы и кромки в выточках, риски и царапины не допускаются во избежание концентрации напряжений. Отсутствие скрытых пороков в металле устанавливают магнитными и рентгенологическими методами контроля.

Процесс изготовления клапанов с натриевым охлаждением чрезвычайно сложен. Требуемая форма полости получается или многократным обжимом заготовки на специальных прессах или выточкой со стороны головки с последующей заваркой отверстия головки и наплавкой на него стеллита. Заполнение полости натрием осуществляется в керосине или другой среде, предотвращающей попадание воздуха в полость. Отверстие со стороны торца стержня плотно закрыто конической пробкой, заваренной стеллитом.

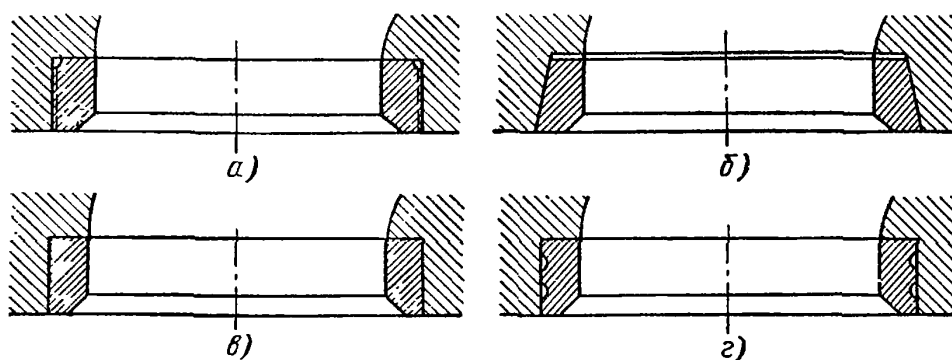
Опорную поверхность для клапана первоначально выполняли непосредственно в головках (крышках) цилиндров; также поступают и в совре-

менных нефорсированных автомобильных, тракторных и стационарных двигателях, имеющих чугунные головки.

При изготовлении блоков и головок цилиндров из легких, сравнительно мягких сплавов под клапан стали устанавливать седло, предотвращающее разбивание фаски в мягком металле. В дальнейшем, в связи с форсированием двигателей, появилась необходимость и в чугунных головках иметь вставные седла из более жаростойкого и твердого материала, чем основной.

В настоящее время в двигателях повышенной мощности почти всех типов седла выпускных клапанов выполняют вставными, а в форсированных двигателях вставными выполняют также и седла впускных клапанов.

Крепление вставного седла осуществляется методами, показанными на фиг. 136. Для предотвращения выпадения седла из детали, выполненной из легких сплавов, применяли крепление седла на резьбе (фиг. 136, а). В даль-



Фиг. 136. Крепление клапанных седел.

нейшем стали применять более надежное крепление седла запрессовкой, при которой осуществляется более плотный контакт седла с головкой по большей поверхности, чем при резьбовом соединении.

В современных двигателях посадочные поверхности седла и гнезда выполняют коническими или цилиндрическими. В первом случае (фиг. 136, б) запрессовка осуществляется тарированным ударом, во втором (фиг. 136, в)—седло запрессовывают до упора. На посадочной поверхности седел, запрессовываемых в легкие сплавы, нередко делают канавки (фиг. 136, г), в которые вдавливаются металл при упругой его деформации.

Надежность работы клапана зависит не только от конструкции и материала клапана, но также и седла; поэтому конструкции седел и выбору материала для их изготовления уделяют большое внимание. Исследованием дефектов клапанов установлено, что «прогар» клапана и седла происходит весьма интенсивно после того, как нарушается герметичность клапана, что происходит большей частью вследствие деформации сопрягаемых деталей. Деформация седла всегда более вероятна, чем деформация клапана, из-за меньшей жесткости и неодинаковой интенсивности охлаждения седла по периферии.

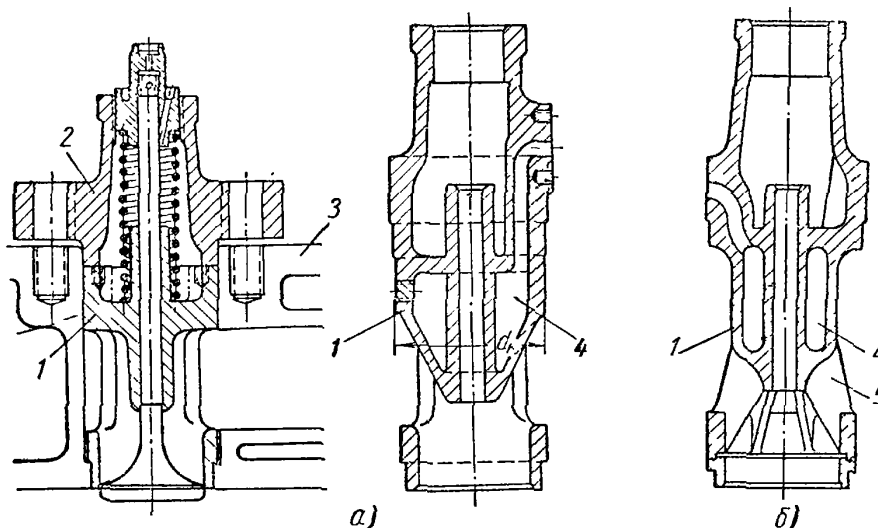
Седла клапанов изготовляют в настоящее время из серых перлитных чугунов СЧ 28-48, сталей 45 и др., а также из бронзы.

В ряде случаев седла клапанов отливают из отбеливающихся чугунов, не только хорошо противостоящих ударной нагрузке и химическому воздействию горячих газов, но и представляющих определенные технологические преимущества: обработка точно отливаемых колец сводится только к шлифованию, без обточки и дальнейшей притирки.

В форсированных стационарных и судовых двигателях иногда часть крышки цилиндра, обращенную к камере сгорания, выполняют в виде съемной стальной плиты, в которой делают опорные фаски.

Направляющая клапана подвергается значительному износу, так как при открывании клапана возникает боковая сила, а трение стержня клапана о направляющую является полусухим из-за недостатка смазки. Для уменьшения износа и облегчения ремонта двигателя направляющую выполняют в виде отдельной втулки, запрессованной в головку, и изготавливают из перлитного серого чугуна.

В крупных стационарных и судовых двигателях для упрощения изготовления, уменьшения напряжений и облегчения притирки клапаны устанавливают во вставных корпусах, содержащих направляющую втулку и часто седло клапана (фиг. 137).



Фиг. 137. Детали вставного корпуса:

1 — корпус; 2 — фланец крепления; 3 — крышка (головка) крепления; 4 — охлаждаемая полость; 5 — соединительные ребра.

Диаметр  $d_k$  корпуса, определяемый на основе данных практики, зависит в первую очередь от диаметра клапана и диаметра цилиндра. Направляющая охлаждается водой, циркулирующей в соответствующих полостях. Для притирки клапана корпус вынимают вместе с клапаном без демонтажа тяжелой крышки цилиндра.

Следует отметить, однако, что при данной конструкции уменьшаются сечения для прохода газов.

Проходное сечение может быть образовано применением окон в цилиндрическом корпусе (фиг. 137, а) или ребер (фиг. 137, б), соединяющих среднюю и нижнюю части корпуса.

Вставные корпуса чаще изготавливают из чугуна СЧ 21-40.

### Пружины клапанов

Тарелка пружины должна не только передать воздействие пружины на клапаны, но и центрировать пружину. Тарелки изготавливают из сталей 40, 45, 12ХНЗА и чугуна СП4Ф и др. Из тех же материалов изготавливают и детали крепления тарелки пружины и стержня клапана (сухари, чеки).

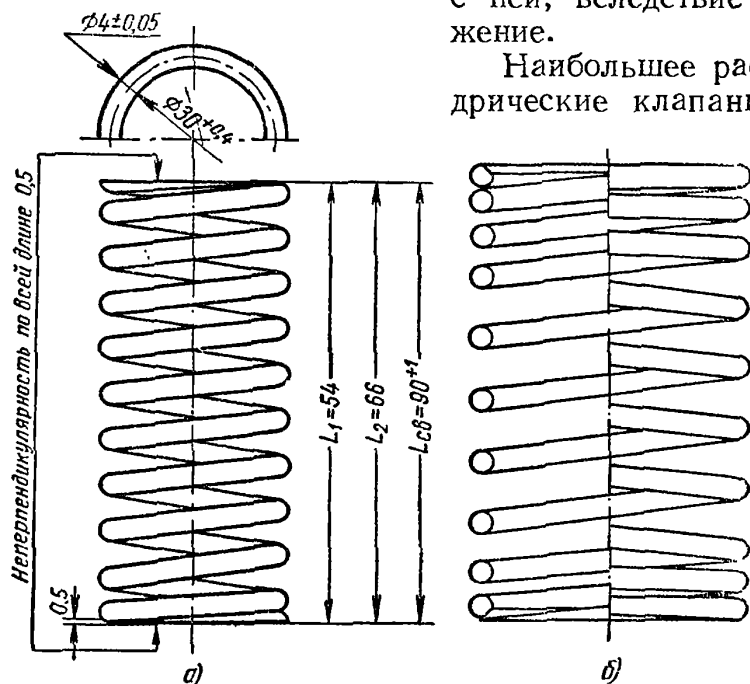
Клапанная пружина обеспечивает посадку клапана на седло и удерживает его в закрытом состоянии, прижимая к седлу после прекращения действия кулачка. В конце периода открытия и в начале периода закрытия детали передаточного механизма при недостаточной силе пружины будут отрываться от кулачка и клапан будет садиться на седло с ударом, что приведет к постепенному расклепыванию сопрягаемых поверхностей клапана и седла; возможны также случаи удара клапана о поршень или о стенки ка-



меры сгорания. При большом запаздывании закрытия клапана может ухудшиться качество процессов газообмена.

Для надежной работы пружина должна обладать значительной силой упругости, определяющей при малых габаритах пружины весьма высокие напряжения в ней. Знакопеременные нагрузки, а также повышенная температура, доходящая до  $150^{\circ}\text{C}$ , ухудшают условия работы пружины.

Сила, действующая на пружину со стороны кулачка при открытии клапана, изменяется с большой частотой, соизмеримой в быстроходных двигателях с частотой собственных колебаний пружины и масс деталей, связанных с ней, вследствие чего увеличивается напряжение.



Фиг. 138. Пружина клапана.

Наибольшее распространение имеют цилиндрические клапанные пружины (фиг. 138, а).

Число рабочих витков обычно 4—10. В пружинах с меньшим числом рабочих витков возникают недопустимые напряжения (при полном открытии клапана). В подавляющем большинстве случаев необходимо иметь пологую характеристику пружины, получение которой возможно при большом числе рабочих витков. При большом числе витков однако возможно наступление резонанса собственных частот пружин с частотами возмущающих сил, также недопустимого из-за рез-

кого возрастания напряжений, приводящих к поломкам пружины. Поэтому необходимо принимать конструктивные меры для уменьшения амплитуды собственных колебаний пружины: осуществлять неравномерный шаг навивки (фиг. 138, б), устанавливать гасители в виде пластинчатых пружин и стаканов.

Опорные (нерабочие) витки пружин сошлифовывают по плоскости, перпендикулярной оси пружины. Число нерабочих витков должно быть равно 2—2,5 с таким расчетом, чтобы ослабленный шлифовкой виток опирался по всей окружности на целый виток.

Пружины изготовляют из специальной пружинной проволоки методом холодной навивки и термообработки после соответствующей механической обработки. Поверхностная обработка дробью или песком и заневоливание повышают надежность работы пружины. Готовые пружины подвергают контролю на отсутствие пороков в металле и на упругость.

Материал для изготовления пружин — высокоуглеродистая марганцовистая, кремнемарганцовистая и хромоникельванадиевая стали 60Г, 65Г, 50ХФА и П1.

На фиг. 138 показана пружина клапана двигателя Д-35, изготовленная из стали ХТ твердостью  $H_{RC} = 40 \div 45$

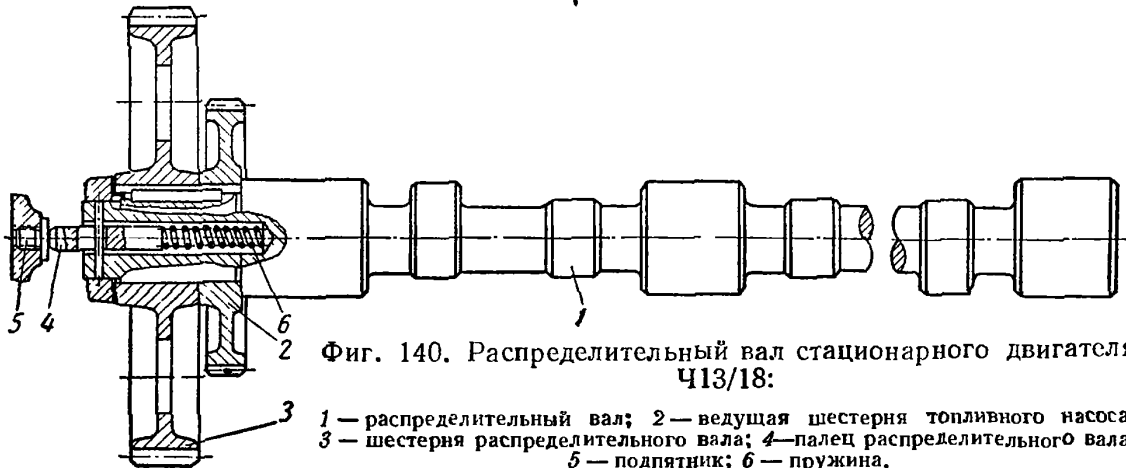
Под нагрузкой $27^{+3}$ кг длина пружины . . . . .	$L_1 = 54$ кг
"      " $18^{+2}$ кг длина пружины . . . . .	$L_2 = 66$ "
В свободном состоянии длина пружины . . . . .	$L_{св} = 90^{+1}$ "



В быстроходных двигателях для уменьшения размеров пружин, снижения напряжений и получения необходимой характеристики на каждый клапан устанавливают не одну, а две или в отдельных случаях три пружины, располагающиеся одна в другой. Для того чтобы при поломке одной пружины витки ее не попадали между витками другой, навивку соседних пружин выполняют в разных направлениях.

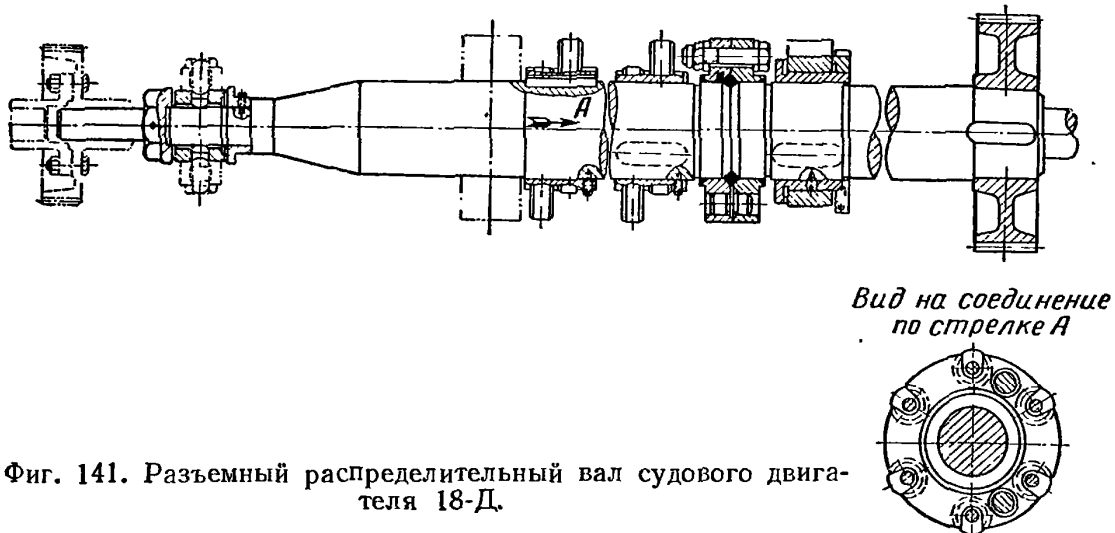
### Распределительный вал

Привод клапанов осуществляется при помощи распределительного вала, кулачкового механизма и деталей передачи. Кулачки выполняют или за



Фиг. 140. Распределительный вал стационарного двигателя Ч13/18:  
1 — распределительный вал; 2 — ведущая шестерня топливного насоса;  
3 — шестерня распределительного вала; 4 — палец распределительного вала;  
5 — подпятник; 6 — пружина.

одно целое с распределительным валом (фиг. 139 и 140) или съемными, в виде кулачных шайб (фиг. 141). Последнюю конструкцию применяют чаще в стационарных и судовых двигателях большой мощности; в условиях серийного производства она проще.



Фиг. 141. Разъемный распределительный вал судового двигателя 18-Д.

Расположение кулачков на валу определяется расположением клапанов, необходимыми фазами их действия и порядком работы цилиндров.

На форму и размеры распределительного вала влияют конструкции шеек опорных и упорного подшипников, крепление деталей привода вала, а иногда и располагаемые на нем элементы приводов некоторых агрегатов (топливные насосы, прерыватели-распределители и т. д.).

Ниже приведены данные, относящиеся к распределительному валу двигателя Д-35 (фиг. 139).

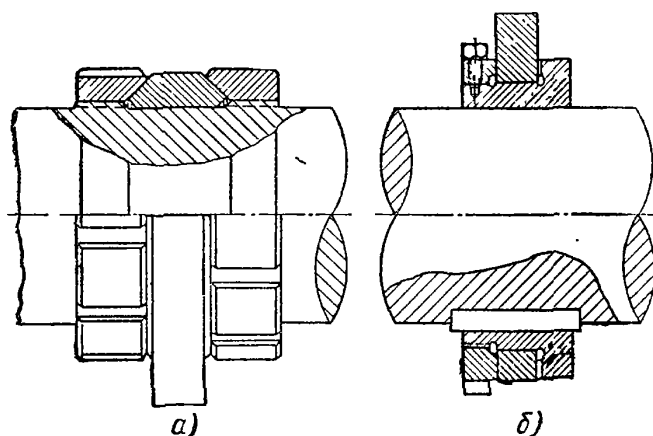
Поверхности *N*, *Z* и *M* всех кулачков подвергают цементации на глубину 1,2—1,7, остальные поверхности от цементации предохраняют. Твердость  $H_{RC} = 56 \div 63$ .

Направление вращения правое, если смотреть по стрелке. Порядок работы цилиндров 1—3—4—2.

Поверхности *N* должны быть концентричны, допустимое биение средней относительно крайних 0,015. Точность расположения выпускных кулачков относительно середины шпоночного паза  $\pm 30$ . Размеры даны для большего основания конуса (см. профиль кулачков).

Распределительные валы изготовляют штамповкой из цементуемых и калящихся углеродистых (стали 15, 25, 35) и низколегированных цементуемых сталей. Поверхностям, работающим на износ (кулачки, цапфы, торцы, работающие по упорному подшипнику) придают высокую твердость термохимической обработкой или поверхностной закалкой.

В двигателях повышенной мощности применяют легированную сталь (хромоникелевую, хромованадиевую и др.). Нередко, особенно в быстро-



Фиг. 142. Съемные кулачковые шайбы.

Кулачковые шайбы изготовляют ковкой и обработкой по копирам с последующей термической и термохимической обработкой, обеспечивающей твердость поверхности профиля.

Конструкция крепления шайб на распределительном валу должна обеспечить не только неподвижность, но и правильное положение шайбы на валу. Для этого применяют стопорение их гайками, винтами, шпонкой и установку шайб на шлицах. При выполнении мелких торцевых шлиц (фиг. 142) шайбы можно установить в необходимом положении с большой точностью.

Для облегчения монтажа шайбы делают разъемными; обе половинки стягивают на валу гайками с коническими проточками, или кольцами с винтами.

В тяжелых стационарных и судовых двигателях верхнее расположение распределительного вала не применяют. При установке распределительного вала в блоке или картере подшипники выполняют обычной конструкции с крышками и вкладышами, залитыми баббитом. Смазка подшипников осуществляется маслом, подаваемым по специальным подводным трубкам. При установке распределительного вала в блоках двигателей небольших размеров подшипники выполняют неразъемными, а вал вводят с торца блока. В этом случае опорные шейки вала выполняют такого размера, чтобы кулачки и другие элементы вала проходили через подшипники (фиг. 139 и 140). Для удобства монтажа шейки вала иногда выполняют различного диаметра.

Вкладыши подшипников значительного количества автомобильных двигателей изготовляют из биметаллической ленты (сталь — баббит) в виде свернутой втулки, которую закладывают в гнездо и укрепляют в нем. В некоторых случаях шейки вала соприкасаются при работе непосредственно с чугунными подшипниками.

При больших нагрузках на вал более целесообразной является конструкция подшипников, монтируемых непосредственно на валу. Половинки подшипника соединяют винтами или стягивают пружинными кольцами; от смещения с шеек при монтаже вала подшипники удерживаются буртиками. В гнездах подшипники закрепляют винтами с коническим концом, облегчающим центровку.

От перемещения вдоль оси распределительный вал удерживается упорным подшипником, воспринимающим усилия от механизмов привода. При косозубых шестернях привода распределительного вала подшипник целесообразно располагать около шестерни, так как при этом различное температурное удлинение коленчатого и распределительного валов не будет влиять на фазы газораспределения. Однако, из конструктивных соображений, упорные подшипники располагают нередко на средней опорной шейке и на другом конце вала.

Упорный подшипник образуется буртиками опорной шейки вала и площадью антифрикционной заливки на торцах вкладыша подшипника, имеющего наружные буртики, предохраняющие его от смещения в гнезде. Данная конструкция отличается сложностью изготовления вкладышей; поэтому в автотракторных двигателях появилась более простая конструкция упорного подшипника, состоящего из закаленной стальной шайбы, в которую упирается торец шейки вала или ступица шестерни. Необходимый зазор 0,10—0,15 мм.

### Детали передачи к клапанам

Шестерни привода распределения изготавливают из сталей 20 и 45 или чугуна СЧ 42; зуб шестерни часто делают косым для увеличения плавности зацепления и уменьшения шума. С этой же целью шестерню распределительного вала нередко изготавливают из текстолита. В диске ее обычно имеются отверстия, через которые крепятся детали упорного подшипника.

Шестерни привода распределительного вала, передающие дополнительные значительные мощности, например, на продувочные насосы двухтактных двигателей и нагнетатели выполняют из легированных сталей с цементованным и шлифованным зубьями.

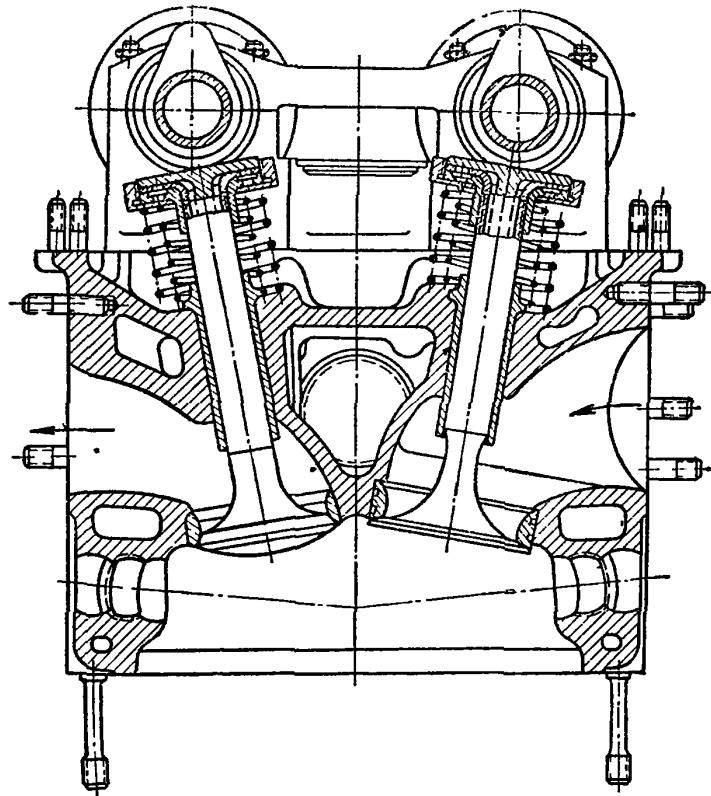
Для получения определяющего положения распределительного вала относительно коленчатого шпоночные канавки на валах и шестернях должны быть ориентированы относительно одного из колен, кулачков и зубьев, а зубья шестерен должны сцепляться по меткам. Шестерни сопрягаются с валами с гарантированным натягом и, кроме того, их затягивают винтом, имеющим закрепляющее устройство. Модуль шестерен целесообразно выбирать возможно меньшим для уменьшения шума во время работы.

Передача движения от кулачка непосредственно клапану или деталям, с ним связанным, наиболее проста, ее применяют сравнительно редко, так как при этом клапан нагружается большим боковым усилием, а размеры двигателя вдоль оси цилиндра возрастают. Схема такого привода показана на фиг. 143.

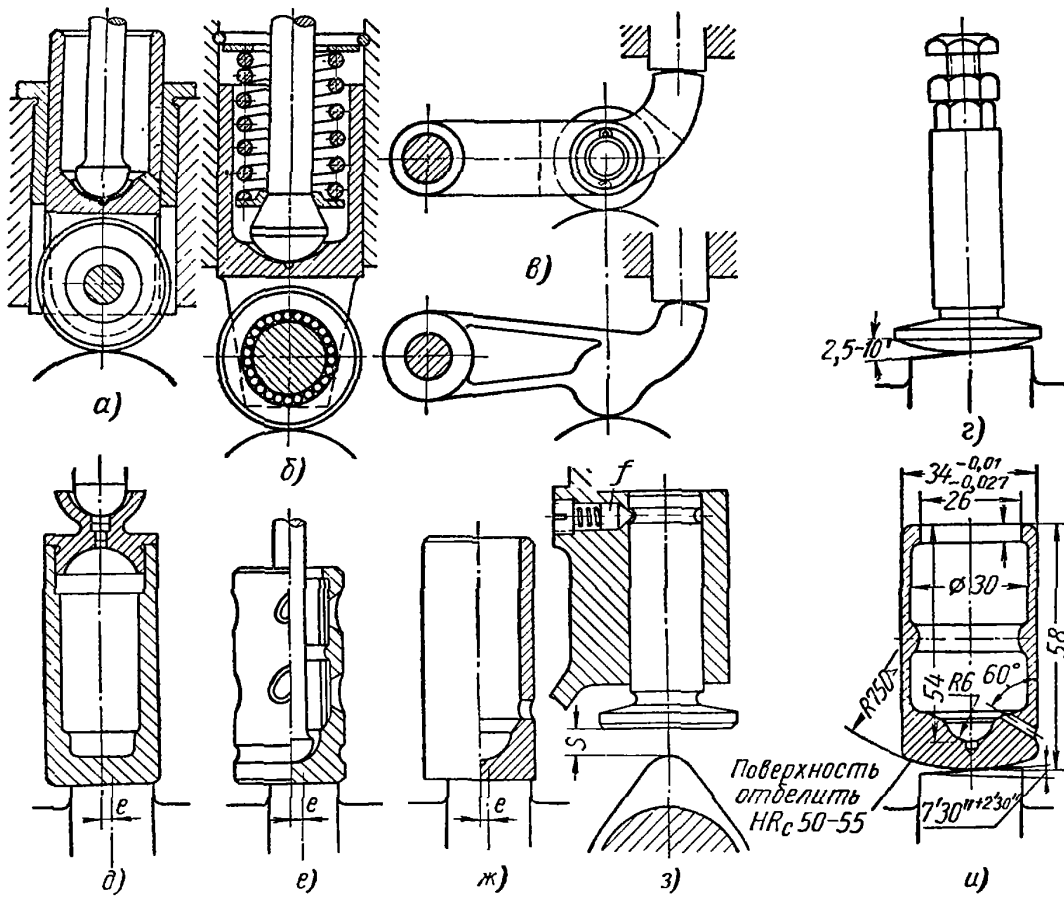
Большой частью движение клапану от кулачка передается с помощью промежуточных деталей. При нижнем распределении одной из основных деталей передаточного механизма является толкатель.

В случае применения толкателя стержень и направляющая клапана разгружаются от бокового усилия. При этом трение возникает на развитых и хорошо смазанных поверхностях толкателя и его направляющей. При боковых клапанах толкатель передает движение непосредственно клапану.

Зазор в механизме привода регулируют специальным болтом, ввертываемым в толкатель, например, как показано на фиг. 144, г.



Фиг. 143. Клапанный механизм легкого двигателя.



Фиг. 144. Толкатели тяжелых и легких двигателей.

Даже небольшой зазор  $e$  в клапанном механизме вызывает удары, особенно при работе непрогретого двигателя. При наличии зазора механизм работает хуже, увеличивается шумность работы. Устранить полностью удары конструктивными и технологическими мероприятиями (улучшением профиля кулачка, сопряжений толкателя с кулачком и клапаном) невозможно. В быстроходных двигателях легковых автомобилей применяют поэтому гидравлические толкатели без зазора в клапанном механизме.

Схема устройства и принцип действия гидравлических толкателей заключается в следующем (фиг. 145). В корпус 1 толкателя запрессован цилиндр 6, имеющий шариковый клапан 3 и плунжер 5 с пружиной 7, под действием которой плунжер прижимается к стержню клапана. В полость корпуса через отверстие 8 поступает масло, подводимое для смазки толкателей по каналу, просверленному вдоль блока. Масло по трубке 2 (поставленной для предотвращения попадания воздуха и паров масла под плунжер) через шариковый клапан заполняет полость 4 цилиндра толкателя при закрытом клапане двигателя.

При быстром движении корпуса толкателя под воздействием кулачка в направлении клапана масло, находящееся под плунжером, вследствие возрастающего давления плотно закрывает шариковый клапан. Зазор между плунжером и цилиндром не превышает нескольких микрон, поэтому масло не успевает вытечь через этот зазор, и плунжер, находясь под действием повышающегося давления масла в цилиндре толкателя, открывает клапан двигателя. За время открытия и закрытия клапана удлинение его стержня от нагрева (происходящее в относительно длительное время) вызывает утечку масла через зазоры. Расстояние между торцом плунжера и кулачком шарикового клапана уменьшается, но не до нуля. При подобном устройстве зазор между клапаном двигателя и толкателем будет всегда отсутствовать, несмотря на это, плотность посадки клапана не будет нарушена.

Гидравлические толкатели работают хорошо только при чистом масле, вязкость которого не изменяется при широких пределах изменения температуры.

Толкатели выполняют грибовидными (фиг. 144,  $з$  и  $г$ ), цилиндрическими (фиг. 144,  $д$ ,  $е$ ,  $ж$ ,  $и$ ) и роликовыми (фиг. 144,  $а$  и  $б$ ). Для уменьшения веса цилиндрические толкатели делают пустотелыми.

Толкатели изготовляют из малоуглеродистых сталей 15 и 30 и низколегированных сталей: хромистых 15Х и 20Х и хромоникелевых 12ХНЗА и 18ХНЗА.

В последнее время толкатели нередко изготовляют из стали 45 с поверхностной закалкой. В автомобильных и тракторных двигателях толкатели выполняют из отбеливающихся чугунов.

Трущейся поверхности толкателя придают плоскую (фиг. 144,  $д$  и  $з$ ) или сферическую (фиг. 144,  $г$  и  $и$ ) форму. Плоскую форму применяют все реже и реже, так как в этом случае вследствие погрешностей изготовления возможны задиры. Кроме того, при сферической форме неперпендикулярность оси толкателя и образующих кулачка влияет на работу толкателя в меньшей степени.

Для более равномерного распределения износа по поверхности тела и тарелки толкателя толкатель заставляют при работе медленно вращаться. Для этого ось толкателя смещают на 1,5—3 мм относительно кулачка (фиг. 144,  $д$ ,  $е$ ,  $ж$ ), или кулачок, работающий по сферической тарелке толкателя, выполняют коническим (фиг. 144,  $г$  и  $и$ ).

Если по конструктивным соображениям нижние клапаны располагают так, что оси их и распределительного вала не пересекаются, то между толкателем и кулачком устанавливают одноплечий рычаг (фиг. 144,  $в$ ). Это несколько увеличивает массу подвижных деталей, но разгружает толкатель от дополнительных нагрузок, возникающих вследствие нецентрального приложения сил.

Для уменьшения износа трущихся поверхностей применяют роликовые толкатели (фиг. 144,  $а$  и  $б$ ). В этих случаях трение скольжения между кулачком и толкателем заменяется трением качения. Роликовые толкатели широко применяют в стационарных и судовых двигателях, а также в легких двигателях с воспламенением от сжатия. Они более сложны и тяжелы, чем грибовидные. От вращения вокруг своей оси такой толкатель удерживается штифтом или другими способами. Ролики толкателей выполняют из шарикопод-

шипниковых стале́й. Ролик имеет или бронзовую втулочку или игольчатый подшипник качения. Чаще выполняют подшипник скольжения: в этом случае габариты и вес толкателя уменьшаются; изготовление его проще и дешевле.

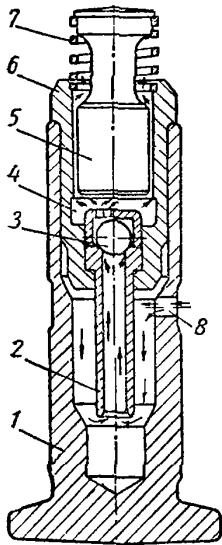
Для облегчения ремонта и монтажа направляющие толкателей в большей части судовых и стационарных двигателей изготавливают в виде отдельных съемных чугунных втулок. В автомобильных и тракторных двигателях направляющие толкателей чаще выполняют непосредственно в блок-картере.

Смазка трущихся пар толкателей в современных двигателях осуществляется принудительной; кулачки смазываются или масляным туманом или резе направленной струей масла.

В тех случаях, когда оси клапанов не пересекаются с осью распределительного вала, в передаче движения к клапану от кулачка участвует, кроме толкателей, одноплечие и двухплечие рычаги, а при больших расстояниях между рычагами и кулачками участвуют и штанги.

Кинематические схемы и конструктивные формы этих передач весьма разнообразны.

При верхних клапанах и нижнем распределительном вале клапан получает движение от рычага, качающегося вокруг оси, установленной в съемных стойках на головке цилиндра. Рычаг связывают с толкателем штангой (фиг. 146 и 147). Для уменьшения массы штангу выполняют полой; с толкателем она сопрягается наконечником со сферической опорой, позволяющей оси штанги отклоняться от оси толкателя при качании рычага.



Фиг. 145. Гидравлический толкатель легкого двигателя

Наиболее часто толкатель, передающий движение штангой, имеет форму стакана, внутри которого выполнена сферическая опора. Устройство для регулирования зазора в таких случаях осуществляется в месте соединения штанги с рычагом и состоит из серьги с внутренней резьбой, качающейся на оси, закрепленной в рычаге (фиг. 146). В серьгу ввернута штанга, имеющая резьбовой наконечник с гранями для ключа. После установки необходимого зазора между стержнем клапана и рычагом штангу закрепляют в серьге контргайкой.

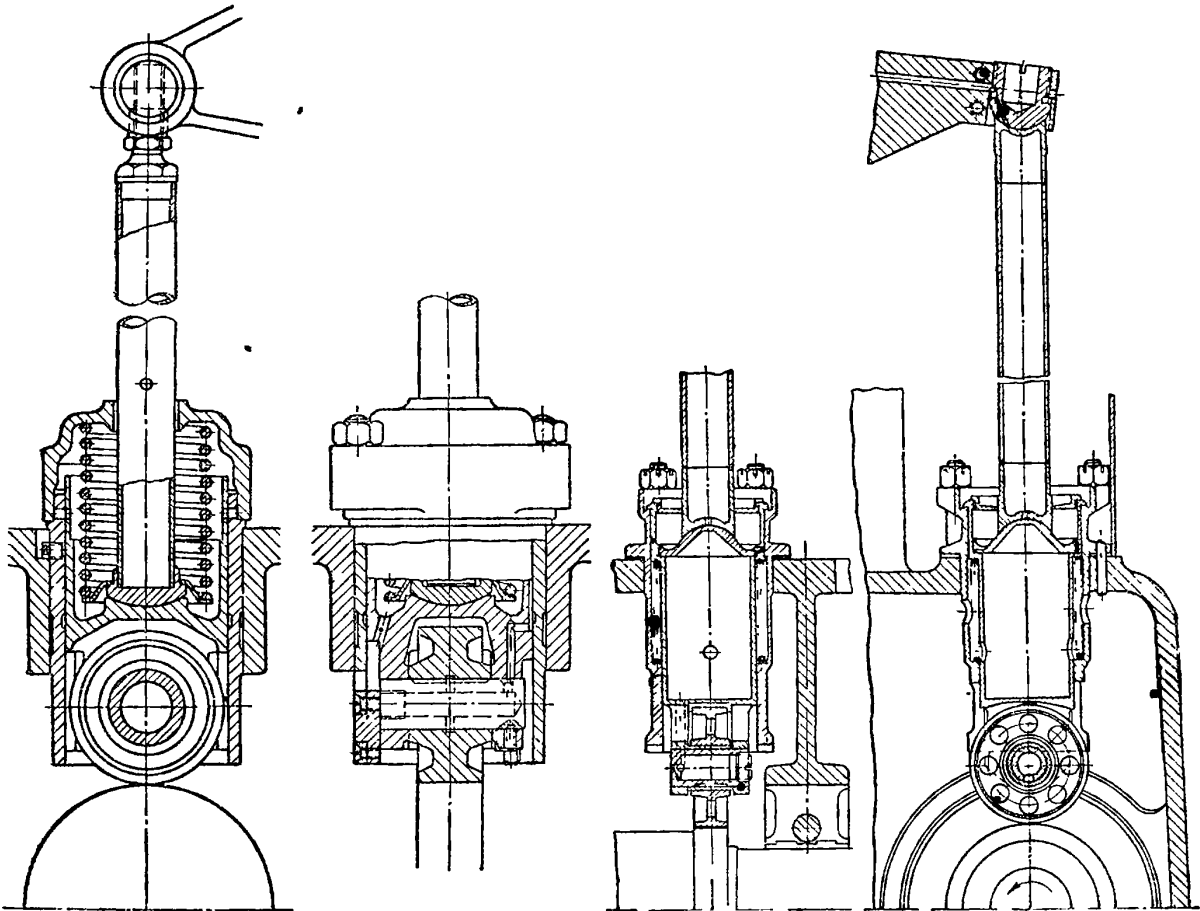
Другая типовая конструкция регулировочного приспособления показана на фиг. 148. На конце плеча рычага, связанном со штангой, установлен регулировочный винт (фиг. 148, а) с прорезью для отвертки и шаровой опорой или (фиг. 148, б) с опорой в виде чашечки. Наконечник штанги выполнен соответственно в виде чашечки или имеет шаровую опору. Регулировочный винт (втулка) закрепляется в требуемом положении контргайкой или винтом, стягивающим прорезь в рычаге. В некоторых конструкциях регулировочный винт устанавливают на другом конце рычага и он воздействует непосредственно на стержень клапана. Эти приспособления обеспечивают более удобное регулирование зазоров; большим их недостатком является наличие одного лишнего сопряжения, работающего на удар (наконечник штанги — рычаг).

Для того чтобы пружина клапана не перегружалась силами инерции деталей передачи, на штанге или толкателе нередко устанавливают дополнительную пружину (фиг. 144, б, фиг. 146 и 147).

Рычаги выполняют штамповкой из углеродистых сталей марок 20 и 30, а в легких двигателях — из низкоуглеродистых хромоникелевых сталей с механической обработкой всех поверхностей. Применяют также легированные стали типа 20ХНЗА, 12ХНЗА и ЭИ274 и др. Ударной части рычага термохимической обработкой придается высокая твердость.



Геометрическая форма рычагов определяется взаимным расположением клапанов и кулачков, а также расположением оси качания; нередко эта



Фиг. 146. Детали передаточного механизма. Фиг. 147. Детали передаточного механизма.

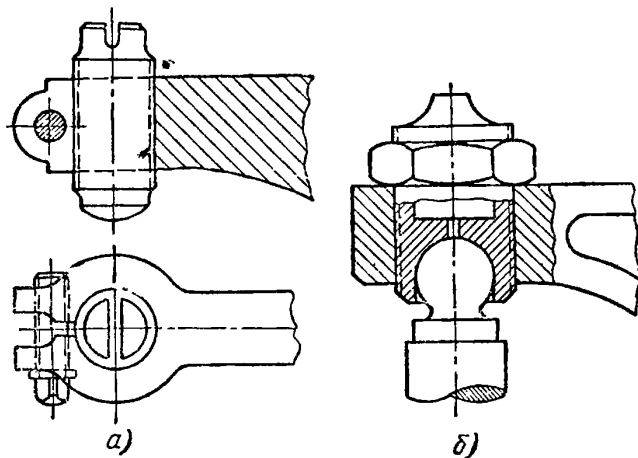
форма оказывается сложной не только в плоскости качания, но и в перпендикулярной ей плоскости. Для получения легкой и жесткой конструкции сечению рычага придают форму тавра или чаще двутавра.

Подшипник рычага выполняют в виде бронзовой втулки или иногда игольчатый.

Смазка рычагов осуществляется в быстроходных двигателях под давлением, в тихоходных — нередко фитильными и другими масленками.

Оси рычагов стальные, трубчатого сечения, с твердой поверхностью трения. Полость в оси используется для подвода смазки к рычагам.

В случае отдельных для каждого цилиндра крышек оси укрепляют в двух стойках, отливаемых из чугуна или легких сплавов; в двигателях с общей головкой для всех цилиндров или для группы — ось является общей для всех рычагов головки. Это позволяет уменьшить число стоек-опор. Для того чтобы рычаги не перемещались вдоль оси, они удерживаются в крайних поло-

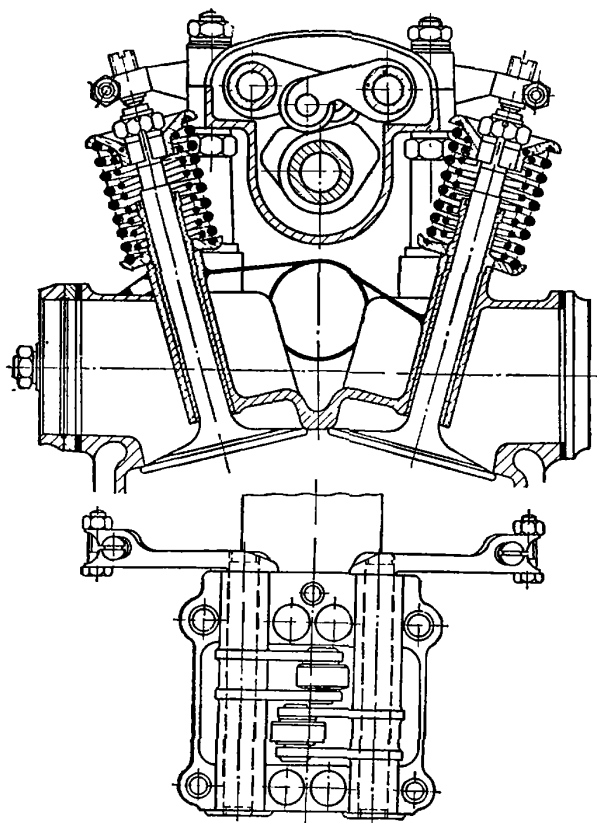


Фиг. 148. Фиксация регулировочного винта в коромысле.

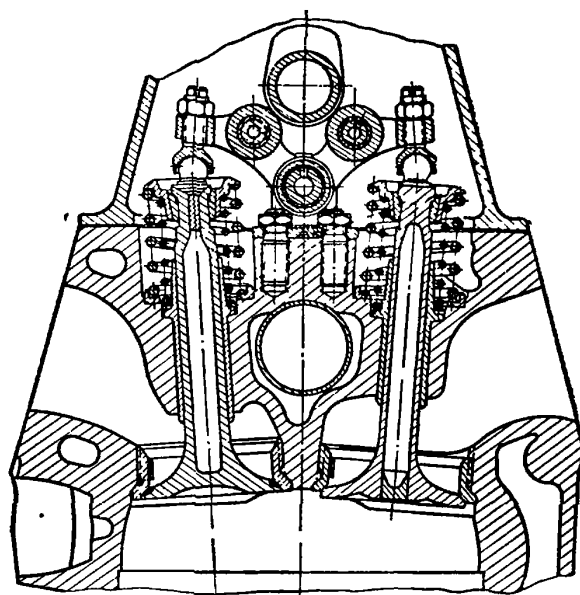
жениях распорными цилиндрическими пружинами. В некоторых случаях приходится выполнять отдельные оси для рычагов одного цилиндра даже при общей для всех цилиндров головке. Так выполнено, например, в двигателях ЯАЗ-204; в противном случае при необходимости снять одну насос-форсунку пришлось бы снимать с головки все стойки.

В легких двигателях с отдельно расположенными цилиндрами для сокращения габаритов и веса двигателя рычаг и ось его нередко выполняют как одно целое, а подшипники — разъемными.

В случае одного распределительного вала и клапанов, оси которых расположены под углом к оси цилиндра, также необходимо применять рычаги. Одна из таких конструкций показана на фиг. 149. В данном случае



Фиг. 149. Схемы крепления оси стоек.



Фиг. 150. Схема передачи при одном распределительном вале и клапанах, оси которых расположены под углом к оси цилиндров.

рычаги имеют ролики и работают без толкателя. Так как кулачок и соответствующий клапан оказались сдвинутыми один относительно другого в направлении оси распределительного вала, то рычаг пришлось изогнуть, а ступицу и подшипник развить.

В некоторых конструкциях выпускные и впускные клапаны одного цилиндра управляются одним кулачком (фиг. 150); продолжительность открытия клапанов получается при этом одинаковой.

### § 3. КОНСТРУКТИВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

При проектировании кулачковых механизмов необходимо обеспечить максимальное время-сечение при заданных ходе клапана и фазах распределения. Фазы распределения обычно выбирают на основании данных практики в зависимости от типа и назначения двигателя, его быстроходности, давления и температуры на впуске и выпуске. В результате доводочных испытаний двигателя устанавливают значения фаз, оптимальные в отношении наполнения цилиндра. Чем быстроходнее двигатель, тем больше при прочих равных условиях должны быть необходимые углы опережения открытия

и запаздывания закрытия клапанов. Эти углы также возрастают с повышением давления на впуске.

Наряду с величиной время-сечения большое значение имеет характер протекания кривой подъема (хода) клапана, скорости и ускорения по углу поворота вала. Кривая подъема клапана влияет на наполнение цилиндра, а также на величину скорости и ускорения звеньев механизма. В табл. 26 приведены фазы распределения для двигателей различных типов.

Таблица 26

Фазы распределения в градусах угла поворота коленчатого вала

Тип двигателя	Впуск		Выпуск	
	Открытые до в. м. т. $\alpha_1$	Закрытые после н. м. т. $\alpha_2$	Открытые до н. м. т. $\alpha_3$	Закрытые после в. м. т. $\alpha_4$
Стационарные и судовые . . . . .	10—25	15—30	30—50	10—25
Быстроходные судовые и тепло-возные . . . . .	20—40	30—45	40—60	25—35
Быстроходные, судовые и тепло-возные с наддувом . . . . .	40—75	30—50	40—60	30—60
Тракторные и для грузовых авто-мобилей . . . . .	— 10—25	30—55	35—60	0—30
Для легковых автомобилей . . . . .	— 5—25	40—70	45—65	5—25
Легкие двигатели повышенной мощности . . . . .	10—75	30—70	40—80	15—50

Основными конструктивными параметрами клапана и связанного с ним кулачкового механизма являются наименьший диаметр клапана  $d$ , определяющий проходное сечение горловины, диаметр  $d_2$  которой обычно близок по величине к  $d$ , и ход клапана  $h$ , определяющий проходное сечение между фаской клапана и седлом (фиг. 151).

Диаметр клапана выбирают с учетом допустимой средней скорости газового потока, а также возможности размещения клапанов в головке цилиндра. Проходное сечение при подъеме клапана приблизительно равно боковой поверхности усеченного конуса, длина образующей которого равна длине перпендикуляра  $AB$ , опущенного из конца диаметра  $d$  клапана на образующую фаски седла или ее продолжение (фиг. 151).

Это проходное сечение равно

$$F = \pi \frac{d + d_1}{2} h \cos \alpha.$$

Из чертежа нетрудно видеть, что

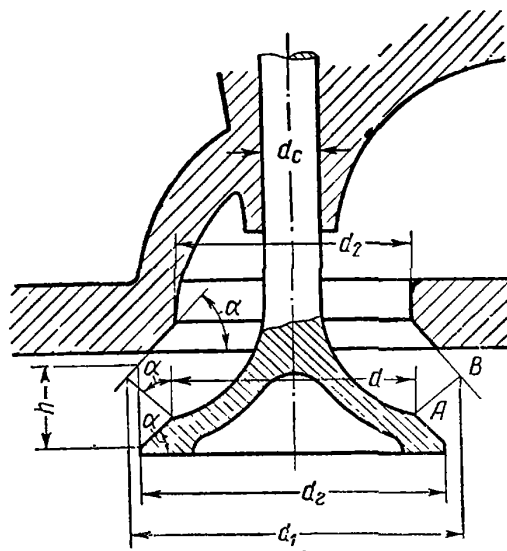
$$d_1 = d + 2h \cos \alpha \sin \alpha = d + h \sin 2\alpha,$$

таким образом,

$$F = \pi dh \cos \alpha \left( 1 + \frac{h}{2d} \sin 2\alpha \right). \tag{144}$$

Пренебрегая вторым слагаемым в скобках последнего уравнения, получим приближенно

$$F \approx \pi dh \cos \alpha. \tag{145}$$



Фиг. 151. Положение клапана при полном его открытии.

Для того чтобы скорости газов в горловине и в щели клапана были одинаковы, следует проходные сечения делать равными, если пренебречь влиянием расширения газов при течении от горловины к щели (или в обратном направлении). Равенство указанных проходных сечений определяется выражением

$$\pi dh \cos \alpha \left( 1 + \frac{h}{2d} \sin 2\alpha \right) = \frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_c^2}{4},$$

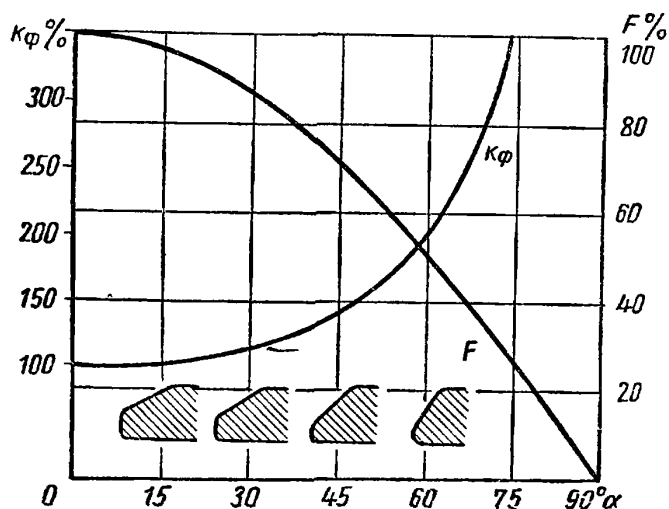
где  $d_c$  — диаметр стержня клапана.

Принимая приближенно  $d_2 = d$  и пренебрегая вторыми слагаемыми левой и правой частей равенства, получим выражение

$$\pi dh \cos \alpha \approx \frac{\pi d^2}{4};$$

откуда

$$h \approx \frac{d}{4 \cos \alpha}. \quad (146)$$



Фиг. 152. Изменение проходного сечения клапана и удельного давления на фаску клапана в зависимости от угла фаски.

По данным практики наполнение и очистка цилиндра от продуктов сгорания улучшаются, если величина подъема клапана будет больше, чем получаемая из формулы (146). Выбору большей величины подъема препятствуют возрастающие при увеличении  $h$  силы инерции деталей механизма.

Допускаемые средние скорости воздуха или газа в м/сек (в предположении неразрывности потока) во впускных клапанах:

для тихоходных двигателей 40—50  
 » быстроходных » 50—80

Скорости в выпускных клапанах на 15—20% выше.

В современных двигателях внутреннего сгорания обычно применяют клапаны с углами фаски 30° и 45° (которые можно считать стандартными). Ранее встречавшиеся клапаны с углами наклона 20° и менее в настоящее время не применяют.

Преимуществами клапанов с углами фаски 45° являются лучшая форма газового потока при полном и близком к полному открытию клапана; большая возможность размещения клапанов в головке цилиндра; лучшая центровка клапана в седле; зачастую большая жесткость клапана.

Преимущества клапанов с углами фаски 30° являются: большее проходное сечение (при одинаковых диаметрах горловины) и меньшая удельная нагрузка на фаску клапана.

Удельное давление на поверхность фаски может быть выражено уравнением

$$k_\phi = \frac{P}{F \cos \alpha} = \frac{P}{\pi e \frac{d + d_1}{2} \cos \alpha}.$$

На фиг. 152 даны зависимости  $k_\phi$  и  $F$  от  $\alpha$ , величины  $k_\phi$  и  $F$  приняты равными 100% при угле наклона фаски 0°.

В табл. 27 приведены конструктивные соотношения для впускных и выпускных клапанов в зависимости от диаметра  $D_c$  цилиндра.

Таблица 27

Конструктивные соотношения элементов впускных и выпускных клапанов

Параметры	Обозначения	Двигатели		
		стационарные и судовые, тихоходные	стационарные и судовые быстроходные, автомобильные и тракторные	легкие повышенной мощности
Диаметр клапана:				
два клапана . . . . .	$d$	(0,30—0,40) $D$	(0,35—0,45) $D$	(0,35—0,47) $D$
четыре клапана . . . . .	$d$	(0,28—0,33) $D$	(0,30—0,34) $D$	(0,32—0,36) $D$
Подъем (ход) клапана . . . . .	$h$	(0,18—0,26) $D$	(0,16—0,28) $D$	(0,22—0,30) $D$
Диаметр грибка . . . . .	$d_2$	(1,05—1,15) $d$	(1,06—1,12) $d$	—
Диаметр стержня . . . . .	$d_c$	(0,15—0,25) $d$	(0,20—0,28) $d$	(0,2—0,4) $d$
Толщина грибка . . . . .	$\delta$	(0,10—0,12) $d$	(0,08—0,12) $d$	—
Ширина опорной поверхности грибка в мм . . . . .	$e$	2,5—8	(0,08—0,12) $d$	(0,05—0,1) $d$
Диаметр корпуса . . . . .	$d_k$	(1,25—1,30) $d$	—	—
Диаметр наружной пружины . . . . .	—	—	(0,72—0,90) $d$	—
Диаметр внутренней пружины . . . . .	—	—	(0,50—0,75) $d$	—

При закрытом клапане в каком-либо из узлов механизма привода должен быть зазор для компенсации температурного удлинения звеньев привода и самого клапана. При отсутствии зазора это удлинение может привести к тому, что клапан не будет садиться на седло. При наличии зазора открытие и посадка клапана происходят с ударом, вызывающим дополнительные напряжения в деталях привода и, в частности, на поверхностях сопряжений звеньев. Наиболее уязвимым следует считать сопряжение клапана с седлом вследствие высокой температуры поверхностей и влияния газовой среды, способствующей коррозированию. Значительное влияние на износ седла оказывает скорость посадки клапана, которую для различных материалов ориентировочно можно допускать равной:

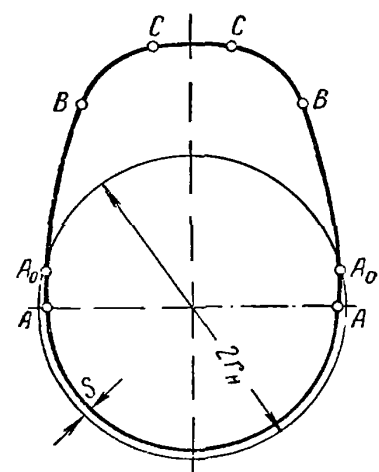
- Для чугунных седел . . . . . 0,3—0,4 м/сек
- " бронзовых " . . . . . 0,4—0,5 "
- " стальных " . . . . . 0,5—0,6 "
- " стальных стеллитированных . . . . . 0,7—0,8 "

Скорость посадки зависит от ускорения и величины температурного зазора.

При увеличении время-сечения, когда фазы открытия неизменны, ускорение и скорость посадки увеличиваются.

При конструировании профиля кулачка приходится выбирать необходимые геометрические соотношения, учитывая особенности конструкции двигателя и, в частности, его группы распределения: расположение распределительного вала, конструкцию передаточных механизмов.

Температурный зазор может быть дан наружу от начальной окружности или к центру начальной окружности. В последнем случае радиусом ( $r_n - s$ ), где  $r_n$  — радиус начальной окружности, а  $s$  — величина температурного зазора (в холодном состоянии) проводится внутренняя окружность, с которой профиль кулачка сопрягается кривыми  $AA_0$  (фиг. 153). Вид кривой  $AA_0$  не



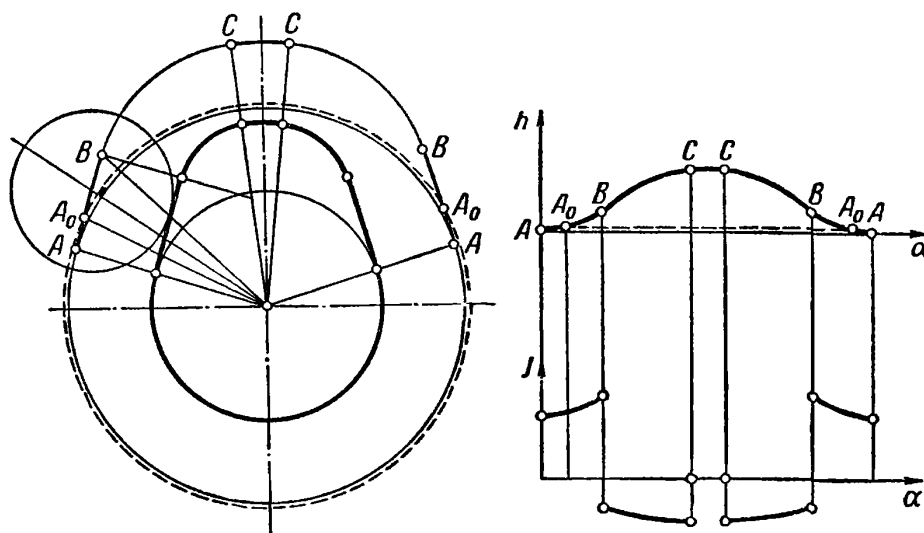
Фиг. 153. Профиль кулачка.

влияет на характер движения клапана. Нередко ее выполняют в виде дуги окружности; температурный зазор при таком изменении профиля остается прежним, а скорость открытия и посадки клапана уменьшается. На фиг. 153 показан профиль кулачка, в котором точки  $B$  соответствуют границам участков  $AB$  и  $BC$ , образованных разными радиусами. Участок  $CC$  соответствует постоянной величине подъема  $h$  клапана.

Величина зазора  $s$  в двигателях равна (в мм):

В стационарных и судовых	
для впускных клапанов . . . . .	0,3–1
" выпускных " . . . . .	0,5–2
В легких повышенной мощности, автомобильных и тракторных	
для впускных клапанов . . . . .	0,1–0,6
" выпускных " . . . . .	0,3–1,5

При заданных углах  $\alpha_1$  и  $\alpha_3$  опережения открытия и  $\alpha_2$  и  $\alpha_4$  запаздывания закрытия соответственно для впуска и выпуска нетрудно найти углы  $2\varphi_0$  действия кулачка.



Фиг. 154. Изменение кинематических параметров по углу поворота распределительного вала.

Для кулачка, управляющего впуском четырехтактного двигателя,

$$2\varphi_0 = \frac{\alpha_1 + 180^\circ + \alpha_2}{2}.$$

Для кулачка, управляющего выпуском, . . . . .

$$2\varphi_0 = \frac{\alpha_3 + 180^\circ + \alpha_4}{2}.$$

Если температурный зазор дан наружу от начальной окружности, угол  $2\varphi$ , соответствующий очертанию профиля, будет более угла действия на угол  $2\alpha_t$ , соответствующий прохождению роликом зазора  $s$  при подъеме и при закрытии клапана.

Таким образом, при симметричном профиле

$$\varphi = \varphi_0 + \alpha_t.$$

Иногда температурный зазор  $s$  включают в подъем клапана  $h$  толкателя.

На фиг. 154 показаны профиль симметричного кулачка и кривые подъема, скорости и ускорений по углу поворота распределительного вала. На фигуре видны границы участков как непосредственно на кулачке, так и на диаграмме

кинематических параметров. Для увеличения время-сечения следует осуществлять участок *СС* профиля, образованный дугой постоянного радиуса из центра начальной окружности (соответствующий постоянному наибольшему подъему толкателя).

В табл. 28 приведены средние конструктивные соотношения основных размеров распределительного вала, шайб и роликов толкателей.

Таблица 28

Средние конструктивные соотношения элементов распределительного вала

Параметры	Обозначение	Двигатели			
		стационарные и судовые	быстроходные стационарные и судовые	быстроходные легкие с наддувом	автомобильные и тракторные
Диаметр распределительного вала . . . . .	$d_p$	$(0,18—0,26) D$	$(0,15—0,2) D$	$(0,20—0,28) D$	$(0,15—0,2) D$
Диаметр канала полого вала . . . . .	—	—	$(0,5—0,7) d_p$	$(0,5—0,7) d_p$	—
Начальный диаметр кулачковой шайбы . . . . .	$d_n$	$(1,3—2,0) d_p$	—	—	—
Ширина кулачковой шайбы . . . . .	$b$	$(0,15—0,4) d_n$	—	—	—
Диаметр ролика	$d_p$	$(0,3—0,5) d_n$	—	—	—

После выбора фаз распределения и хода клапана следует строить профиль кулачка. При профилировании кулачка конструктор должен обеспечить:

- 1) наибольшее время-сечение, определяемое площадью диаграммы проходных сечений клапана по углу поворота вала;
- 2) рациональное для работы пружины протекание отрицательных ускорений по углу поворота вала;
- 3) рациональное в отношении прочности и износостойкости деталей передачи протекание положительных ускорений по углу поворота вала;
- 4) технологичность конструкции.

В двигателестроении применяют следующие профили кулачков:

Кулачки, построенные по выбранному закону движения; обычно косинусоидальные и параболические.

Кулачки, построенные по выбранной форме профиля, образованные дугами окружности и тангенциальные.

При построении кулачков первого вида задаются законами изменения пути и ускорения по углу поворота вала, оптимальными в отношении время-сечения и динамической напряженности.

Построение кулачков второго вида сводится к подбору радиусов дуг окружностей и прямых образующих профиль, которые должны обеспечить при достаточном время-сечении плавность сопряжений участков профиля и рациональный в отношении величины и изменения ускорений закон движения механизма.

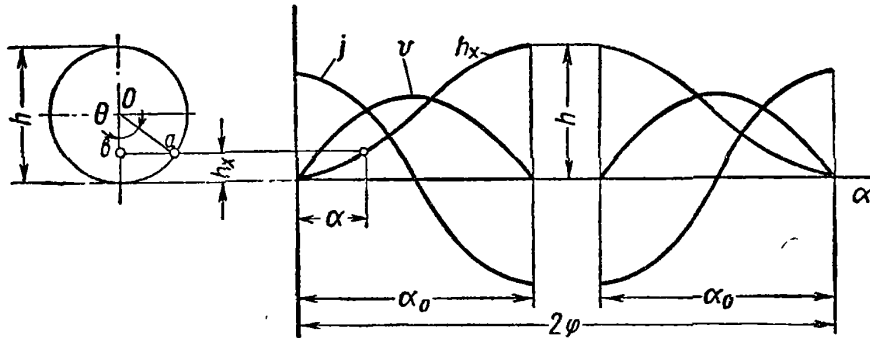
В двигателестроении наибольшее распространение получили кулачки второго типа, так как они более густы в изготовлении, профиль их составляется из дуг круга и прямых, что облегчает изготовление копиров. В то же время эти кулачки отличаются удовлетворительным протеканием кривых изменения ускорений. Следует иметь в виду, что отклонения от запроектированного профиля, получаемые в производстве, обуславливают изменение закона движения по сравнению с заданным при проектировании кулачка.

Отклонения от заданного закона получаются также вследствие неизбежной неравномерности вращения вала и вибраций элементов механизма передачи.

Рассмотрим кинематические зависимости, положенные в основу профилирования кулачков четырехтактных и двухтактных двигателей.

### Косинусоидальный профиль

Движение толкателя (или клапана) соответствует перемещению точки  $b$ , совершающей гармоническое движение с амплитудой, равной подъему толкателя  $h_T^*$  (фиг. 155). При повороте распределительного вала на угол  $\alpha_0$ ,



Фиг. 155. Кинематические параметры при косинусоидальном профиле кулачка.

вектор  $Oa$  соответственно поворачивается на угол  $180^\circ$ . При повороте распределительного вала на некоторый текущий угол  $\alpha$  вектор описывает угол

$$\theta = \frac{180}{\alpha_0} \alpha.$$

Величина текущего подъема  $h_x$  толкателя определяется выражением

$$h_x = \frac{h}{2} - \frac{h}{2} \cos \theta = \frac{h}{2} \left( 1 - \cos \frac{180}{\alpha_0} \alpha \right). \quad (147)$$

Скорость  $v$  и ускорение толкателя  $j$  определяют дифференцированием:

$$v = \frac{dh_x}{dt} = \frac{dh_x}{d\alpha} \omega_p = \frac{180}{\alpha_0} \omega_p \frac{h}{2} \sin \frac{180}{\alpha_0} \alpha, \quad (148)$$

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \omega_p = \left( \frac{180}{\alpha_0} \omega_p \right)^2 \frac{h}{2} \cos \frac{180}{\alpha_0} \alpha, \quad (149)$$

где  $\omega_p = \frac{d\alpha}{dt}$  — угловая скорость вращения распределительного вала.

На фиг. 155 показаны пути, скорости и ускорения толкателя. В начале открытия ( $\alpha = 0$ ).

$$v = 0;$$

$$j = j_{\max} = \left( \frac{180}{\alpha_0} \omega_p \right)^2 \frac{h}{2}.$$

\* В дальнейшем подъем  $h_T$  толкателя обозначен так же, как и подъем клапана  $h$ . Для получения действительной величины подъема  $h$  клапана необходимо сделать пересчет с учетом длины плеч рычага:  $h = h_T \frac{a}{b}$ , где  $a$  и  $b$  — плечи рычага.



В конце открытия ( $\alpha = \alpha_0$ )

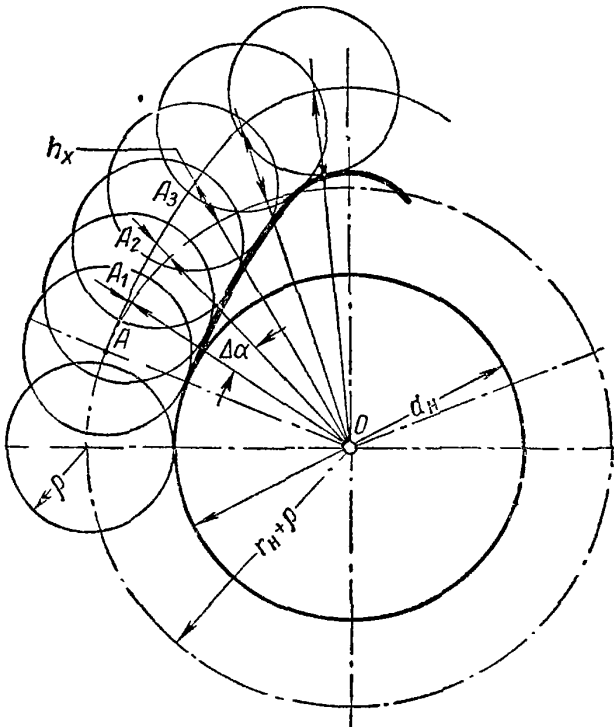
$$v = 0;$$

$$j = j_{\max} = -\left(\frac{180}{\alpha_0} \omega_p\right)^2 \frac{h}{2}$$

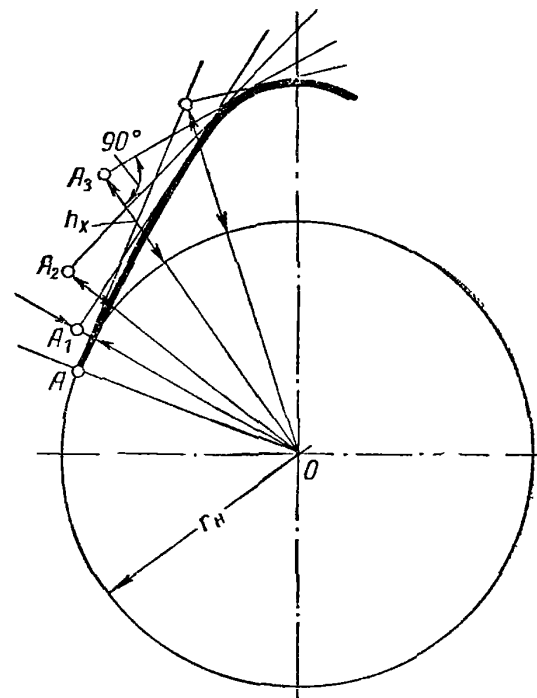
При  $\alpha = \frac{\alpha_0}{2}$

$$v = v_{\max} = \frac{180}{\alpha_0} \omega_p \frac{h}{2}; \quad j = 0.$$

Величины  $n$ ,  $h$  и  $\alpha_0$  должны быть заданы.



Фиг. 156. Схема построения кулачка с роликовым толкателем.



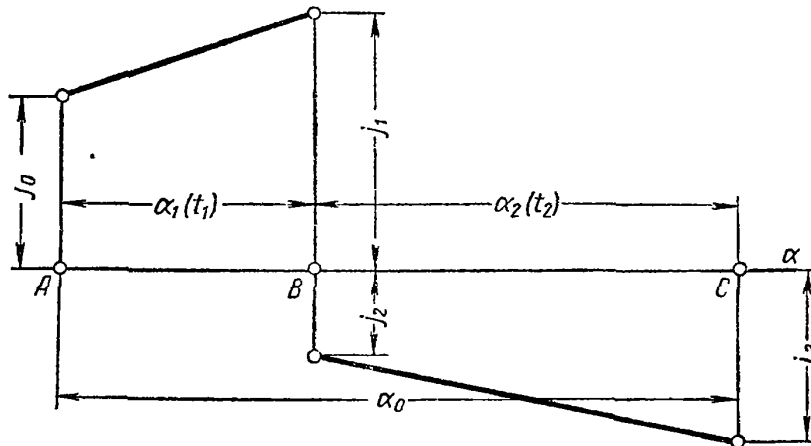
Фиг. 157. Схема построения кулачка с плоским толкателем.

При построении профиля (фиг. 156) наносят начальную окружность (и окружность зазора, если в величину  $h$  не включен температурный зазор) и проводят лучи под углами  $\varphi$  к оси симметрии кулачка. После этого угол  $\varphi$  делят на отрезки продолжительностью  $\Delta\alpha = 5-7^\circ$ . Через границы промежутков проводят лучи, на которых от окружности радиуса  $(r_n + \rho)$  откладывают соответствующие пути  $h_x$ , взятые из диаграммы фиг. 155. Из концов этих лучей  $A_1, A_2, A_3$  как из центров описывают ряд окружностей радиусом  $\rho$  ролика. Огибающая этих окружностей представляет собой искомый профиль кулачка.

При плоском толкателе на лучах от окружности радиуса  $r_n$  откладывают пути  $h_x$  (фиг. 157). В каждой из полученных точек проводят перпендикуляры к соответствующим лучам. В результате получается группа прямых, огибающая которых и является искомым профилем. Из фиг. 157 видно, что уже в начале подъема плоский толкатель находится в соприкосновении с вершиной кулачка. При применении плоского толкателя можно получить профиль с большим время-сечением; однако износ кулачка будет неравномерным, сосредоточенным на участке вершины профиля.

### Параболический профиль

Для изменения ускорения клапана по закону прямой линии клапан должен перемещаться по параболическому закону. Порядок параболы зависит от вида линии ускорения, которой задаются. Наиболее сложный профиль характеризуется протеканием линий ускорений по фиг. 158.



Фиг. 158. Изменение ускорений при параболическом кулачке в зависимости от угла поворота кривошипа.

Установим связь между параметрами движения толкателя и углом поворота распределительного вала для первого участка (от  $A$  до  $B$ ) и для второго участка (от  $B$  до  $C$ ).  
Первый участок. Скорость толкателя (или клапана)

$$v = \int_0^t j dt = \int_0^t \left( j_0 + \frac{j_1 - j_0}{t_1} t \right) dt = j_0 t + \frac{j_1 - j_0}{t_1} \frac{t^2}{2},$$

где  $j_0$  и  $j_1$  — ускорения в начале и конце первого участка.

Путь клапана

$$h_x = \int_0^t v dt = \int_0^t \left( j_0 t + \frac{j_1 - j_0}{t_1} \frac{t^2}{2} \right) dt = \frac{j_0 t^2}{2} + \frac{j_1 - j_0}{t_1} \frac{t^3}{6}.$$

Подставляя  $t = \frac{\alpha}{6n}$ , получаем:

$$v = \frac{\alpha}{12n} \left( 2j_0 + \frac{j_1 - j_0}{\alpha_1} \alpha \right),$$

$$h_x = \frac{\alpha^2}{216n^2} \left( 3j_0 + \frac{j_1 - j_0}{\alpha_1} \alpha \right),$$

при  $\alpha = \alpha_1$  (граница первого и второго участков)

$$v_1 = \frac{\alpha_1}{12n} (j_0 + j_1),$$

$$h_1 = \frac{\alpha_1^2}{216n^2} (2j_0 + j_1).$$

Второй участок. Отсчет угла ведем от точки  $B$ . Выражения для скорости и пути напишем по аналогии с первым участком. Учитывая, что в начале второго участка толкатель имеет скорость  $v_1$  и путь  $h_1$ , имеем

$$v = \frac{\alpha_1}{12n} (j_0 + j_1) - \frac{\alpha}{12n} \left( 2j_2 + \frac{j_3 - j_2}{\alpha_2} \alpha \right),$$

$$h_x = \frac{\alpha_1^2}{216n^2} (2j_0 + j_1) + \frac{\alpha^2}{216n^2} \left( 3j_2 + \frac{j_3 - j_2}{\alpha_2} \alpha \right),$$

где  $j_2$  и  $j_3$  — ускорения в начале и конце второго участка.

Когда клапан открыт полностью, скорость равна нулю, а путь — наибольшему подъему  $h$  толкателя

$$v = \frac{\alpha_1}{12n} (j_0 + j_1) - \frac{\alpha_2}{12n} (j_2 + j_3) = 0$$

или

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{j_0 + j_1}{j_2 + j_3}, \tag{150}$$

$$h = \frac{1}{216n^2} [(2j_0 + j_1) \alpha_1^2 + (2j_2 + j_3) \alpha_2^2]. \tag{151}$$

При профилировании кулачка известны  $n$ ,  $h$  и  $\alpha_0 = \alpha_1 + \alpha_2$ . Задаются величинами  $j$  и  $j_3$  и отношением  $\frac{\alpha_2}{\alpha_1}$ .

Для этих параметров можно считать справедливыми соотношения  $j_3 = (1,2 \div 1,5) j_2$ ;  $\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 1,5 \div 4$ .

Из уравнений (150) и (151) находят  $j_0$  и  $j_1$ . Иногда принимают  $j_0 = j_1$ . Построение профиля аналогично изложенному выше.

### Тангенциальный профиль

Тангенциальный профиль кулачка образуется касательной к начальной окружности и дугами окружности по остальному контуру (фиг. 159). В этом случае толкатель должен быть с роликом.

В приведенных ниже выводах и расчетных формулах температурный зазор  $s$  не включен в величину подъема  $h_x$  толкателя (он дан наружу от начальной окружности, пунктир на фиг. 159).

Угол  $\alpha_t$  поворота кулачка, соответствующий времени прохождения роликом зазора  $s$ , считая от точки  $A$ , определится из равенства

$$\cos \alpha_t = 1 + \frac{s}{r_n + \rho + s}.$$

Рассмотрим движение ролика по прямолинейному участку. Предполагаем, что кулачок неподвижен, а ролик катится по кулачку в сторону, обратную вращению распределительного вала.

На фиг. 159 показано положение ролика при произвольном угле  $\alpha$ , считая от точки  $A$  (центр ролика в точке  $A_1$ ). Из прямоугольного треугольника  $OAA_1$  нетрудно вывести выражение:

для пути толкателя

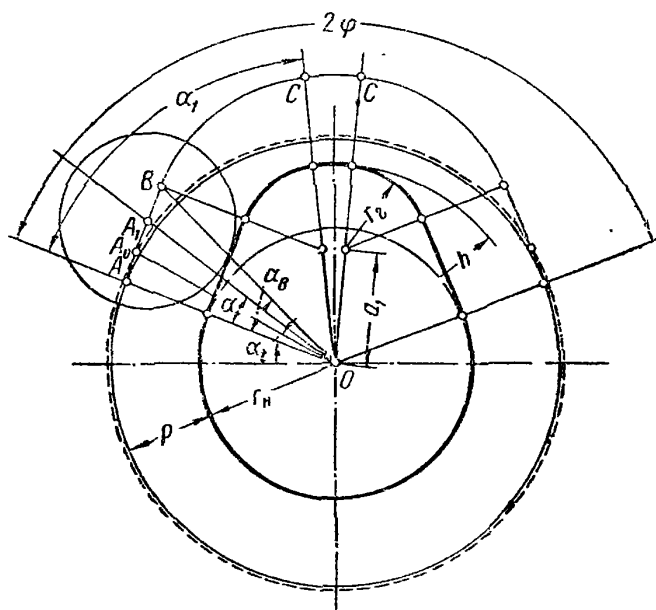
$$h_x = (r_n + \rho) \left( \frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) - s, \tag{152}$$

скорости

$$v = (r_n + \rho) \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \omega_p \tag{153}$$

и ускорения

$$j = (r_n + \rho) \omega_p^2 \frac{\cos^3 \alpha + 2 \cos \alpha \sin^2 \alpha}{\cos^4 \alpha} = (r_n + \rho) \omega_p^2 \frac{2 - \cos^2 \alpha}{\cos^3 \alpha}. \tag{154}$$



Фиг. 159. Тангенциальный кулачок.

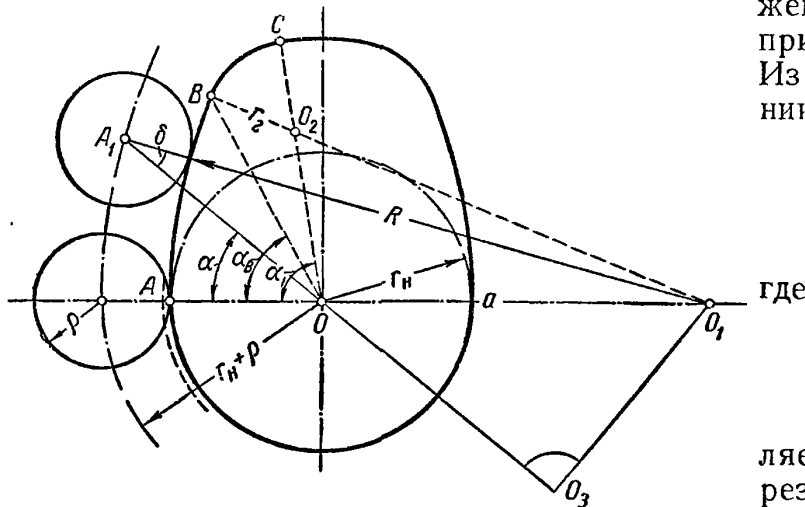
Ускорение в начальный момент ( $\alpha = 0$ )

$$j = (r_n + \rho) \omega_p^2.$$

Для движения по дуге  $BC$  профиля кулачка, образованного радиусом  $r_2$ , величины  $h_x$ ,  $v$  и  $j$  определяются из соотношений, выведенных при рассмотрении кулачков, образованных дугами окружности. Угол поворота кулачка  $\alpha_B$ , соответствующий прохождению роликом участка  $AB$ , определится из уравнения

$$\text{tg } \alpha_B = \frac{a_1}{r_n + \rho} \sin \alpha_1.$$

Профиль, образованный дугами окружности. Рассмотрим сначала выпуклый профиль (фиг. 160). На чертеже показано положение ролика на участке  $AB$  при произвольном угле  $\alpha$ . Из рассмотрения треугольника  $OA_1O_1$ , получаем



где

$$\frac{\sin \delta}{a} = \frac{\sin \alpha}{R + \rho};$$

$$\sin \alpha = x_1 \sin \delta,$$

$$x_1 = \frac{R + \rho}{a}.$$

Подъем ролика определяется, как разность отрезка  $A_1O$  и суммы радиусов  $r_n + \rho$ . Отрезок  $A_1O$  равен разности проекции на ось  $A_1O_3$  отрезков  $A_1O_1$

Фиг. 160. Выпуклый кулачок, образованный дугами окружности (ролик на участке  $AB$ ).

и  $OO_1$ . Заметим, что  $A_1O_1 = R + \rho$ ,  $OO_1 = R - r_n = a$ . Имеем

$$\begin{aligned} h_x &= (R + \rho) \cos \delta - a \cos \alpha - (\rho + r_n) - s = a(x_1 \cos \delta - \cos \alpha) - \\ & - (\rho + r_n) - s = a(x_1 \sqrt{1 - \sin^2 \delta} - \cos \alpha) - (\rho + r_n) - s, \\ h_x &= a \left( \sqrt{x_1^2 - \sin^2 \alpha} - \cos \alpha \right) - (\rho + r_n) - s. \end{aligned} \quad (155)$$

Скорость толкателя

$$v = \frac{dh}{d\alpha} \omega_p = a \sin \alpha \left( 1 - \frac{\cos \alpha}{\sqrt{x_1^2 - \sin^2 \alpha}} \right) \omega_p. \quad (156)$$

Ускорение толкателя

$$j = \frac{dv}{d\alpha} \omega_p = a \left[ \cos \alpha - \frac{x_1^2 (1 - x_1^2)}{(x_1^2 - \sin^2 \alpha)^{3/2}} \right] \omega_p^2. \quad (157)$$

Ускорение толкателя в начальный момент

$$j = a \frac{r_n + \rho}{R + \rho} \omega_p^2.$$

Угол  $\alpha_B$  поворота кулачка, соответствующий прохождению роликом толкателя участка  $AB$  кулачка, определим из уравнения

$$\text{tg } \alpha_B = \frac{x_1 \sin \phi}{x_1 \cos \phi - 1}$$

Вспомогательный угол  $\psi$  связан с геометрическими параметрами равенством

$$\cos \psi = 1 - \frac{h(r_H + 0,5h - r_2)}{a(R - r_2)}.$$

Если температурный зазор дан наружу от начальной окружности, как это бывает нередко (пунктир с точкой на фиг. 160), то угол поворота кулачка, соответствующий времени прохождения роликом зазора  $s$  (считая от точки  $A$ ), определим из равенства

$$\cos \alpha_t = 1 - \frac{(R + \rho + 0,5s)s}{a(r_H + \rho + s)}.$$

Для качения ролика по участку  $BC$  (фиг. 160, 161), образованному радиусом  $r_2$ , вывод расчетных соотношений аналогичен предыдущему.

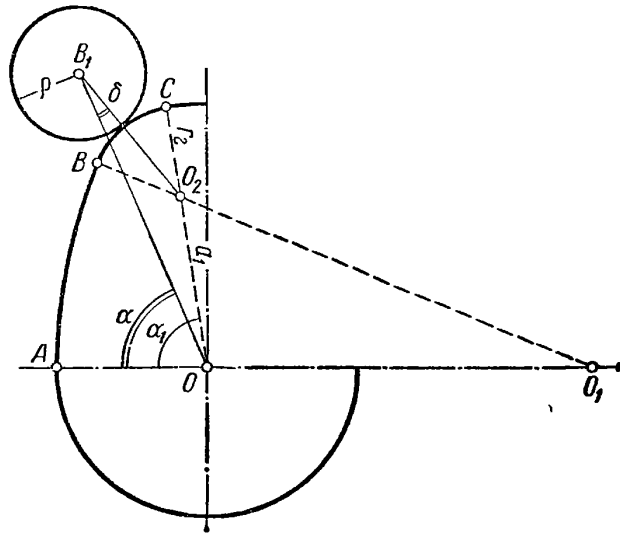
Из рассмотрения треугольника  $OB_1O_2$  (фиг. 161) получим

$$\frac{\sin \delta}{a_1} = \frac{\sin(\alpha_1 - \alpha)}{r_2 + \rho},$$

$$\sin(\alpha_1 - \alpha) = x_2 \sin \delta,$$

где

$$x_2 = \frac{r_2 + \rho}{a_1}.$$



Фиг. 161. Выпуклый кулачок, образованный дугами окружности (ролик на участке  $BC$ ).

Подъем ролика определяется как разность отрезков  $\overline{B_1O}$  и  $r_H + \rho$ . Отрезок  $\overline{B_1O}$  равен сумме проекций отрезков  $\overline{B_1O_2}$  и  $\overline{O_2O}$  на ось  $B_1O$  (фиг. 161)

$$\overline{B_1O_2} = r_2 + \rho; \quad \overline{O_2O} = a_1.$$

Имеем

$$\begin{aligned} h_x &= (r_2 + \rho) \cos \delta + a_1 \cos(\alpha_1 - \alpha) - (\rho + r_H) - s = \\ &= a_1 [x_2 \cos \delta + \cos(\alpha_1 - \alpha)] - (\rho + r_H) - s = \\ &= a_1 [x_2 \sqrt{1 - \sin^2 \delta} + \cos(\alpha_1 - \alpha)] - (\rho + r_H) - s; \\ h_x &= a_1 \left[ \sqrt{x_2^2 - \sin^2(\alpha_1 - \alpha)} + \cos(\alpha_1 - \alpha) \right] - (\rho + r_H) - s. \end{aligned} \quad (158)$$

Скорость толкателя

$$v = a_1 \sin(\alpha_1 - \alpha) \left[ 1 + \frac{\cos(\alpha_1 - \alpha)}{\sqrt{x_2^2 - \sin^2(\alpha_1 - \alpha)}} \right] \omega_p. \quad (159)$$

Ускорение толкателя

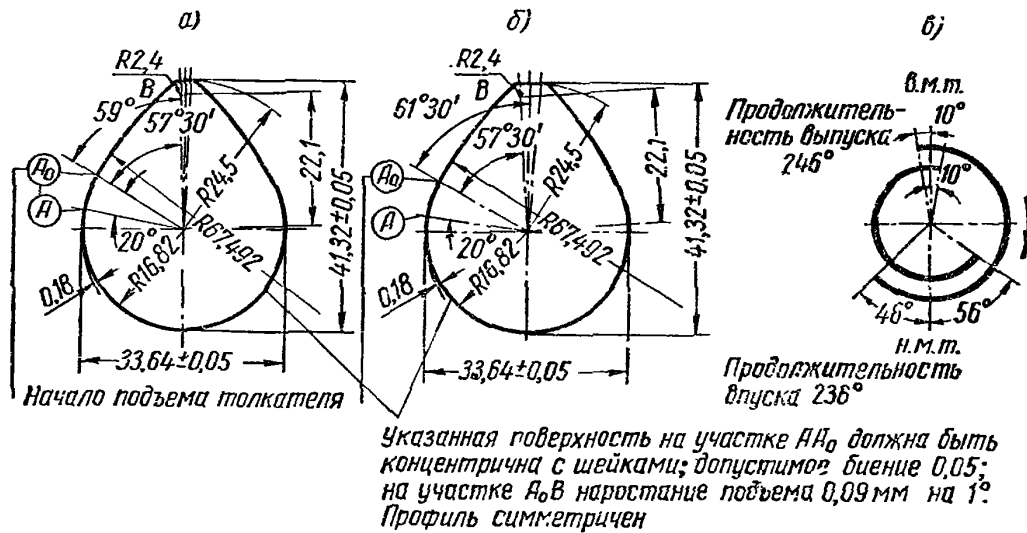
$$j = -a_1 \left\{ \cos(\alpha_1 - \alpha) + \sqrt{x_2^2 - \sin^2(\alpha_1 - \alpha)} + \frac{x_2^2(1 - x_2^2)}{\left[ x_2^2 - \sin^2(\alpha_1 - \alpha) \right]^{3/2}} \right\} \omega_p^2. \quad (160)$$

Ускорение толкателя в момент максимального подъема клапана ( $\alpha = \alpha_1$ )

$$j = -a_1 \left( 1 + \frac{1}{x_2} \right) \omega_p^2.$$

На фиг. 162 показан выпуклый кулачок, у которого температурный зазор (0,18 мм) дан к центру начальной окружности.

На фиг. 163 показан кулачок с профилем, вогнутым по дуге окружности на участке АВ. Вывод формул для расчета пути, скорости и ускорения толкателя аналогичен предыдущему.

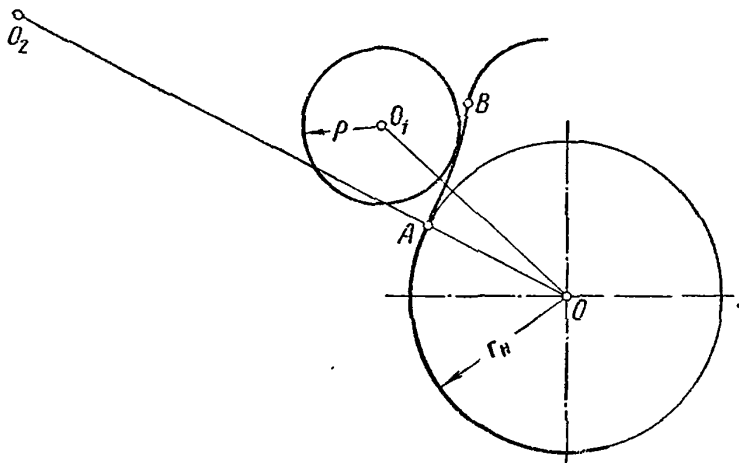


Фиг. 162. Кулачок тракторного двигателя:

а — профиль впускного кулачка; б — профиль выпускного кулачка; в — фазы распределения. (Размеры обрабатываемых поверхностей, не имеющие указания о допусках, выполнять с точностью  $\pm 0,25$ ).

Кулачок, образованный выпуклыми дугами окружности, применяют и при плоском толкателе.

Вывод формул для подъема плоского толкателя имеет много общего с выводом формул для роликового толкателя. На фиг. 164 показано положение толкателя на участке АВ при произвольном угле  $\alpha$ .



Фиг. 163. Вогнутый кулачок, образованный дугами окружности.

Угол  $\alpha_B$  поворота кулачка, соответствующий прохождению толкателем участка АВ, равен  $\varphi$  (фиг. 164).

Угол  $\alpha_t$  определяется из уравнения

$$\cos \alpha_t = 1 - \frac{s}{a}.$$

Подъем толкателя определяют как разность длины отрезка  $OA_1$  и радиуса начальной окружности  $r_n$  и зазора  $s$ . Длина отрезка  $OA_1$  равна  $R - a \cos \alpha$ .  
Имеем

$$h_x = R - a \cos \alpha - r_n - s = a(1 - \cos \alpha) - s; \quad (161)$$

$$v = a\omega_p \sin \alpha; \quad (162)$$

$$i = a\omega_p^2 \cos \alpha. \quad (163)$$

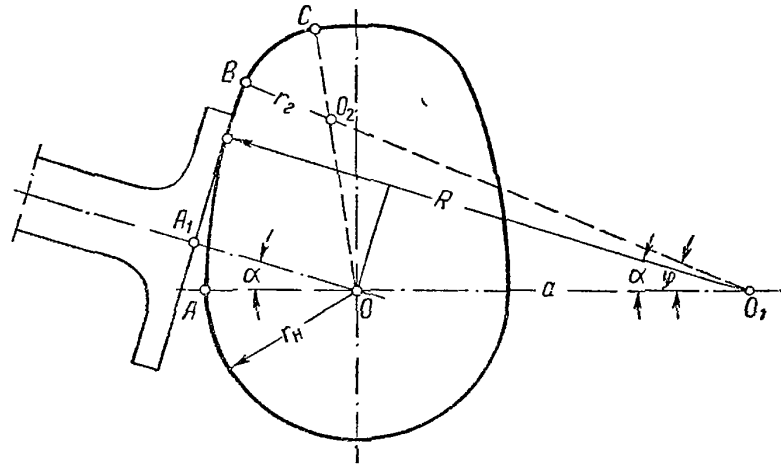
При положении толкателя на участке  $BC$  (фиг. 165) подъем толкателя определяют как разность длины отрезка  $OB_1$  и радиуса начальной окружности  $r_n$  и зазора  $s$ ; длина отрезка  $OB_1$  равна  $r_2 + a_1 \cos(\alpha_1 - \alpha)$ ,

$$h_x = r_2 + a_1 \cos(\alpha_1 - \alpha) - r_n - s, \quad (164)$$

$$v = a_1 \omega_p \sin(\alpha_1 - \alpha), \quad (165)$$

$$j = -a_1 \omega_p^2 \cos(\alpha_1 - \alpha). \quad (166)$$

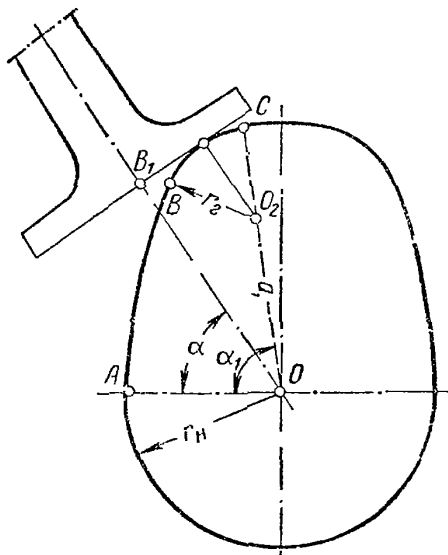
Следует отметить, что в начале подъема толкателя и в конце его посадки ускорения получаются высокими. Поэтому конструктор стремится выбрать величину радиуса  $R$  участка  $AB$  по возможности малой, вследствие чего обычно невозможно осуществить профиль с участком постоянного подъема.



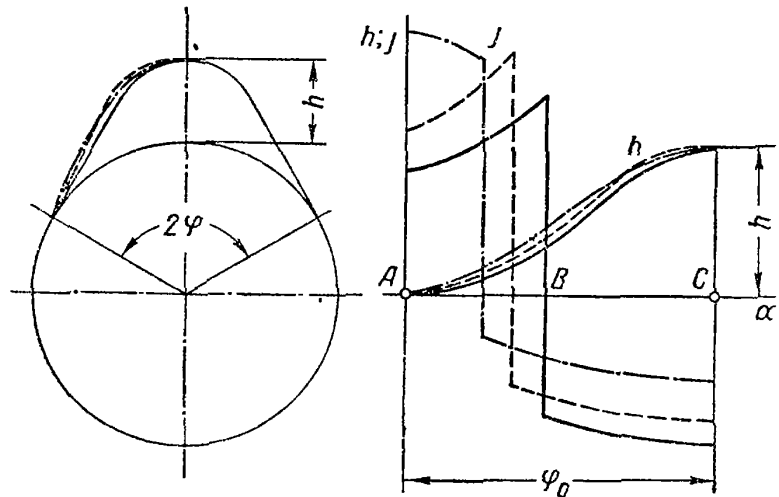
Фиг. 164. Движение толкателя с плоской тарелкой по дуге  $AB$  выпуклого кулачка.

Полный сравнительный анализ кулачков, по которому можно было бы сделать обобщенные выводы, провести чрезвычайно трудно вследствие многообразия геометрических и кинематических параметров, влияющих взаимно противоположно.

Общая оценка профилей кулачков тангенциального и образованных дугами окружности выпуклого и вогнутого при одинаковых подъеме  $h$  и угле действия  $2\varphi$  приводит к следующим выводам.



Фиг. 165. Движение толкателя с плоской тарелкой по дуге  $BC$  кулачка.



Фиг. 166. Сравнение профилей кулачков при одинаковых подъемах и углах действия.

1. Тангенциальный профиль сравнительно прост в изготовлении, отличается умеренным ускорением в начале подъема клапана (сплошные кривые на фиг. 166).

2. Кулачок, образованный выпуклыми дугами окружности (пунктир с точкой на фиг. 166), характеризуется весьма большим ускорением в начале подъема и в конце посадки. Это приводит к сильным ударам толкателя по клапану в момент начала подъема и клапана по седлу — в момент посадки, а

также усложняет конструирование деталей передаточного механизма. Однако время-сечение этого кулачка больше, чем тангенциального. Кроме того, данный кулачок отличается меньшим отрицательным ускорением, что облегчает конструирование пружин.

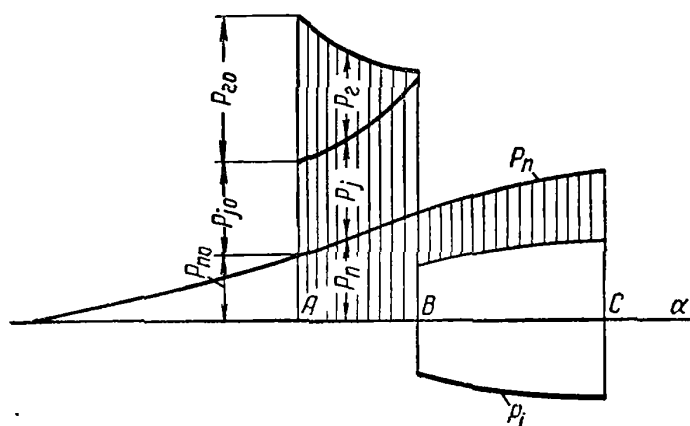
3. Кулачок, образованный вогнутыми дугами окружности (пунктир на фиг. 166), также характеризуется значительным время-сечением при несколько меньшем положительном ускорении, чем выпуклый. Отрицательное ускорение получается обычно большим, чем при выпуклом кулачке.

Параболический кулачок по геометрическим и кинематическим параметрам приближается к вогнутому, косинусоидальный — к выпуклому. Косинусоидальный кулачок отличается плавным изменением ускорения и скорости, вследствие чего получается безударная работа при достаточно большом время-сечении. Время-сечение параболического кулачка несколько меньше, чем косинусоидального.

#### § 4. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КЛАПАННОМ МЕХАНИЗМЕ

Для определения размеров деталей распределительного механизма необходимо знать силы, действующие в клапанном механизме.

Основными силами, нагружающими детали, являются силы давления



Фиг. 167. Изменение действующих на детали механизма распределения сил по углу поворота распределительного вала.

Полную силу, нагружающую детали механизма на первом участке (AB), определяют из равенства

$$P = P_2 + P_n + P_j.$$

При движении толкателя на втором участке BC сила инерции и сила пружины направлены в разные стороны. Сила пружины должна быть больше силы инерции на всем участке для предотвращения отрыва толкателя от кулачка и ударов в механизме распределения.

Для расчета деталей передаточного механизма следует массы движущихся частей приводить:

- 1) к оси клапана при расчете пружины (участок BC);
- 2) к оси толкателя при расчете штанги, толкателя и других деталей, испытывающих наибольшую нагрузку на участке AB.

Приведение масс производят из условия равенства моментов действующих сил относительно оси рычага.

Обозначим массу толкателя и штанги  $m_T$ , клапана —  $m_k$ , пружины —  $m_p$  (фиг. 168); момент инерции рычага относительно оси качания —  $J_p$ .

газов на грибок клапана, силы инерции движущихся деталей и силы пружины. Силы трения и вес деталей незначительны, и ими можно при расчете пренебречь.

На фиг. 167 показаны силы давления газов  $P_2$ , силы пружины  $P_n$  и силы инерции  $P_j$  в зависимости от угла поворота распределительного вала и схема суммирования этих сил (результатирующие ординаты заштрихованы).

В момент начала открытия клапана указанные силы соответственно равны  $P_{2o}$ ,  $P_{no}$  и  $P_{jo}$ .



Приведение масс к оси клапана проводят по следующей схеме.

Принимают с приближением плечи  $a$  и  $b$  рычага перпендикулярными оси клапана, а ось толкателя параллельной оси клапана.

1. Приведенную массу  $m'_T$  толкателя и штанги определяют приближенно из равенства моментов сил инерции

$$m'_T a j_k = m_T b j_T,$$

где  $j_k$  — ускорение клапана;  
 $j_T$  — ускорение толкателя.

$$m'_T = m_T \frac{b}{a} \frac{j_T}{j_k} = m_T$$

Вводя угловое ускорение  $\frac{d\omega_p}{dt}$  качания рычага, получают

$$m'_T a \frac{d\omega_p}{dt} a = m_T b \frac{d\omega_p}{dt} b,$$

откуда

$$m'_T = m_T \frac{b^2}{a^2}.$$

2. Приведенную массу  $m'_p$  рычага определяют из равенства

$$m'_p a^2 \frac{d\omega_p}{dt} = J_p \frac{d\omega_p}{dt}, \quad m'_p a^2 = J_p$$

откуда:

откуда

$$m'_p = \frac{J_p}{a^2}.$$

3. Приведенную массу пружины определяют из условия, что при движении клапана перемещения витков пружины неодинаковы: верхний виток пружины имеет перемещение, аналогичное перемещению клапана, нижний виток неподвижен. Допуская, что перемещения витков пропорциональны их расстоянию от неподвижного витка, нетрудно получить силу инерции всех витков пружины, равной

$$P_n = m_n \frac{j_k}{2},$$

где  $j_k$  — ускорение клапана.

Таким образом, действительную массу пружины следует заменить некоторой фиктивной  $\frac{m_n}{2}$ , движущейся по тому же закону, по которому движется клапан. В результате этого масса движущихся деталей, приведенная к оси клапана, равна

$$M_n = m'_T + m'_p + \frac{m_n}{2} + m_k,$$

где  $m_k$  — масса клапана.

Приведенная сила к оси клапана  $P = M_n j_k$ .

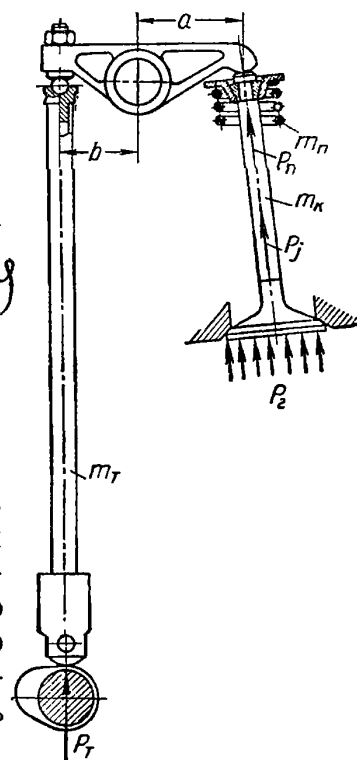
Аналогично приводят массы и к оси толкателя. В этом случае

$$M_T = m_T + m'_p + \frac{m'_n}{2} + m'_k, \quad (167)$$

где

$$m'_p = \frac{J_p}{b^2}; \quad m'_n = m_n \frac{a^2}{b^2};$$

$$m'_k = m_k \frac{a^2}{b^2}.$$



Фиг. 168. Схема клапанного механизма.

Приведенная сила к оси толкателя

$$P_T = M_T j_T,$$

где  $j_T$  — ускорение толкателя.

### § 5. РАСЧЕТ ПРУЖИН КЛАПАНА

При конструировании пружины целесообразно построить диаграмму изменения сил инерции по пути клапана. Для этого следует воспользоваться диаграммами изменения пути клапана и ускорения по углу поворота распределительного вала. Угол поворота, соответствующий периоду времени от начала подъема до полного, разбивают на участки через  $5^\circ$ . Для каждого из выбранных делений графически определяют величины  $h_x$  и  $j$  по указанным диаграммам. После нахождения силы инерции  $P_j$  для каждого из участков строят диаграмму изменения  $P_j$  по  $h_x$ .

На фиг. 169 показана подобная диаграмма. На диаграмму наносят прямую линию изменения сил пружины — характеристику пружины.

Пружины конструируют так, чтобы развиваемые ими силы на 30—100% превышали наибольшие силы инерции на участке  $BC$  диаграммы (фиг. 167). Это объясняется тем, что действительные силы инерции могут значительно отличаться от расчетных вследствие возможных неточностей изготовления профиля кулачка, а также влияния упругости элементов распределительного механизма. Кроме того, следует иметь в виду, что обычный расчет пружин является весьма приближенным. Величину наибольшей силы пружины выбирают для двигателей следующей:

Стационарных и судовых . . . . .	$P_n = (1,3 \div 1,5) P_j$
Быстроходных судовых и автотракторных . . . . .	$P_n = (1,5 \div 1,7) P_j$
Легких повышенной мощности . . . . .	$P_n = (1,5 \div 2,0) P_j$

В этом случае  $P_j$  — сила инерции при полностью открытом клапане (точка  $C$ , фиг. 167).

При расчете пружины выбирают число витков  $i$  и внешний  $d_n$  или средний  $d_{cp}$  диаметры пружины. Нередко задаются величиной  $f$  прогиба пружины, соответствующего максимальной силе  $P_n$

$$f \approx (1,5 \div 3,5) h.$$

Искомыми являются толщина проволоки  $\delta$  и напряжение при полном открытии клапана (или прогиб  $f$ ).

Основные расчетные уравнения (деформации и напряжения):

$$P_n = m \frac{G \delta^4}{8 i d_{cp}^3} f; \quad (168)$$

$$\tau = \alpha \frac{8 d_{cp} P_n}{\pi \delta^3}, \quad (169)$$

где  $i$  — число рабочих витков пружины;

$G$  — модуль упругости второго рода, принимаемый обычно равным  $800\,000 \text{ кг/см}^2$ ;

$m$  — коэффициент, учитывающий влияние перерезывающих сил, зависящий от величины  $c = \frac{d_{cp}}{\delta}$ , который с достаточной точностью может быть принят равным 0,95. При расчете очень часто принимают  $m = 1$ ;

$\alpha$  — коэффициент, зависящий от  $c$ .

$$\alpha = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c}.$$

Допускаемые значения  $\tau$  для двигателей в  $кг/см^2$ :

Стационарных и судовых . . . . .	2500—3500
Быстроходных судовых, автомобильных и тракторных	3500—4300
Легких повышенной мощности . . . . .	4200—5500

По формулам (168) и (169) определяют величины  $P_n$  и  $\delta$  или  $f$ . Полученное значение  $\delta$  изменяют до величины диаметра стандартной проволоки, наиболее близкого к расчетному, и снова пересчитывают пружину.

На основе результатов расчета можно построить характеристику пружины и установить значение  $P_{n0}$  при закрытом клапане (фиг. 167 и 169).

Значение  $P_{n0}$  можно определить и из соотношения

$$P_{n0} = P_n \frac{f-h}{f}. \quad (170)$$

Сила пружин выпускного клапана должна быть достаточной для удержания клапана в закрытом состоянии во время хода впуска. В двигателях с внешним смесеобразованием разрежение в цилиндре доходит до 0,4—0,5  $кг/см^2$ .

Следовательно, пружины должны развивать при закрытом клапане силу, при которой удельное давление  $p$  на единицу площади грибка клапана было бы не менее 0,5  $кг/см^2$ . В двигателях с воспламенением от сжатия данная сила меньше ( $p = 0,3 \div 0,2$   $кг/см^2$ ).

В крупных двигателях необходимо учесть, кроме того, вес клапана  $G_k$

$$P_{n0} \geq p \frac{\pi d_2^2}{4} + G_k. \quad (171)$$

Пружины впускного клапана двигателя с наддувом должны развивать силу, предотвращающую преждевременное открытие клапана

$$P_{n0} \geq \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_c^2) (p_k - p_r), \quad (172)$$

где  $p_k$  — давление наддува;

$p_r$  — давление в цилиндре при процессе выпуска (минимальное).

Величина  $P_{n0}$  должна быть достаточно большой и для того, чтобы предотвратить «подпрыгивание» клапана после посадки.

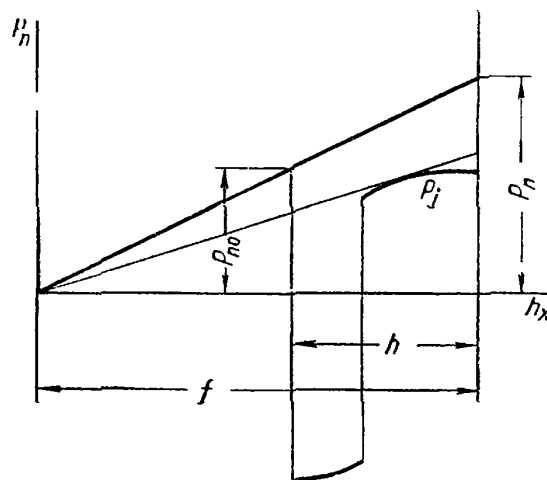
По построенной характеристике можно проверить запас силы пружины, для чего необходимо провести касательную к кривой сил инерции из нулевой точки характеристики пружины (фиг. 169). Минимальный запас силы пружины получится в точке касания.

Необходимо также провести расчет запаса прочности пружины с учетом влияния переменной по величине силы, нагружающей пружины и вызывающей явление усталости. Запас прочности определяют по уравнению (10).

Напряжение  $\tau_{max}$  при полном открытии клапана находят по формуле (169); напряжение  $\tau_{min}$  при закрытом клапане определяют из соотношения

$$\tau_{min} = \tau_{max} \frac{f-h}{f}.$$

Расчет на усталость осложняется недостаточностью экспериментальных данных о пределах выносливости при кручении пружинных сталей.



Фиг. 169. Изменение сил инерции и силы пружины по подъему клапана.

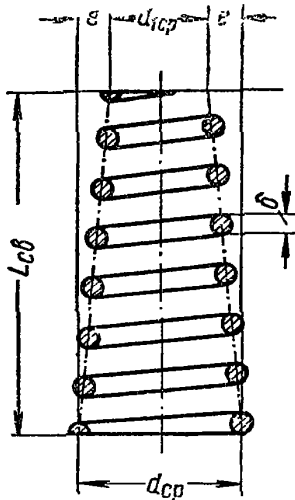
При расчете пружин легких двигателей повышенной мощности можно брать следующие данные для пределов усталости (хромованадиевая сталь)

$$\tau_{-1} = 3400 \text{ кг/см}^2; \quad \tau_0 = 5300 \text{ кг/см}^2.$$

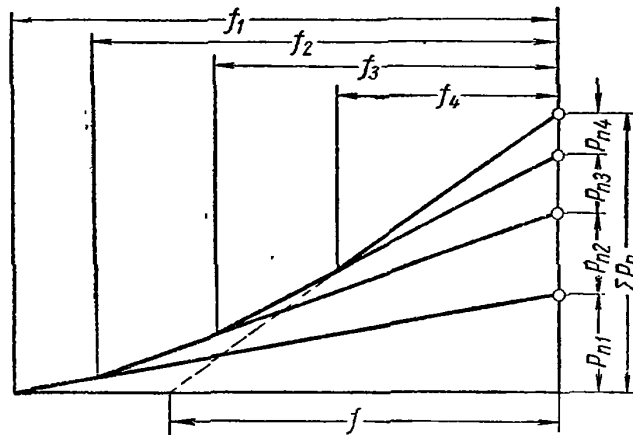
Длину пружины  $L_{св}$  в свободном состоянии определяют из выражения:

$$L_{св} = (i + 2)\delta + f + \Delta i,$$

где  $\Delta$  — зазор между витками пружины при закрытом клапане, зависящий от размеров пружины;  $\Delta = 0,3 \div 1 \text{ мм}$ .



Фиг. 170. Схема конической пружины.



Фиг. 171. Схема изменения сил при нескольких пружинах.

Коническую пружину рассчитывают по следующим формулам:

$$P_{n1} = m \frac{G\delta^4}{8i} \frac{f}{d_{cp}^3 - 3d_{1cp}^2e + 4d_{cp}e^2 - 2e^3}, \quad (173)$$

$$\tau = \frac{k\delta d_{cp} P_n}{\pi\delta^3},$$

где  $e = d_{cp} - d_{1cp}$  — разность между максимальным и минимальным средними диаметрами витков пружины (фиг. 170).

Провести точный расчет пружин на резонанс чрезвычайно трудно. Обычно расчет сводится к определению числа свободных колебаний  $n_c$  пружины в минуту и отношения числа свободных колебаний к числу  $n_p$  оборотов распределительного вала в минуту.

Отношение  $\frac{n_c}{n_p}$  должно быть не менее 8.

Число свободных колебаний пружины определяют по формуле

$$n_c = 2,08 \cdot 10^6 \frac{\delta}{i d_{cp}^2},$$

где  $\delta$  — толщина проволоки в см;

$d_{cp}$  — средний диаметр пружины в см.

Величина  $n_c$  не должна быть кратной  $n_p$ .

В случае нескольких пружин, суммарная сила которых равна  $\Sigma P_n$ , их заменяют одной эквивалентной (фиг. 171), считая жесткость  $C$  эквивалентной пружины, равной сумме жесткостей отдельных пружин,

$$C = C_1 + C_2 + \dots + C_l = \frac{P_{n1}}{f_1} + \frac{P_{n2}}{f_2} + \dots + \frac{P_{nl}}{f_l}.$$

Наибольшая сила эквивалентной пружины равна сумме наибольших сил отдельных пружин. Соответствующий этой силе прогиб  $f$  эквивалентной пружины получается равным

$$f = \frac{\sum P_n}{C}. \quad (174)$$

Сила эквивалентной пружины в момент начала подъема клапана равна

$$\sum P_{no} = \sum P_n \frac{f-h}{f} = \sum P_n - \sum P_n \frac{h}{f} = \sum P_n - Ch. \quad (175)$$

### § 6. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧИ

Предварительные размеры деталей распределительного механизма определяют после выбора схемы распределения, расположения основных деталей и выполнения эскиза этих деталей. Задачу приходится в каждом конкретном случае решать, учитывая технические требования к проектируемому двигателю и конструктивные данные выполненных двигателей.

После определения действующих в механизме усилий рассчитывают на прочность его детали. На основе этого расчета корректируют выбранные размеры.

Силу  $P_z$  давления газов в цилиндре при открытом выпускном клапане (фиг. 167) определяют из уравнений, данных в курсе «Теория двигателей»<sup>1</sup>. Силы пружины  $P_n$  или  $\sum P_n$  определяют по диаграмме (фиг. 169 и 171).

Не всегда наибольшая сила возникает в момент начала открытия клапана (точка  $A$  на фиг. 167). В частности, при вогнутом кулачке сила в конце первого участка может быть больше, чем в момент открытия клапана.

На фиг. 172 показано разложение силы

$$P_T = P \frac{a}{b} = (P_z + P_j + \sum P_n) \frac{a}{b},$$

действующей по оси толкателя на составляющие  $N$  и  $S$  при произвольном угле поворота распределительного вала. Сила  $N$  оказывает давление на направляющую, сила  $S$  нагружает вал.

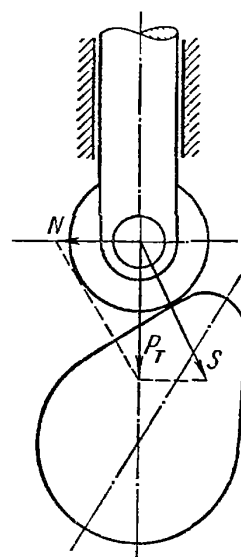
Метод расчета грибка клапана как плоского диска, свободно опертого по контуру и нагруженного равномерно распределенным давлением  $p_z$ , не может считаться обоснованным, так как не учитывает влияния ряда факторов (влияния стержня, температурных напряжений). Расчет стержня клапана при наличии центрального действия силы или близкого к центральному (фиг. 173) при тех же допущениях также нельзя считать обоснованным.

Рычаг клапана рассчитывают на изгиб и сжатие от максимальных действующих на него сил. Расчетными сечениями являются сечение  $AA$  со стороны клапана и сечение  $BB$  со стороны распределительного вала (фиг. 173 и 174).

Суммарное напряжение в сечении  $AA$

$$\sigma = \frac{Pa_1}{W_A} + \frac{P \cos \varphi}{F_A}, \quad (176)$$

где  $W_A$  и  $F_A$  — соответственно момент сопротивления и площадь сечения рычага клапана.



Фиг. 172. Силы, действующие на направляющую и на распределительный вал.

<sup>1</sup> А. С. Орлин, Г. Г. Калыш и др., Двигатели внутреннего сгорания, т. 1, Машгиз, 1951.

Суммарное напряжение в сечении ББ:

$$\sigma = \frac{P_T b_1}{W_B} + \frac{P_T \cos \varphi}{F_B}. \quad (177)$$

Допускаемые напряжения  $\sigma$  в кг/см<sup>2</sup>:

Литая сталь . . . . .	400—500
Кованая сталь (углеродистая) . . . . .	600—800
Легированная сталь . . . . .	1000—2000
Легкие сплавы, чугун . . . . .	200—250

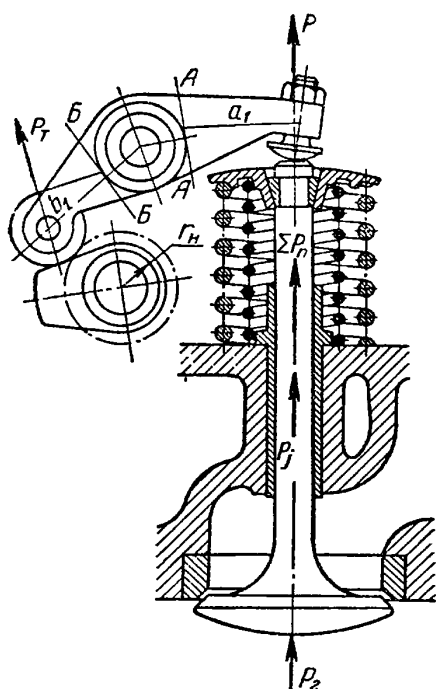
Если кулачок воздействует непосредственно на тарелку (фиг. 175) клапана, стержень рассчитывают на сжатие и изгиб силой  $P$  в момент перехода положительных ускорений в отрицательные. Суммарное напряжение в стержне получают равным

$$\sigma = \frac{P}{F_K} + \frac{Pc}{W_K}, \quad (178)$$

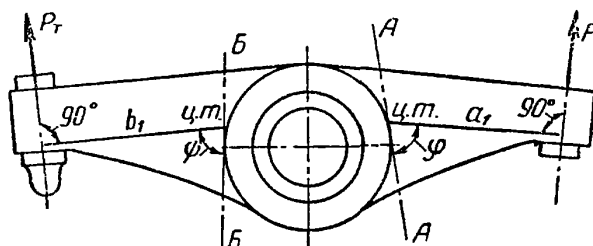
где  $F_K$  и  $W_K$  — соответственно площадь сечения и момент сопротивления, отнесенные к внутреннему диаметру стержня клапана (сечение XX);

$c$  — плечо действия силы  $P$

$$P = P_{jk} + P_z + \sum P_n,$$



Фиг. 173. Схема действия сил на стержень и рычаг.



Фиг. 174. К расчету рычага клапана.

где  $P_{jk}$  — сила инерции клапана при указанном выше его положении;  
 $P_z$  — сила давления газов;  
 $\sum P_n$  — сила пружин.

Такую конструкцию применяют в ряде легких двигателей повышенной литровой мощности. Для них  $\sigma$  лежит в пределах 1600—3000 кг/см<sup>2</sup>.

В случае привода клапана посредством траверсы (фиг. 176) шток траверсы рассчитывают на изгиб от силы  $P = S_1$ , действующей в направлении, перпендикулярном оси траверсы при положении, соответствующем наибольшему значению изгибающего момента  $S_1 e$

$$\sigma_u = \frac{S_1 e}{W_u}, \quad (179)$$

где  $W_u$  — момент сопротивления расчетного сечения УУ штока на изгиб.

У выполненных двигателей максимальное значение  $\sigma_u$  лежит в пределах 1000—2000 кг/см<sup>2</sup>.

Силу  $S_1$  определяют при известной силе  $S_2$ , действующей по оси траверсы, и угле  $\varphi$  (фиг. 176)

$$S_2 = 2P_{jk} + 2P_z + 2\sum P_{np} + P_{jm},$$

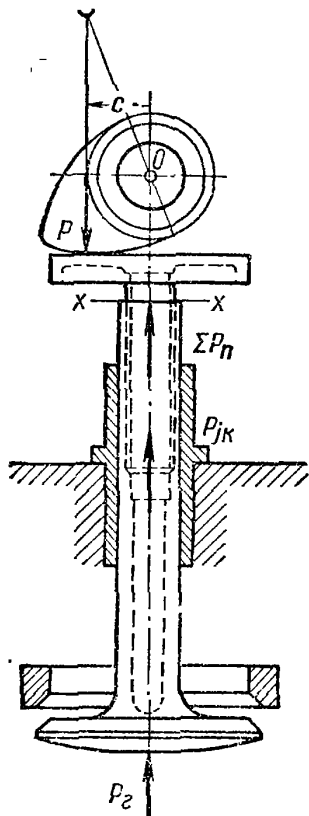
где  $P_{jm} = m_m j_m$  — сила инерции траверсы;  
 $m_m$  и  $j_m$  — соответственно масса и ускорение траверсы

$$S_1 = S_2 \operatorname{tg} \varphi.$$

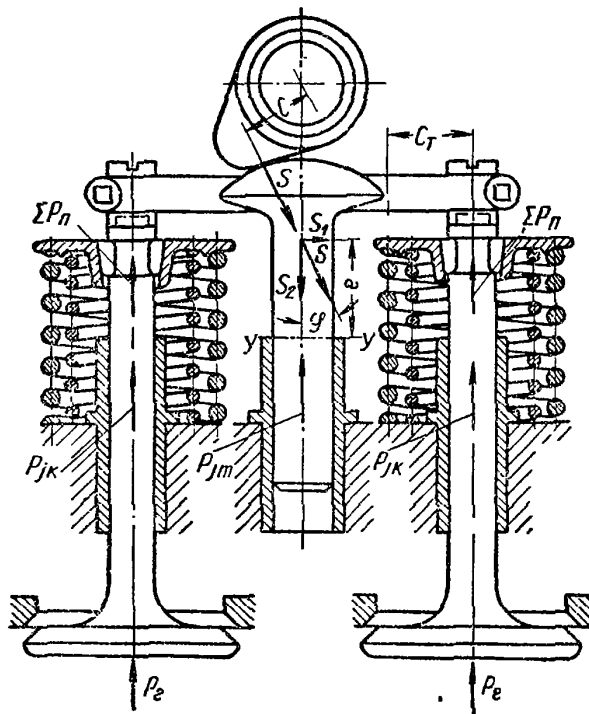
Сила  $S$  действует на подушку траверсы

$$S = \frac{S_2}{\cos \varphi}.$$

Крутящий момент  $M_k$  на распределительном валу от силы  $S$  равен  $S_c$ , где  $c$  — плечо силы давления кулачка на траверсу относительно оси кулачка.



Фиг. 175. Схема действия сил на стержень клапана при непосредственном приводе.



Фиг. 176. Схема действия сил при передаче движения с помощью траверсы.

Удельное давление  $k$  на направляющую траверсы определяют аналогично давлению на направляющую толкателя.

Плечо траверсы рассчитывают на изгиб как консольную балку, зафиксированную у штока траверсы. Нагружающая сила  $P$ , действующая по оси клапана, имеет наибольшее значение в момент открытия выпускного клапана.

Напряжение в сечении, расположенном на расстоянии  $c_T$  от оси клапана (фиг. 176):

$$\sigma_u = \frac{P c_T}{W_T} = \frac{(P_{jk} + P_2 + \sum P_n) c_T}{W_T}, \quad (180)$$

где  $W_T$  — момент сопротивления сечения траверсы;

$c_T$  — плечо силы  $P$ .

В траверсах, выполненных двигателями,  $\sigma_u$  лежит в пределах 500 — 800 кг/см<sup>2</sup>.

Шарнир толкателя и ударник клапана проверяют на максимальную силу  $P_T$ , действующую по оси толкателя или по оси клапана.

Для толкателя (фиг. 177)

$$\sigma = 0,388 \sqrt[3]{P_T E^2 \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)}, \quad (181)$$

где  $r_1$  и  $r_2$  — соответственно радиусы тяги и толкателя.

Для ударника клапана  $r_1 = R$ ;  $r_2 = \infty$ .

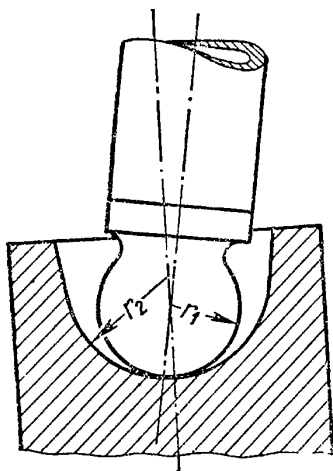
$$\sigma = 0,388 \sqrt[3]{\frac{P_T E^2}{R}}, \quad (182)$$

где  $r_1$ ,  $r_2$  и  $R$  в см;

$E$  — модуль упругости в кг/см<sup>2</sup>.

У выполненных двигателей  $\sigma$  в кг/см<sup>2</sup>:

Стационарных и судовых . . . . .	10 000—12 000
Автомобильных и тракторных . . . . .	10 000—15 000



Фиг. 177. К расчету толкателя и ударника клапана.

Напряжение на профиле кулачка определяют по формуле

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{P E}{b} \left( \frac{1}{r} \pm \frac{1}{R} \right)}, \quad (183)$$

где  $P_T$  — сила, действующая на кулачок в кг;

$r$  — радиус дуги толкателя в см;

$R$  — радиус дуги кулачка в см;

$b$  — ширина кулачка в см;

$E$  — модуль упругости в кг/см<sup>2</sup>.

Для кулачка с выпуклым профилем берут знак плюс, для кулачка с вогнутым профилем — минус, для тангенциального кулачка  $R = \infty$  и, следовательно, второе слагаемое в скобках обращается в ноль.

В случае двигателя, работающего на переменном скоростном режиме, силу  $P_T$  определяют в двух вариантах: с учетом всех действующих в механизме сил и без учета сил инерции (для режимов работы двигателей на малых числах оборотов вала).

Допускаемые напряжения сжатия  $\sigma$  в кг/см<sup>2</sup>, обычно на цементованной и закаленной поверхностях, равны для двигателей:

Стационарных и судовых . . . . .	6 000—9 000
Автомобильных и тракторных . . . . .	8 000—12 000

Тягу толкателя проверяют на продольный изгиб. Обычно в данном случае справедлива формула Эйлера, так как

$$\frac{L}{i} > \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma}};$$

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{L_T^2},$$

где  $P_{кр}$  — критическая сила;

$J$  — момент инерции среднего сечения (тяги);

$L_T$  — длина тяги.

Запас устойчивости

$$n = \frac{P_{кр}}{P_T}. \quad (184)$$



Значения  $n$  в двигателях:

- Стационарных и судовых . . . . . 4—6
- Быстроходных судовых, автомобильных и тракторных . . . . . 3—5
- Легких повышенной мощности . . . . . 2,5—3

Оси рычагов и роликов рассчитывают на удельные давления и изгиб, а также на срез, принимая нагрузки равномерно распределенными по длине втулок.

Удельное давление на втулке рычага или ролика (фиг. 178)

$$k_1 = \frac{P_T}{ld} \quad (185)$$

Удельное давление на опорах

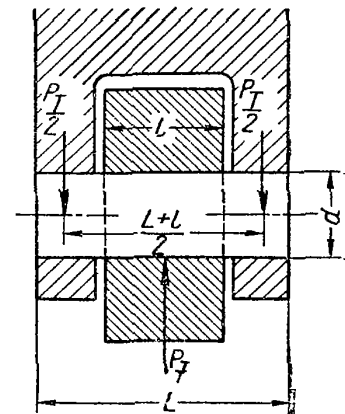
$$k_2 = \frac{P_T}{(L-l)d} \quad (186)$$

Напряжение среза

$$\tau = \frac{P_T}{2F_0} \quad (187)$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{P_T(L+l)}{8W_0} \quad (188)$$



Фиг. 178. Схема нагружения втулки ролика или рычага.

где  $F_0$  и  $W_0$  — площадь поперечного сечения и момент сопротивления изгибу оси.

Напряжения в выполненных конструкциях двигателей приведены в табл. 29.

Таблица 29

Напряжения в выполненных конструкциях двигателей

Тип двигателя	Напряжения в кг/см <sup>2</sup> до			
	$k_1$	$k_2$	$\tau$	$\sigma_u$
Стационарные, судовые, автомобильные и тракторные	800	1000	500	1800
Форсированные	1200	1800	900	3500

Направляющая толкателя подвергается действию изгибающего момента от силы  $N$ , приложенной к оси втулки, вызывающего смятие и износ втулки. При расчете принимают, что нагрузка на направляющую изменяется по длине втулки по закону прямой (фиг. 179). Максимальные напряжения возникают у концов втулки.

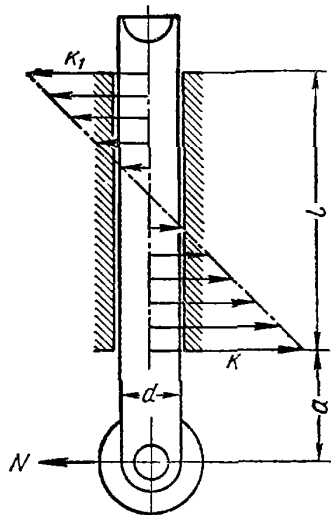
Используя уравнения проекций сил на направление, перпендикулярное оси толкателя, и моментов относительно центра ролика, а также условие подобия заштрихованных треугольников, нетрудно получить формулы для определения удельных давлений у концов втулки.

Наибольшее удельное давление  $k$  получается у нижнего конца (удельное давление  $k_1$  у верхнего конца меньше  $k$ )

$$k = \frac{2P_T}{dl} \cdot \frac{3a + 2l}{l}. \quad (189)$$

Для бронзовых втулок значения  $k$  лежат в пределах 30—50 кг/см<sup>2</sup>.

Расчет распределительного вала на прочность во многом аналогичен расчету коленчатого вала. Распределительный вал разрезают на отдельные участки плоскостями, перпендикулярными его оси, проходящими через середины опор. Расчет на прочность ведут для того участка, в котором возникают наибольшие изгибающий момент от силы  $P_T$  и суммарный крутящий момент, передаваемый через данный участок. Величина максимального напряжения, однако, не показательна, так как надежность работы вала определяется его жесткостью, вследствие чего расчет на прочность распределительного вала проводят очень редко. При таком расчете напряжение принимают в пределах 500—1500 кг/см<sup>2</sup> в зависимости от типа двигателя и материала вала. Иногда подсчитывают величину условного напряжения, считая, что вал нагружен только крутящим моментом, равным 3—4% от крутящего момента двигателя.



Фиг. 179. Схема нагружения направляющей толкателя.

Чаше определяют приближенно прогиб  $f$  вала в точке приложения сосредоточенной силы  $P_T$ , рассматривая участок вала как балку, свободно лежащую на опорах. Для тяжелых двигателей  $f = 0,05 \div 0,2$  мм, для легких  $f = 0,02 \div 0,1$  мм.

## § 7. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ В ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Впускные органы двухтактных двигателей выполняют обычно в виде окон (щелей). Схему газораспределения, при которой впуск воздуха осуществляется через клапаны, расположенные в крышке цилиндра, уже давно не применяют вследствие ряда недостатков этой схемы. Впускные органы выполняют в виде окон или в виде клапанов.

Основные требования, которым должны удовлетворять впускные (продувочные) органы, сводятся к следующим:

1) время-сечение впускных органов должно быть достаточным, чтобы пропускать необходимое количество воздуха для продувки и наполнения цилиндра;

2) форма продувочных окон должна обеспечивать заданное направление потока воздуха в цилиндре для получения хорошей очистки цилиндра и завихривания заряда для улучшения смесеобразования;

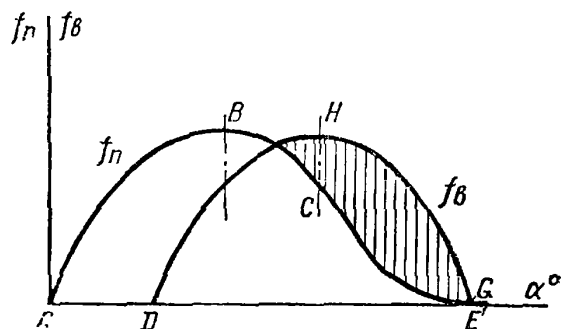
3) размеры продувочных окон и фазы их открытия должны быть выбраны таким образом, чтобы при достаточно большом время-сечении был ограничен заброс продуктов сгорания в ресивер продувочного воздуха; заброс продуктов сгорания, допускаемый обычно в начале открытия окон, обуславливает смешивание продуктов сгорания с воздухом, его нагрев и задержку поступления в цилиндр;

4) кривая изменения площади открытия впускных органов по времени должна характеризоваться по возможности быстрым изменением этой площади в начале открытия и конце закрытия.

Для выпускных органов основными требованиями являются следующие:  
 1) время-сечение должно быть достаточно для выпуска продуктов сгорания (включая часть продувочного воздуха, попадающего в выпускную систему); при этом момент начала открытия выпускных органов должен быть согласован с величиной общего необходимого время-сечения выпуска и с величиной время-сечения предварения выпуска;

2) кривая изменения площади открытия выпускных органов по времени должна характеризоваться быстрым увеличением этой площади в начале открытия.

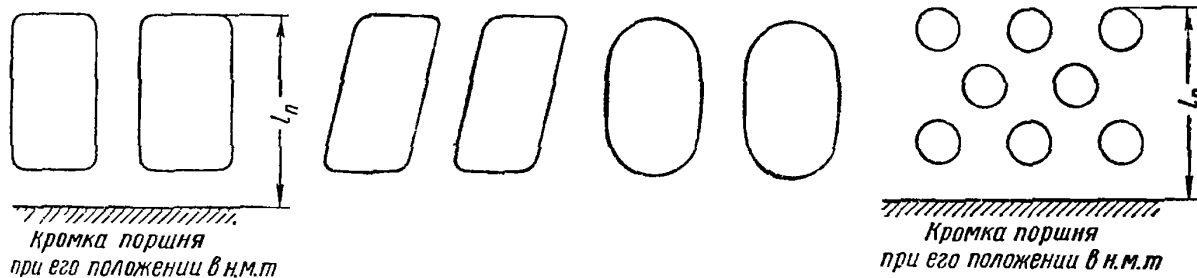
Кривые изменения площадей открытия  $f_n$  продувочных и  $f_v$  выпускных органов для лучшей очистки и наполнения и большего разделения этих двух стадий процесса должны иметь значительный сдвиг по фазе кривых  $ABE$  и  $DHG$  (фиг. 180), а также значительную величину заштрихованной площади. Изменение кривой  $CE$  должно быть относительно пологим и может быть установлено лишь опытным путем.



Фиг. 180. Изменение сечений органов распределения по углу поворота коленчатого вала.

В случае большей величины время-сечения продувочных и выпускных органов при одновременном их открытии (площадь  $DCE$  на диаграмме) может излишне увеличиться расход воздуха и, наоборот, при малой величине время-сечения ухудшится очистка. Оптимальное значение может быть установлено только экспериментом.

Выбор системы газораспределения (прямоточная клапанно-щелевая, прямоточная щелевая, петлевая и т. д.) предопределяет конструктивную схему органов распределения. Задача конструктора заключается в правильном выборе формы и количества окон и клапанов, их расположения и конструкции передаточных механизмов к клапанам.



Фиг. 181. Формы впускных окон.

Конструирование группы газораспределения можно начать как с впускных, так и с выпускных органов.

Впускные органы обычно выполняют в виде окон: четырехугольных, круглых и овальных (фиг. 181).

Четырехугольные окна выполняют чаще в виде прямоугольников или параллелограммов: в последнем случае легче избежать западания концов поршневых колец в окна. Овальные окна особых преимуществ не имеют, то же касается и трапециевидных окон, у которых получается несколько большее проходное сечение в начале открытия.

Наибольшее время-сечение может быть получено при четырехугольных окнах, расположенных в один ряд.

Однако вследствие возможности получения необходимой направленности потока при прямоточных схемах, главным образом в тангенциальном направ-

влении, и простоты изготовления, применяют также и круглые окна. Для равномерного вытеснения воздухом газов из цилиндра и получения завихривания заряда в полости цилиндра такие окна рационально выполнять малых диаметров и располагать несколькими рядами с разными углами тангенциального наклона (угла наклона оси окна к радиусу цилиндра на поперечном разрезе цилиндра). При этом для каждого ряда тангенциальный угол наклона увеличивается по отношению к предыдущему, считая от н. м. т. Недостатками подобной конструкции с окнами малого диаметра являются усложнение изготовления и закоксовывание окон при эксплуатации вследствие окисления масла, запыленности воздуха и т. д. В случае применения одного ряда четырехугольных окон, боковые кромки их целесообразно делать винтообразными (с переменным углом тангенциального наклона по высоте), что хотя и усложняет изготовление, но способствует более полному удалению газов из цилиндра.

При любой из указанных форм окон может быть достигнуто хорошее качество очистки — наполнения.

Конструирование впускных окон следует начать с определения их суммарной ширины, которая должна быть по возможности большей, чтобы получить широкий поток воздуха и уменьшить высоту окон, т. е. увеличить полезный ход поршня.

Размеры перемычек между окнами следует выбирать с учетом условий прочности. Обычными методами теории упругости и сопротивления материалов невозможно установить напряжения в данной зоне. Поэтому относительные размеры перемычек и других элементов необходимо выбирать с учетом существующих и практически проверенных конструкций газораспределения аналогичной схемы.

Суммарная ширина окон при прямоточной продувке лежит в пределах 0,55—0,75 длины окружности цилиндра, а при петлевой продувке — в пределах 0,23—0,35 этой длины.

Высота пояса  $l_n$  цилиндра (фиг. 181), считая от верхней кромки окон до верхней кромки поршня при его положении в н. м. т. составляет 0,08—0,17 хода поршня. С уменьшением числа оборотов вала и повышением давления продувки—наддува—необходимая высота впускных и выпускных окон уменьшается.

В случае двух рядов впускных окон при петлевой продувке, из которых окна верхнего ряда служат для дозарядки, высота указанного пояса составляет 0,28—0,35 хода поршня.

Для уменьшения сопротивления на впуске окна должны иметь скругленные наружные кромки.

Возможны разнообразные сочетания форм и расположения впускных окон, обеспечивающие хорошее качество очистки и наполнения цилиндра.

При выборе угла тангенциального наклона окон следует руководствоваться вопросами очистки и наполнения, а также вопросами смесеобразования. При впускных окнах, расположенных по всей окружности цилиндра, нецелесообразно выбирать большие значения этих углов для увеличения интенсивности кругового движения воздуха, так как средняя часть цилиндра остается в этом случае неочищенной.

По вопросу выбора углов наклона следует отметить, что значительное влияние оказывают: давление продувочного воздуха, отношение хода поршня к диаметру цилиндра, форма и число рядов окон, система распыливания и другие факторы.

У существующих двигателей с прямоточной схемой продувки и одним рядом впускных окон последние большей частью имеют угол  $\alpha$  тангенциального наклона (фиг. 182) в пределах 8—20°. При прочих равных условиях

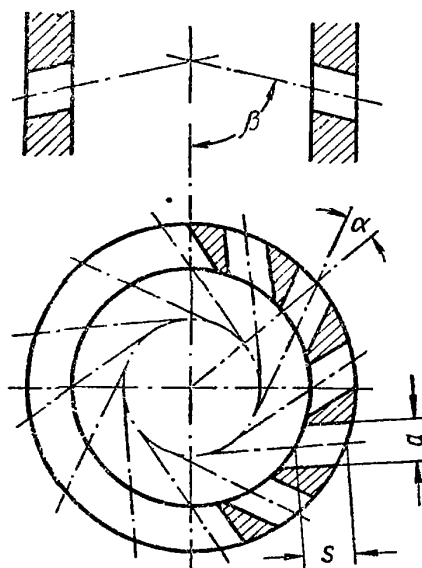
в случае увеличения диаметра цилиндра необходимо увеличивать тангенциальный наклон окон.

Угол наклона окон следует выбирать в каждом конкретном случае экспериментально, принимая во внимание, кроме перечисленных факторов, также систему газораспределения.

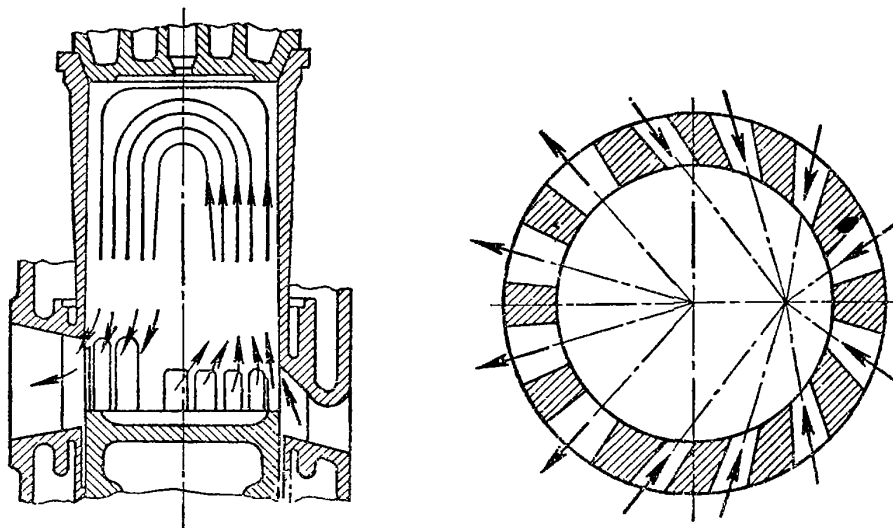
При петлевой схеме углы наклона отдельных окон часто различны. Примером является известная схема завода «Русский дизель» с эксцентричным расположением впускных окон, при котором оси окон в поперечном сечении цилиндра пересекаются в точке, смещенной от центра (фиг. 183). Эту схему можно считать одной из лучших петлевых схем. Оси впускных окон в некоторых конструкциях того же завода пересекаются в двух и более точках, расположенных на диаметре (фиг. 184).

Хорошее наполнение может быть достигнуто при других вариантах направлений кромок окон. Однако схема с поперечным расположением окон, применяемая в некоторых конструкциях двигателей (фиг. 185) малой мощности, не может дать удовлетворительного наполнения.

Для петлевой продувки большое значение имеет угол наклона окон в продольной плоскости. Основное влияние на процесс оказывает наклон верхней кромки окна, определяющий направление воздуха в течение всего периода продувки. Значение угла  $\beta$  (фиг. 182) наклона к оси цилиндра лежит для петлевых схем в пределах  $30-70^\circ$ , для прямоточных — в пределах  $70-90^\circ$ .



Фиг. 182. Расположение впускных окон.



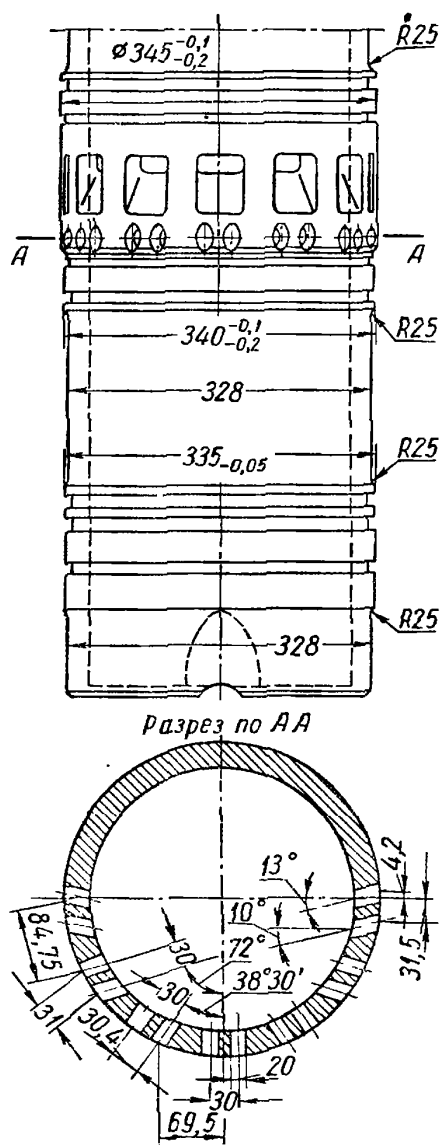
Фиг. 183. Расположение и форма впускных и выпускных окон при петлевой схеме.

Необходимое направление потока в цилиндре может быть получено, если ширина продувочного окна  $a$  находится в определенном соотношении с глубиной  $s$  (длиной канала). Опыты на моделях двигателя с клапанно-щелевой продувкой показали, что отношение  $\frac{s}{a}$  должно быть не менее  $1,0-1,2$ . Тогда направление потока воздуха в цилиндре определится направлением кромок окон и не будет зависеть от характера потока в продувочной камере.

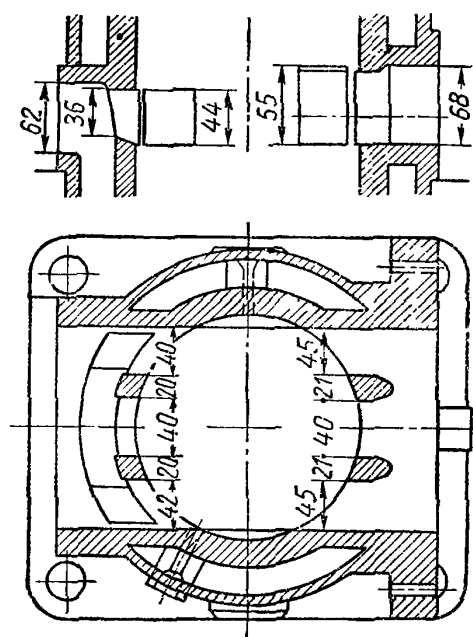
Выбор числа рядов окон и размеров их осложняется тем, что при проектировании необходимо учитывать не только параметры процесса, но и вопросы прочности, технологии и надежности эксплуатации.

Большое влияние на качество очистки и наполнения цилиндра оказывает форма подводных каналов в продувочной камере, их расположение относительно продувочных окон и размеры сечений каналов. Целесообразно увеличивать объемы продувочного ресивера и сечений трубопроводов. Особенно затруднена возможность увеличения местных объемов камеры около продувочных окон в конструкциях с малыми габаритами в направлении оси коленчатого вала. В этом случае проектированию продувочных органов должно быть уделено особое внимание. Известны случаи, когда часть продувочных окон почти не пропускала воздуха вследствие местного падения давления в подводной системе около окон.

Выпускные органы могут быть выполнены в виде окон или в виде кла-



Фиг. 184. Расположение и форма впускных окон при петлевой схеме (оси окон пересекаются в нескольких точках).



Фиг. 185. Расположение и форма окон при петлевой поперечной продувке.

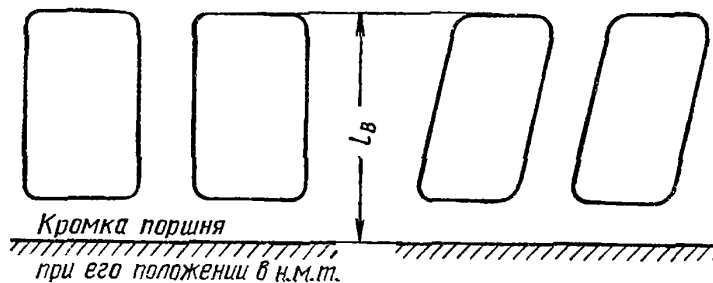
панов. Окна обычно выполняют четырехугольными (фиг. 186). Указания, сделанные выше о ширине продувочных окон, относятся и к выпускным. Чтобы уменьшить сопротивление потоку газов, входные кромки выпускных окон следует несколько округлять, по верхняя кромка должна иметь лишь небольшое скругление во избежание прорыва газа непосредственно перед открытием выпускных окон. Направление кромок выпускных окон не имеет такого значения, как для впускных.

Следует заметить, что нижней направляющей потока газа служит кромка поршня. Перемычки между окнами тяжелых двигателей, а также легких двигателей повышенной мощности выполняют с каналами для охлаждения

или осуществляют охлаждение всего пояса, в котором расположены выпускные окна.

Высота пояса  $l_B$ , считая от верхней кромки окон и до верхней кромки поршня при его положении в н. м. т., составляет 0,16—0,35 хода поршня.

Угол наклона фаски грибка выпускного клапана у клапанов построенных двигателей большей частью равен  $45^\circ$ . Однако и при угле  $30^\circ$  могут быть получены хорошие результаты (иногда даже лучшие, чем при угле  $45^\circ$ ) при условии выполнения плавного перехода от седла к выпускному



Фиг. 186. Форма выпускных окон.

каналу в головке цилиндра и отсутствия каких-либо выступов или резких изменений сечения выпускных каналов.

## § 8. ЗОЛОТНИКОВОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Золотниковое распределение имеет следующие преимущества по сравнению с клапанным.

1. Возможность осуществления большего время-сечения при тех же фазах распределения, способствующая улучшению очистки и наполнения цилиндра.

2. Меньший нагрев заряда в каналах и меньшие гидравлические потери, также увеличивающие коэффициент наполнения.

3. Принудительное движение золотников, не требующее регулировки, вследствие постоянной кинематической связи золотников с коленчатым валом; при этом уменьшаются динамические нагрузки на звенья газораспределительного механизма, что обуславливает возможность повышения скорости вращения вала.

4. Бесшумность работы.

5. В отличие от клапанов,двигающихся возвратно-поступательно, золотникам может быть придано вращательное (непрерывное или меняющее направление) движение или возвратно-поступательное, с поворотом золотника на заданный угол.

6. Возможность применения повышенной степени сжатия в карбюраторных двигателях без опасения появления детонации, так как нет раскаленных выпускных клапанов.

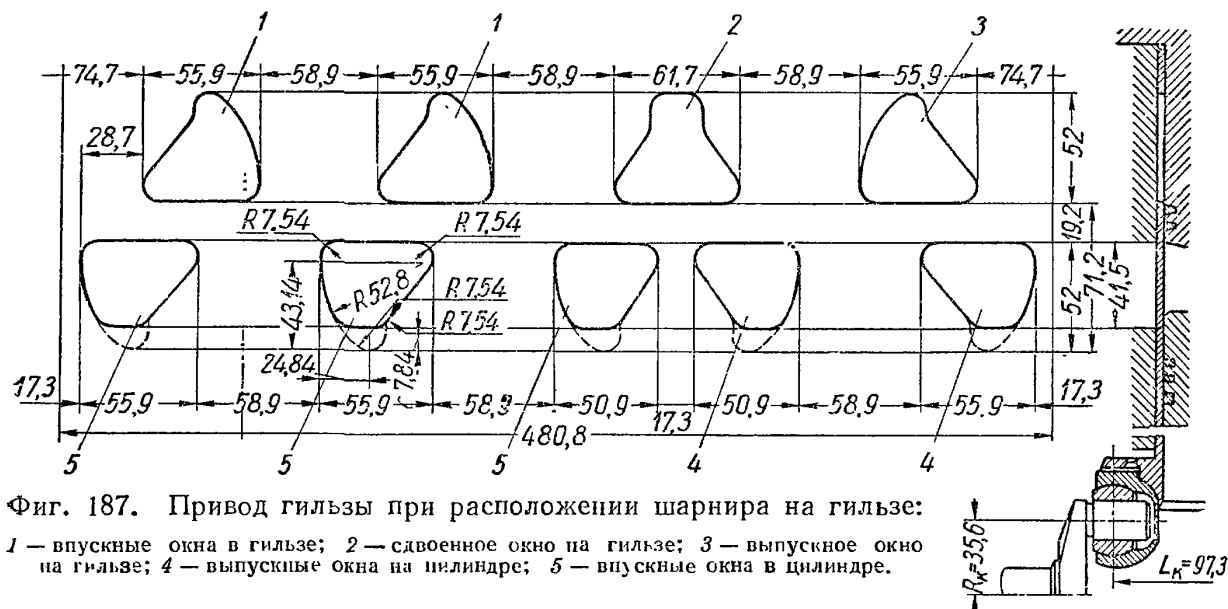
К основным недостаткам золотникового распределения следует отнести: сложность конструкции; трудности изготовления, вследствие чего стоимость двигателя увеличивается; трудность обеспечения уплотнения, смазки и отвода тепла; повышенный износ золотниковых устройств. Эти недостатки и явились основным тормозом развития двигателей с золотниковым распределением.

В ряде конструкций получило распространение золотниковое распределение с возвратно движущимся золотником.

В некоторых конструкциях двухтактных двигателей с прямоточной схемой продувки в качестве выпускного органа используют специальный золотник в виде поршня уменьшенного диаметра (см. гл. XVII), чем достигается снижение действующих на него механических и тепловых нагрузок.

Одной из ранних конструкций применения золотников с возвратно-поступательным движением в четырехтактных двигателях была конструкция с двумя гильзами,двигающимися возвратно-поступательно. Выполненные

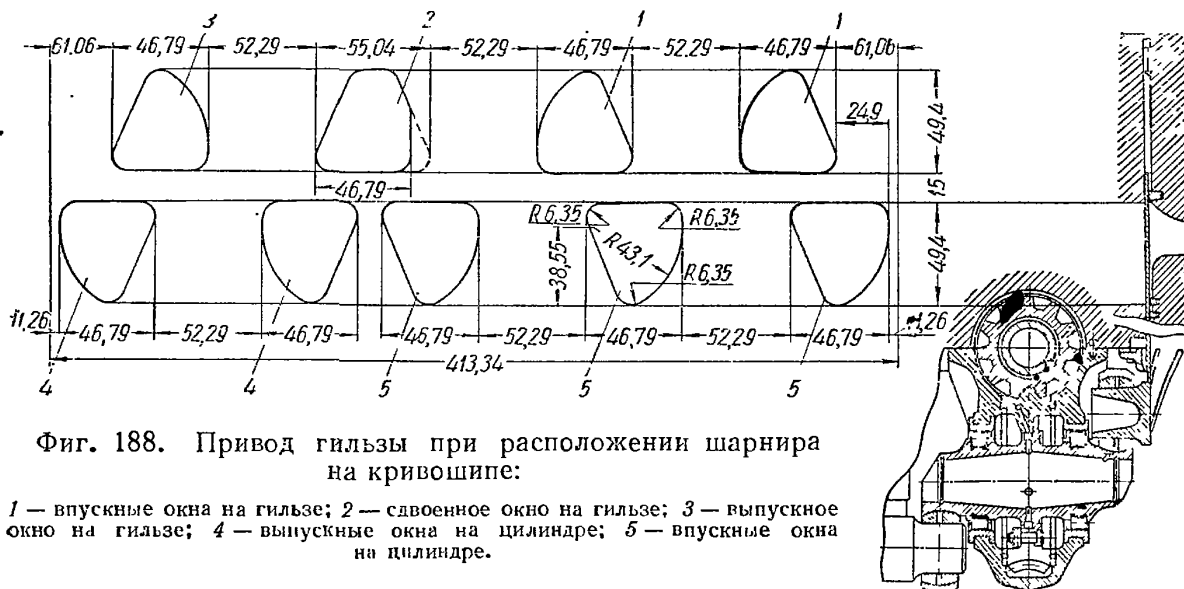
в этих гильзах и цилиндре окна совмещаются в периоды выпуска и впуска. В начале открытия и в конце закрытия впускных и выпускных окон внутренний и наружный золотники движутся в противоположных направлениях, что способствует увеличению время-сечений. Эта схема не получила распространения вследствие сложности конструкции и ненадежности смазки гильз.



Фиг. 187. Привод гильзы при расположении шарнира на гильзе:

1 — впускные окна в гильзе; 2 — двойное окно на гильзе; 3 — выпускное окно на гильзе; 4 — выпускные окна на цилиндре; 5 — впускные окна в цилиндре.

Позднее появилась конструкция гильзового распределения четырехтактных двигателей с гильзой-золотником,двигающимся возвратно-поступательно и одновременно поворачивающимся на некоторый угол, вследствие чего достигается совмещение отверстий с соответствующими каналами в необходимые периоды времени.



Фиг. 188. Привод гильзы при расположении шарнира на кривошипе:

1 — впускные окна на гильзе; 2 — двойное окно на гильзе; 3 — выпускное окно на гильзе; 4 — выпускные окна на цилиндре; 5 — впускные окна на цилиндре.

На фиг. 187 и 188 показаны схемы привода гильзы кривошипом. Разница между этими механизмами состоит в том, что на фиг. 187 корпус шарового шарнира укреплен на гильзе, а на фиг. 188 — на кривошипе.

Данные конструкции оказались надежными в результате не только более совершенного выполнения и тщательного подбора материалов, но и благодаря сочетанию поступательного и вращательного движения, вследствие чего улучшается смазка, снижается коэффициент трения, понижается температура золотника и износ трущихся поверхностей.



На фиг. 187 и 188 показаны формы и размеры окон впуска и выпуска для выполненных конструкций. Расстояние  $L_k$  до оси гильзы равно 97,3 мм.

В двухтактных двигателях в отличие от четырехтактных могут быть обеспечены необходимые для очистки и наполнения фазы распределения и время-сечение с помощью одной гильзы, двигающейся возвратно-поступательно. При этом выпускные и впускные окна рационально располагать, как в двигателях с противоположно движущимися поршнями, т. е. по обоим концам цилиндра. Выпускные окна следует открывать и закрывать при помощи только золотников, впускные окна золотником и кромкой поршня. Одна из возможных схем показана на фиг. 189.

Так как при сообщении возвратно-поступательно движущейся гильзы также и вращательного движения повышается надежность конструкции, то конструкторы стали применять вращение гильзы на некоторый угол и в двухтактных двигателях.

При гильзовом распределении можно получить хорошее наполнение цилиндра без увеличения габаритов двигателя в направлении оси цилиндра в отличие от двигателей с верхними клапанами. Это преимущество особенно сильно выявляется в звездообразных двигателях, поэтому гильзовое распределение применяют именно в этих двигателях.

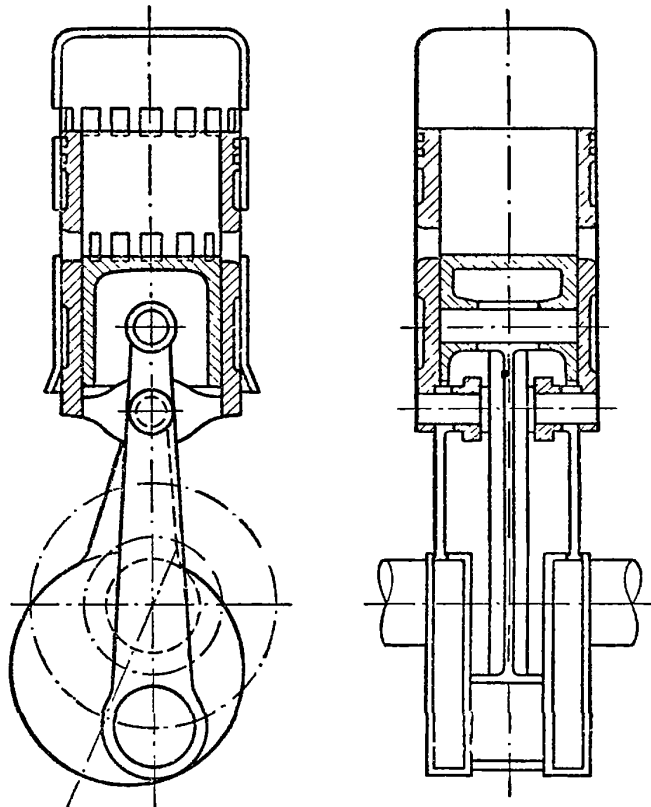
В двухтактных двигателях с петлевой схемой продувки иногда применяют вращающиеся или качающиеся цилиндрические золотники в выпускной системе для того, чтобы выпускные органы закрывались раньше продувочных с целью получения дозарядки.

Усложнение двигателя с петлевой продувкой золотниками лишает его основного преимущества — простоты. В то же время он имеет меньшую литровую мощность, чем двигатель с прямоточной продувкой. Надежной работы золотников, омываемых газами с высокой температурой, в двигателях повышенной литровой мощности добиться довольно трудно.

Делались также попытки использования вращающихся цилиндрических и конических золотников в четырехтактных двигателях, но они оказались недостаточно удачными.

Плоские вращающиеся золотники в виде тонких дисков (шайб) обладают отмеченными выше положительными качествами золотниковых механизмов. В случае применения плоских золотников можно также значительно уменьшить габариты двигателя в направлении оси цилиндра. Однако такие золотники применения пока не получили вследствие недостаточной работы над их освоением и преодолением недостатков, присущих другим золотниковым механизмам. Применению их в качестве выпускных органов в двухтактных двигателях препятствует малое время-сечение.

В ближайшем будущем можно ожидать применения гильзового газораспределения.



Фиг. 189. Схема гильзового распределения двухтактного двигателя.

При проектировании золотниковых устройств необходимо определять в первую очередь фазы распределения, расположение и размеры окон в стенках золотников и корпусе двигателя. Наиболее сложно найти оптимальные конструктивные и геометрические параметры при гильзовом распределении.

Вследствие большого числа неизвестных параметров приходится определять их путем подбора с последующей проверкой.

К этим параметрам относятся:

- 1) фазы распределения;
- 2) форма и размеры окон в стенках золотников;
- 3) расстояние окон от кромок золотников по высоте и взаимное расположение окон (по ширине);
- 4) размеры каналов в стенках цилиндров;
- 5) радиусы кривошипов и угол между кривошипами золотников в случае возвратно-поступательно движущихся золотников;
- 6) радиусы кривошипов и расстояние между осью гильзы и центром шарнира в случае гильзы, совершающей винтовое движение.

Расчет ведут в следующем порядке: выбирают фазы распределения и оценивают скорость  $w$  газов в окнах. Значения фаз могут быть выбраны близкими к значениям фаз при клапанном распределении. Среднюю скорость газов в окнах выбирают в пределах 60—80 м/сек. После этого определяют величину время-сечения окон из соотношения

$$\int f dt = \frac{V_{н\phi}}{w} \quad (190)$$

где  $\phi$  — коэффициент избытка продувочного воздуха, который для двигателей без наддува принимают равным единице.

Для гильзового распределения разница между время-сечениями впускных и выпускных окон больше, чем для клапанного. В отдельных случаях отношение указанных время-сечений может достигать 1,6—1,7.

Далее выбирают отношения радиусов кривошипов распределительного вала и расстояние оси распределительного вала от оси коленчатого вала. Задаваясь конфигурацией окон и предварительными размерами окон, находят графически такое сочетание их, которое обеспечивает необходимое время-сечение и фазы распределения.

## ГОЛОВКА ЦИЛИНДРА

### § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОРПУСЕ И ГОЛОВКЕ ЦИЛИНДРА

Корпус относится к неподвижным элементам двигателя и состоит (фиг. 190) из головки 2, цилиндров 3, картера 4, фундаментной рамы 5, поддона 6 и кожуха 1 головки.

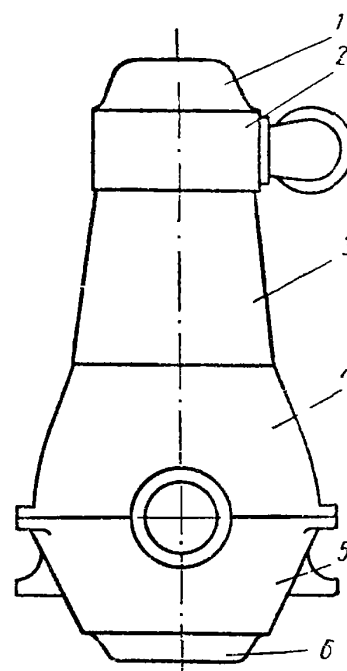
На корпусе монтируют ряд механизмов и деталей, а также вспомогательные агрегаты. Внешнее очертание двигателя в основном зависит от конструктивных форм и габаритных размеров корпуса и расположения агрегатов.

Головка (крышка) цилиндра образует вместе с поршнем и стенками цилиндра камеру сгорания. Термин головка цилиндров применяют в автомобильном и тракторном двигателестроении. Головка выполняется чаще как одна общая деталь на несколько цилиндров. Термин крышка цилиндра распространен в стационарном и судовом двигателестроении. Крышку выполняют обычно как отдельную деталь на каждый цилиндр. Головка (крышка)<sup>1</sup> включает детали и агрегаты системы смесеобразования, приборы для воспламенения горючей смеси, а также детали газораспределения.

Конструктивные формы головок зависят от типа двигателя, его размеров, способа охлаждения, числа и расположения клапанов и свечей, от конструкции топливоподающей системы.

Головка цилиндра нагружается только силами давления газов и тепловыми нагрузками, остальные детали (цилиндр, картер, фундаментная рама) воспринимают силы давления газов и силы инерции движущихся частей. Количество элементов корпуса, воспринимающих нагрузки, может меняться в зависимости от принятой конструкции его, количества разъемов, обычно выполняемых по плоскостям, перпендикулярным оси цилиндров.

Деталь, поддерживающая коленчатый вал и закрывающая полость картера со стороны, противоположной цилиндру, а также служащая для крепления двигателя к фундаменту, называется **фундаментной рамой**. Фундаментная рама осуществляется в виде отдельного элемента корпуса только в судовых и стационарных двигателях. В этих двигателях фундаментная рама воспринимает нагрузки от сил давления газов и сил инерции и поэтому относится к деталям корпуса, несущим нагрузки. Фундаментная рама должна быть достаточно жесткой в продольном и поперечном сечениях.



Фиг. 190. Схема корпуса двигателя.

<sup>1</sup> В дальнейшем везде применен термин «головка» цилиндра.

В некоторых конструкциях тракторов рама трактора является в то же время рамой двигателя.

Картер двигателя предназначен для размещения в нем коленчатого вала и других деталей. Картер может быть выполнен отдельно от рамы и цилиндров или как одно целое с рамой или цилиндрами. В двигателях повышенной мощности для увеличения жесткости корпуса картер иногда также выполняют разъемным, и нижняя половина его воспринимает нагрузки подобно фундаментной раме.

Деталь корпуса, предназначенная только для закрывания полости картера снизу и не несущая каких-либо нагрузок, называется *поддоном*.

Двигатели устанавливают на раме экипажа или фундаменте на лапах или полках, расположенных вдоль картера или фундаментной рамы.

Группа цилиндров, выполненная как одно целое, образует блок цилиндров. Блок цилиндров, выполненный вместе с головкой, называется *моноблоком*. При жидкостном охлаждении рабочий цилиндр состоит из гильзы (цилиндровой втулки) и рубашки, окружающей гильзу. В пространство между гильзой и рубашкой подводится жидкость для охлаждения. Если гильза выполнена отдельно от блока, то рубашки цилиндров в многоцилиндровой конструкции часто называют *блоком рубашек*. Если блок цилиндров (блок рубашек) изготовлен за одно целое с картером, то конструкция называется *блок-картером*. Разъем картеров осуществляют по плоскости, проходящей через ось коленчатого вала, иногда ниже или выше ее. Коленчатый вал в этих случаях лежит в опорах, подвешенных к поперечным стенкам картера. Картер, изготовленный за одно целое с рамой или поддоном и имеющий отверстия в торцевых стенках для монтажа коленчатого вала (с перемещением его при этом в осевом направлении), называется *туннельным картером*.

*Стойками* двигателя называются детали корпуса, выполненные в виде колонн, расположенных в плоскости рамовых подшипников. Промежутки между стойками закрыты шитами. Сечение стоек имеет двутавровую или коробчатую форму. Если блок цилиндров или блок рубашек отделен от картера, то такая конструкция называется *блочной* конструкцией корпуса.

По расположению клапанов головки делятся на головки с верхними и нижними (боковыми) клапанами. Реже встречается смешанное расположение клапанов (верхнее и нижнее).

При проектировании головок (крышек) к их конструкции предъявляются следующие основные требования:

- 1) достаточная жесткость и прочность при возможных перегрузках от давления газов и действия температур;
- 2) удобство монтажа и осмотра; удобство регулировки клапанного механизма;
- 3) возможная простота конструкции и дешевизна производства;
- 4) форма камеры сгорания, обеспечивающая умеренную жесткость процесса сгорания;
- 5) при заданной степени сжатия форма камеры сгорания, обеспечивающая наибольшее среднее эффективное давление и наименьший удельный расход топлива.

Головки цилиндров двигателей чаще выполняют отъемными. При такой конструкции облегчается эксплуатация двигателя, так как возможен периодический осмотр зеркала цилиндров, очистка нагара и т. п. При выполнении головки и цилиндра за одно целое (моноблок) для осмотра и притирки клапанов необходимо снимать моноблок и даже разбирать весь двигатель, что усложняет его эксплуатацию.

Высота головки определяется размерами отдельных ее элементов: камеры сгорания, воздушных и газовых каналов, стенок, полостей охлаждающей жидкости.

Высота головки в значительной степени определяет ее жесткость. Материалом для головок служит чугун СЧ 15-32, СЧ 24-44 и СЧ 28-48 и алюминиевый сплав, а также сталь. Наиболее часто головки изготавливают отливкой: чугунные головки отливают в земляные формы, а алюминиевые в металлические. Стальные головки чаще выполняют сварными.

Головка двигателя имеет сложную геометрическую форму. При проектировании головок необходимо соблюдать плавность переходов и избегать излишних местных накоплений металла во избежание разрушения стенок под действием механических и тепловых нагрузок. Проходные сечения каналов впуска и выпуска в головках не должны резко изменяться по длине и не должны быть меньше проходного сечения клапана в момент его максимального подъема.

В двигателях с жидкостным охлаждением равномерность циркуляции охлаждающей жидкости достигается выбором соответствующего числа и расположения подводящих и отводящих жидкость отверстий, размеров и расположения каналов внутри головки. Отверстия для подвода охлаждающей жидкости рекомендуется помещать ближе к местам наибольшего нагрева головки. Окончательно расположение отверстий, их количество и размеры проверяют опытным путем. Для устранения подтекания и для уплотнения в местах стыка отверстия в головке и блоке располагают ближе к шпилькам, которыми крепят головку к блоку.

Чтобы в системе не образовалось паровых пробок, выход охлаждающей жидкости из головки необходимо осуществлять в наиболее высоких точках. В выполненных конструкциях в большинстве случаев жидкость отводится в верхней части головки и реже — через боковую стенку. Число шпилек, крепящих головку, определяют с учетом прочности и равномерного распределения давления по нижней плоскости головки.

В двигателях с воздушным охлаждением равномерность охлаждения достигается усиленным ребрением наиболее нагретых деталей и соответствующим направлением потоков охлаждающего воздуха.

## § 2. ГОЛОВКИ ДВИГАТЕЛЕЙ С ЗАЖИГАНИЕМ ОТ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ИСКРЫ

Конструкция головки зависит от принятой формы камеры сгорания, числа и расположения клапанов, расположения свечи, деталей крепления и других элементов.

Форма камеры сгорания оказывает влияние на наполнение и очистку цилиндра от отработавших газов, скорость и продолжительность сгорания горючей смеси, на жесткость работы, величину тепловых потерь в стенки — и в результате на индикаторный к. п. д. двигателя. При прочих равных условиях выбором рациональной формы камеры сгорания и расположения свечи зажигания можно существенно ослабить интенсивность детонации.

При конструировании головки необходимо обеспечить равномерное охлаждение стенок камеры сгорания и предупредить перегрев отдельных участков камеры. Это достигается интенсивным подводом охлаждающей жидкости к местам наибольшего нагрева и к удаленным от свечи участкам камеры сгорания, где смесь сгорает в последнюю очередь.

В головках с верхним расположением клапанов и в головках с боковыми клапанами перемычки между клапанами и сами клапаны представляют наиболее нагретые части камеры сгорания. Поэтому при расположении свечи зажигания ближе к месту наибольшего нагрева снижается склонность дви-

гателя к детонации, так как наиболее нагретая часть смеси сгорает в первую очередь. Весьма эффективным средством снижения интенсивности детонации является вихреобразование в камере сгорания соответствующей конструкции.

Одним из основных показателей является компактность камеры, определяемая отношением поверхности к объему. В компактной камере сгорания при прочих равных условиях сокращается расстояние между местом зажигания и наиболее удаленным участком камеры, понижаются тепловые потери вследствие чего повышается экономичность. При заданной степени сжатия ослабление детонации можно получить не только улучшая конструкцию головки, но и при изготовлении головки из более теплопроводного, чем чугун, алюминиевого сплава.

Например, температура стенок камеры сгорания алюминиевой головки двигателя ЗИС-110 ниже температуры стенок камеры сгорания чугунной головки на  $30\text{--}35^\circ\text{C}$ .

В головках четырехтактных бензиновых и газовых двигателей с клапаным распределением камеры сгорания являются или продолжением полости цилиндра в направлении его оси или расположены в стороне от оси цилиндра. Головки бензиновых двухтактных двигателей малой мощности, преимущественно мотоциклетных и лодочных, выполняют с камерами сгорания, расположенными по оси цилиндра.

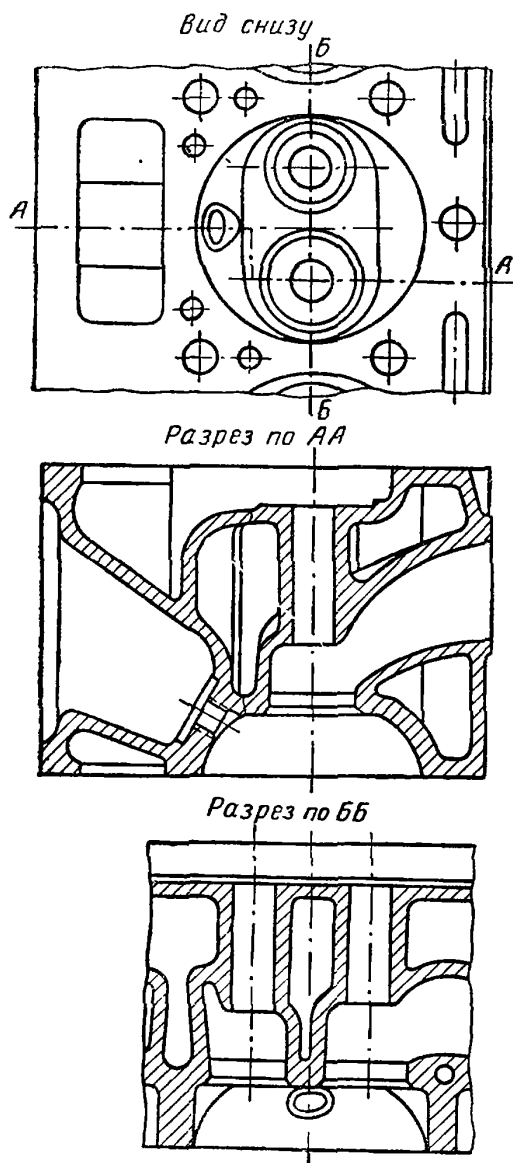
Материалом для головок автомобильных бензиновых и газовых двигателей служит серый чугун СЧ 15-32 и др. с присадками никеля, хрома, марганца и других элементов и алюминиевые сплавы. Головки тракторных и газовых стационарных двигателей изготавливают из качественного серого чугуна СЧ 15-32; СЧ 24-44 и др. Толщина стенок камер сгорания чугунных головок автомобильных двигателей не превышает  $9\text{--}10\text{ мм}$ , алюминиевых  $10\text{--}12\text{ мм}$ . Толщина наружных стенок и впускных и выпускных каналов  $4\text{--}6\text{ мм}$ , толщина стенок камеры сгорания газовых стационарных двигателей —  $10\text{--}15\text{ мм}$ .

На фиг. 191 показана часть отъемной головки с полусферической камерой сгорания двигателя ЗИС-101, головка относится к одному цилиндру. Расположение клапанов верхнее. Диаметр впускного клапана несколько больше диаметра выпускного. Свеча зажигания расположена в нише внешней боковой стенки головки. Штанги толкателей проходят через отверстия в нижней и верхней стенках головки. Для снижения склонности двигателя к детонации предусмотрено охлаждение всей поверхности стенок камеры сгорания, участка около свечи и стенок впускных и выпускных каналов. Охлаждающая жидкость подводится через четыре круглых отверстия в нижнем днище головки со стороны впускных и выпускных каналов, а также через отверстия удлиненной формы, расположенные по краю головки. Отвод охлаждающей жидкости предусмотрен в верхней части головки. Головку на участке одного цилиндра крепят к блоку пятью шпильками.

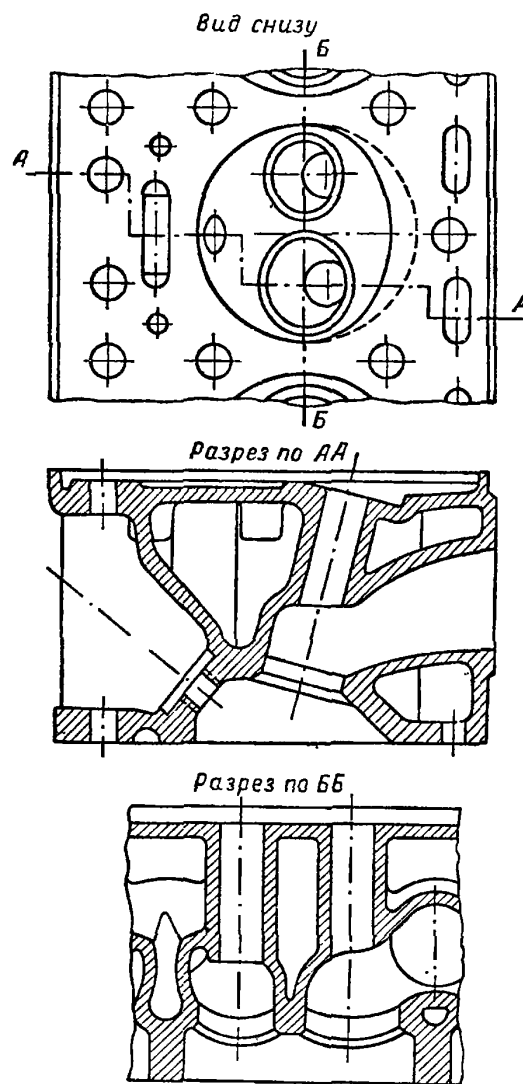
Головка с полусферической несимметричной камерой сгорания показана на фиг. 192. Конструктивно эта головка отличается от головки с полусферической симметричной камерой сгорания наклонным расположением клапанов и верхнего свода камеры сгорания. Свеча зажигания расположена также сбоку в нише. При наклонном расположении клапанов несколько увеличивается интенсивность вихреобразования во время впуска. Наклон свода камеры сгорания усиливает вихреобразование в процессе сжатия. Кроме того, при наклоне свода можно сократить путь пламени от свечи до наиболее удаленной стенки камеры сгорания, вследствие чего уменьшается склонность двигателя к детонации. Гнезда свечи зажигания и клапанов омываются охлаждающей водой. К наиболее нагретым выпускным каналам предусмотрен усиленный подвод охлаждающей воды снизу через отверстия увеличенного сечения, что способствует более равномерному распределению

температуры головки. Головку к блоку на участке одного цилиндра крепят семью шпильками. Штанги толкателей проходят через круглые отверстия в нижней и верхней стенках головки.

Алюминиевая головка автомобильного двигателя ГАЗ-51 с вихревой камерой сгорания при нижнем боковом расположении клапанов показана на фиг. 193. Камера отличается плоской формой с развитой поверхностью охлаждения. В центральной части головки камера сгорания имеет скруглен-



Фиг. 191. Головка с полусферической камерой сгорания



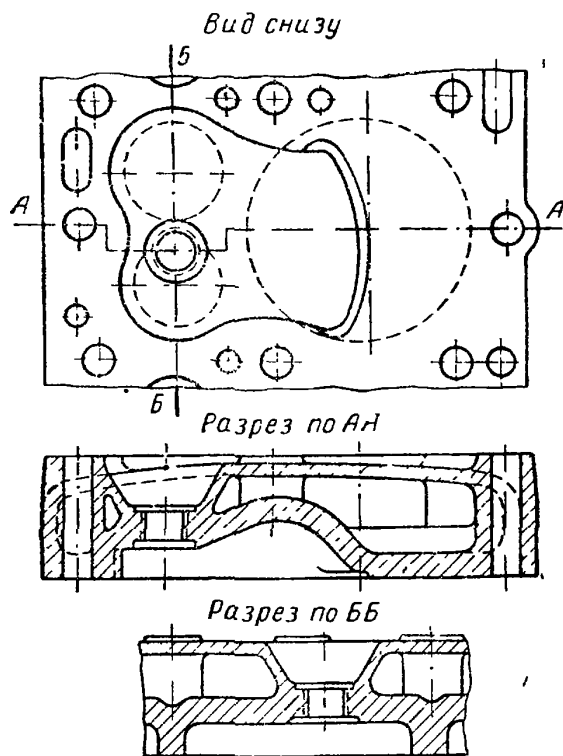
Фиг. 192. Головка с полусферической несимметричной камерой сгорания.

ный верхний свод для направления движения смеси при ходе сжатия. В двигателе М-20 клапаны установлены под некоторым углом к оси цилиндра, что определяет большую компактность головки и улучшает условия выпуска и наполнения. При плавной конфигурации свода уменьшается сопротивление движению потока смеси при наполнении цилиндра. Свеча зажигания расположена ближе к выпускному клапану, так как нагретый грибок клапана может вызвать детонацию. Охлаждающая вода подводится вокруг камеры через несколько отверстий, расположенных ближе к шпилькам крепления. Вследствие бокового расположения клапанов головка получается низкой, при этом общая высота двигателя уменьшается и снижается затрата металла на изготовление головки.

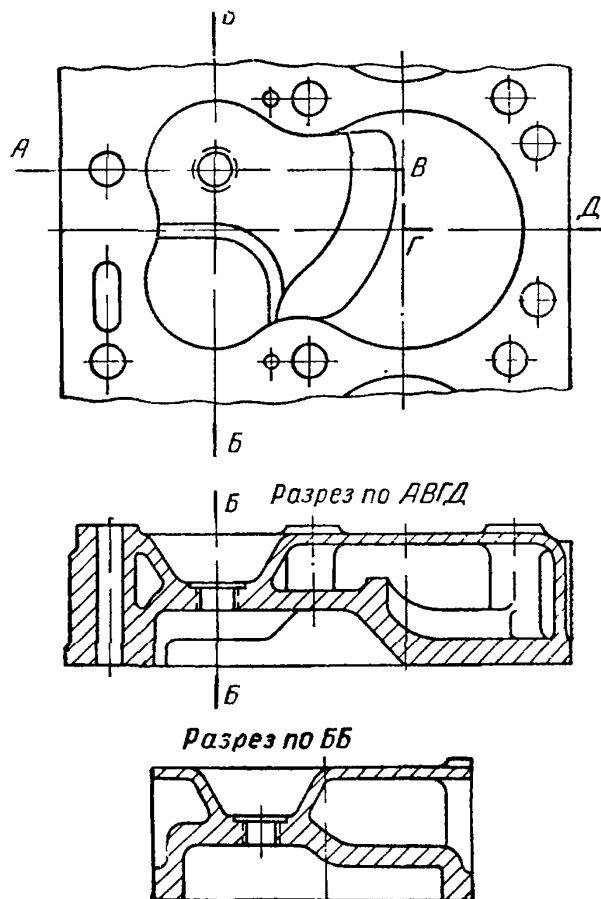
Для снижения температуры грибка выпускного клапана в некоторых конструкциях головок свод над выпускным клапаном опускают, чтобы при подъеме клапана горячие газы менее интенсивно омывали грибок сверху.

На фиг. 194 показана конструкция головки двигателя ЗИС-120 с опущенной стенкой над выпускным клапаном (разрез по ББ). Свеча зажигания расположена над впускным клапаном. В головке двигателя ЗИС-110 свеча зажигания расположена над выпускным клапаном.

Головка с вихревой камерой при смешанном расположении клапанов показана на фиг. 195. Верхний наклонно установленный клапан впускной, нижний выпускной, он расположен также наклонно к оси цилиндра. При одновременно открытых кла-



Фиг. 193. Головка и камера сгорания двигателя ГАЗ-51.



Фиг. 194. Головка и камера сгорания двигателя ЗИС-120.

панах устанавливается прямоочное течение газов, что способствует более полной очистке камеры от продуктов сгорания. Направление движения смеси сохраняется и при наполнении цилиндра. Охлаждающая жидкость подводится через отверстия, расположенные равномерно по контуру камеры, проходящие через плоскость стыка головки и блока. В случае головок с вихревыми камерами можно получить умеренную жесткость работы двигателя. Это приводит к меньшим износам деталей кривошипно-шатунного механизма и повышению срока службы их. Для головок с вихревыми камерами зазор между днищем поршня и плоской стенкой камеры составляет 1,5—2 мм.

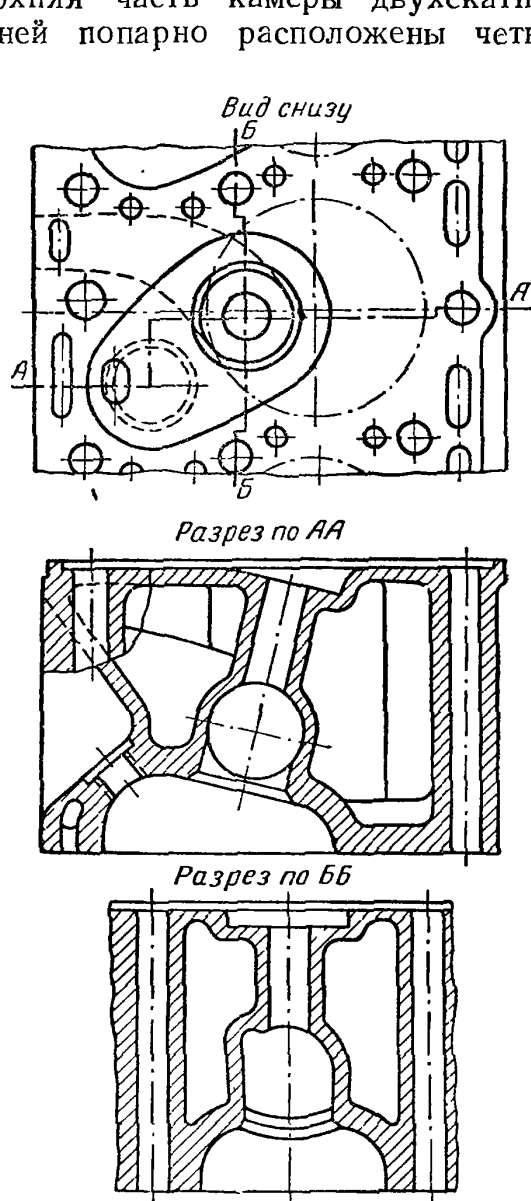
Конструкцию головки с цилиндрической камерой сгорания применяют в бензиновых двигателях повышенной мощности и в газовых двигателях стационарного типа.

В газовых двигателях ГЧ-4  $\frac{18}{26}$  и ГЧ-6  $\frac{18}{26}$  стационарного типа свеча зажигания установлена в центре цилиндрической камеры сгорания. Центральное расположение свечи имеет то преимущество, что в этом случае меньше воз-

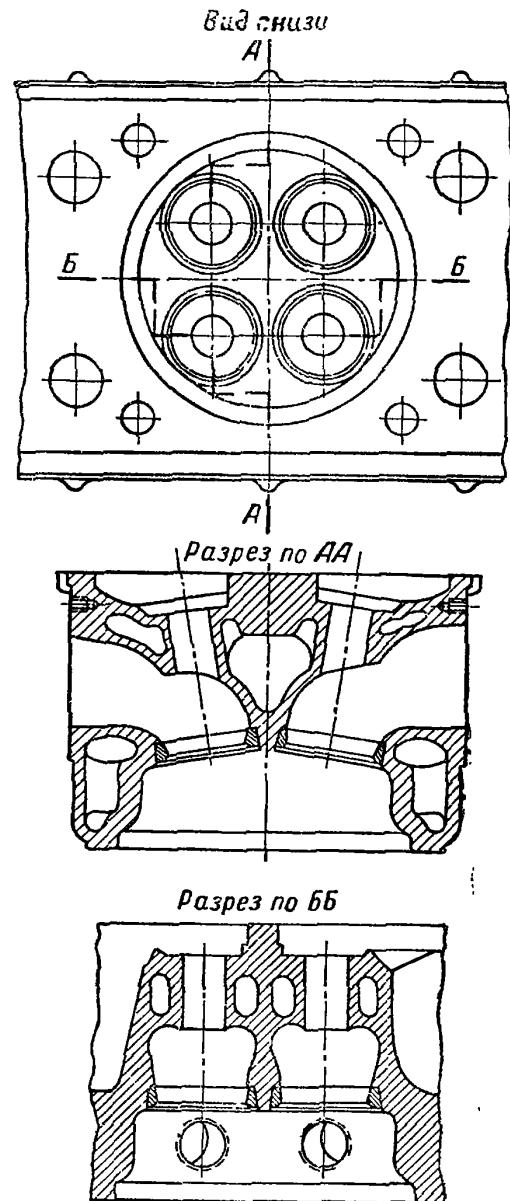


возможностей для возникновения детонации: последние порции сгорающей смеси находятся у стенки камеры и охлаждаются сильнее, чем смесь, находящаяся в центре.

К головкам с полусферической камерой сгорания относится головка двигателя АМ-38 (фиг. 196). Головка выполнена из алюминиевого сплава, верхняя часть камеры двухскатная, в ней попарно расположены четыре



Фиг. 195. Головка с укороченной камерой сгорания.



Фиг. 196. Головка и камера сгорания двигателя АМ-38.

клапана с наклоном к оси цилиндра. В верхней стенке запрессованы стальные седла клапанов. При расположении клапанов под углом можно наряду с увеличением диаметра клапанов улучшить охлаждение перемычки между клапанами. Охлаждающая жидкость подводится через четыре отверстия в нижней стенке головки. Две свечи зажигания расположены в боковой стенке камеры. Головку к блоку крепят четырьмя шпильками. Камера сгорания алюминиевой головки двигателя АИ-82 воздушного охлаждения (см. гл. XI, фиг. 210) выполнена в виде двухскатного шатра. На каждом из скатов расположен клапан. Угол между осями клапанов равен  $75^\circ$ , клапаны выполняют с увеличенным диаметром. Стальные седла клапанов запрессованы в алюминиевое тело головки. Две свечи зажигания

расположены наклонно на противоположных сферических стенках камеры. Для увеличения интенсивности охлаждения головки поверхность сильно развита выполнением ребер. При установке двух клапанов под углом вместо четырех увеличивается оребрение головки, а следовательно, обеспечивается хорошее охлаждение ее (центральной части над камерой сгорания). Дополнительно улучшение охлаждения головки достигается установкой дефлекторов. Охлаждающий воздух направляется на наиболее нагретые участки головки. Головку крепят к цилиндру на резьбе с верхним уплотнением по цилиндрическому поясу гильзы. Диаметральный натяг между стальной гильзой и телом головки достигает 0,5 мм.

В двигателях воздушного охлаждения малой мощности крепление головки может быть выполнено при помощи коротких шпилек, ввертываемых в верхний пояс цилиндра, или длинных шпилек, ввертываемых в картер двигателя.

В многоцилиндровых автомобильных и тракторных двигателях, а также двигателях повышенной мощности головку выполняют в виде общей детали на все цилиндры двигателя.

Стационарные газовые двигатели имеют отдельные крышки для каждого цилиндра и реже для двух или трех цилиндров.

Таблица 30

## Конструктивные параметры головок и камер сгорания

Форма камеры сгорания	$D$ в мм	$S$ в мм	$\epsilon$	$\frac{F_{к.с}}{V_c}$ в $см^2/см^3$	$\frac{F_{ох}}{V_c}$ в $см^2/см^3$	$\frac{F_{ох}}{F_{к.с}}$	$\frac{l}{D}$	$\frac{H}{D}$	Расположение клапанов
Полусферическая	85	127	5,5	1,06	0,48	0,457	0,91	1,2	Верхнее
Полусферическая с вытеснителем . . .	85	127	6,75	1,58	0,61	0,385	0,8	1,2	То же
Полусферическая несимметричная . .	90	100	7,0	1,4	0,59	0,42	0,8	1,25	
Вихревая . . . . .	82	110	6,5	2,18	1,15	0,55	1,4	0,56	Нижнее
Вихревая с опущенной над выпускным клапаном стенкой . . . . .	90	118	6,85	2,15	1,14	0,53	1,32	0,56	То же
Вихревая укороченная . . . . .	82	110	6,8	2,36	1,2	0,51	1,4	1,25	Смешанное
Цилиндрическая . . .	150	180	7,0	0,92	0,415	0,445	0,5	0,93	Верхнее
Полушатровая . . . .	150	180	7,0	0,965	0,450	0,465	0,5	0,935	То же
Шатровая . . . . .	150	180	7,0	1,15	0,62	0,54	0,5	1,25	

Обозначения, принятые в табл. 30:

$D$  — диаметр цилиндра в мм;

$S$  — ход поршня в мм;

$\epsilon$  — степень сжатия;

$V_c$  — объем камеры сгорания в  $см^3$ ;

$F_{к.с}$  — полная поверхность стенок камеры сгорания в  $см^2$ ;

$F_{ох}$  — поверхность камеры непосредственно соприкасающаяся с охлаждающим агентом в  $см^2$ ;

$l$  — расстояние от свечи зажигания до наиболее удаленной точки камеры сгорания в мм;

$H$  — высота головки в мм;

$l$

$\frac{l}{D}$  — отношение расстояния от свечи зажигания до наиболее удаленной от него точки к диаметру цилиндра;

$\frac{H}{D}$

— отношение высоты головки к диаметру цилиндра.

В двигателях воздушного охлаждения головки выполняют отдельно для каждого цилиндра, вследствие чего уменьшаются их коробление и поломки, а также увеличивается поверхность охлаждения.

Конструктивные параметры типовых головок ряда Двигателей с зажиганием от искры приведены в табл. 30.

Наиболее развитые поверхности получаются в головках с вихревыми камерами. В этих камерах отношение  $\frac{F_{к.с}}{V_c}$ , характеризующее удельную поверхность, приходящуюся на единицу объема камеры сгорания, достигает наибольших значений. Эти головки обладают наибольшими поверхностями, непосредственно охлаждаемыми водой. Отношение  $\frac{F_{ох}}{V_c}$  для данной головки получается повышенным по сравнению с отношением для других головок.

В головках с вихревыми камерами часть поверхности головки, охлаждаемая водой и характеризуемая величиной  $\frac{F_{ох}}{F_{к.с}}$  также получается увеличенной. В этих головках величина  $\frac{l}{D}$  больше, чем у головок с другими камерами, но в результате сильного вихреобразования и развитых поверхностей охлаждения можно допускать сравнительно высокие степени сжатия.

Из табл. 30 видно, что головки с полусферическими камерами сгорания по параметрам  $\frac{F_{к.с}}{V_c}$ ;  $\frac{F_{ох}}{V_c}$  и  $\frac{F_{ох}}{F_{к.с}}$  занимают промежуточное место.

Наиболее компактны головки с цилиндрической, полушатровой и шатровой камерами сгорания. Двигатели с этими камерами сгорания имеют наименьшие величины отношений  $\frac{F_{к.с}}{V_c}$  и  $\frac{F_{ох}}{V_c}$ , что определяет меньшие потери тепла с охлаждением. Высота головок получается наименьшей при вихревых камерах с боковым расположением клапанов и наибольшей — при верхнем расположении клапанов.

### § 3. ГОЛОВКИ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

В двигателях с воспламенением от сжатия форма камеры сгорания, соответствующая выбранному способу смесеобразования, определяет конструкцию головки.

Конструкции головок двигателей с воспламенением от сжатия получаются более сложными, чем головки в двигателях с зажиганием от электрической искры вследствие того, что приходится размещать большее количество элементов головки: впускных и выпускных клапанов и соответствующих каналов, форсунок и полостей для подвода охлаждающей жидкости, деталей крепления, а в некоторых случаях и дополнительных камер.

Впускные и выпускные клапаны обычно размещают в головке вертикально как в четырехтактных, так и в двухтактных двигателях (при клапанно-щелевой схеме).

В перемычках между клапанами, омываемыми горячими газами, а также в перемычке между клапанами и форсункой температура металла выше, чем в остальных частях стенок. Поэтому распределение металла по элементам головки должно быть равномерным, с плавными переходами в местах сопряженных стенок. При расширении проходов между перемычками и при направленном подводе охлаждающей жидкости к местам повышенного нагрева снижается температура стенок, а следовательно, и образование трещин.

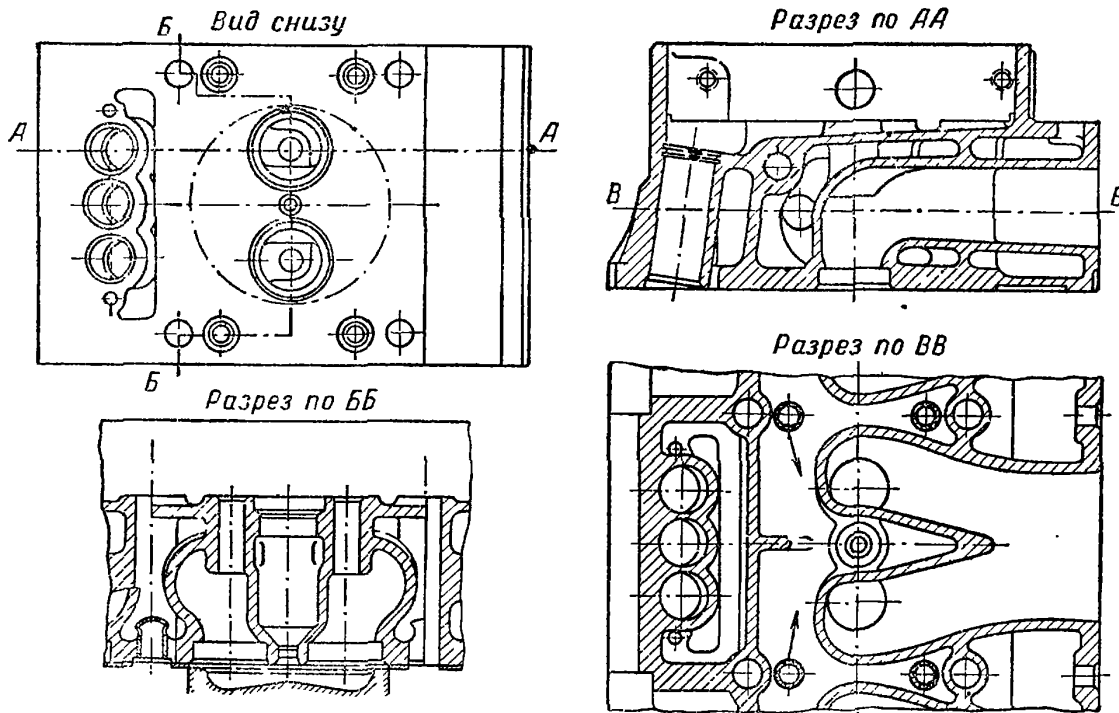
Головки двигателей с воспламенением от сжатия выполняют из чугуна или из алюминиевого сплава, реже из литой стали. Чугунные и стальные головки при прочих равных условиях имеют более высокую температуру,

чем алюминиевые. В стационарных и судовых двигателях для изготовления крышек применяют серый чугун СЧ 24-44 и СЧ 28-48.

В двигателях транспортных (автомобильных и тракторных) для упрочнения чугуна применяют присадки легирующих элементов.

В судовых двигателях повышенной мощности иногда применяют стальное литье или составные крышки, состоящие из ковanej нижней стенки и чугунной притертой к ней верхней части. Алюминиевые сплавы для головок применяют в некоторых транспортных двигателях, а также в легких двигателях, работающих в стационарных условиях, например, в двигателе Д-6.

В стационарных и судовых двигателях головки выполняют отдельно на каждый цилиндр. При большом диаметре цилиндра отдельная крышка



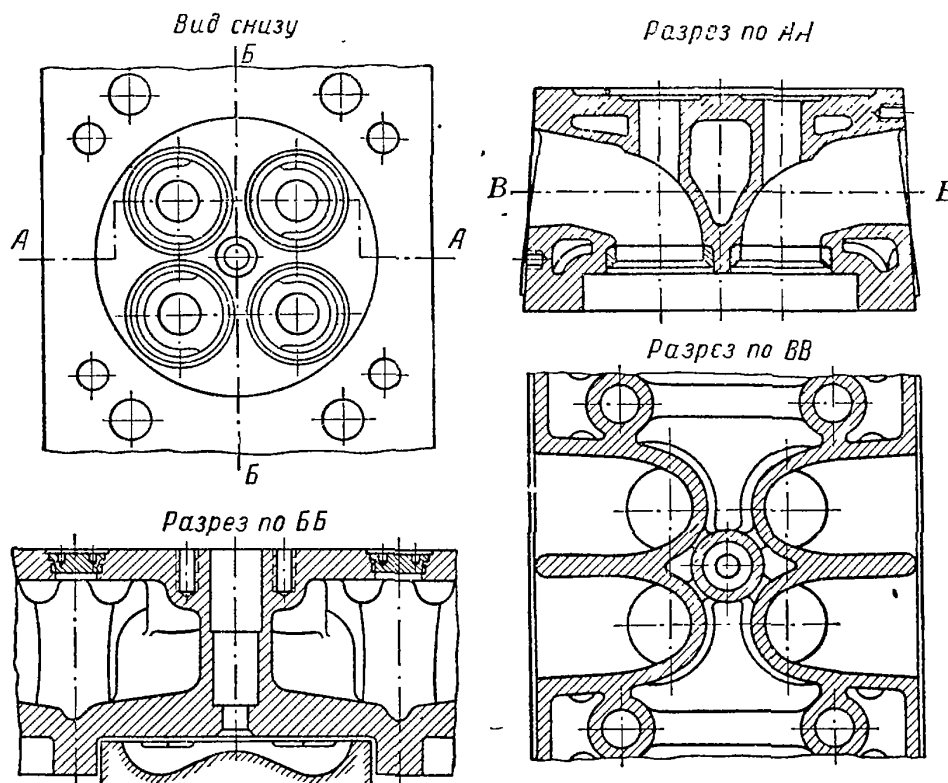
Фиг. 197. Головка двигателей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206.

более надежна в эксплуатации, так как она меньше подвержена короблению и в случае появления трещин ее проще заменить. Металла на запасные крышки расходуют меньше и обработка отдельной крышки дешевле. При объединенной головке на несколько цилиндров двигателя можно выбирать минимально допустимые расстояния между цилиндрами и, следовательно, уменьшать габариты двигателя по длине. В судовом двигателестроении для уменьшения расстояния между цилиндрами применяют также составной блок крышек, состоящий из отдельных разрезных крышек, скрепляемых между собой болтами.

На фиг. 197 показана головка с неразделенной камерой сгорания двухтактных двигателей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 (показана часть головки, относящаяся к одному цилиндру). Нижняя стенка, обращенная к поршню, выполнена гладкой. Форма камеры, соответствующая форме топливных факелов, образуется фасонным днищем поршня. В центре головки расположена полость для насос-форсунки; рядом находятся каналы выпускных клапанов. Слева (фиг. 197) в теле головки расположены три наклонных отверстия, которые служат направляющими толкателей. В расточки гнезд под клапаны запрессовывают седла, изготовляемые из специального отбеленного чугуна.

Сверху по контуру головки выполнена вертикальная стенка. Это увеличивает общую жесткость конструкции, что особенно важно для предупреждения перекосов головки при затяжке шпилек.

Головку двигателя ЯАЗ-204 крепят к блоку десятью шпильками, а головку двигателя ЯАЗ-206 четырнадцатью шпильками. Шпильки проходят через специальные отверстия в бобышках стенок головки. Около этих бобышек расположены четыре отверстия для подвода охлаждающей жидкости. Для более интенсивного охлаждения форсунки к стенке головки прилито направляющее ребро. Усиление циркуляции в этом месте достигается постановкой специальных колпачков (водяных форсунок) в отверстиях для подвода охлаждающей жидкости со стороны толкателей, что обеспечивает направленный выход жидкости к насос-форсунке с двух сторон. Охлаждающая жидкость отводится от каждого цилиндра в отдельности, что выгодно в отношении



Фиг. 198. Алюминиевая головка двигателей Д-6 и В-2.

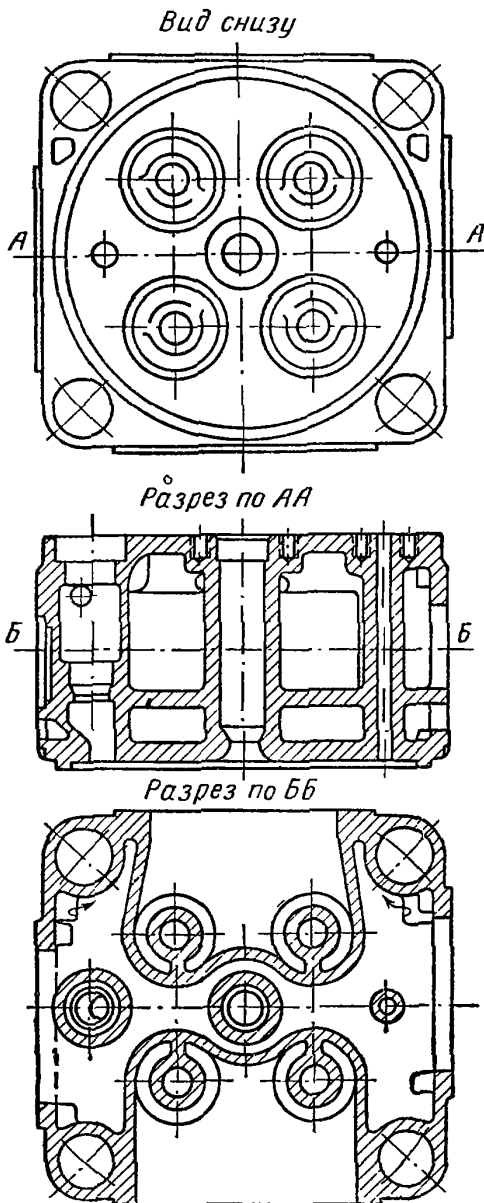
устранения застойных зон и выравнивания температуры по длине головки. Вдоль всей головки ближе к толкателям проходит канал для подвода смазки к деталям распределения.

Головку изготовляют из специального серого чугуна состава: 3,2—3,5% С; 2—2,4% Si; 0,6—0,8% Mn; до 0,2% P; до 0,12% S; 0,4% Cr и 0,4% Ni. Толщина стенки камеры сгорания 12 мм; толщина вертикальной стенки и стенок каналов клапанов 5,5 мм.

Головка из алюминиевого сплава с неразделенной камерой сгорания четырехтактных транспортных двигателей В-2 и Д-6 показана на фиг. 198. Впускные клапаны имеют несколько больший диаметр, чем выпускные. На каждую пару клапанов выполнен один канал, разделенный вертикальной стенкой. Стальные седла клапанов запрессованы в теле головки и дополнительно зачеканены по контуру. Форсунка установлена в центре камеры сгорания в вертикальном канале, соединяющем нижнюю и верхнюю стенки головки. Камера сгорания образуется стенкой головки и днищем поршня. Нижняя стенка головки выполнена ступенчатой для увеличения жесткости; поршень частично входит в головку. При подобной конструкции головки увеличивается поверхность, охлаждаемая непосредственно жидкостью, по сравнению с головкой, имеющей гладкую нижнюю стенку. Объединенная на шесть цилиндров головка крепится к блоку 14 силовыми шпильками, про-

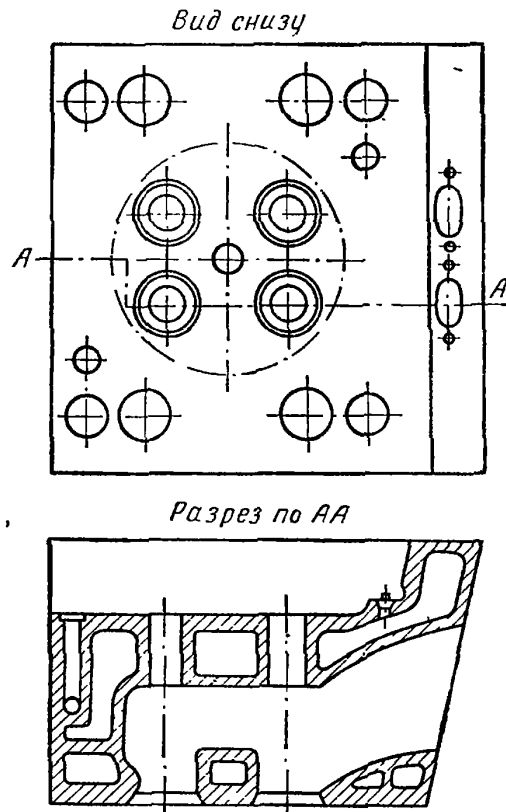
ходящими через специальные бобышки, расположенные между боковыми стенками головки и стенками впускных и выпускных каналов. Рядом со шпильками через четыре отверстия (фиг. 198, вид снизу) подводится охлаждающая жидкость; отводится жидкость из верхней части головки.

Отъемная крышка четырехтактного двигателя с неразделенной камерой сгорания показана на фиг. 199. Крышка имеет горизонтальную перегородку, разделяющую внутреннюю полость на две части, этим достигается



Фиг. 199. Крышка цилиндра судового четырехтактного двигателя.

усиленная циркуляция охлаждающей жидкости у днища головки, соприкасающегося с газами. Подвод охлаждающей воды в нижнюю полость предусмотрен с одного края крышки, а переход в верхнюю полость с другого края. Перегородка придает повышенную жесткость конструкции. В центре крышки расположен канал для форсунки. По бокам крышки имеются два вер-



Фиг. 200. Крышка цилиндра судового двухтактного двигателя с выпуском отработавших газов через клапаны.

тикальных канала: канал, расположенный слева (верхняя проекция), служит для пускового клапана, а расположенный справа для индикатора. В крышке установлены два впускных и два выпускных клапана. Каналы впуска и выпуска, общие для каждой из пар клапанов, расположены с противоположных сторон крышки. На стенке, обращенной к блоку, предусмотрен кольцевой буртик прямоугольного сечения для уплотнения стыка между крышкой и цилиндровой втулкой. Крышку крепят к цилиндру четырьмя шпильками, расположенными по углам.

На фиг. 200 изображена чугунная крышка двухтактного судового двигателя ГМС-8-268 с неразделенной камерой сгорания. Днище крышки вы-

полнено плоским. Внутренняя полость разделена на две части горизонтальной перегородкой, соединяющей боковые стенки, каналы клапанов и канал форсунки. Выпуск отработавших газов производится в одну сторону через четыре клапана, вертикально расположенных в крышке. Перемычки между клапанами имеют развитую поверхность охлаждения.

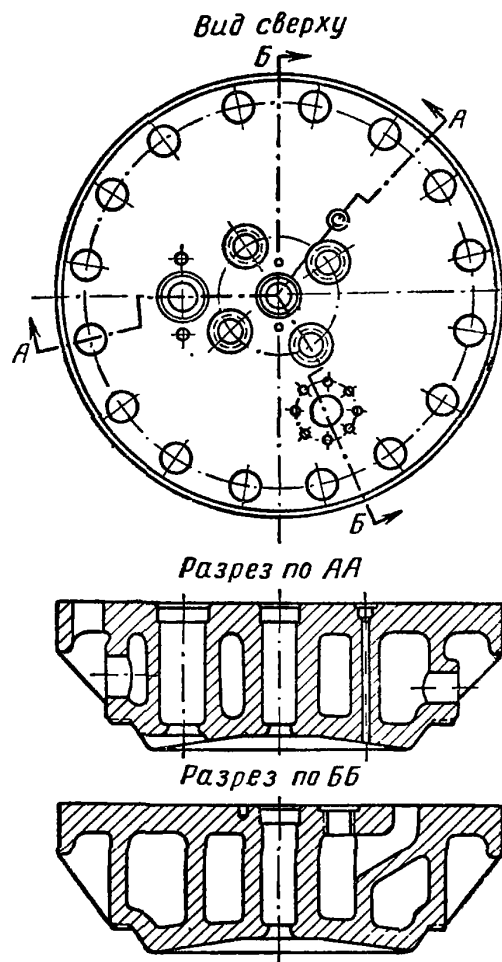
Существенным недостатком принятого расположения клапанов в отношении надежности конструкции крышки является наличие удлиненного канала и неизбежно более высокий нагрев стенок канала в местах переходов и сопряжений со стенками крышки.

Крепление крышки к цилиндру осуществляют четырьмя шпильками. Рядом с каждой шпилькой расположены отверстия для подвода охлаждающей жидкости из блока цилиндра в крышку. Охлаждающая жидкость отводится вверх под каналом выпуска.

Наиболее простые формы имеют крышки двухтактных двигателей с петлевыми схемами газораспределения. В качестве примера на фиг. 201 показана крышка двухтактного судового двигателя 8ДР  $\frac{43}{61}$ . Отсутствие клапанов и каналов

позволило придать ей простую цилиндрическую форму. Камера сгорания образуется днищем поршня и стенкой крышки, имеющей углубление, близкое по форме к шаровому сегменту. В центре крышки размещена форсунка, ближе к краям расположены канал для пускового клапана и канал под индикатор. Днище, воспринимающее давление газов, опирается на вертикальную кольцевую стенку. Крышку крепят к цилиндру 16 шпильками, расположенными по окружности. Стык уплотнен по кольцевой площадке. Охлаждающая жидкость поступает в крышку сбоку из блока цилиндра, через наружный патрубков, а отводится из крышки сверху.

На фиг. 202 показана головка (часть одного цилиндра) тракторного двигателя Д-35 с вихревой камерой. Стенка головки, обращенная к поршню, выполнена плоской. Вихревая камера шарового типа, смещена от оси цилиндра к краю головки. Верхняя половина камеры с отверстием для форсунки выполнена в головке, нижняя половина изготовлена отдельно из жаростойкой стали и фиксируется в головке болтом. Соединительный канал расположен под углом к оси цилиндра. Клапаны расположены вертикально, при этом оси клапанов смещены в сторону от оси цилиндра, что вызвано расположением в головке вихревой камеры. Диаметр впускного клапана больше диаметра выпускного. Каналы, относящиеся к одноименным клапанам двух соседних цилиндров; соединены в один общий канал. Выпускные клапаны двух крайних цилиндров имеют отдельные каналы для каждого клапана. Головка крепится шпильками к блоку цилиндров. Охлаждающая жидкость поступает через пять отверстий, из которых два большего диаметра расположены со стороны выпускных каналов, два отверстия несколько мень-



Фиг. 201. Крышка цилиндра судового двухтактного двигателя 8ДР  $\frac{43}{61}$  с петлевой схемой газораспределения.

шего диаметра — ближе к вихревой камере и одно отверстие — между каналами.

Охлаждающая жидкость отводится из головки с торца на уровне верхней стенки головки.

Головка изготовлена из серого чугуна с присадкой легирующих элементов. Толщина стенки, обращенной к поршню, равна 11 мм, остальные стенки имеют толщину 5—5,5 мм.

На фиг. 203 показана головка с предкамерой тракторного двигателя КДМ-46. Головку выполняют общей на каждые два цилиндра. Нижняя и верхняя стенки головки плоские. Впускной и выпускной клапаны имеют одинаковые размеры. В головке сделаны отверстия, через которые проходят промежуточные стержни толкателей привода клапанов. Каналы клапанов выведены на одну сторону. Предкамера расположена под углом 15° к вертикальной оси и смещена в сторону от клапанов.

Предкамера сварная из двух половинок; нарезной конец ее ввернут в днище головки. Нижний стык предкамеры уплотнен медной прокладкой, а верхний — резиновым кольцом. Объем предкамеры составляет 24,6% от объема пространства сжатия. Диаметр выходного отверстия 6,5 мм. Головка крепится 15 шпильками, из которых шесть имеют увеличенный диаметр.

Вода для охлаждения поступает в головку цилиндра из блока через четыре отверстия, два из них расположены со стороны предкамеры, а два — со стороны привода клапанов. В водоподводящие каналы запрессованы колпачки с отверстиями — водяные форсунки. Одна пара форсунок направляет струи жидкости непосредственно на предкамеру, а вторая пара — на перемычки клапанов. Охлаждающая жидкость отводится от каждого цилиндра отдельно в верхней части головки из отверстия, расположенного на уровне верхней стенки.

Головка выполнена из серого чугуна с присадкой легирующих элементов. Толщина днища головки 14 мм, толщина остальных стенок 7—8 мм.

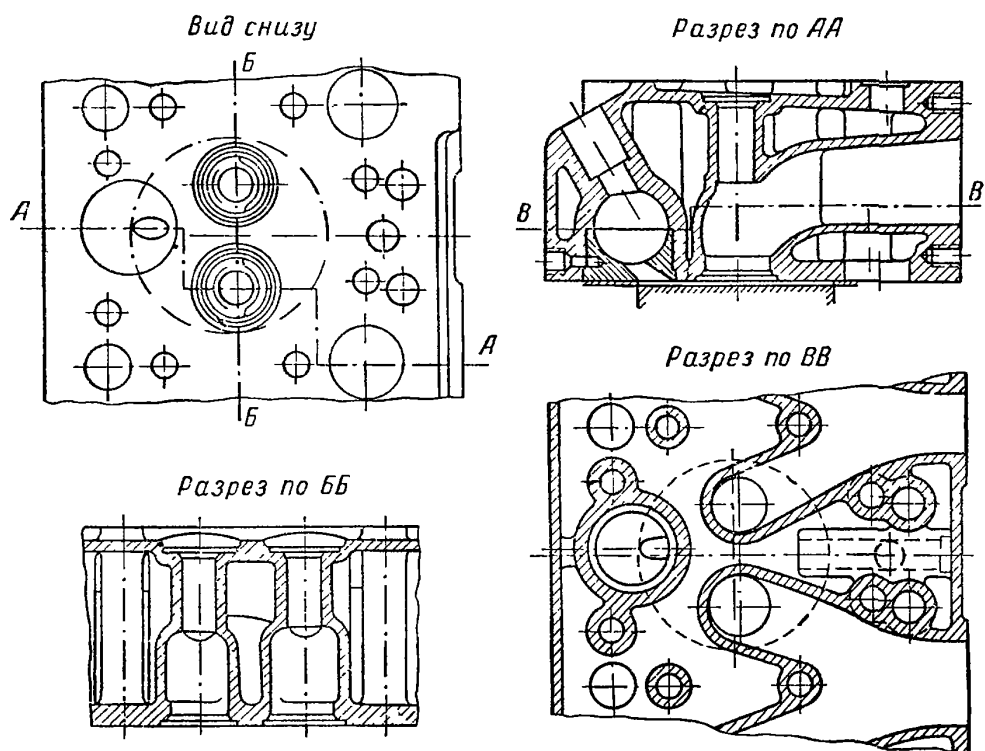
Конструктивные параметры головок и камер сгорания некоторых автомобильных и тракторных двигателей с воспламенением от сжатия приведены в табл. 31<sup>1</sup>.

Наибольшая величина отношения  $\frac{F_{к.с}}{V_c}$  получается в головке с шаровой камерой сгорания в поршне, наименьшая в двигателях ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206. Из сравнения однотипных камер сгорания, например камер двигателей В-2 и ЯАЗ, видно, что величина  $\frac{F_{к.с}}{V_c}$  больше для головки двигателя ЯАЗ вследствие меньшего диаметра цилиндра. Параметр  $\frac{F_{к.с}}{V_c}$  для головок с вихревыми камерами, воздушными и шаровыми, расположенными в поршне, практически одинаков для двигателей с равными диаметрами цилиндров. Параметр  $\frac{F_{ох}}{F_{к.с}}$ , характеризующий поверхность с интенсивной передачей тепла в охлаждающую воду, получается повышенным в головках с дополнительными камерами (вихревой камерой, воздушной камерой и предкамерой).

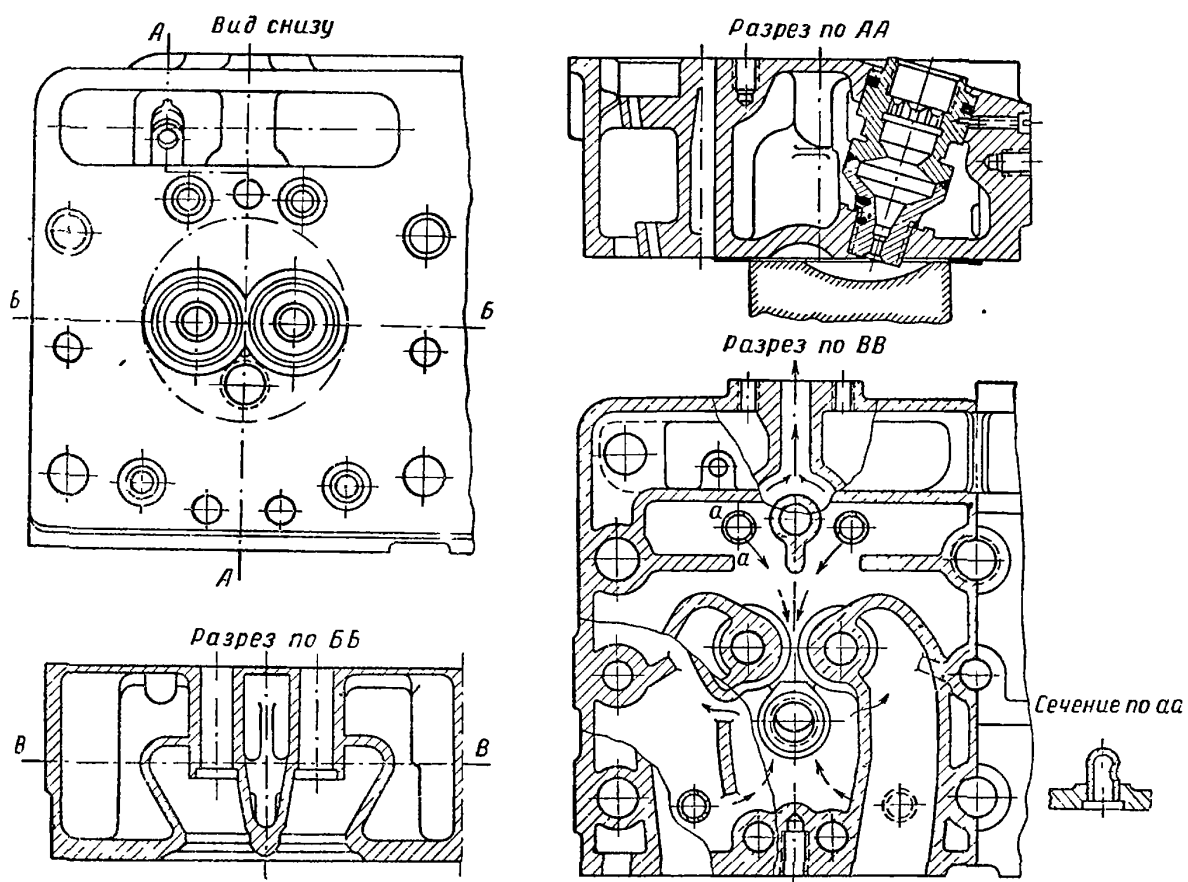
Повышенное значение отношения  $\frac{F_{ох}}{V_c}$  получается при охлаждении днища поршня маслом, как это предусмотрено в двигателях ЯАЗ и в ряде судовых и стационарных двигателей. В головках с четырьмя клапанами параметр  $\frac{F_{ох}}{V_c}$  меньше, чем в головках с двумя клапанами; например в двигателях В-2, Д-6 и в некоторых судовых и стационарных двигателях.

<sup>1</sup> Обозначения те же, что и в табл. 30.





Фиг. 202. Головка двигателя Д-35.



Фиг. 203. Головка с предкамерой двигателя КДМ-46.

Таблица 31

## Конструктивные параметры головок и камер сгорания

Формы камеры сгорания	Применяемые в двигателях	$D$ в мм	$S$ в мм	$\epsilon$	$\frac{F_{к.с}}{V_c}$ в см <sup>2</sup> /см <sup>3</sup>	$\frac{F_{ох}}{V_c}$ в см <sup>2</sup> /см <sup>3</sup>	$\frac{F_{ох}}{F_{к.с}}$	$\frac{H}{D}$	Расположение клапанов  Верхнее
Неразделенные	ЯАЗ	108	127	16	2,58	0,91 1,91*	0,35 0,74*	1,22	
	Шаровая в поршне	105	130	17	3,25	0,92	0,285	1,0	
	Д-6	150	180	15,8	2,03	0,52	0,26	0,825	
Вихрекамерные	Д-35 и Д-7	105—115	130	17	3,2	1,35	0,42	1,0	
Воздушнокамерные	—	105	130	16	3,15	1,25	0,46	1,0	
Предкамерные	ЧТЗ и КДМ-46	145	205	15,5	2,15	1,55	0,505	1,0	

\* С учетом охлаждения головки двигателя водой и охлаждения днища поршня маслом.

Параметр  $\frac{F_{ох}}{F_{к.с}}$ , характеризующий часть поверхности головки с интенсивным охлаждением, имеет большее значение в головках с дополнительными камерами. В случае охлаждения днища поршня маслом величина этого параметра возрастает.

### Основные конструктивные соотношения крышек судовых и стационарных двигателей

Наружный диаметр крышки (или диаметр описанной окружности) . . . . .	$D_{н.к} = (1,4 \div 1,8) D$
Высота крышки . . . . .	$H = (0,4 \div 0,8) D$
Толщина нижней и верхней стенки . . . . .	$\delta_1 = (0,06 \div 0,08) D$
Толщина промежуточной горизонтальной стенки . . . . .	$\delta_2 = (0,6 \div 0,7) \delta_1$
Толщина наружных стенок . . . . .	8—12 мм
Минимальная толщина водяного промежутка между стенками . . . . .	10—15 мм

К основным технологическим условиям на изготовление головок можно отнести следующие.

1. Твердость чугунного литья должна быть по шкале не менее  $H_B = 180 \div 240$ .

2. Остаточные литейные напряжения должны быть сняты нагреванием чугунных головок до температуры 400—500° С в течение 10—15 час. и постепенным охлаждением их; алюминиевые головки нагревают до температуры 200° С в течение 6—8 час.

3. Раковины в стенках, соприкасающихся с горячими газами со стороны камеры сгорания, не допускаются.

4. Головки должны выдерживать гидравлическое испытание на герметичность водяного пространства при давлении в водяной системе до 4 кг/см<sup>2</sup>

в течение 3—5 мин.; при этом появления течи воды и даже увлажнения поверхности стенок не допускается.

5. Головки судовых и некоторых транспортных двигателей должны выдерживать гидравлическое испытание на прочность стенки, обращенной к поршню, при давлении до  $100 \text{ кг/см}^2$  и более.

Стенки головок воспринимают нагрузки от давления газов, действия высокой температуры и от предварительной затяжки шпилек (болтов). Наибольшие напряжения испытывает стенка головки, непосредственно соприкасающаяся с горячими газами, в особенности в области расположения клапанных гнезд, гнезд для свечей зажигания и форсунок (в двигателях с воспламенением от сжатия).

Сечения головки имеют сложные геометрические формы, — определить действительные напряжения в стенках головки весьма трудно. Поэтому толщину днища головки не рассчитывают, а принимают по данным выполненных конструкций.

---

## ГЛАВА XI

### КОРПУС ДВИГАТЕЛЯ

#### § 1. СИЛОВЫЕ СХЕМЫ КОРПУСОВ

В зависимости от способа передачи сил давления газа на элементы корпуса различают те или иные силовые схемы корпусов двигателей.

В конструкциях, выполненных в виде блок-картера, имеющих отдельные головки цилиндров, приняты следующие силовые схемы.

1. Силовая схема несущего блока цилиндров, когда силы газов передаются гильзам цилиндров и рубашкам, отлитым за одно целое (фиг. 204); крепление головки к блоку в этом случае осуществляется шпильками, ввернутыми в блок цилиндров.

2. Силовая схема несущего блока рубашек, когда силы газов передаются только рубашкам цилиндров, гильзу цилиндра выполняют отдельно — вставной (фиг. 205, 206 и 207), а шпильки, крепящие головку, ввертывают в тело блока рубашек.

3. Силовая схема несущих шпилек, когда силы давления газов передаются специальным силовым шпилькам (анкерным связям), стягивающим головку, блок-картер и фундаментную раму (фиг. 208).

Корпус двигателя по схеме блок-картера может быть выполнен с отдельными вставными гильзами и с гильзами, отлитыми вместе с рубашкой.

В двигателях блочных конструкций, в которых цилиндры и головки выполнены за одно целое (имеют моноблок цилиндров), корпуса могут быть выполнены по следующим силовым схемам.

1. По силовой схеме несущей гильзы, когда силы давления газов передаются гильзам, а рубашки цилиндров не испытывают сил давления газов.

2. По силовой схеме несущих рубашек, когда силы давления газов передаются рубашкам цилиндров, а гильзы при этом не испытывают напряжений растяжения от действующих сил давления газов (фиг. 209).

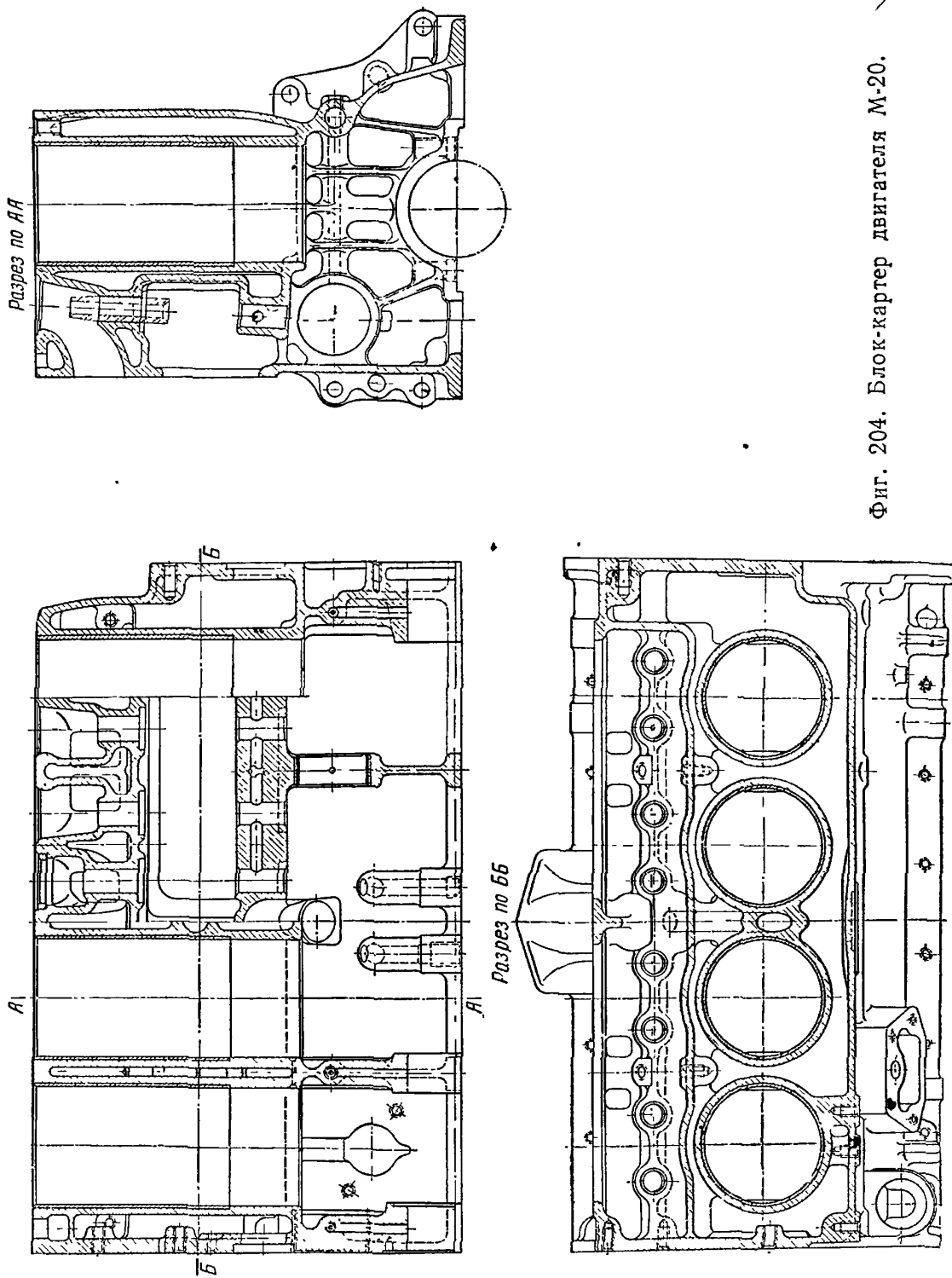
3. Конструкции двигателей воздушного охлаждения следует отнести к конструкции несущего цилиндра, так как силы давления газов передаются цилиндрам (фиг. 210).

В конструкциях двигателей при отъемной головке, отдельном блоке цилиндров и отдельном картере (станине) приняты следующие силовые схемы корпусов.

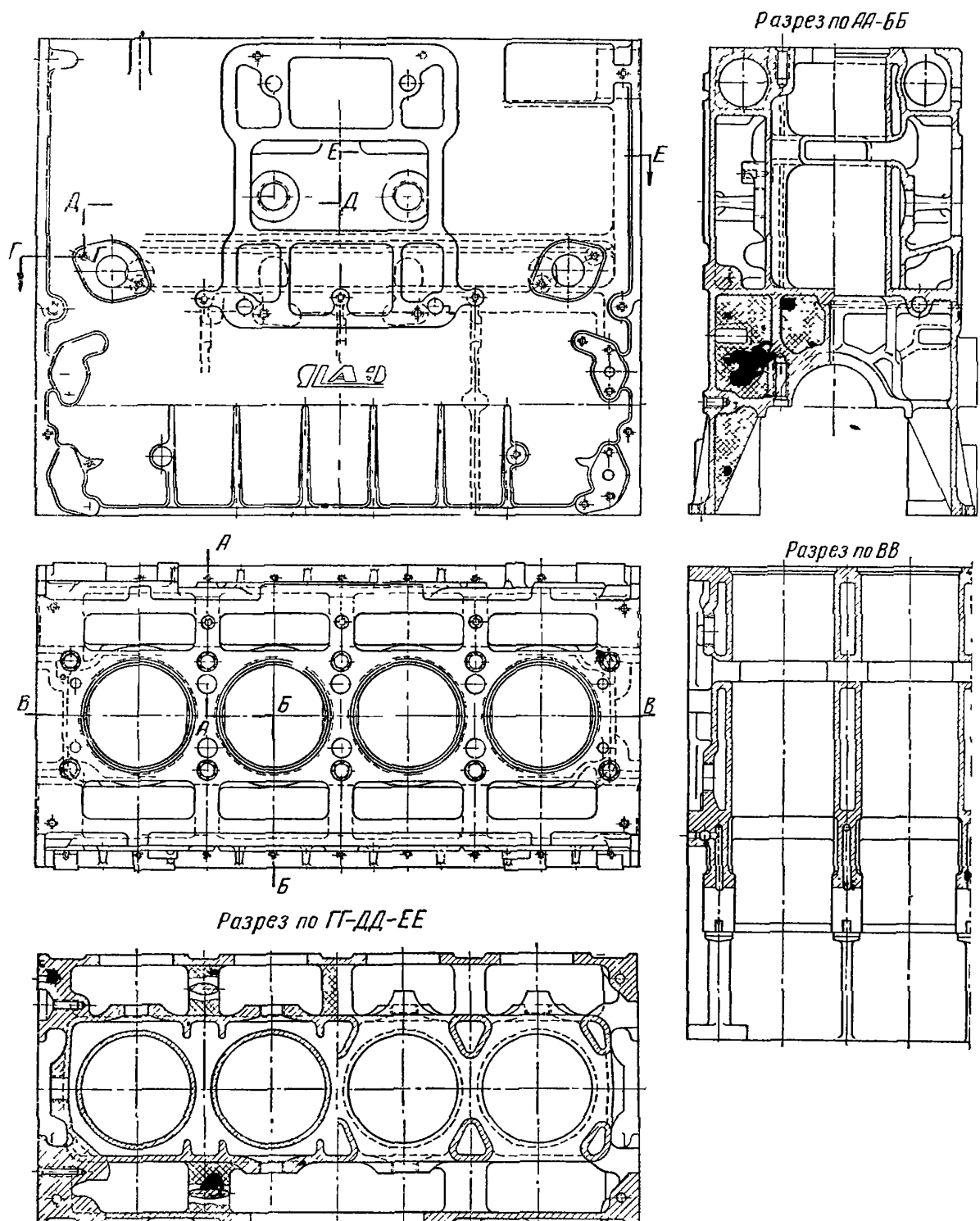
1. Силовая схема несущих шпилек в конструкциях, у которых головка, блок цилиндров и картер стягиваются силовыми шпильками; в этой схеме могут быть варианты:

а) гильзы разгружены, а блок рубашек нагружен (фиг. 211);

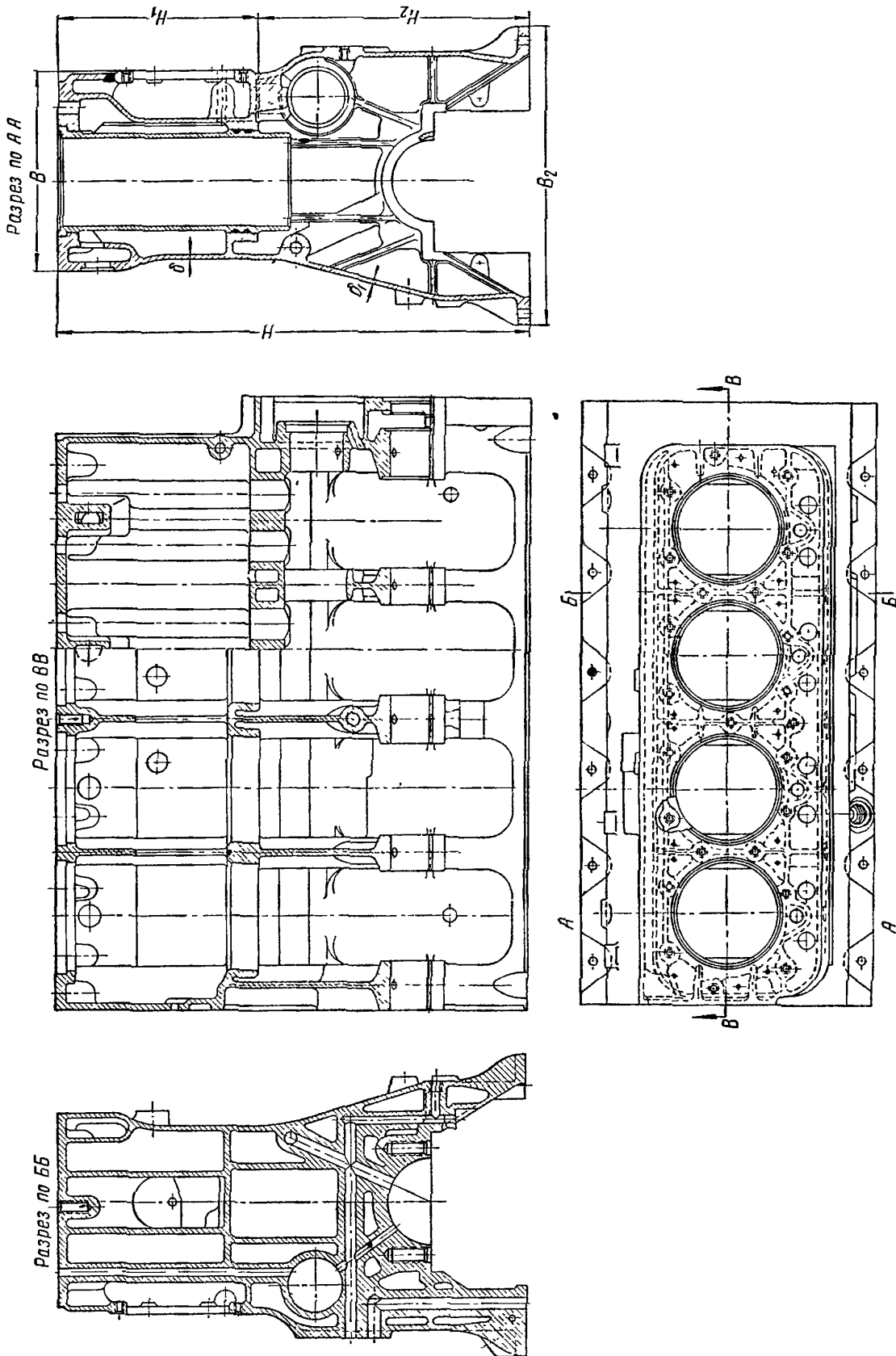
б) гильзы нагружены, а блок рубашки разгружен; к этому варианту можно отнести силовую схему двигателя воздушного охлаждения, когда цилиндр стягивается длинными силовыми шпильками, проходящими через головку (рядом с цилиндром) в картер двигателя.



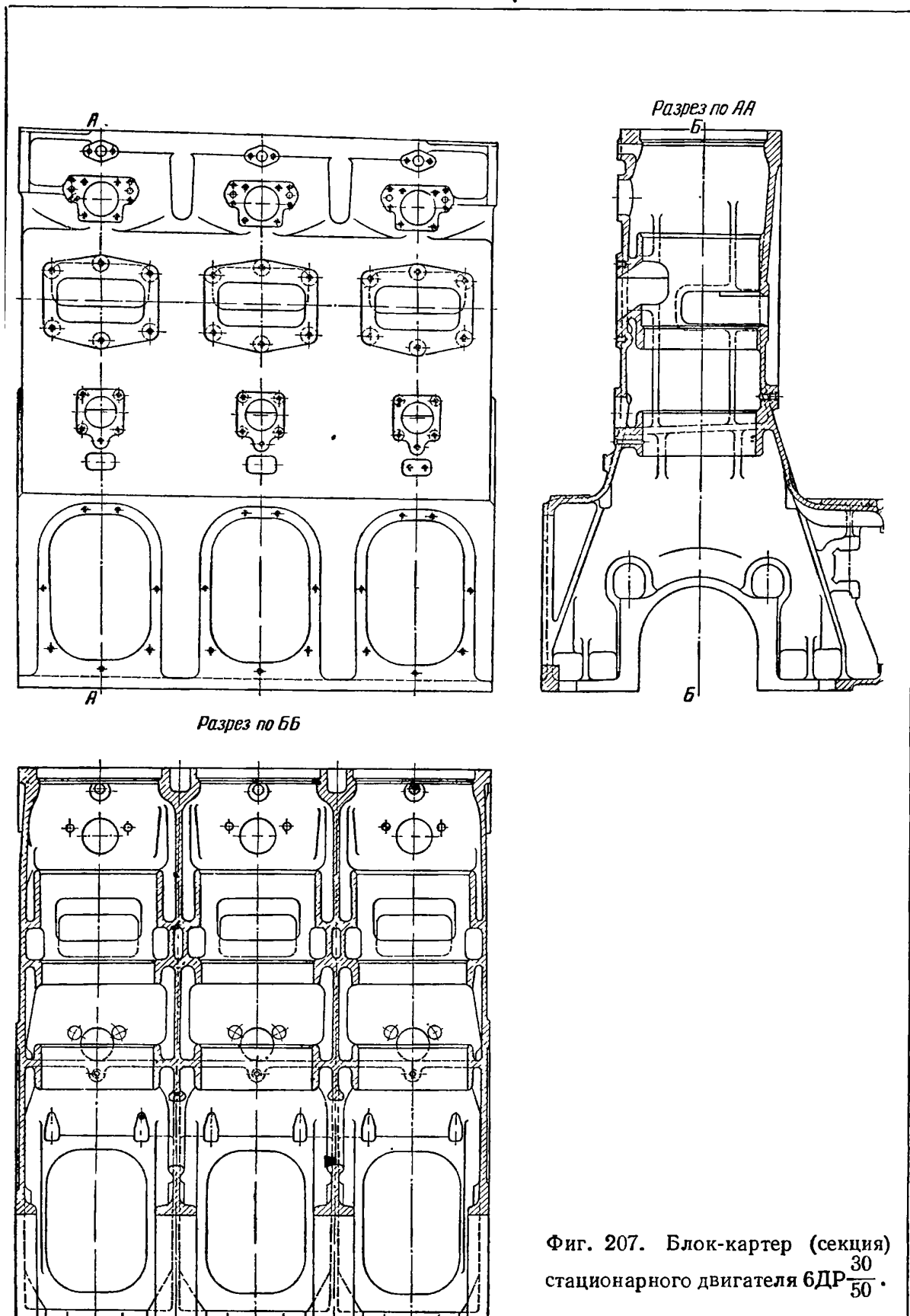
Фиг. 204. Блок-картер двигателя М-20.



Фиг. 205. Блок-картер двигателя ЯАЗ-204

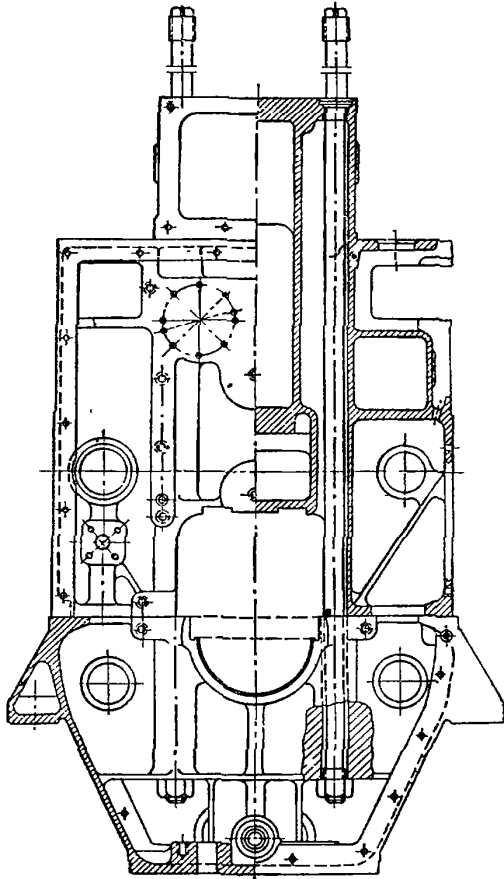


Фиг. 206. Блок-картер двигателя Д-35.

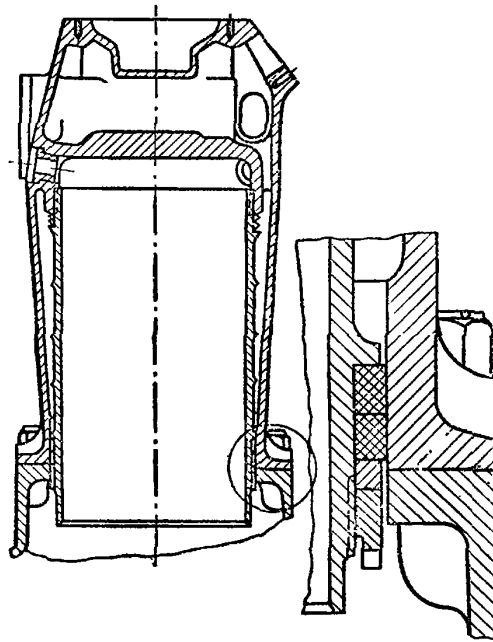


Фиг. 207. Блок-картер (секция)  
 стационарного двигателя 6ДР $\frac{30}{50}$ .

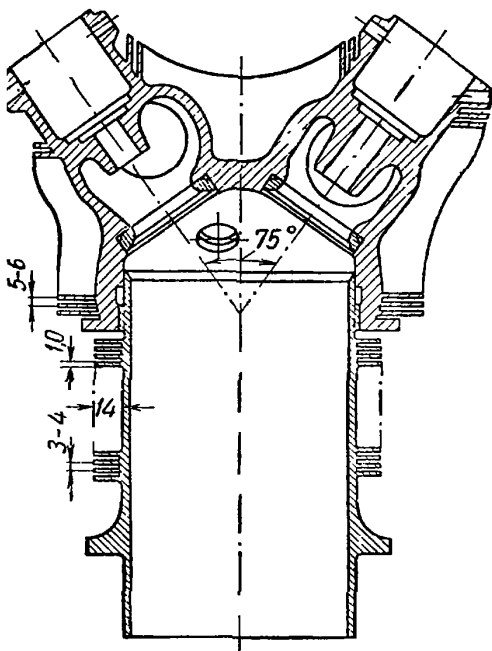




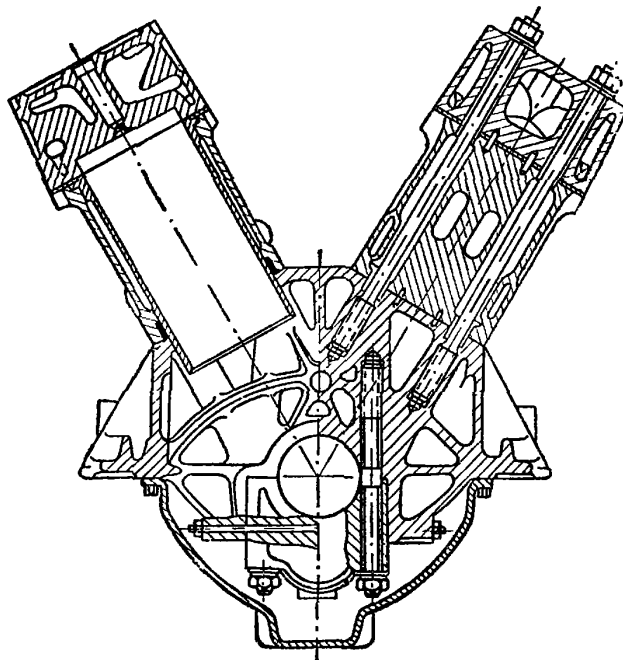
Фиг. 208. Блок-картер и силовая схема судового двигателя 6Ч  $\frac{23}{30}$ .



Фиг. 209. Моноблок с несущей рубашкой двигателя ВК-105.



Фиг. 210. Моноблочная конструкция цилиндра воздушного охлаждения двигателя АШ-82.

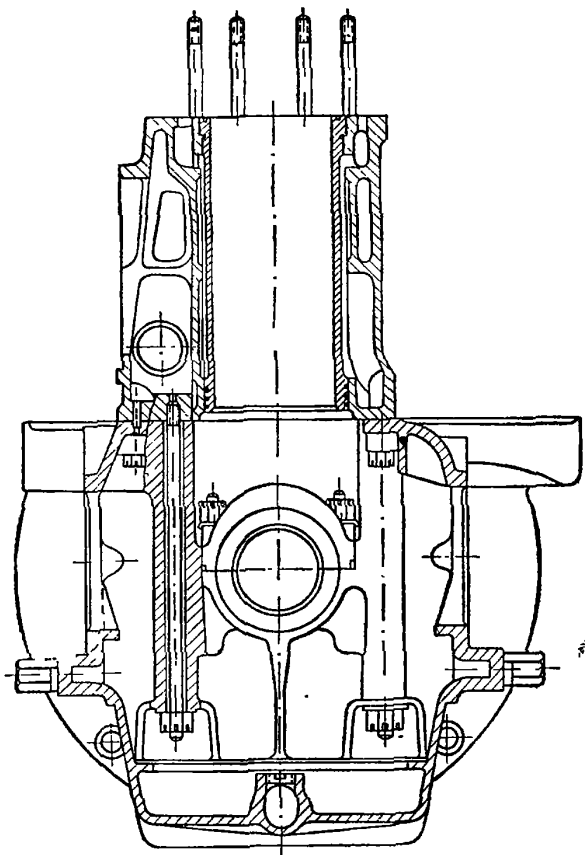


Фиг. 211. Блочная конструкция и силовая схема двигателя В-2.

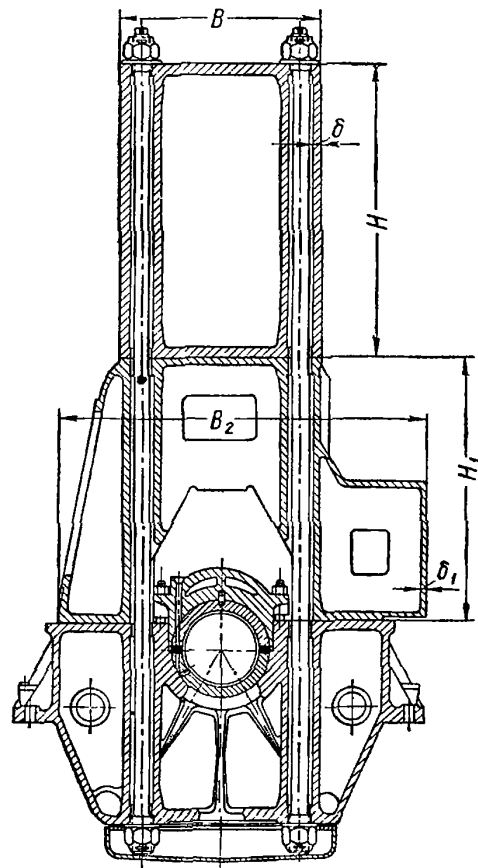
2. Силовая схема несущих рубашек (блок рубашек); в этой схеме возможны варианты:

а) головка и блок рубашек, а также блок рубашек и картер, в другом случае блок рубашек и фундаментная рама скреплены отдельно короткими шпильками (фиг. 212).

б) блок рубашек, картер и фундаментная рама скреплены длинными анкерными связями (шпильками), а крышки к блоку рубашек крепят короткими шпильками (фиг. 213).



Фиг. 212. Блок цилиндров, картер и силовая схема тепловозного двигателя Д-50.



Фиг. 213. Силовая схема судового двигателя.

3. Силовая схема несущего цилиндра в двигателях воздушного охлаждения, когда головка, цилиндр и картер скреплены отдельно короткими шпильками.

Приведенное разделение силовых схем корпусов на группы охватывает только основные случаи.

## § 2. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСОВ

Конструкция корпуса, его габаритные размеры и соответствующая ему силовая схема определяются назначением, условиями работы и мощностью двигателя.

Форма корпуса зависит в первую очередь от условий установки двигателя в машинном отделении и удобства обслуживания его в эксплуатации.

К конструкции корпуса двигателя предъявляются следующие требования.

- 1) прочность не только при номинальных нагрузках, но и при возможных перегрузках;
- 2) достаточная жесткость;

3) удобство монтажа узлов двигателя и агрегатов, а также удобство обслуживания при эксплуатации двигателя;

4) возможно меньший вес, сравнительно простые конструктивные формы и простота изготовления.

Наиболее рациональной надо считать такую силовую схему корпуса, в которой сечения рубашек цилиндров, картера, а также фундаментной рамы (при ее наличии) нагружены равномерно.

В большинстве случаев корпуса двигателей выполняют литыми из серого чугуна и реже из алюминиевого сплава. В стационарных и судовых двигателях иногда применяют фундаментную раму, выполненную из стального литья, а блочную часть из чугуна. Находят распространение сварные корпуса, выполняемые или из стального литья, или из стального проката. Кованые стальные корпуса применяют в легких двигателях повышенной мощности, в частности, в звездообразных многорядных.

### § 3. КОНСТРУКЦИИ БЛОК-КАРТЕРА

Блок-картер широко применяют в автомобильных, тракторных и судовых двигателях. Ряд конструкций отечественных автомобильных и тракторных двигателей выполнен по силовой схеме несущего блока. Для примера на фиг. 204 показан блок-картер четырехцилиндрового автомобильного двигателя М-20, выполненный по этой силовой схеме.

Рубашки и цилиндры отлиты совместно; пространство для охлаждающей жидкости образовано вокруг каждого цилиндра, по всей его длине, что способствует выравниванию температуры стенки цилиндра.

Картер, отлитый за одно целое с блоком цилиндров, выполнен открытым и низким. По числу коренных опор вала в картере сделаны четыре поперечные стенки, каждая из них в нижней части переходит в полукольцо. Эти полукольца являются верхними коренными опорами вала. Стенки усилены вертикальными ребрами, соединяющими их со сводом картера. В картере слева (см. фиг. 204, поперечный разрез) в круглых отверстиях вертикальных стенок размещены подшипники распределительного вала. Выше распределительного вала на боковой стенке цилиндров расположена коробка распределения, далее в верхней части блока расположены каналы и гнезда клапанов.

В гнезда выпускных клапанов вставлены седла из специального жароупорного чугуна. Блок-картер выполнен из серого чугуна СЧ 24-44 с добавкой легирующих элементов. Толщина стенок блока цилиндра 6 мм, а стенки картера 7 мм. Для уменьшения износа в цилиндры блока запрессованы сухие гильзы, изготовленные из износостойкого (легированного) чугуна. Гильзы имеют длину 144 мм и в нижней части опираются по торцу в тело блока. Окончательную обработку гильзы ведут после ее запрессовки.

Блок двигателя ГАЗ-51, по силовой схеме однотипный с блоком двигателя М-20, имеет гильзу длиной 50,5 мм, расположенную в верхнем поясе блока.

В блок-картерах бензиновых двигателей ставят иногда сухие гильзы, длина которых равна длине всего цилиндра; такие гильзы выполняют с опорным буртиком в верхней части.

При боковом расположении клапанов часть верхней плоскости блока цилиндров непосредственно омывается горячими газами. Распределение температуры в верхнем поясе блока неравномерно. Например, в двигателе ЗИС-110 на режиме полной нагрузки ( $p_e = 6 \text{ кг/см}^2$ ) при  $n = 3300$  об/мин (по опытам МВТУ) наибольшая температура  $238^\circ \text{C}$  наблюдается в теле перемычки между гнездами клапанов и в перемычке между стенкой цилиндра и гнездом выпускного клапана. Температура стенок цилиндра при тех же условиях равна  $140^\circ \text{C}$ .

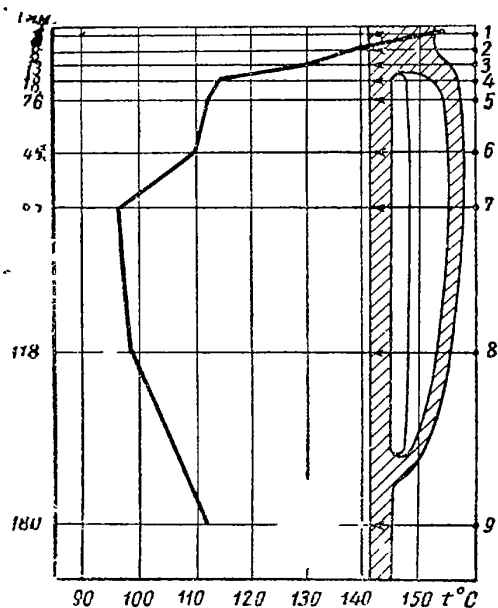
При недостаточном охлаждении и длительном перегреве перемычек возможно разрушение их в результате тепловых напряжений. Неравномерное распределение температуры наблюдается также и по длине стенки, как это показано на фиг. 214.

Для уменьшения неравномерности распределения температуры по блоку цилиндров и снижения температуры перегретых мест обычно предусматривают разделенный подвод свежей охлаждающей жидкости.

Воду в блок двигателя М-20 подают насосом в верхнюю часть блока, частично в водяное пространство блока, а частично в специальную плоскую трубу, расположенную вдоль блока между стенками цилиндров и стенками каналов клапанов.

Выход воды из блока в головку имеется от каждого цилиндра, этим достигается более равномерная циркуляция в системе охлаждения. Головку к блоку крепят короткими шпильками, ввернутыми в тело блока.

Блок-картер с несущим блоком цилиндров и сухой гильзой применяют в автомобильных двухтактных двигателях с воспламенением от сжатия ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206. На фиг. 205 показан блок-картер двигателя ЯАЗ-204. Литой блок-картер имеет прямые боковые стенки, продолженные вверх до плоскости крепления с головкой. Между рубашками цилиндров и вертикальными прямыми стенками образуются полости, служащие ресивером продувочного воздуха. По середине блока цилиндров расположен продувочный пояс для подвода воздуха в цилиндры.



Фиг. 214. Распределение температуры по высоте стенки восьмицилиндрового двигателя ЗИС-110:

1 — 9 — места замеров.

Верхняя часть блока связана с картером боковыми вертикальными стенками с каналами треугольного сечения для подвода воды. Картер выполнен высоким, что придает ему повышенную жесткость; низ картера открытый.

Число поперечных стенок картера соответствует числу коренных опор вала. Верхняя половина опоры усилена тремя вертикальными и двумя горизонтальными ребрами. Нижнюю часть опоры привертывают двумя шпильками. В верхней части блока слева и справа расположены круглые отверстия под распределительный и балансирный валики.

В случае применения длинных и сухих гильз цилиндрические поверхности блока под гильзы необходимо тщательно обрабатывать (хонинговать).

При нагревании гильзы должны плотно всей поверхностью прилегать к стенкам цилиндров блока, обеспечивая максимально возможный отвод тепла с охлаждающей жидкостью. Гильзы при работе двигателя нагреваясь расширяются, поэтому в холодном состоянии их устанавливают с небольшим зазором (по допуску 0,000—0,051 мм), вследствие чего достигается плотность прилегания гильз к блоку при работе. Полости ресивера с торцов блока выполнены открытыми. При монтаже их закрывают стальными крышками, привертываемыми к блоку. Торцевые поверхности блока подвергают тщательной механической обработке.

Для уплотнения стыка между крышками и блоком ставят прокладки и применяют специальную мастику.

Справа (если смотреть вдоль блока со стороны отбора мощности) в середине боковой стенки имеется отверстие для подвода воздуха в ресивер от

нагнетателя. На этой же боковой стенке ближе к торцам блока выполнены отверстия для подвода охлаждающей воды из насоса.

При работе используют лишь одно отверстие из предусмотренных двух, расположенное у первого цилиндра или у четвертого.

Вода попадает в канал, находящийся ниже ресивера, а из канала в полость водяного пространства нижней части блока. Охлаждающая вода из нижней полости в верхнюю, отделенную продувочным поясом, поступает через каналы треугольного сечения. Подвод воды предусмотрен к каждому из цилиндров. Это способствует выравниванию температуры блока и головки. Масляная магистраль расположена непосредственно под водяным каналом.

Нижняя часть картера закрыта литым поддоном. Блок-картер выполнен из серого чугуна с присадкой легирующих элементов. Основные стенки блок-картера имеют толщину 5,5 мм.

Широко распространены блок-картеры, выполняемые по силовой схеме несущих рубашек.

На фиг. 206 показан блок-картер с несущими рубашками четырехтактного четырехцилиндрового двигателя Д-35. Блочная часть состоит из рубашек; гильзы цилиндров вставные, мокрые. Верхняя выточка в блоке предназначена для посадки буртика гильзы, которая опирается на тело блока; сверху гильза прижимается головкой двигателя.

В пространство, образуемое между стенками рубашек и гильз, подается вода для охлаждения. Верхний стык уплотнен медной прокладкой, прилегающей к буртику гильзы в выточке блока. Нижнее уплотнение осуществляется резиновыми кольцами, расположенными в канавках пояса гильзы.

Воду для охлаждения подают насосом с переднего торца блока в канал, расположенный вдоль блока в левом верхнем углу рубашки (фиг. 206, поперечный разрез). Из канала через круглые отверстия, расположенные против цилиндра, вода поступает в пространство охлаждения, и далее в головку двигателя. Картер выполнен высоким и открытым, коренные опоры коленчатого вала размещены на вертикальных поперечных стенках, усиленных ребрами. Нижние половины опор привернуты на шпильках.

В середине блок-картера ближе к правой наружной стенке размещен распределительный вал на трех неразъемных опорах. Над опорами распределительного вала и в верхней плоскости блока сделаны отверстия для толкателей и их промежуточных стержней. Блок-картер отлит из серого чугуна СЧ 15-37 с добавкой легирующих элементов.

Другим примером применения блок-картера с несущей рубашкой может служить двухтактный двигатель БДР  $\frac{30}{50}$ . На фиг. 207 показана секция блока с тремя цилиндрами. Блок-картер этого двигателя составной из двух секций, что часто применяют в практике судового и стационарного двигателестроения. В середине блока против каждого цилиндра расположены отверстия для подвода продувочного воздуха. С противоположной стороны, несколько выше продувочного пояса, расположены выпускные каналы. Картер, отлитый вместе с блоком рубашек, выполнен низким и открытым. Картер привертывают к фундаментной раме.

Блок-картеры с несущими силовыми шпильками широко применяют как в двухтактных, так и в четырехтактных тракторных судовых и стационарных двигателях.

На фиг. 208 показан блок-картер с несущими шпильками, применяемый на судовых двигателях БЧ  $\frac{23}{30}$ . Открытый низкий картер отлит вместе с блоком рубашек. Стенки картера выполнены вертикальными. Образованные стенками рубашек и картера коробки справа и слева блока служат для размещения в них механизмов распределения, топливных насосов и других агре-

готов. Двигатель не имеет выступающих частей и ограничен гладкими стенками.

Фундаментная рама двигателя, соединяемая с блок-картером, принимает нагрузки от сил давления газов и сил инерции. Крышка цилиндров, блок-картер и рама стягиваются анкерными связями (силовыми шпильками), проходящими через весь корпус: крышку, блок-картер и раму. Крышки выполнены отдельными на каждый цилиндр. Силовые шпильки имеют буртики, входящие в выточки верхней плоскости блока. Блок-картер и рама стянуты силовыми шпильками. Этими же шпильками крепят крышки цилиндров. Силовые шпильки окончательно затягивают при креплении. Дополнительно крышку притягивают к блоку четырьмя шпильками, ввернутыми в тело блока.

На поперечных стенках рамы расположены нижние половины (постели) коренных опор коленчатого вала. Сверху постель закрывают крышкой, которую крепят двумя домкратами, упирающимися концами в крышку и поперечную перегородку картера. Раму двигателя крепят к фундаменту на лапах, расположенных по бокам несколько ниже разъема картера. Блок-картер выполнен из чугуна. Толщина основных стенок 8—10 мм.

Другой вариант силовой схемы с несущими шпильками применяют в тракторном двигателе ЧТЗ-М-17. Силовые шпильки проходят между цилиндрами в вертикальной стенке блок-картера. Силовые шпильки ввернуты в тело картера. Нижняя опора вала притянута гайками к плоскости разъема. Головку двигателя крепят главными силовыми шпильками и притягивают короткими шпильками, ввернутыми в тело блока. Блок-картер выполнен со вставными (мокрыми) гильзами. Двигатель КДМ-46 имеет такой же блок-картер, как и двигатель М-17, но без силовых шпилек.

#### § 4. КОНСТРУКЦИИ МОНОБЛОКА И БЛОКА ЦИЛИНДРОВ

Моноблочные конструкции корпусов применяют в бензиновых двигателях повышенной мощности и в некоторых двигателях с воспламенением от сжатия. В двигателях жидкого охлаждения наиболее распространены конструкции с несущими рубашками<sup>1</sup>. Моноблочную конструкцию с отдельными цилиндрами применяют в двигателях воздушного охлаждения.

Поперечный разрез моноблока с несущими рубашками двигателя ВК-105 показан на фиг. 209. Тонкая стальная гильза ввернута в моноблок. Резьба имеет специальный (пиловидный) профиль, у которого нижняя грань прямая, а верхняя имеет наклон под углом 45°. Кроме того, между буртиком на гильзе и торцом головки установлено пружинящее стальное кольцо, выполненное в виде гофрированного стакана. Этим достигается уплотнение стыка, не зависящее от температурного расширения материала. Внизу гильза уплотнена резиновыми кольцами, зажимаемыми корончатой гайкой, навертываемой на конец гильзы.

Моноблок прикреплен к картеру шпильками по нижнему фланцу рубашек цилиндров. Картер двигателя ВК-105 выполнен открытым и низким. Нижние опоры вала расположены в поперечных стенках поддона.

На фиг. 210 показан разрез моноблочной конструкции цилиндра воздушного охлаждения двигателя АЦ-82. Стальной цилиндр с ребрами на специальной резьбе ввернут в алюминиевую литую головку. Нижняя грань резьбы имеет наклон 7°30', а верхняя 45°.

На цилиндре сделан уплотняющий пояс, который входит в головку с натягом 0,5 мм. Цилиндр фланца крепят к картеру, выполненному неразъемным, в виде многогранника.

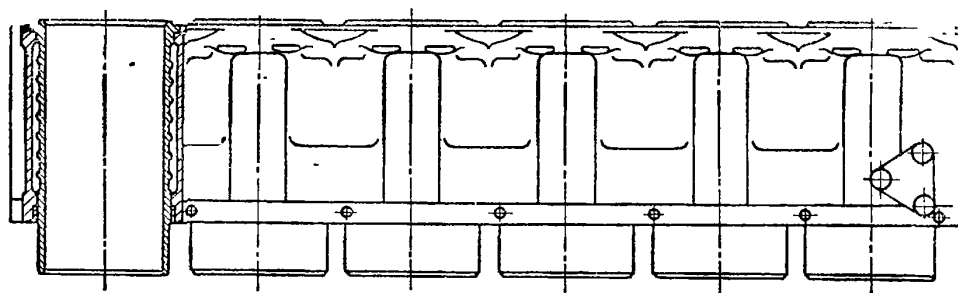
<sup>1</sup> Моноблочная конструкция с несущей гильзой цилиндра не получила применения вследствие того, что она имеет повышенный удельный вес двигателя.

Изготовление отдельных отъемных цилиндров в двигателях воздушного охлаждения вызвано необходимостью обеспечить хороший обдув и устранить коробление, что при блочной конструкции достигнуть очень трудно.

Конструкции, выполненные по схеме блока цилиндров, в настоящее время наиболее распространены. Их выполняют однорядными, двухрядными, реже трехрядными и четырехрядными.

На фиг. 211 показана блочная конструкция двухрядного V-образного двигателя В-2 с несущими силовыми шпильками, стягивающими отъемные детали: головку, блок цилиндров и картер. Общая головка блока цилиндров (см. фиг. 198) установлена на верхнюю торцевую поверхность блока и фиксирована четырьмя штифтами.

Блок цилиндров (фиг. 215) состоит из рубашек, отлитых из алюминиевого сплава и вставных стальных гильз, непосредственно омываемых водой.



Фиг. 215. Блок цилиндров двигателя В-2.

Гильзы устанавливают в гнезда блока по двум точно обработанным поясам. Нижняя плоскость фланца гильзы опирается на выступ выточки в верхней части блока. В нижнюю выточку блока между рубашкой и гильзой ставят три резиновых кольца для уплотнения стыка и предотвращения попадания охлаждающей воды в картер.

Между стенками рубашки и гильзами образуется пространство для жидкостного охлаждения. Силовые шпильки, расположенные в плоскости поперечных стенок, пропущены через специальные каналы, не сообщающиеся с водяным пространством. Охлаждающая жидкость поступает в головку через отверстия в верхней плоскости блока. Для устранения подтекания в отверстия ставят перепускные трубки с резиновым уплотнением. В нижней части блока охлаждающая жидкость поступает у первого цилиндра, а отводится с торца головки у шестого цилиндра.

Правый и левый блоки в этом двигателе взаимозаменяемые. Две верхние установочные плоскости картера под блоки цилиндров имеют обработанные поверхности. В каждой опорной поверхности сделано шесть цилиндрических отверстий, расточенных под гильзы.

Картер имеет семь поперечных перегородок соответственно поперечным стенкам блока цилиндров. Поперечные стенки обеспечивают жесткость картера и воспринимают силы давления газов, передаваемые через силовые шпильки. В стенках расположены опоры коренного вала. В этой схеме силовые шпильки стягивают головку, блок цилиндров и картер. Уплотнение газового стыка между головкой и блоком цилиндров достигается постановкой алюминиевых прокладок на фланцах гильз, имеющих кольцевые канавки, в которые вдавливаются металл прокладки при затяжке головки. Буртик гильзы предохраняет прокладку от воздействия горячих газов.

Давление газов воспринимается головкой и передается через силовые шпильки картеру. Блок цилиндров давления газов не воспринимает и испытывает только нагрузку от предварительной затяжки шпилек.

Вертикальная слагающая сил, действующая на коренные опоры коленчатого вала, передается картеру через шпильки и крышки опор. Горизон-

тальная слагающая сил воспринимается боковыми упорами картера. Упоры фиксируют нижнюю подвеску от боковых перемещений и разгружают шпильки от боковых сил. Боковые упоры и нижняя опора вала стянуты двумя горизонтальными шпильками. Это придает жесткость коренной опоре и замыкает силовую схему картера.

В стенке картера со стороны первого цилиндра предусмотрены цилиндрические отверстия для установки стакана привода распределения и привода вспомогательных агрегатов. Двигатель к подmotorной раме крепят на лапах, расположенных по бокам обеих стенок картера. Картер изготовляют из силуминового сплава и подвергают термической обработке.

Некоторые двигатели с воздушным охлаждением имеют отдельные цилиндры, установленные на общем картере. Головка и цилиндр притянуты к картеру четырьмя длинными силовыми шпильками, ввернутыми в тело картера.

Во время работы силы давления газов разгружают песколько цилиндры от предварительной затяжки. Так как чугун при сжатии выдерживает большие напряжения, чем при растяжении, то для силовой схемы с несущими шпильками допускаются большие нагрузки, чем при силовой схеме с короткими крепежными шпильками.

В тепловозных и судовых двигателях применяют блочные конструкции корпусов с несущими рубашками. Примером такой конструкции может служить корпус тепловозного двигателя Д-50 (фиг. 212), у которого крышка блок цилиндров и картер являются отдельными деталями, изготовленными из чугуна. В этом двигателе картер и рама выполнены за одно целое. Блок цилиндров имеет вставные гильзы, непосредственно омываемые водой.

Гильза центрируется в блоке рубашек верхним цилиндрическим пояском. Внизу применено уплотнение резиновыми кольцами. Верхним уплотнением служит опорная поверхность фланца гильзы. На нижнем торце фланца гильзы сделана круговая выточка прямоугольного сечения, в которую входит буртик крышки. Крышку крепят к блоку рубашек восемью короткими шпильками, ввернутыми в тело блока.

Полости с левой стороны блока цилиндров служат для размещения распределительного вала, толкателей и промежуточных стержней толкателей привода клапанов. В верхней части картера сделан глубокий вырез. Верхнюю крышку коренного подшипника крепят двумя короткими шпильками, ввернутыми в поперечную стенку картера.

Поперечные стенки картера с нижними постелями подшипников являются несущими элементами коренных опор коленчатого вала.

Крепление блока цилиндров к картеру осуществляется укороченными силовыми шпильками, проходящими в поперечной стенке картера и ввернутыми в тело блока цилиндров. Дополнительно блок цилиндров скреплен с картером короткими шпильками.

В двигателях большой мощности, когда блок цилиндров, картер и фундаментная рама представляют отдельные детали, применяют крепление элементов корпуса едиными силовыми шпильками (анкерными связями). Вследствие этого увеличивается жесткость блочной конструкции, повышается несущая способность корпуса и рамы двигателя.

Такая схема крепления применена в судовом двигателе 8ДР  $\frac{43}{61}$  мощностью 2000 л. с. (фиг. 215). Крепление крышек к блоку цилиндров в этом случае выполняют отдельными короткими шпильками, ввернутыми в тело блока. Блок цилиндров этого двигателя состоит из двух половин, стянутых между собой болтами по торцевым фланцам. Каждая половина блока имеет четыре вставные цилиндрические гильзы (втулки).



Гильзу цилиндра двигателя 8ДР.  $\frac{43}{61}$  центрируют по поясам разных диаметров, расположенных ступенями по длине втулки. Такое расположение поясков с канавками под медные и резиновые кольца вызвано необходимостью отделить полости выпуска и впуска от полостей охлаждения. Цилиндровые втулки непосредственно омываются водой. Фланец цилиндровой втулки лежит на стальном стакане (проставке), который опирается на поверхность блока цилиндров.

При креплении стягивают крышку, фланец втулки цилиндра, стальной стакан и блок цилиндров. Поэтому для уплотнения двух стыков со стороны охлаждения и стыка между головкой и стаканом необходима усиленная затяжка шпилек крышки, в результате чего снижается надежность конструкции.

Станина (картер) двигателя, а также фундаментная рама выполнены из трех частей, скрепленных болтами по торцам. Разъемы основных элементов корпуса вызваны громоздкостью деталей в производстве. В поперечных стенках рамы расположены постели коренных подшипников. Для крепления двигателя к фундаменту фундаментная рама имеет долевые полки. Верхние крышки коренных подшипников крепят четырьмя короткими шпильками к нижней постели подшипника. Рама, станина и блок цилиндров стягивают анкерными связями. По этой силовой схеме предварительной затяжкой анкерных связей сжимаются блок цилиндров, станина и рама. Несущими элементами являются блок, воспринимающий силы давления газов через короткие шпильки, а также рама, воспринимающая эти силы через анкерные связи и силы, действующие на коренные опоры. Станина разгружена от сил давления газов и сил, передаваемых от коленчатого вала.

Основные технические условия, предъявляемые при изготовлении корпусов двигателя, следующие:

- 1) твердость чугуна литых блоков двигателей  $H_B = 170 \div 240$ ;
- 2) предел прочности при изгибе не менее  $3600 \text{ кг/см}^2$ ;
- 3) отсутствие трещин и раковин в литье;
- 4) возможность снятия остаточных напряжений в литье термической обработкой;
- 5) возможность защиты от коррозии стенок корпуса (применением цинковых протекторов в судовых двигателях, покраски и покрытий бакелитом в автомобильных и тракторных двигателях).

Вследствие сложности конструктивных форм блоки цилиндров и блок-картеры на прочность не рассчитывают, толщину их стенок и отдельные элементы этих деталей принимают по данным выполненных конструкций.

### Конструктивные соотношения элементов корпуса судовых и стационарных двигателей

Блок цилиндров (фиг. 213):

Высота блока цилиндров (тронковых двигателей) . . . . .	$H = (1,5 \div 1,8) S$
Высота блока цилиндров (для крейцкопфных двигателей) . . . . .	$H = (1,3 \div 1,5) S$
Ширина . . . . .	$B = (1,5 \div 2,0) D$
Толщина стенок . . . . .	$\delta = (0,05 \div 0,06) D$
Расстояние между осями цилиндров . . . . .	$L = (1,4 \div 1,8) D$

Станина:

Высота станины (картер для тронковых двигателей) . . . . .	$H_1 = (1,5 \div 1,7) S$
Высота станины (для крейцкопфных двигателей) . . . . .	$H_1 = (2,8 \div 3,0) S$
Ширина по верхней плоскости разъема . . . . .	$B_1 = (1,5 \div 1,8) D$

Ширина по нижней плоскости разъема . . . . .	$B_2 = (1,7 \div 2,3) D$
Толщина стенок (из чугуна) . . . . .	$\delta_1 = (0,05 \div 0,06) D$
Толщина стенок (из стали) . . . . .	$\delta'_1 = (0,03 \div 0,04) D$
Расстояние между анкерными связями . . . . .	$a_1 = (1,5 \div 2,5) D$

## Двигатели

Тихоходные

Быстроходные

Фундаментные рамы (фиг. 216):

Наибольшая ширина фундаментной рамы . . . . .	$B_3 = (2,4 \div 2,7) S$
Толщина верхней установочной полки . . . . .	$\delta_1 = (0,15 \div 0,18) d; \delta_1 = (0,08 \div 0,10) d$
Толщина постели под вкладыш . . . . .	$\delta_2 = (0,12 \div 0,16) d; \delta_2 = (0,05 \div 0,10) d$
Толщина стенки продольной балки . . . . .	$\delta_3 = (0,07 \div 0,08) d; \delta_3 = (0,05 \div 0,06) d$
Толщина опорной полки . . . . .	$\delta_4 = (0,15 \div 0,18) d; \delta_4 = (0,09 \div 0,10) d$
Толщина стенки литого картера . . . . .	$\delta_5 = (0,04 \div 0,05) d$
Диаметр фундаментных болтов . . . . .	$d_2 = (0,1 \div 0,13) d$

### Конструктивные соотношения элементов корпуса автомобильных и тракторных двигателей

Блок-картер (фиг. 206):

Высота блок-картера . . . . .	$H = (3,0 \div 4,1) S$
Высота блока цилиндров . . . . .	$H_1 = (1,75 \div 1,95) S$
Ширина блока цилиндров . . . . .	$B = (1,65 \div 2,8) D$
Толщина стенок блока цилиндров . . . . .	$\delta = (0,042 \div 0,062) D$
Расстояние между осями цилиндров . . . . .	$l = (1,22 \div 1,75) D$

Картер:

Высота картера . . . . .	$H_2 = (1,17 \div 2,2) S$
Ширина картера в плоскости соединения с блоком цилиндров у однорядных двигателей . . . . .	$B_1 = (2 \div 2,75) D$
Ширина картера в плоскости разъема с поддоном у однорядных двигателей . . . . .	$B_2 = (2,6 \div 3,35) D$
Толщина боковых стенок . . . . .	$\delta_1 = (0,042 \div 0,062) D$
Толщина поперечных стенок картера . . . . .	$\delta_2 = (0,042 \div 0,1) D$

### Расчет фундаментной рамы

Фундаментная рама имеет сложную форму, вследствие чего расчет рамы крайне затруднителен. Обычно проводят условный расчет элементов рамы по наиболее слабым сечениям.

Максимальная сила давления газов на поршень вызывает в сечении ZZ (фиг. 216, а) балки двутаврового (вариант первый, фиг. 216) или коробчатого сечения под подшипником напряжение изгиба (второй вариант):

$$\sigma_{изг} = \frac{P_z l}{8W_z}, \quad (191)$$

где  $l$  — расстояние между осями стяжных болтов или анкерных связей, скрепляющих картер или стойки с рамой.

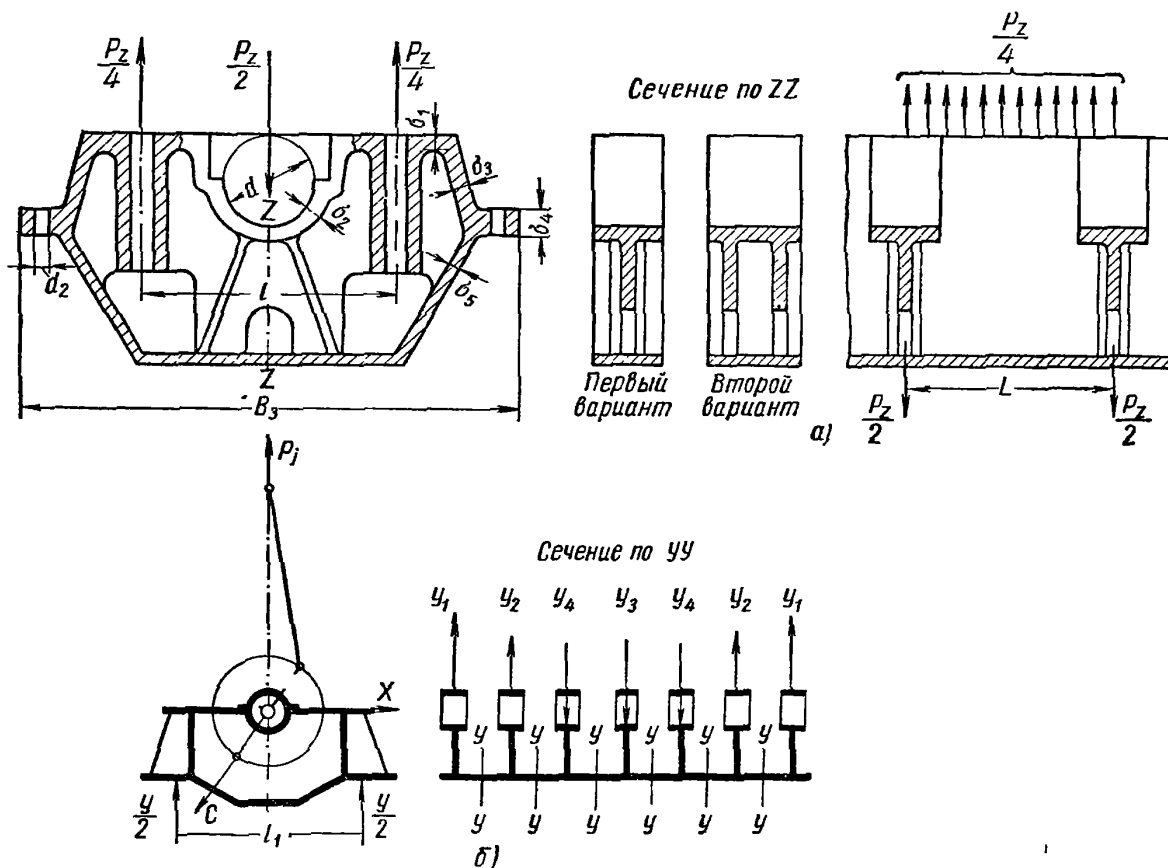
Определение момента сопротивления  $W_z$  сводится к нахождению момента инерции  $J$  сечения ZZ относительно нейтральной оси без учета ребер и к делению момента инерции  $J$  на расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленной точки.

В поперечных сечениях рамы, в частности, в сечении между коренными подшипниками, возникают напряжения от силы  $P_z$ . При этом величина напряжения зависит от способа соединения фундаментной рамы с цилиндрическим блоком.

При картерной конструкции корпуса без анкерной связи (фиг. 216, а) рама в поперечном сечении УУ испытывает напряжение

$$\sigma_{uy} = \frac{P_z L}{8W_y}, \quad (192)$$

где  $L$  — расстояние между серединами подшипников;  
 $W_y$  — момент сопротивления в сечении УУ.



Фиг. 216. Схема фундаментной рамы

При наличии анкерных связей рама в поперечном сечении разгружена от напряжений.

Кроме изгибающих моментов от сил давления газов, сечения рамы нагружаются силами инерции  $P_j$  поступательно и силами  $C$  вращательно движущихся частей. Вследствие действия сил инерции в коренных подшипниках возникают реакции, изменяющие величину и направление в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Эти реакции могут быть разложены на составляющие  $Y$ , действующие в плоскости осей цилиндров и  $X$  — в плоскости, перпендикулярной первой (фиг. 216, б). Сила  $X$  стремится сдвинуть раму с фундамента, а сила  $Y$  нагружает (или разгружает) фундамент.

В сечении ZZ рамы силы  $Y$  создают дополнительное напряжение изгиба

$$\sigma_{uz} = \frac{Y l_1}{4W_z}, \quad (193)$$

а в сечении УУ рамы напряжения изгиба во взаимно-перпендикулярных плоскостях будут равны:

$$\sigma_{uy} = \frac{M_y}{W} = \frac{Y_1 L_1 + Y_2 L_2 + \dots}{W_y}; \quad (194)$$

$$\sigma_{ux} = \frac{M}{W} = \frac{X L + X_2 L_2 + \dots}{W_y}, \quad (195)$$

где  $L_1$ ,  $L_2$  и т. д. — расстояния от рассматриваемого сечения до середины подшипников.

При определении напряжений изгибающие моменты  $M_x$  и  $M_y$  необходимо подсчитывать при различных углах поворота коленчатого вала<sup>1</sup>.

Сила инерции поступательно движущихся масс имеет максимум при положении поршня в в. м. т., ее направление совпадает при этом с направлением силы инерции вращательно движущихся масс.

Таким образом, для многоцилиндрового двигателя следует найти изгибающий момент при положении одного из кривошипов в в. м. т. (большей частью одного из крайних).

Напряжение изгиба от давления газов суммируют с напряжениями от действия сил инерции.

Суммарные напряжения не должны превышать:

Для чугуна СЧ 18-36 . . . . .	200—250 кг/см <sup>2</sup>
„ стального литья . . . . .	400—600 „

### § 5. ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРОВ

Гильза цилиндров (цилиндровая втулка) является деталью цилиндра или блока цилиндров.

Гильзы, омываемые непосредственно охлаждающей жидкостью, называются *мокрыми* (см. фиг. 207); гильзы, не омываемые водой, соприкасающиеся своей внешней поверхностью с внутренней поверхностью расточки цилиндра, называются *сухими* (см. фиг. 204).

Внутренняя поверхность гильзы, обрабатываемая обычно хонингованием, называется *зеркалом* цилиндра. Овальность и конусность поверхности (при диаметрах  $D = 80 \div 450$  мм) допускается в пределах 0,01—0,06 мм.

К гильзам цилиндров предъявляются следующие основные требования:

- 1) прочность стенок при действии на них давления газов;
- 2) износостойкость зеркала цилиндра при длительной эксплуатации двигателя;
- 3) небольшие потери на трение при перемещении поршня в гильзе;
- 4) антикоррозионная устойчивость внутренней и внешней поверхностей гильзы;
- 5) надежность уплотнения в местах газового стыка и стыков водяного охлаждения (при мокрых гильзах);
- 6) свободное расширение в осевом направлении для мокрых гильз.

#### Конструктивные соотношения элементов гильзы

Толщина стенок в мм:

сухой гильзы . . . . .	3—5
мокрой гильзы . . . . .	$\delta = (0,06 \div 0,1) D$
Толщина гильзы в нижней части цилиндра . . . . .	$\delta = (0,05 \div 0,06) D$
Наибольший диаметр верхнего опорного бурта гильзы . . . . .	$(1,25 \div 1,35) D$
Пространство за рубашкой в двигателях в мм:	
в судовых . . . . .	10—15
в автомобильных и тракторных . . . . .	5—7

Сопрягаемые поверхности мокрой гильзы монтируют в рубашки цилиндров с допусками посадок С и Х. Верхний вертикальный пояс опорного бурта устанавливают с зазором.

<sup>1</sup> На фиг. 216, б показаны направления сил для двигателя с порядком работы цилиндров 1—5—3—6—2—4.

Материалом для гильз стационарных и судовых двигателей в большинстве случаев служит чугун СЧ 24-44, для быстроходных и автотракторных двигателей СЧ 28-48 и СЧ 35—СЧ56, легированный хромом и никелем, а также азотируемая сталь 38ХМЮА.

Внутренняя поверхность гильзы подвержена износу. Износ гильзы представляет механическое истирание материала (эрозию) и химическое разрушение поверхности (коррозию). Наибольшая величина износа наблюдается вверху гильзы, в месте прилегания первого поршневого кольца. На износ гильз большое влияние оказывает твердость поверхности зеркала гильзы. Цилиндровые гильзы твердостью  $H_B = 140 \div 160$  обычно изнашиваются в 2 раза и более быстрее, чем гильзы твердостью  $H_B = 220 \div 250$  (при твердости колец  $H_B = 230 \div 260$ ).

На фиг. 217 показано примерное изменение линейного износа стенки чугунной гильзы в зависимости от твердости поверхности зеркала гильзы после 1000 час. работы двигателя. Как видно из кривой, износ гильзы повышается с уменьшением твердости поверхности.

Для повышения износостойкости покрывают зеркало цилиндра тонким слоем пористого хрома (0,05—0,08 мм). Покрытие пористым хромом ограничивается размером диаметра цилиндра. При диаметре цилиндра более 250 мм трудно создать прочный слой хрома и обеспечить равномерность покрытия по образующей цилиндра.

Тонкие стальные гильзы получили распространение на двигателях повышенной мощности с давлением  $p_2 = 90 \text{ кг/см}^2$  и выше при средней скорости поршня свыше 12 м/сек.

Стальные гильзы (сталь 38ХМЮА) применяют на двигателях В-2 и Д-6 (фиг. 215).

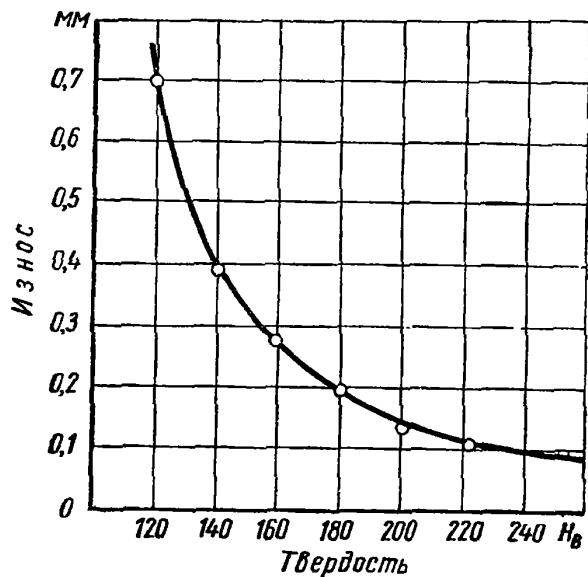
Зеркало гильзы имеет повышенную износостойкость, так как внутреннюю поверхность гильзы азотируют. Твердый азотированный слой стойко сопротивляется истиранию и устойчив от воздействия коррозии при высокой температуре.

Срок службы чугунных колец с азотированной поверхностью увеличивается, так как коэффициент трения колец по азотированному слою оказывается небольшим.

Наружную поверхность гильзы по высоте выполняют с кольцевыми ребрами, что повышает ее жесткость. Верхний фланец гильзы служит для крепления ее к блоку. Верхний цилиндрический пояс выполнен для направления гильзы в блоке. Пространство охлаждения уплотняется по кольцевой поверхности пояска. Плотность прилегания без прокладки обеспечивается точностью обработки поверхности. Чтобы избежать коррозии на наружной поверхности гильзы, омываемой водой, гильзу кадмируют.

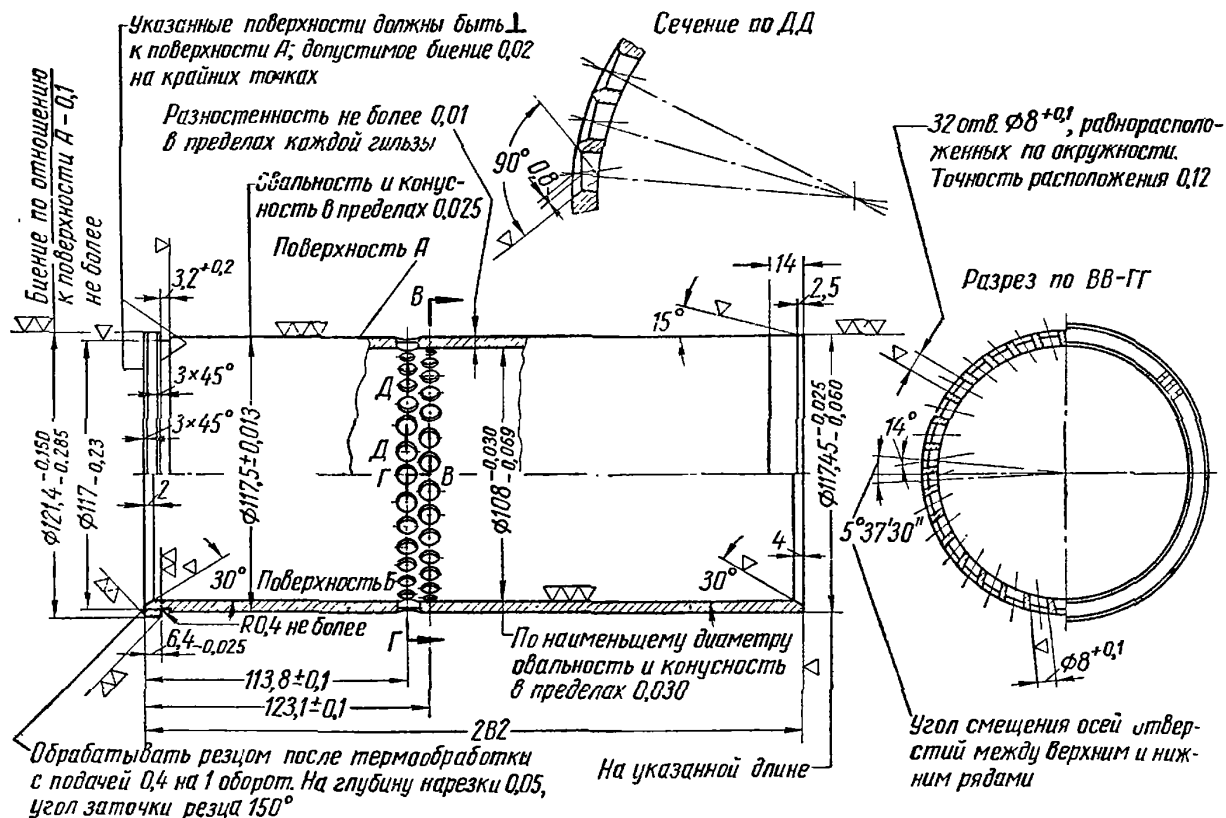
Наибольшее распространение получили чугунные гильзы, применяемые в двигателях наземного транспорта, в судовых и стационарных.

Чугунные сухие гильзы четырехтактных двигателей запрессовывают в блок цилиндров (двигатели ГАЗ-51 и М-20, см. фиг. 204) или выполняют съемными.



Фиг. 217. Линейный износ чугунной втулки цилиндров в зависимости от твердости поверхности зеркала цилиндров после 1000 час. работы.

Чугунные сухие гильзы применяют в двухтактных двигателях ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 (фиг. 218). Гильзы изготовляют из чугуна с присадкой хрома и никеля способом центробежного литья. После термической обработки твердость гильзы  $H_{RC} = 42 \div 50$ . Внутреннюю поверхность гильзы обрабатывают с высокой степенью точности. Внешнюю поверхность гильзы также обрабатывают весьма тщательно, что обеспечивает хорошее прилегание ее к поверхности блока. Верхний бурт гильзы упирается в тело блока и выступает



Фиг. 218. Конструкция сухой гильзы двигателя ЯАЗ-204.

над плоскостью блока на 0,025—0,11 мм, вследствие чего достигается повышение удельного давления вокруг бурта гильзы. Продувочные окна выполняют круглой формы диаметром 8 мм в два ряда под углом 14° к радиусу в горизонтальной плоскости. Завод выпускает также гильзы с одним рядом продувочных окон диаметром 17 мм. Гильзы монтируют в блок-картер по посадке скольжения с зазором 0,00—0,05 мм.

Чугунные мокрые гильзы четырехтактных двигателей имеют сравнительно простую конструктивную форму.

Мокрая гильза тракторного двигателя Д-35 показана на фиг. 206. Гильза изготовлена из чугуна СЧ 28-42 с присадкой хрома и никеля. Гильзу закаливают током высокой частоты. Внутреннюю поверхность обрабатывают с высокой точностью. Для того чтобы обеспечить уплотнение сверху, между блоком и нижней поверхностью фланца ставят медную прокладку. В нижней части гильза уплотнена резиновыми кольцами. Твердость гильзы  $H_B = 190 \div 255$ .

На фиг. 219 показана гильза судового двигателя 6Ч  $\frac{23}{30}$ , изготовленная из серого чугуна. Твердость обработанной внутренней поверхности  $H_B = 180 \div 240$ .

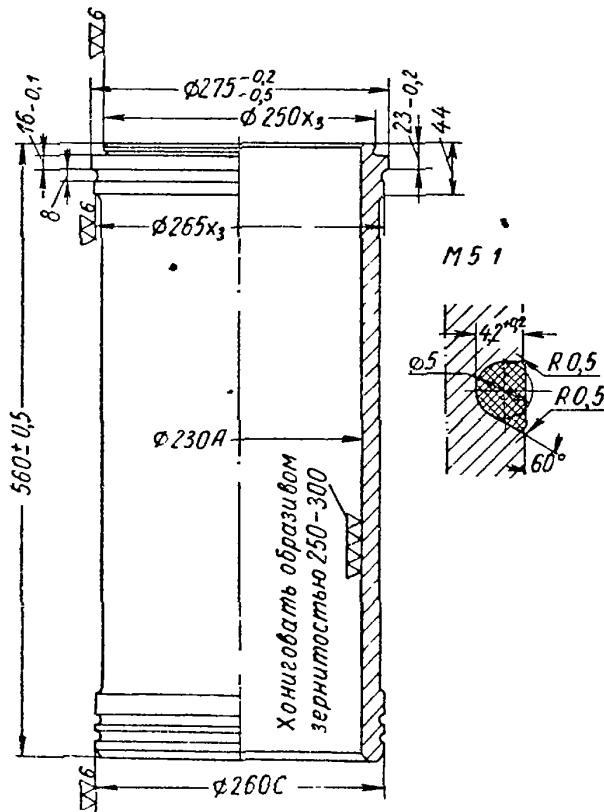
Верхняя торцевая поверхность втулки имеет кольцевую ступенчатую выточку, в которую укладывают медную кольцевую прокладку, уплот-

няющую газовый стык. Нижнюю посадочную поверхность фланца, которой втулка опирается на блок рубашек, тщательно обрабатывают. Обрабатывают также два цилиндрических пояска; верхний поясок выполнен гладким, нижний — имеет две канавки для установки уплотнительных резиновых колец. Площадь канавки  $F = 20,02 \text{ мм}^2$ , а площадь резины  $F_1 = 19,62 \text{ мм}^2$ .

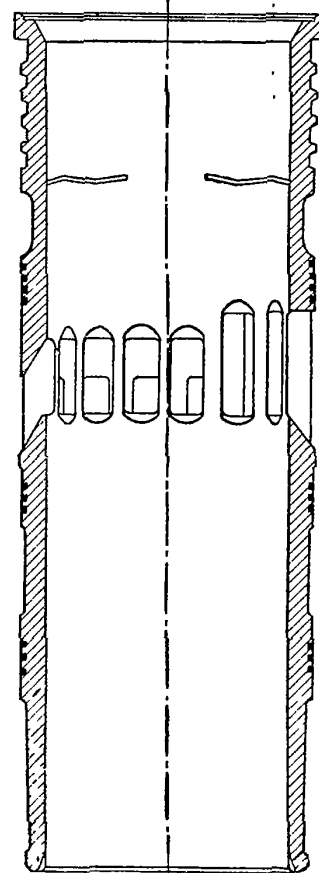
Коэффициент заполнения

$$k = \frac{19,62}{20,02} 100 = 98\%.$$

Внешнюю поверхность втулки, омываемую водой, покрывают бакелитом, что предохраняет втулку от коррозии.



Фиг. 219. Гильза цилиндра двигателя  
6Ч  $\frac{23}{30}$ .



Фиг. 220. Цилиндрическая гильза двигателя 8ДР  $\frac{43}{61}$ .

Чугунные мокрые гильзы применяют также в двухтактных двигателях.

На фиг. 220 изображена цилиндрическая втулка двигателя 8ДР  $\frac{43}{61}$ .

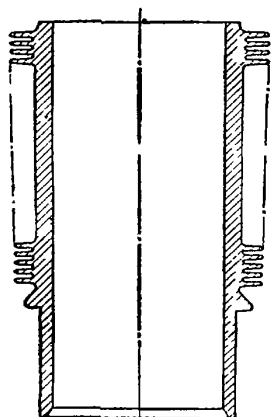
Втулку изготовляют из чугуна, твердость поверхности  $H_B = 190 \div 230$ . Верхний буртик втулки опирается непосредственно на торцевую поверхность промежуточного стакана, в свою очередь опирающегося на блок рубашек. Уплотнение водяных стыков вверху достигается предварительной затяжкой шпилек крышки цилиндров.

Пояс продувочных и выпускных окон уплотняют постановкой в канавки втулки медных и резиновых колец. Верхнее уплотнение пояса состоит из двух медных колец, устанавливаемых в канавки трапециевидного сечения рядом с окнами, и двух резиновых колец, расположенных выше медных колец. Нижнее уплотнение пояса включает медное кольцо, поставленное около окон, и два резиновых кольца, расположенных ниже медного кольца. Ниж-

нее водяное уплотнение состоит из трех резиновых колец, установленных в три квадратные канавки.

Верхнюю часть гильзы на длине 200 мм подвергают гидравлическому испытанию под давлением 100 кг/см<sup>2</sup>.

Цилиндр двигателя с воздушным охлаждением показан на фиг. 221. Цилиндр отлит из чугуна. После отливки цилиндр подвергают термической обработке. Ребра после механической обработки имеют:



Шаг между ребрами . . . . .	5,5 мм
Толщина ребра у корня . . . . .	2,5 "
на периферии . . . . .	1,0 "
Высота ребра . . . . .	14,0 "

В последнее время применяют также цилиндры, состоящие из стальных гильз с напрессованными ребрами из алюминиевого сплава. Такая комбинированная конструкция удовлетворяет условиям прочности и повышенного отвода тепла.

#### Расчет гильзы двигателя на прочность

Стенки гильз цилиндров испытывают нагрузки:

- 1) от непосредственного действия силы давления газов;
- 2) от боковой силы поршня;
- 3) от перепада тепла в стенке.

Условия нагружения гильзы силами давления газов зависят от силовой схемы корпуса и способа крепления гильзы в блоке. Крепление мокрых гильз в блоке рубашек обычно осуществляют прижатием бурта гильзы к блоку путем предварительной затяжки шпилек головки.

Фиг. 221. Цилиндр воздушного охлаждения четырехтактного двигателя.

Силы давления газов разрывают гильзу в верхней ее части по образующей и сжимают ее элементы в радиальном направлении. Опорная поверхность бурта нагружена предварительной затяжкой шпилек крышки. Сложное напряжение в стенке гильзы можно определить из выражения

$$\sigma_x = \sigma_x - \nu_s \gamma_y, \quad (196)$$

где  $\sigma_x$  — напряжение растяжения по образующей в элементе, выделенном цилиндрическими и радиальными сечениями;

$\sigma_y$  — напряжение сжатия в радиальном направлении;

$\nu_s$  — коэффициент, характеризующий неодинаковость прочности материала на растяжение и сжатие.

Напряжение растяжения на внутренней поверхности стенки определяют по формуле Ляме

$$\sigma_x = p_z \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}, \quad (197)$$

где  $p_z$  — максимальное давление сгорания в кг/см<sup>2</sup>;

$r_2$  — наружный радиус гильзы цилиндра;

$r_1$  — внутренний радиус гильзы цилиндра.

Напряжение сжатия на внутренней стенке гильзы цилиндра

$$\sigma_y = -p_z \quad (198)$$



Подставляя значения  $\sigma_x$  и  $\sigma_y$  в выражение (196) и учитывая, что  $\delta = r_2 - r_1$ , после преобразований получим

$$\delta = r_1 \left[ \sqrt{\frac{\sigma + (1 - \nu_e) p_z}{\sigma - (1 + \nu_e) p_z}} - 1 \right]. \quad (199)$$

Для чугунной гильзы  $\nu_e = 0,3$ , тогда

$$\delta = r_1 \left[ \sqrt{\frac{\sigma + 0,7 p_z}{\sigma - 1,3 p_z}} - 1 \right]. \quad (200)$$

Для чугунных гильз можно допускать  $\sigma = 400 \div 500 \text{ кг/см}^2$ .

Так как внешняя поверхность чугунных мокрых гильз часто имеет грубую обработку, то к полученной при расчете величине при конструировании следует прибавить 1—1,5 мм.

Если применяют стальную гильзу, то коэффициент  $\nu_e = 1$  и формула (199) принимает вид

$$\delta = r_1 \left[ \sqrt{\frac{\sigma}{\sigma - 2 p_z}} - 1 \right]. \quad (201)$$

Для стальных гильз можно допускать

$$\sigma = (1300 \div 1500) \text{ кг/см}^2.$$

В случае несущей гильзы последняя дополнительно нагружается продольной силой

$$P_z = \pi r_1^2 p_z; \quad (202)$$

в поперечном сечении гильзы (цилиндра) возникают напряжения растяжения

$$\sigma_z = p_z \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}. \quad (203)$$

Сложные напряжения в стенке гильзы цилиндра можно определять по энергетической теории прочности:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2]}. \quad (204)$$

Напряжения  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  и  $\sigma_z$  определяют по формулам (197), (198) и (203). Допускаемые напряжения  $\sigma_{\Sigma}$  в  $\text{кг/см}^2$ :

Для чугунных гильз . . . . .	350—400
„ стальных „ . . . . .	1000—1200

При выполнении цилиндра и рубашки в общей отливке (случай несущего блока цилиндров) продольная сила нагружает и цилиндр и рубашку. Если приближенно считать, что сила  $P_z$  распределяется поровну между цилиндром и рубашкой, то напряжения растяжения стенки цилиндра

$$\sigma_p \approx \frac{1}{2} p_z \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}. \quad (205)$$

Как отмечалось выше, кроме напряжений от сил давления газов, в стенках цилиндров и стенках гильз возникают тепловые напряжения вследствие наличия перепада температур по толщине стенки.

При установившемся тепловом потоке через стенку тепловые напряжения можно определить по формуле

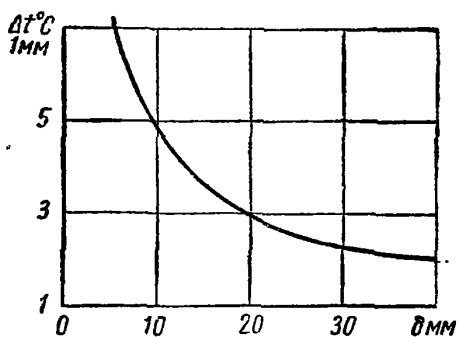
$$\sigma_{ut} = \pm \frac{E \alpha \Delta t}{2(1 - \mu)},$$

где  $\Delta t$  — разность температур между внутренней и наружной поверхностями стенки цилиндра; знак плюс в формуле относится к напряжениям растяжения, возникающим на наружной поверхности гильзы, знак минус — к напряжениям сжатия, возникающим на внутренней поверхности.

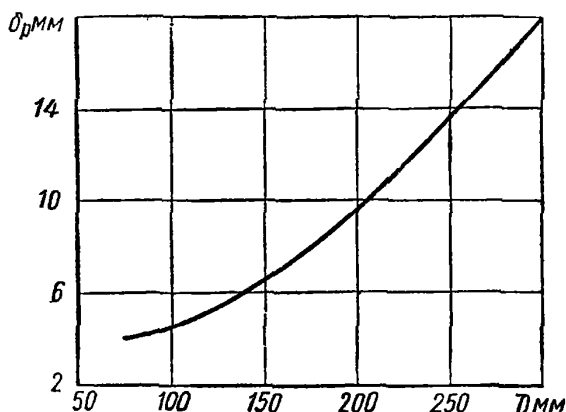
Значение  $\Delta t$  зависит от многих факторов: степени сжатия, типа двигателя, числа оборотов вала двигателя в минуту, диаметра цилиндра, толщины стенки цилиндра и интенсивности охлаждения.

Как известно, разность температур поверхностей стенки цилиндра является функцией главным образом толщины стенки и интенсивности охлаждения.

На фиг. 222 даны ориентировочные значения температурного перепада в стенке  $\Delta t_1$ , °C (на 1 мм толщины стенки) при жидкостном охлаждении цилиндров.



Фиг. 222. Кривая температурного градиента в стенке цилиндра.



Фиг. 223. Толщина чугунной рубашки цилиндров в зависимости от диаметра цилиндра двигателя.

Зная температурный перепад в стенке, можно определить разность температур

$$\Delta t = \Delta t_1 \delta.$$

Если принять, что наибольшие напряжения от сил давления газов и тепловые напряжения совпадают по времени, то напряжения в наружном слое стенки можно определить суммированием

$$\sigma_1 = \sigma_2 + \sigma_{ut}. \tag{206}$$

Напряжения во внутреннем слое стенки

$$\sigma_2 = \sigma_1 - \sigma_{ut}. \tag{207}$$

Напряжение  $\sigma$  в кг/см<sup>2</sup>:

- Для чугунных гильз . . . . . 800—900
- стальных . . . . . 1500—1800

Стенки водяных рубашек чугунных и алюминиевых блоков обычно не рассчитывают. Толщину стенок рубашек принимают в зависимости от диаметра цилиндра.

Ориентировочные значения толщин  $\delta_p$  рубашек, применяемых в практике, в зависимости от диаметра цилиндра  $D$  приведены на фиг. 223.

Стальные приварные рубашки выполняют из листовой стали толщиной 1—1,5 мм.

Индивидуальные рубашки со вставными гильзами воспринимают давление газов через шпильки, крепящие крышку цилиндра, поэтому рубашку рассчитывают на растяжение в наиболее ослабленном сечении

$$\sigma_p = p_z \frac{D_3^2}{D_4^2 - D_3^2}, \quad (208)$$

где  $D_4$  и  $D_3$  — наружный и внутренний диаметры рубашки.

Напряжения не должны быть больше:

Для чугуна . . . . . 150 кг/см<sup>2</sup>  
 „ стального литья . . . . . 600 „

При определении площади  $F_0$  сечения необходимо учитывать ослабление сечения рубашки люками для очистки.

В судовых и стационарных двигателях опорный бурт цилиндровой втулки нагружается силой  $P_n$  от предварительной затяжки шпилек, крепящих крышку. Величину силы  $P_n$ , приложенной к середине прокладки (фиг. 224, а), определяют в зависимости от схемы принятого крепления крышки и рубашки.

Сила  $P_n$  вызывает реакцию, приложенную в середине опорной плоскости бурта. Сечение  $OO$  нагружается изгибающим моментом, равным  $P_n l$ , и силой  $P_N$ , приложенной в центре тяжести сечения  $OO$ .

Раскладывая силу  $P_n$ , получим силу  $P_N$ , растягивающую сечение

$$P_N = P_n \sin \alpha,$$

и скалывающую силу  $P_\tau$ , равную

$$P_\tau = P_n \cos \alpha.$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_a = \frac{P_n l}{W} = \frac{6 P_n l}{\pi D_{ц.м} h^2}, \quad (209)$$

где  $D_{ц.м}$  — диаметр окружности центров тяжести сечения.

Напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{P_n \sin \alpha}{\pi D_{ц.м} h} = \frac{\psi (1 - \vartheta) p_z \sin \alpha}{\pi D_{ц.м} h}. \quad (210)$$

Полная сила давления газов в момент сгорания

$$P_z = \frac{\pi D_n^2}{4} \cdot \frac{p_z}{i},$$

где  $i$  — число шпилек;

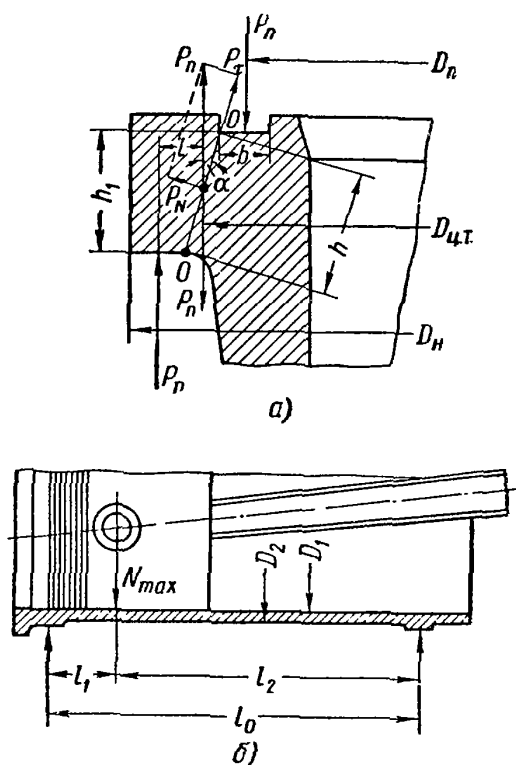
$p_z$  — максимальное давление сгорания в кг/см<sup>2</sup>;

$D_n$  — средний диаметр прокладки в см;

$\psi$  — коэффициент затяжки, равный 1,25—1,5;

$\vartheta$  — коэффициент действующей нагрузки;

$h$  — высота рассчитываемого сечения.



Фиг. 224. Схемы нагружения:  
 а — опорного бурта; б — гильзы цилиндра.

Суммарное напряжение в крайних точках сечения

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_u \quad (211)$$

Для чугуна суммарное напряжение не должно превышать 400—600 кг/см<sup>2</sup>.  
Опорную поверхность бурта проверяют на сжатие

$$\sigma_{сж} = \frac{4P_n}{\pi(D_2^2 - D_1^2)} \quad (212)$$

Напряжения для чугуна допускают 600—800 кг/см<sup>2</sup>.  
Ширину уплотнительной канавки проверяют на смятие

$$K = \frac{P_n}{\pi D_n b} \quad (213)$$

где  $b$  — ширина уплотнительной канавки.

Удельное давление допускают:

Для медных прокладок . . . . . До 400 кг/см<sup>2</sup>  
 „ стальных „ . . . . . „ 1000 „

Тонкостенные и удлиненные втулки цилиндров необходимо проверять на изгиб от нормальной силы  $N_{max}$ , действующей на стенку втулки со стороны поршня. При расчете принимают, что сила сосредоточена в центре пальца поршня (фиг. 220, б).

Напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{N_{max} l_1 l_2 D_2}{0,1 l_0 (D_2^4 - D_1^4)} \quad (214)$$

где  $N_{max}$  — максимальная нормальная сила, действующая на втулку;

$W$  — момент сопротивления;

$D_2$  и  $D_1$  — внешний и внутренний диаметры втулки;

$l_0$  — расстояние между центрами направляющих поясков;

$l_1$  — плечо от середины левой опоры до центра пальца поршня при положении поршня, соответствующем максимальному давлению в цилиндре;

$l_2$  — плечо от середины правой опоры до центра пальца поршня.

Напряжение  $\sigma_u$  допускают:

Для чугуна . . . . . До 200 кг/см<sup>2</sup>  
 „ стали . . . . . „ 600 „

## § 6. АНКЕРНЫЕ СВЯЗИ

Болты, шпильки или анкерные связи (силовые шпильки), которыми чаще всего соединяют между собой отдельные части корпуса, нагружаются силами от давления газов. В отдельных случаях к этому добавляется нагрузка от сил инерции. Если соединяемые детали и болты, шпильки или анкерные связи нагреваются до разной температуры (или выполнены из материалов с различными коэффициентами линейного расширения), то в них появляются температурные напряжения. Величина этих напряжений может быть весьма значительной. При затяжке какого-либо соединения болт испытывает также напряжение кручения вследствие трения в витках резьбы.

Опорные поверхности скрепленных деталей, а также опорные поверхности головки болта и гайки должны быть перпендикулярны оси болта, шпильки или анкерной связи. При перекосах опорных поверхностей в стержне возникают дополнительные напряжения от изгиба, которые могут быть причиной разрушения резьбового соединения.

Крепление деталей производится с предварительной затяжкой резьбового соединения. Предварительная затяжка необходима для того, чтобы создать давление на плоскости стыка соединяемых деталей, а следовательно, обеспечить герметичность соединения и уменьшить влияние переменной нагрузки на резьбовое соединение.

Расчет резьбового соединения включает определение сил, приложенных к болту, напряжений в стержне болта, а также сил, создающих уплотнение в стыке скрепляемых деталей. Расчет резьбового соединения зависит от схемы крепления деталей.

В двигателестроении наиболее часто встречаются затянутые резьбовые соединения следующих видов.

Схема затянутого резьбового соединения наиболее простая показана на фиг. 225, а. По такой схеме, например, крепят цилиндры двигателей воздушного охлаждения и моноблоки двигателей с жидкостным охлаждением. Соединяемые детали при расчете заменяют эквивалентными втулками.

Приближенная схема нагружения шпильки без прокладки между скрепляемыми деталями показана на фиг. 225, б.

Силы, нагружающие болт, можно определить из диаграммы нагружения (фиг. 226).

От предварительной затяжки силой  $P_n$  (фиг. 225, а) шпилька получает удлинение

$$\Delta l_0 = P_n \frac{l_0}{E_0 F_0} = P_n \lambda_0,$$

где  $\lambda_0 = \frac{l_0}{E_0 F_0}$  — упругая постоянная шпильки (болта);

$l_0$  — длина шпильки, равная толщине фланца;

$E_0$  — модуль упругости;

$F_0$  — площадь поперечного сечения шпильки по наименьшему диаметру резьбы.

При деформации шпильки в пределах пропорциональности наклон прямой  $OA$  определяется тангенсом угла  $\alpha$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P_n}{\Delta l_0} = \frac{1}{\lambda_0}.$$

Сила предварительной затяжки шпильки сжимает фланец цилиндра, при этом величина деформации сжатия фланца равна

$$\Delta l_1 = P_n \frac{l_1}{E_1 F_1} = P_n \lambda_1,$$

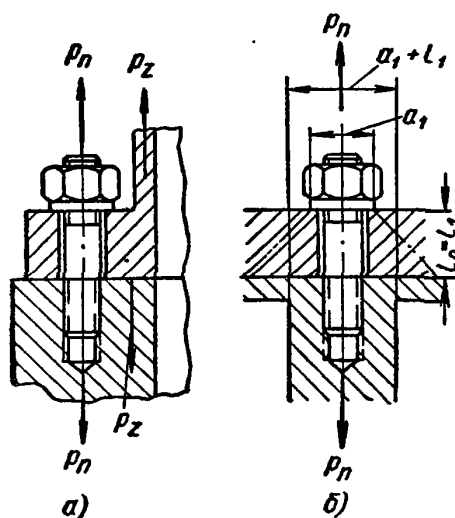
где  $\lambda_1 = \frac{l_1}{E_1 F_1}$  — упругая постоянная фланца (фиг. 225, б);

$l_1 = l_0$  — длина деформируемой втулки, равная толщине фланца;

$E_1$  — модуль упругости;

$F_1$  — площадь втулки.

При определении  $F_1$  считают, что деформация рассматриваемой детали распространяется на полый усеченный конус с углом при основании  $45^\circ$ . Этот конус заменяют приблизительно полым цилиндром внешним диаметром  $a_1 + l_1$  и внутренним диаметром  $a_1$ ; величина  $a_1$  одновременно является внешним диаметром шайбы под гайкой.



Фиг. 225. Схема затянутого резьбового соединения.

Таким образом

$$F_1 = \frac{\pi}{4} [(a_1 + l_1)^2 - d_0^2],$$

где  $d_0$  — диаметр отверстия во фланце под шпильку.

Деформацию втулки  $\Delta l_1$  откладывают на диаграмме нагружения по оси как продолжение  $\Delta l_0$ . Наклон прямой  $O'A$  (фиг. 226) определяют из выражения тангенса угла наклона

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_n}{\Delta l_1} = \frac{1}{\lambda_1}.$$

Если предварительно затянутое резьбовое соединение нагружается силой  $P_z$ , то шпилька под действием этой силы удлинится дополнительно на величину  $\Delta l'_0$ . На эту же величину будет разгружена втулка фланца.

Полная сила, разрывающая болт (фиг. 226),

$$Q = R + P_z, \quad (215)$$

где  $R$  — сила, уплотняющая стык двух деталей.

Силу  $P_z$  в случае крепления моноблока к картеру определяют из условия

$$P_z = p_z \frac{F_k}{i}, \quad (216)$$

Фиг. 226. Диаграмма нагружения резьбового соединения.

где  $F_k$  — проекция поверхности камеры сгорания на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра;

$P_z$  — максимальное давление сгорания;

$i$  — число шпилек фланца.

Величина силы  $R$  зависит от величины действующей силы  $P_z$  упругих свойств болта и соединяемых деталей. Дополнительная деформация шпильки  $\Delta l'_0$  может быть выражена соотношениями

$$\Delta l'_0 = P_n \lambda_0 = (P_z + R - P_n) \lambda_0 \quad (217)$$

и

$$\Delta l'_0 = T \lambda_1 = (P_n - R) \lambda_1, \quad (218)$$

где  $P_n$  — сила, дополнительно нагружающая шпильку.

Приравнивая правые части равенств (217) и (218), получаем

$$R = P_n - P_z \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_1}. \quad (219)$$

Подставляя полученное выражение (219) в равенство (215), находим

$$Q = P_n + P_z \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1} \quad (220)$$

или, заменив в выражении (220) дробь последнего члена через  $\vartheta_1$ , получим

$$Q = P_n + \vartheta_1 P_z, \quad (221)$$

где  $\vartheta_1 = \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1}$  — коэффициент действующей нагрузки.

Схема соединения отъемной головки двигателя с блочной частью корпуса шпильками показана на фиг. 227. Между головкой 1 и блоком 3 цилиндров установлена упругая прокладка 2. При нагружении головки двигателя силами давления газов головка сжимается, а шпилька дополнительно удлиняется; при этом прокладка разгружается на величину силы, соответствующей деформации прокладки, которая равна сумме деформаций шпильки  $\Delta l'_0$  и головки  $\Delta l'_1$

$$\Delta l'_0 + \Delta l'_1 = \Delta l_2. \quad (222)$$

Выражая деформации через силы и упругие постоянные, равенство (222) можно переписать в виде

$$P_n \lambda_0 + P_n \lambda_1 = T \lambda_2$$

или

$$(P_z + R - P_n) \lambda_0 + \lambda_1 = (P_n - R) \lambda_2.$$

Из этого выражения получим выражение для силы  $R$ , уплотняющей стык прокладки и головки,

$$R = P_n - P_z \frac{\lambda_0 + \lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2}. \quad (223)$$

Подставляя значение  $R$  в уравнение (215), находим

$$Q = P_n + P_z \frac{\lambda_2}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2} \quad (224)$$

или

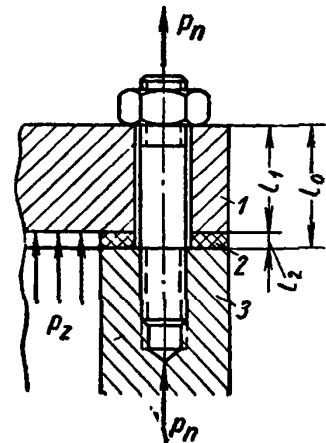
$$Q = P_n + \vartheta_2 P_z, \quad (225)$$

где

$$\vartheta_2 = \frac{\lambda_2}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2}.$$

Из выражения (224) и (225) видно, что чем меньше упругая постоянная прокладки, тем меньше дополнительная сила  $P_n = \vartheta_2 P_z$ , нагружающая шпильку, и сила, уплотняющая стык. Поэтому прокладки с малым коэффициентом упругости (медноасбестовые и железоасбестовые) применяют в газовых и бензиновых двигателях, у которых давление сгорания сравнительно невелико (38—40 кг/см<sup>2</sup>). В двигателях с повышенным значением  $p_z$  применяют прокладки с повышенной упругостью (алюминиевые и специальные стальные).

Схема соединения отъемной головки и отъемного блока цилиндров с картером силовыми шпильками показана на фиг. 228. Между головкой и блоком цилиндров поставлена упругая прокладка.



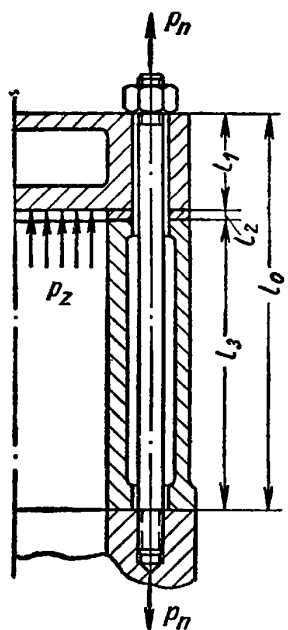
Фиг. 227. Схема крепления отъемной головки (крышки) двигателя с блоком цилиндра.

Из схемы нагружения следует, что

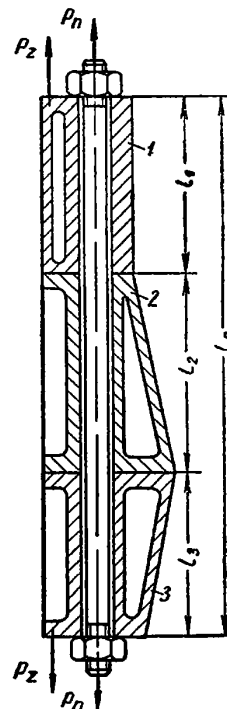
$$\Delta l'_0 + \Delta l'_1 = \Delta l'_2 + \Delta l'_3. \quad (226)$$

Выражая деформации через силы и через постоянные упругости соединяемых деталей, получим

$$(P_z + R - P_n)(\lambda_0 + \lambda_1) = (P_n - R)(\lambda_2 + \lambda_3).$$



Фиг. 228. Схема соединения головки, блока цилиндров и картера силовой шпилькой.



Фиг. 229. Схема соединения блока цилиндров картера и фундаментной рамы анкерной связью.

Из этого выражения находим силу  $R$ , уплотняющую стык нижней плоскости головки и торцевой плоскости блока цилиндров

$$R = P_n - P_z \frac{\lambda_0 + \lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}. \quad (227)$$

Полная сила, нагружающая силовую шпильку,

$$Q = P_n + P_z \frac{\lambda_2 + \lambda_3}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3} \quad (228)$$

или

$$Q = P_n + \vartheta_3 P_z, \quad (229)$$

где

$$\vartheta_3 = \frac{\lambda_2 + \lambda_3}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}.$$



Сила  $P_z$  определяется как часть общей нагрузки, приходящейся на одну силовую шпильку.

Схема соединения трех составляющих: корпуса, блока цилиндров, станины (картера) и фундаментной рамы анкерными связями, показана на фиг. 229.

При нагружении анкерной связи силой  $P_z$  детали 1 и 3 сжимаются, шпильки удлиняются, промежуточная деталь 2 при этом частично разгружается и деформация ее уменьшается.

Из схемы нагружения следует

$$\Delta l'_2 = \Delta l'_0 + \Delta l'_1 + \Delta l'_3. \quad (230)$$

Выражая деформации через силы и через постоянные упругости, получим

$$(P_n - R)\lambda_2 = (P_z + R - P_n)(\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_3).$$

Из этого уравнения находим выражение для силы, уплотняющей стыки станины

$$R = P_n - P_z \frac{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_3}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}. \quad (231)$$

Полная сила, нагружающая анкерную связь,

$$Q = P_n + P_z \frac{\lambda_2}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}, \quad (232)$$

или

$$Q = P_n + \vartheta_4 P_z, \quad (233)$$

где

$$\vartheta_4 = \frac{\lambda_2}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}.$$

Величина предварительной затяжки  $P_n$  определяется в зависимости от усилий нагружения скрепляемых деталей и требований к уплотнению стыка.

Минимальное усилие предварительной затяжки можно определить по условию: приложенная основная сила разгружает стык до значения  $R = 0$ , но соединяемые детали при этом остаются в соприкосновении одна с другой.

Давление на стыке двух деталей

$$R = P_n + P_n - P_z = P_n - (1 - \vartheta) P_z. \quad (234)$$

Приравнивая в этом выражении  $R = 0$ , получим

$$P_{n \min} = (1 - \vartheta) P_z. \quad (235)$$

При такой величине затяжки стык может раскрыться, так как основная действующая нагрузка  $P_z$  является переменной. Минимальная же затяжка не обеспечивает необходимого уплотнения в стыке, вследствие чего газы из цилиндра могут проходить наружу. При этих условиях сила, нагружающая шпильку, будет равна

$$Q = P_n + P_z. \quad (236)$$

Из практики эксплуатации двигателей внутреннего сгорания установлено, что предварительная затяжка резьбовых соединений при эксплуатации постоянно уменьшается. Уменьшение затяжки может происходить в результате:

1) периодического нагружения силами, превышающими силу предварительной затяжки (вследствие детонации или неравномерности подачи топлива), что приводит к остаточным деформациям в шпильке и в соединяемых деталях;

2) текучести материала мягких прокладок, смятия плоскостей соединяемых деталей;

3) понижения предела прочности металла вследствие продолжительного действия напряжений в резьбовом соединении и в соединяемых деталях.

Поэтому величину предварительной затяжки в расчетах принимают с запасом

$$P_n = \psi P_{n \text{ min}} = \psi (1 - \vartheta) P_z, \quad (237)$$

где  $\psi$  — коэффициент затяжки;

$\vartheta$  — коэффициент действующей нагрузки.

При нагружении деталей статической нагрузкой  $\psi = 1,25 \div 1,5$ .

При нагружении деталей переменной нагрузкой  $\psi = 3 \div 4$ .

Таким образом, полная сила, нагружающая шпильку при действии основной нагрузки  $P_z$ , равна

$$Q = \psi (1 - \vartheta) P_z + \vartheta P_z. \quad (238)$$

Как было отмечено выше, в процессе эксплуатации двигателя в резьбовых соединениях иногда возникают дополнительные температурные напряжения. Так, например, в случае применения алюминиевых головок, а также при изготовлении корпуса двигателей из алюминиевого сплава, шпильки подвержены действию значительной дополнительной тепловой нагрузки. Температурные напряжения могут быть определены следующим образом.

При нагревании шпильки и головки двигателя до температур  $t_{01}$  и  $t_1$  линейное удлинение шпильки окажется равным  $\alpha_0 t_{01} l_0$ , а удлинение головки —  $\alpha_1 t_1 l_1$ .

Так как головка и шпилька находятся в стянутом состоянии (см. фиг. 227 и 228), то вследствие разности тепловых деформаций получается сила  $P_t$ , дополнительно растягивающая шпильку и уплотняющая стык головки и блок цилиндров.

Разность тепловых деформаций

$$\alpha_1 t_1 l_1 - \alpha_0 t_{01} l_0 = P_t \lambda_1 + P_t \lambda_0, \quad (239)$$

откуда

$$P_t = \frac{\alpha_1 t_1 l_1 - \alpha_0 t_{01} l_0}{\lambda_0 + \lambda_1} \quad (240)$$

или в общем случае

$$P_t = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} \alpha_i t_i l_i - \alpha_0 t_{01} l_0}{\lambda_0 + \sum_{i=1}^{i=k} \lambda_i}, \quad (241)$$

где  $\alpha_i$ ,  $t_i$ ,  $l_i$  — коэффициент линейного расширения, температура и длина детали;

$\alpha_0, t_{01}, l_0$  — коэффициент линейного расширения, температура и длина шпильки (анкерной связи);  
 $k$  — число соединяемых деталей.

Таким образом, при тепловой деформации увеличивается затяжка стыка и повышается его герметичность. При этом нагрузка на шпильку возрастает до величины

$$Q_{сум} = Q + P_t \tag{242}$$

После замены и преобразования, получим

$$Q_{сум} = \psi \left( 1 - \vartheta + \frac{\vartheta}{\psi} \right) P_z + P_t \tag{243}$$

Напряжение растяжения в сечении по внутреннему диаметру нарезки

$$\sigma_1 = \frac{Q_{сум}}{F_1} = \psi \left( 1 - \vartheta + \frac{\vartheta}{\psi} \right) \frac{P_z}{F_1} + \frac{P_t}{F_1} \tag{244}$$

или

$$\sigma_1 = \sigma_1' + \sigma_t \tag{245}$$

где  $\sigma_1'$  — напряжения от предварительной затяжки и действия силы максимального давления газов;

$\sigma_t$  — напряжения от тепловой нагрузки.

Температурные напряжения достигают величины  $\sigma_t = 1500 \div 2000 \text{ кг/см}^2$ .

Напряжение во время работы двигателя с учетом температурных напряжений  $\sigma_1 = 3500 \div 5500 \text{ кг/см}^2$ .

Диаметр шпильки (анкерной связи) определяют из выражения

$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_1' \tag{246}$$

где  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы;

$Q$  — нагрузка на шпильку, определяемая по формуле (238).

В автомобильных, тракторных, судовых и стационарных двигателях допускаемое напряжение для шпилек (анкерных связей), изготовленных:

Из углеродистой стали . . . . .	1000—1500 кг/см <sup>2</sup>
„ стали 37ХНЗА . . . . .	2500—3000 „

В двигателях повышенной мощности в силовых шпильках, изготовленных из стали 18ХНВА, допускают:

При разгружаемом газовом стыке . . . . .	3000—4000 кг/см <sup>2</sup>
„ неразгружаемом газовом стыке . . . . .	2000—3000 „

При затяжке ключом шпильке передается крутящий момент

$$M_k = \beta P_n d_o \tag{247}$$

где  $P_n$  — сила предварительной затяжки при монтаже;

$d_o$  — наружный диаметр нарезки;

$\beta$  — коэффициент трения, определяемый из опыта.

При хорошо смазанной гайке и гладкой поверхности нарезки  $\beta = 0,08$ .  
 а при несмазанной гайке и не гладкой поверхности резьбы  $\beta = 0,15 \div 0,20$ .

Касательные напряжения

$$\tau = \frac{M_k}{0,2d_1^3}. \quad (248)$$

Для уменьшения касательного напряжения в анкерной связи верхнюю часть ее изготавливают в виде четырехгранника, за который во время затяжки шпилька удерживается от проворачивания специальным ключом.

Сложное напряжение в шпильке (анкерной связи) определяют по формуле

$$\sigma_\tau = \sqrt{\sigma_1^2 + 4\tau^2}. \quad (249)$$

Запас прочности по пределу текучести

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_\tau}. \quad (250)$$

Сложное напряжение можно было бы определить по формуле  $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau^2}$ , основанной на энергетической теории прочности, но так как в большинстве случаев шпильки в двигателях рассчитаны на основании третьей теории прочности, то сложные напряжения определены по третьей теории прочности по формуле (249).

Запас прочности допускают в пределах  $n_T = 1,5 \div 2,5$ .

Чтобы повысить прочность шпильки, поверхность стержня тщательно шлифуют (в особых случаях шлифуют резьбу стержня).

Для предупреждения снижения предварительной затяжки поверхности стыка должны быть также тщательно обработаны. При этом необходимо допустить возможно большее упругое удлинение болта (шпильки), избегать применения мягких прокладок и предусматривать надежное стопорение гаек.

## ГЛАВА XII

### СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ТОПЛИВОМ

#### § 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Конструкции устройств для питания топливом определяются в первую очередь агрегатным состоянием топлива. В случае газообразного топлива эти устройства должны обеспечивать лишь образование горючей смеси необходимого состава из воздуха и топлива, находящегося в том же агрегатном состоянии, что и воздух. В случае жидкого топлива устройства для подачи топлива должны дополнительно обеспечить возможно более совершенное испарение жидкого топлива для образования горючей смеси из паров топлива и воздуха. При одинаковых температурах и давлениях воздуха для одного и того же топлива скорость испарения возрастает пропорционально размеру поверхности, с которой происходит испарение. Наиболее эффективным средством увеличения поверхности испарения является разделение жидкого топлива на мелкие капли — распыливание топлива. При этом, кроме непосредственного эффекта увеличения поверхности испарения, повышение скорости испарения достигается дополнительно в результате роста интенсивности испарения с единицы поверхности при уменьшении размеров капель.

Другой возможный способ увеличения скорости испарения — это повышение упругости паров топлива путем нагрева воздуха или топлива. Этот способ применяют в современных двигателях с внешним смесеобразованием только в качестве вспомогательного для улучшения испарения топлива с малой упругостью его паров вследствие того, что при нагреве смеси уменьшается коэффициент наполнения двигателя.

Таким образом, все конструкции устройств для образования горючей смеси в современных двигателях жидкого топлива работают по принципу распыливания топлива.

Основным классификационным признаком этих устройств и приборов служит метод распыливания топлива. Распад струи топлива на отдельные капли является сложным процессом, определяемым силами взаимодействия струи и окружающей среды, с одной стороны, и турбулентными пульсациями в самой струе, — с другой. Интенсивность действия обоих указанных факторов возрастает с увеличением скорости движения струи: или абсолютной при неподвижной среде, или относительной при распыливании в потоке. Для создания струи топлива, т. е. жидкого тела, движущегося с определенной скоростью, необходимо обеспечить соответствующий перепад давлений между пространством, из которого вытекает жидкость, и пространством, в которое она поступает. По способу получения этого перепада давлений устройства для питания двигателей жидким топливом разделяются на две основные группы.

1. Устройства, в которых для впрыска топлива используется перепад статических давлений в неподвижном воздухе и в потоке большой скорости. Для распыливания

жидкого топлива в этих устройствах в основном используется кинетическая энергия потока. К таким устройствам относятся карбюраторы различных типов, а также форсунки компрессорных двигателей с воспламенением от сжатия.

2. Устройства, в которых впрыск топлива производится насосами, обеспечивающими настолько высокие скорости истечения, что для распыливания струи на мелкие капли используется собственная кинетическая энергия струи в основном в результате потери устойчивости струи, а также аэродинамических сопротивлений. К этой группе устройств относятся насосно-карбюраторные системы питания и топливная аппаратура (насосы и форсунки) двигателей с внутренним смесеобразованием.

Как известно, количество топлива в смесях с воздухом, сжигаемых в двигателях, очень мало сравнительно с количеством воздуха. Кроме того, жидкое топливо практически несжимаемо, и для распыливания не может быть использована работа его расширения. Поэтому для хорошего распыливания в устройствах второй группы скорости истечения топлива должны быть весьма высокими. Одинаковое качество распыливания в устройствах первой группы может быть получено при значительно меньшей скорости. Поэтому конструкция устройств первой группы проще. Такие устройства применяют для всех двигателей с внешним смесеобразованием. Только в некоторых конструкциях двигателей с внешним смесеобразованием в связи с особыми требованиями применяют системы питания второй группы. С другой стороны, в двигателях с внутренним смесеобразованием применение устройств первой группы приводит в большинстве случаев к усложнению конструкции (компрессорные двигатели) или к снижению качества рабочего процесса, вследствие чего в современных конструкциях принцип использования кинетической энергии потока применяют только для улучшения распыливания и распределения топлива в воздухе, а не для впрыска топлива. Следует отметить, что при внутреннем смесеобразовании органы питания должны обеспечивать не только качество распыливания для быстрого испарения, но также и распределение капель топлива в объеме пространства сгорания. Эти требования противоречивы, так как при увеличении мелкости распыливания длина факелов топлива уменьшается.

Существенное различие обеих указанных групп устройств заключается также в том, что устройства первой группы — карбюраторы — являются большей частью приборами непрерывного действия, а устройства второй группы — периодического действия. Вследствие принципиальных различий устройств обеих групп, рассмотрим их развитие отдельно.

Уже в первых конструкциях простейших карбюраторов было получено достаточно высокое качество распыливания и соответственно смесеобразования.

Существенным недостатком первых конструкций было лишь значительное выпадение топлива из воздушного потока и образование пленки топлива, движущейся по стенкам впускного трубопровода, что приводило к неравномерному распределению топлива по цилиндрам. Однако эти первоначальные конструкции, дававшие удовлетворительное смесеобразование при определенном режиме работы двигателя, ни в какой мере не могли обеспечить необходимого состава смеси в широком диапазоне рабочих режимов, начиная от режима пуска и холостого хода при малом числе оборотов вала двигателя и кончая режимами максимальной мощности и максимальных оборотов. Поэтому конструктивное развитие происходило в направлении введения различных устройств, обеспечивающих автоматическую дозировку подачи топлива в соответствии с режимом работы (жиклеры холостого хода, воздушные заслонки, обогатители, ускорители и т. п.).

Значительное улучшение равномерности распределения топлива по цилиндрам, а также уменьшение сопротивлений карбюратора было достигнуто в результате правильной организации потоков воздуха в диффузоре около форсунок, и потоков смеси во впускных патрубках. При переходе к карбюраторам с падающим потоком существенно облегчился уход за системой питания.

Из-за сложности процессов карбюрации расчетов при конструировании карбюраторов обычно не производят, а выбирают размеры проходных сечений для воздуха и топлива на основании выполненных и проверенных образцов с последующей проверкой и экспериментальным подбором при доводке двигателя.

Типовые конструкции отдельных устройств системы питания карбюраторных двигателей рассмотрены ниже.

Конструкции элементов системы впрыска топлива компрессорных двигателей с воспламенением от сжатия, также относящихся к первой группе, в учебнике не рассматриваются, так как в настоящее время двигателей этого типа не строят.

Системы питания второй группы — с впрыском топлива при помощи насоса — первоначально не удавалось осуществить вследствие технологических трудностей создания аппаратуры, обеспечивающей подачу весьма малых доз топлива под высоким давлением в те короткие промежутки времени, которые предоставляются для смесеобразования в рабочем цикле. Поэтому в начальный период двигателестроения метод впрыска насосом применяли только в калоризаторных двигателях, в которых несовершенство распыливания при низком давлении (порядка 50 ат) компенсировалось интенсивным подогревом впрыснутого топлива от горячих поверхностей калоризатора. Дальнейшим этапом развития явилось создание насосов высокого давления, но не приспособленных еще для точного отмеривания порций топлива. Были предложены аккумуляторные системы впрыска, в которых насос высокого давления только закачивает топливо в аккумулятор, а впрыском топлива в цилиндры управляют специальные распределители или форсунки с механическим приводом. Эти системы применяют и в настоящее время в некоторых конструкциях двигателей, работающих при постоянном скоростном режиме. Решение задачи насосного впрыска топлива в современном виде оказалось возможным в результате дальнейшего развития технологии, обеспечившего создание топливных насосов без сальников, с уплотнением плунжера и втулки притиркой и форсунок с гидравлическим управлением подъемом иглы. В первоначальных конструкциях насосов, применяемых на некоторых двигателях и в настоящее время, изменение дозы подаваемого топлива осуществлялось клапанными механизмами; в новых же конструкциях существенное упрощение и увеличение надежности работы получено в результате передачи функций отмеривания доз топлива самому плунжеру. С увеличением быстроходности двигателей и повышением давления впрыска топлива для получения совершенного смесеобразования появились нарушения впрыска колебательными процессами в системах подачи топлива вследствие сжимаемости топлива<sup>1</sup>. Для устранения этих нарушений были созданы насос-форсунки с минимальной длиной столба топлива между полостью насоса и соплом.

Дальнейшее конструктивное развитие насосных систем подачи топлива происходит в следующих направлениях.

1. Разработка систем, обеспечивающих заданную характеристику подачи топлива по углам поворота вала, для управления процессами смесеобразования и сгорания.

<sup>1</sup> А. С. Орлин, Г. Г. Калинин и др., Двигатели внутреннего сгорания т. I, Теория рабочих процессов, Машгиз, 1951.

2. Создание аппаратуры более простой в конструктивном и технологическом отношении.

3. Увеличение равномерности подачи доз топлива по отдельным цилиндрам при всех режимах работы как путем улучшения технологии, так и путем конструирования систем с одноплунжерным насосом, впрыскивающим топливо последовательно во все цилиндры через распределитель.

4. Повышение износостойкости плунжерных и форсуночных пар.

5. Усовершенствование топливных фильтров для эффективной очистки топлива.

Современное состояние теории процессов распыливания не позволяет подойти расчетным путем к выбору конструктивных размеров топливного насоса и форсунки, обеспечивающих заданную форму факелов распыленного топлива (длина и угол факела) и заданные характеристики распыливания (мелкость распыливания и распределение капель по размерам). Расчет сводится к выбору размеров диаметра и хода плунжера насоса из условий необходимой производительности. Возможен также расчет характеристики впрыска топлива через форсунку, однако однозначных связей между характеристикой впрыска и процессами смесеобразования и сгорания не установлено. Поэтому параметры впрыска (давление и продолжительность по углам поворота вала) выбирают на основании экспериментальных исследований насосов и форсунок прототипов. Критериями для такого выбора могут служить следующие общие выводы из многочисленных опытных исследований впрыскивающих систем.

1. При повышении давления впрыска топлива увеличивается длина факелов при одновременном уменьшении размеров капель распыленного топлива и некотором увеличении угла факела.

2. При уменьшении диаметра сопла форсунки при неизменном давлении впрыска улучшается качество распыливания, уменьшаются длина и угол факела.

3. При увеличении скорости впрыска (числа оборотов вала и крутизны профиля кулачка) повышается давление впрыска, увеличиваются длина и угол факела и улучшается качество распыливания.

4. При увеличении отношения длины сопла к диаметру увеличивается длина, уменьшается угол факела, а после определенного предела ухудшается и распыливание.

5. Завихривание топлива в сопле приводит к уменьшению длины, увеличению угла факела и улучшению качества распыливания и распределения топлива в факеле.

6. При увеличении давления в цилиндре в период впрыска в практических пределах его изменения в двигателях с воспламенением от сжатия мелкость распыливания не изменяется, но длина факела уменьшается, а угол факела увеличивается.

7. При увеличении вязкости топлива качество распыливания ухудшается и вследствие этого увеличивается длина факела при равных давлениях впрыска.

Результаты измерения длины факела топлива, распределения капель топлива по его сечению и размеров капель на различных расстояниях от сопла, полученные в условиях эксперимента без воспламенения топлива, естественно не могут быть непосредственно перенесены на реальные процессы распыливания в цилиндре двигателя, сопровождающиеся испарением топлива, воспламенением и горением образующейся смеси. Это определяет необходимость доводки систем подачи топлива на двигателе путем экспериментального подбора оптимального сочетания отдельных элементов и их конструктивных размеров.



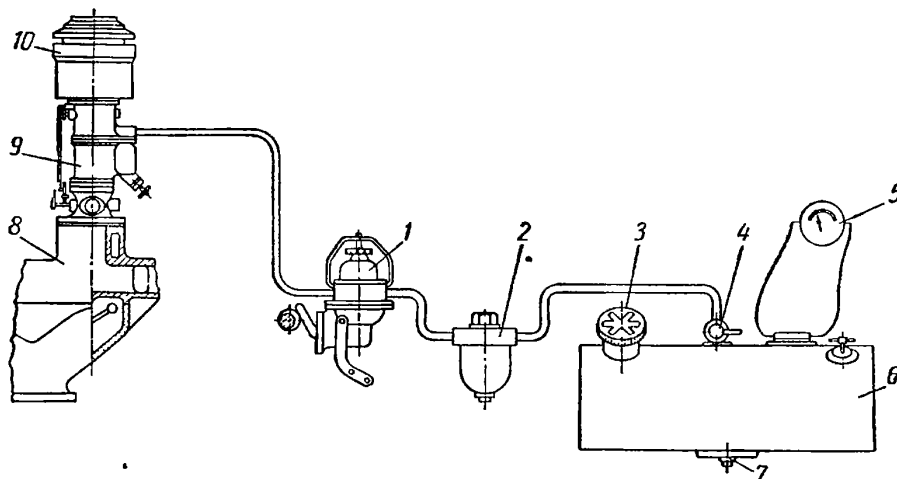
Типовые конструкции отдельных агрегатов систем питания топливом с впрыскивающими насосами двигателей с воспламенением от сжатия описаны ниже.

## § 2. СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВНЕШНИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

### Системы питания карбюраторных двигателей

Система питания двигателей жидкого топлива с внешним смесеобразованием, применяемых для наземного транспорта, сельскохозяйственных машин и стационарных установок, в большинстве случаев состоит (фиг. 230) из топливного бака 6, отстойника 2, топливного насоса 1, карбюратора 9, воздухоочистителя 10 и впускного трубопровода 8.

Размеры, расположение и конструкция бака зависят от назначения машины или установки, в которой применяется данный двигатель. Однако бак любой конструкции должен иметь пробку 7 для спуска из него отстоя,



Фиг. 230. Схема питания топливом.

фильтр на заборной трубке, фильтр в заправочной горловине 3, кран 4 для отключения топливной системы от бака и прибор 5 для указания количества топлива в баке.

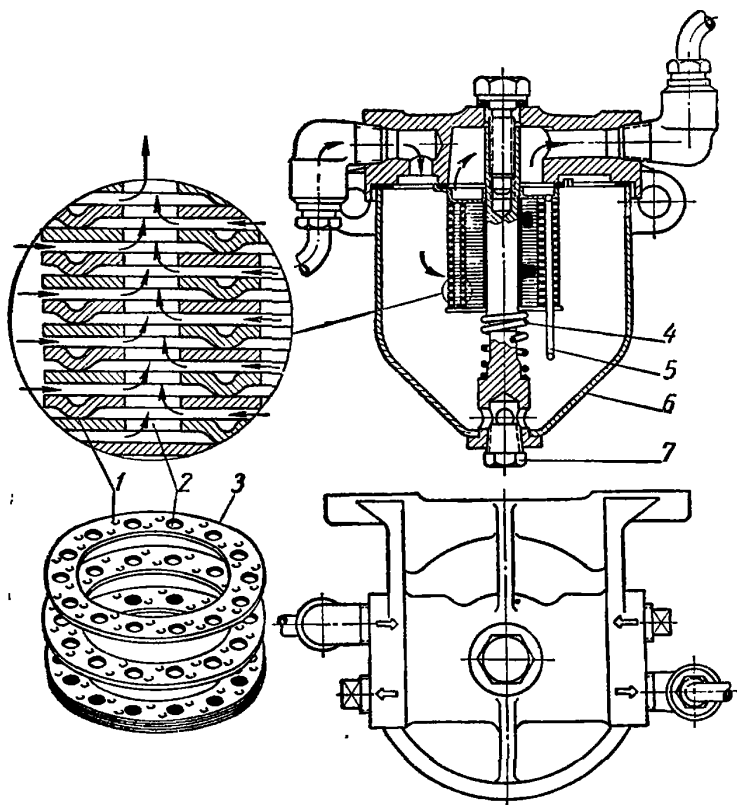
Отстойник выполняют обычно за одно целое с фильтром. Для автомобильных двигателей применяют фильтр-отстойник (фиг. 231) с щелевым фильтром, состоящим из набора тонких латунных пластин 3 с выштампованными выступами 1 высотой 0,05 мм и отверстиями 2 для прохода бензина.

Пластины собирают на двух стойках 5 и сжимают пружиной 4, вследствие чего между ними образуется зазор, равный высоте выступов пластин. Поступающее из бака топливо проходит между пластинами фильтра, и все частицы грязи, большие по размеру 0,05 мм, остаются на поверхности фильтра. Фильтр расположен внутри корпуса отстойника 6, имеющего пробку 7 для спуска воды и грязи.

В стационарных и тракторных двигателях бак расположен выше двигателя и топливо из бака обычно подается самотеком. В автомобильных двигателях топливо из бака к карбюратору подается насосом диафрагменного типа (фиг. 232) с приводом от эксцентрика 13, расположенного на распределительном валу 14 двигателя. При набегании эксцентрика 13 на рычаг 12 последний при помощи рычага 1 опускает шток 2, скрепленный со средней частью диафрагмы 8 двумя обжимными дисками 4 и 3. По периферии диафрагма зажата между корпусом 11 и крышкой 10 насоса.

При опускании диафрагмы вниз над ней создается разрежение, под действием которого топливо, пройдя сетчатый фильтр 6 и впускной клапан 5, заполняет пространство над диафрагмой. При сбегаании эксцентрика с рычага штока с диафрагмой поднимается вверх под действием пружины 9 и топливо через клапан 7 подается в карбюратор.

Максимальное количество топлива, которое может подать насос, должно примерно в 2,5—3,5 раза превышать максимально возможный расход топлива.



Фиг. 231. Автомобильный фильтр-отстойник.

В существующих конструкциях насосов давление при нулевой подаче равно  $0,2—0,3 \text{ кг/см}^2$  при 2200—2600 об/мин коленчатого вала двигателя.

Корпусы и крышки бензонасосов изготовляют из легкоплавких цинковых сплавов литьем под давлением. Пружины штоков изготовляют из марганцовистой пружинной стали, например стали 65Г. Диаметр проволоки равен 1,8—1,9 мм.

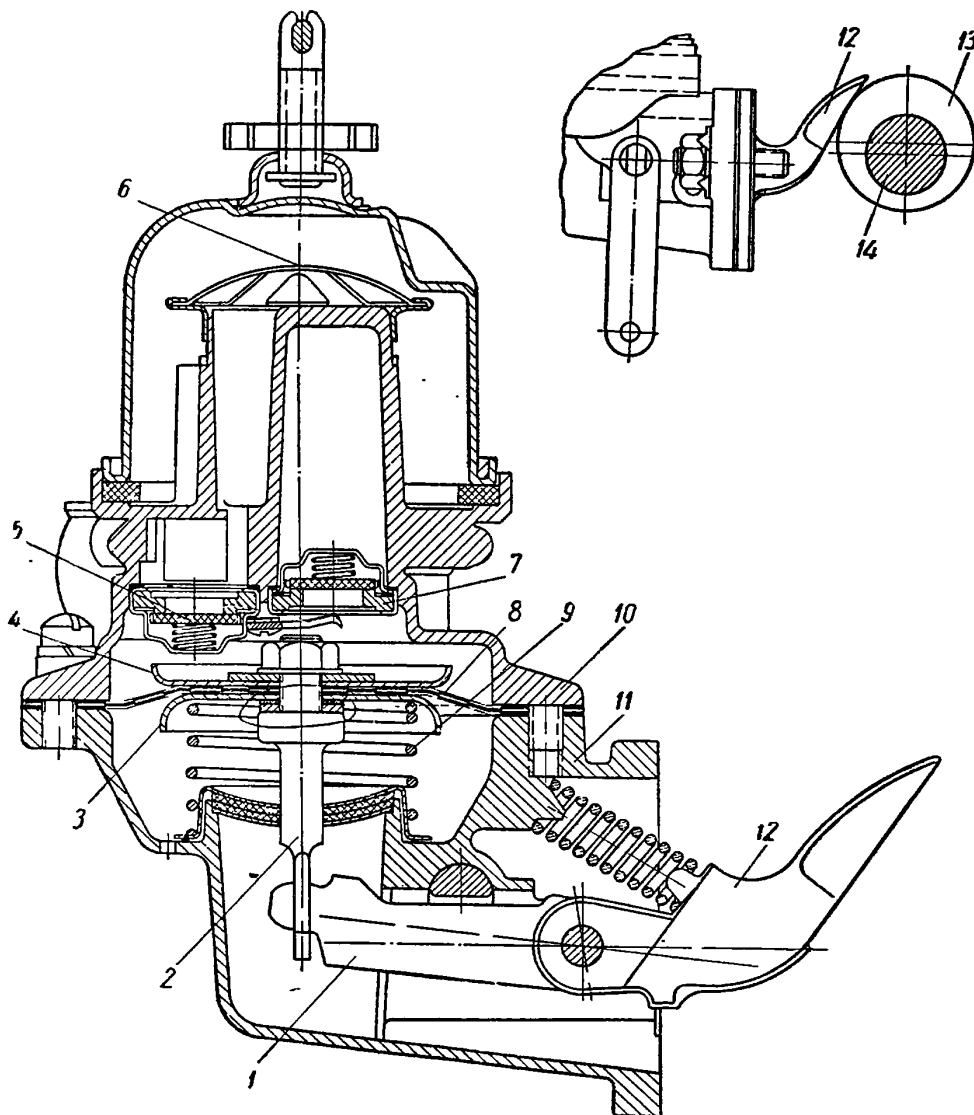
Клапаны насосов изготовляют из текстолита и в большинстве насосов монтируют в фасонном латунном корпусе вместе с седлом и пружиной. Характеристика пружины клапана существенно влияет на работу насоса. При повышенной жесткости этой пружины увеличиваются гидравлические сопротивления, а при очень мягкой пружине скорость закрытия клапана мала и часть бензина при ходе выталкивания перетекает обратно во впускную магистраль. Пружины изготовляют из фосфористой бронзы. Диаметр проволоки 0,2—0,3 мм. Диафрагмы изготовляют из нескольких слоев специальной бензостойкой ткани, обладающей большой прочностью и упругостью.

Основы методов исправления характеристики элементарного карбюратора, а также принцип вспомогательных устройств современных карбюраторов изложены в курсе теории двигателей. В настоящей главе описаны общие схемы и конструкции типичных карбюраторов современных двигателей. К таким карбюраторам относится карбюратор К-49А, устанавливаемый на двигателе ГАЗ-51. Желательная характеристика этого карбюратора дости-

Максимальная величина подачи насоса определяется величиной хода штока насоса и отношением наименьшего и наибольшего диаметров незажатой части диафрагмы. В существующих конструкциях соотношение этих диаметров равно 0,70—0,71. Изменение подачи насоса в зависимости от давления осуществляется автоматически, так как ход выталкивания происходит под действием пружины 9. Давление, развиваемое насосом, должно обеспечивать преодоление всех гидравлических сопротивлений в трубопроводах к карбюратору, но не должно быть высоким во избежание перелива топлива в карбюраторе. Величина давления определяется жесткостью пружины 9 подбираемой экспериментально.

гается совместной работой двух элементарных карбюраторов — основного и дополнительного, причем характеристику первого корректируют вводом в систему дополнительного количества воздуха. Карбюратор К-49А имеет также обогатитель смеси, ускорительный насос, систему холостого хода и пусковую заслонку.

Карбюратор К-49А, конструктивная схема которого показана на фиг. 233, имеет три последовательно расположенных диффузора 20, 8 и 12. Первый

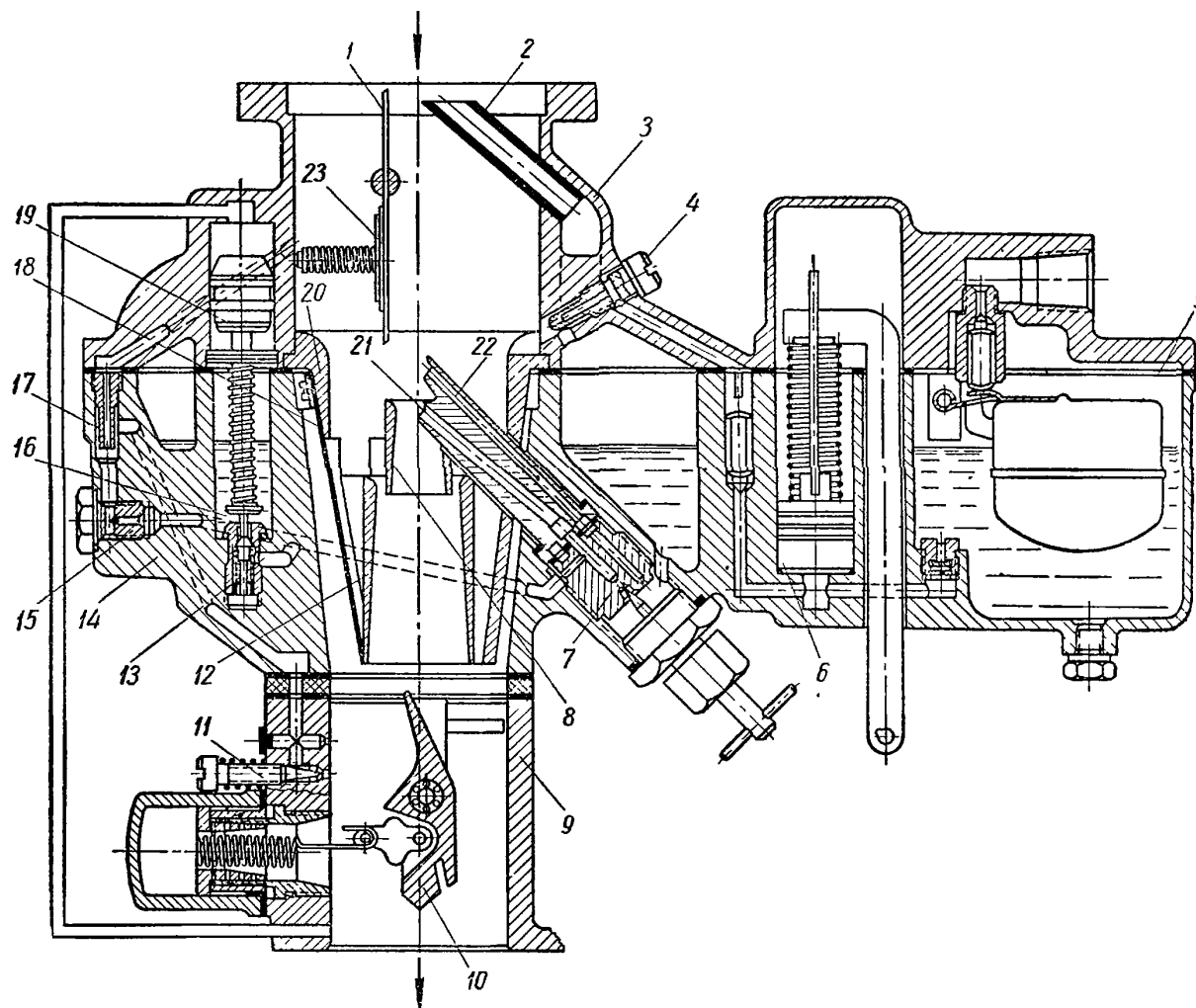


Фиг. 232. Топливный насос.

по пути нисходящего движения воздуха в карбюраторе диффузор 20 имеет наибольшее проходное сечение и пропускает все количество воздуха; в его узком сечении распылен распылитель 22 системы дополнительного элементарного карбюратора. За диффузором 20 расположен клапан добавочного воздуха, выполненный в виде четырех упругих пластин 18, свободные концы которых касаются третьего диффузора 12. При увеличении скорости воздушного потока концы пластин отгибаются и через второй диффузор 8 и третий 12 проходит только часть воздуха (фиг. 234), поступающего в карбюратор, большая же часть воздуха минует эти диффузоры. При среднем эксплуатационном режиме (расход воздуха 130 кг/час) часть воздуха, проходящего через эти диффузоры, составляет около 40%, а при режиме полной мощности (300 кг/час) составляет 32%. Поэтому даже при малых диаметрах проходных сечений диффузоров 8 и 12 (фиг. 233) общее сопротивление проходу воздуха

через карбюратор невелико и не вызывает уменьшения наполнения цилиндров двигателя, что особенно заметно при полном открытии дроссельной заслонки 10. Вследствие малых сечений диффузоров 8 и 12 и больших скоростей воздуха около распылителя 21 обеспечивается хорошее распыливание топлива в системе основного элементарного карбюратора.

Примененная система коррекции характеристики элементарного карбюратора вводом добавочного воздуха через автоматический клапан приводит к



Фиг. 233. Конструктивная схема карбюратора К-49А.

обеднению смеси по мере увеличения расхода воздуха. Это явилось причиной введения дополнительно нормального элементарного карбюратора, который обогащает смесь с увеличением расхода воздуха. Изменение коэффициента избытка воздуха от величины, соответствующей наибольшей экономичности при частичных нагрузках, до величины, соответствующей наибольшей мощности, осуществляется в карбюраторе К-49А подачей к распылителю 21 дополнительного количества топлива помимо основного жиклера 7. Это обогащающее (экономайзерное) устройство имеет пневматический привод 19. Обогащающий жиклер 13 размещен в корпусе обогащающего клапана 16. При работе только основной дозирующей системы нарастание мощности двигателя по углу открытия дроссельной заслонки прекращается значительно раньше при малых числах оборотов коленчатого вала, чем при больших. Поэтому для использования полной мощности двигателя при малых числах оборотов вала обогащающее устройство необходимо вводить в действие раньше, чем при больших. При механическом приводе это невыполнимо, так

как обогатительное устройство включается всегда при одном и том же угле открытия дроссельной заслонки независимо от числа оборотов вала двигателя. Но разрежение в дроссельном пространстве уменьшается по мере открытия дроссельной заслонки интенсивнее при малом числе оборотов вала, чем при большом, в результате чего величина разрежения, при котором включается обогатительное устройство с пневматическим приводом, достигается при малом числе оборотов вала раньше, чем при большом.

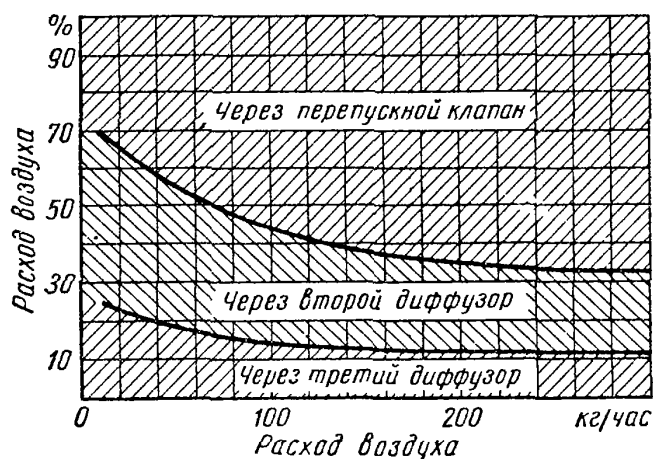
Ускорительный насос 6 с механическим приводом обеспечивает необходимое обогащение состава смеси при резком открытии дроссельной заслонки впрыском дополнительного топлива через распылитель 4 непосредственно в диффузор 20.

Система холостого хода этого карбюратора, действующая независимо от основной, имеет топливный 15 и воздушный 17 жиклеры, поддерживающие необходимое соотношение воздуха и топлива в эмульсии, подаваемой в смесительную камеру. Количество эмульсии, поступающей из системы холостого хода, а следовательно, и состав горючей смеси при работе на режиме холостого хода регулируются иглой 11. Включение в работу основной системы по мере открытия дроссельной заслонки происходит с запаздыванием вследствие инерции столба топлива в распылителе. Поэтому для плавного перехода работы двигателя с режима холостого хода на нагрузочный режим система холостого хода должна продолжать действовать, когда дроссельная заслонка уже приоткрылась и зона максимальных разрежений в смесительной камере передвинулась вверх. Это достигается устройством второго отверстия для выхода эмульсии, расположенного над первым.

Для облегчения пуска двигателя карбюратор имеет пусковую заслонку 1 с клапаном 23, который при работе двигателя автоматически открывается, вследствие чего предотвращается переобогащение смеси в первый период работы двигателя. Для пуска холодного двигателя требуется повышенное количество смеси по сравнению с режимом холостого хода, что осуществляется автоматически небольшим открытием дроссельной заслонки (при закрытой пусковой заслонке) системой тяг и рычагов, соединяющих оси обеих заслонок.

Для исключения влияния степени засоренности воздухоочистителя на работу карбюратора воздушное пространство в поплавковой камере 5 сообщается не с атмосферой, а с впускным патрубком карбюратора до пусковой заслонки трубкой 2. Сообщение с воздушным патрубком поплавковой камеры называют ее балансировкой. Карбюратор К-49А выполнен с падающим потоком, т. е. поток воздуха и горючей смеси направлен сверху вниз.

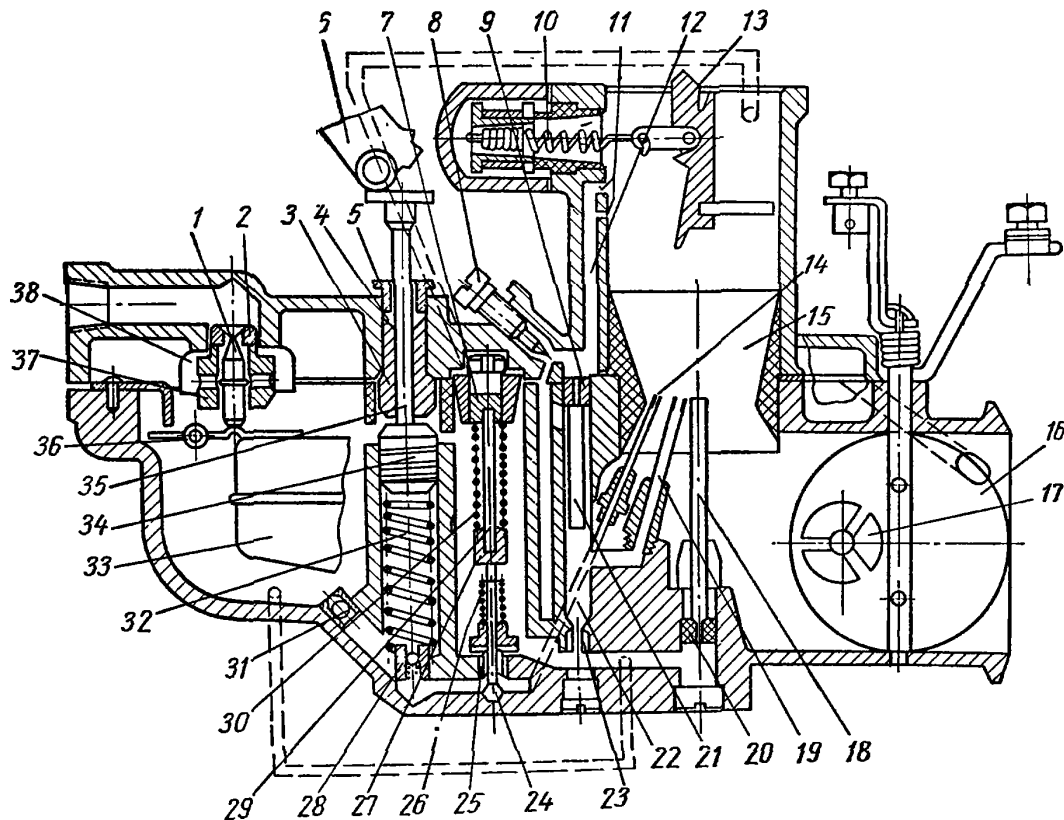
Все узлы и детали карбюратора К-49А размещены в трех его основных частях: патрубке смесительной камеры 9, корпусе 14 и крышке 3. Патрубок отлит из чугуна, а корпус и крышка изготовлены литьем под давлением из легкоплавкого цинкового сплава, содержащего в основном помимо цинка 3,5—4,5% алюминия и 0,5—1,5% меди. Работа двигателя при большом числе оборотов вала сопровождается большими износами, вследствие чего необходимо ограничивать максимальное число оборотов. Для этого карбюраторы большей части современных грузовых автомобилей имеют ограничитель



Фиг. 234. Распределение воздушного потока по диффузорам карбюратора К-49А.

максимального числа оборотов. В карбюраторе К-49А этот ограничитель выполнен заодно целое с дроссельной заслонкой 10. Принцип его действия будет рассмотрен при описании карбюратора МКЗ-14.

Карбюратор МКЗ-14 предназначен для двигателя ЗИС-120 при установке на двигатель впускного трубопровода с восходящим потоком. Принципиальная и конструктивная схема карбюратора показаны на фиг. 235 и 236. Дозирующая система этого карбюратора состоит из главного жиклера 20 и



Фиг. 235. Схема карбюратора МКЗ-14.

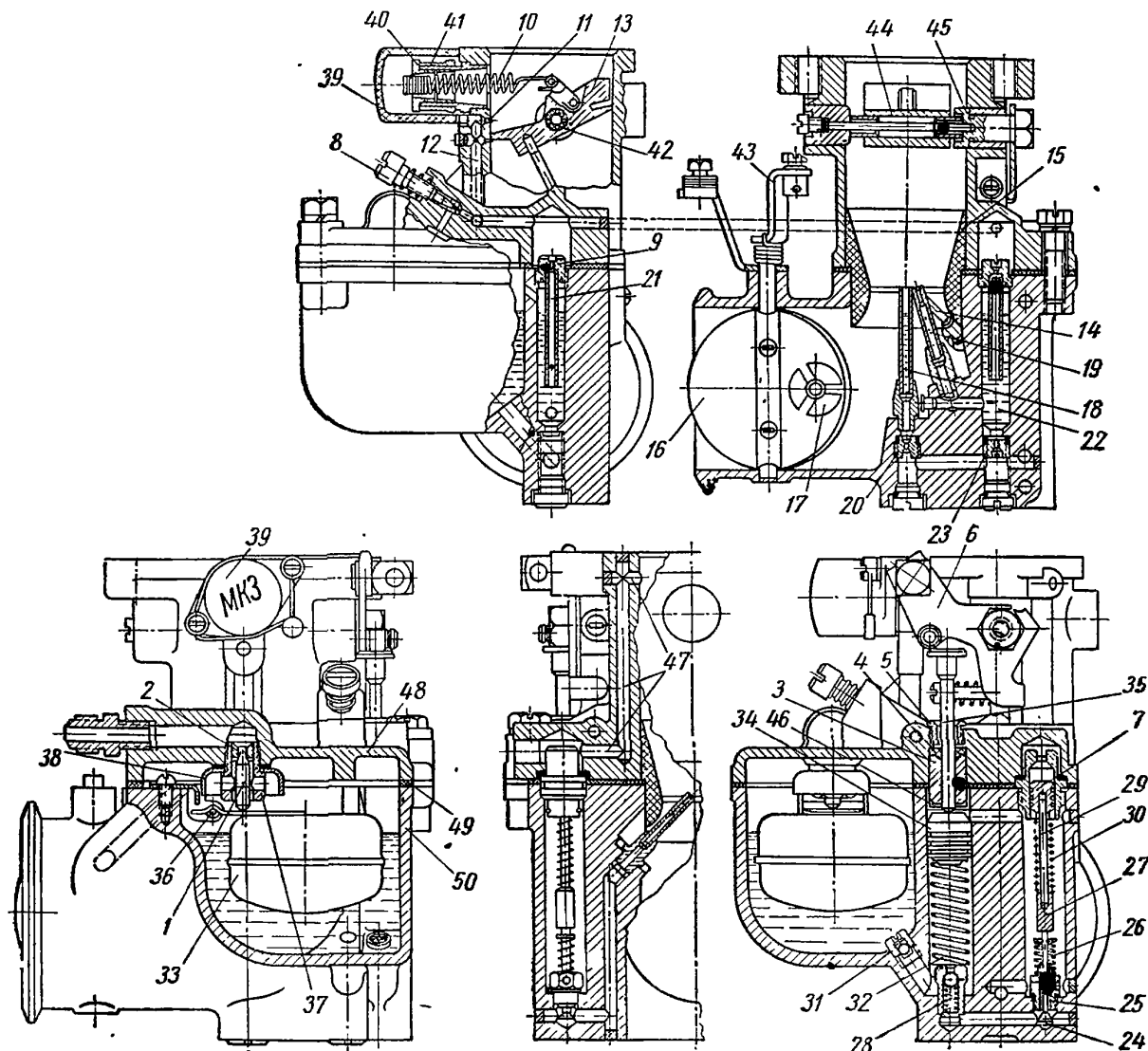
форсунки 18, компенсационного жиклера 23 при входе в компенсационный колодец 22 и форсунки 19. Обоганительное устройство имеет пневматический привод, а насос ускорения — механический.

В систему холостого хода топливо поступает из компенсационного колодца. Из системы холостого хода эмульсия выводится по каналу 12 в смешительную камеру через два отверстия 11, что обеспечивает плавный переход от работы на режиме холостого хода к нагрузочным режимам.

Для пуска двигателя карбюратор имеет пусковую заслонку с автоматическим клапаном. Все детали карбюратора (фиг. 236) размещены в корпусе 50 и крышке 48, отлитых из чугуна; между корпусом и крышкой зажата уплотняющая картонная прокладка 49. Поплавковая камера расположена в приливе корпуса карбюратора. В плоскости разъема корпуса укреплен кронштейн с вставленной в него осью 36 поплавка. К ней подвешен пустотелый латунный поплавок 33. Кронштейн имеет специальный упор, ограничивающий опускание поплавка вниз. В крышку карбюратора ввернут корпус 37 запорной иглы, в который запрессовано седло 2 и вставлена запорная игла 1. Для выхода бензина из корпуса запорной иглы в корпусе просверлен горизонтальный сквозной канал. Чтобы бензин не попадал на прокладку 49, корпус запорной иглы окружен отражателем 38.

Дроссельная заслонка 13 и связанный с ней ограничитель максимального числа оборотов размещены в крышке карбюратора. Дроссельная заслонка

открывается рычагом 6. Диффузор 15, изготовленный из карболита, вставлен в выточку в корпусе и прижимается крышкой карбюратора. Форсунки 18 и 19 главного и компенсационного жиклеров и экономайзера 14 ввернуты в корпус карбюратора и своими концами выходят в наиболее узкое сечение диффузора. Бензин к главному 20 и компенсационному 23 жиклерам подводится из поплавковой камеры через горизонтальный канал в корпусе. Ком-



Фиг 236 Карбюратор МКЗ-14.

пенсационный колодец 22 размещен в корпусе карбюратора и в него ввернут жиклер 9 холостого хода с припаянной к нему трубкой 21. Регулировочная игла 8 системы холостого хода помещена в крышке карбюратора. В воздушном патрубке установлена пусковая заслонка 16 с автоматическим клапаном 17. Пусковая заслонка управляется рычагом 43.

В приливе корпуса карбюратора расположены клапан экономайзера и поршень привода экономайзера, а в приливе крышки выполнены три канала 47, соединяющие полость привода со смесительной камерой за дроссельной заслонкой. Поршень 7 вакуумного привода экономайзера движется в латунной направляющей, которая ввернута в корпус карбюратора. Пружина 30, отжимающая поршень вниз, надета на шток 29 и упирается своими концами в направляющую и в хвостовик 27. Клапан 24 экономайзера с седлом 25 и пружиной 26 помещен в нижней части колодца экономайзера. Поршень 34 ускорительного насоса находится в колодце, в дно которого ввернут

нагнетательный клапан 28, а в боковом канале впускной клапан 31. Пружина 32 отжимает поршень вверх, упирая его в ограничитель 46, который запрессован в корпус карбюратора. Шток 35, опускающий поршень вниз, движется во втулке 3. Для предотвращения подсоса воздуха в поплавковую камеру через зазор между штоком и втулкой в последней установлен сальник 4 с гайкой 5. Шток опускается при помощи ролика на рычаге 6.

Принцип работы ограничителя максимального числа оборотов основан на динамическом воздействии потока горючей смеси на дроссельную заслонку. Со стороны входа потока смеси заслонка имеет наклонную площадку. Ось дроссельной заслонки смещена относительно оси смесительной камеры в сторону, противоположную расположению пружины 10 ограничителя. Давление на площадку заслонки стремится прикрыть заслонку, чему препятствует пружина 10. Когда число оборотов вала выше установленного, скоростной напор преодолевает силу натяжения пружины и прикрывает заслонку, вследствие чего и уменьшает число оборотов вала двигателя. Силу натяжения пружины регулируют поворотом муфточки 40, изменяя число рабочих витков, и гайки 41, определяющей предварительное натяжение пружины. Весь механизм ограничителя закрыт колпачком 39, который одновременно служит фиксатором положения муфточки и гайки. Дроссельная заслонка свободно вращается вокруг оси 42 на игольчатом подшипнике 44 и под действием пружины 10 всегда находится в открытом положении. Прикрытие заслонки происходит посредством выступов 45 на торце заслонки и на торце втулки рычага 6 привода дроссельной заслонки. При установке ограничителя максимального числа оборотов на двигатель ЗИС-120 число оборотов вала не превышает 2300 в минуту, а при установке на двигатель ГАЗ-51 — 2800 в минуту.

При конструктивном объединении ограничителя максимального числа оборотов с дроссельной заслонкой ее габариты увеличиваются. Поэтому для уменьшения сопротивлений движению потока горючей смеси приходится увеличивать диаметр смесительной камеры.

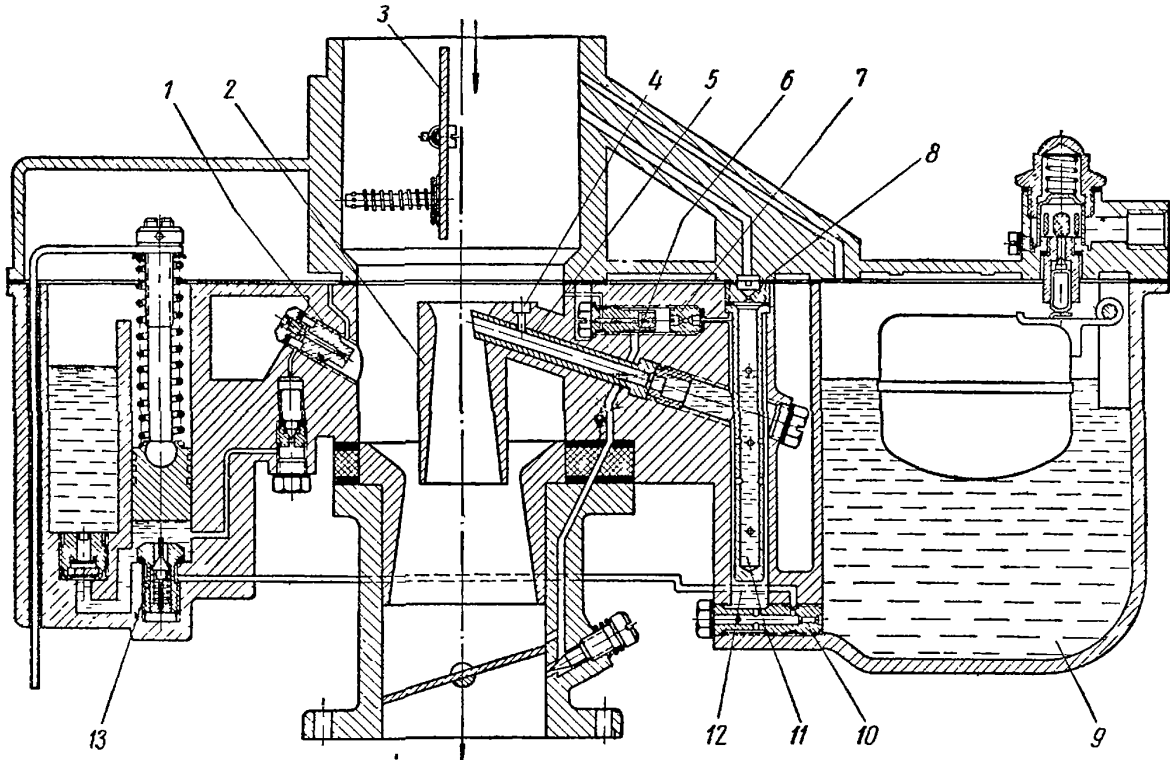
Примером карбюратора с корректированием характеристики методом пневматического торможения является карбюратор К-25 с падающим потоком, устанавливаемый на двигателе малолитражного автомобиля «Москвич». Этот карбюратор имеет двойной диффузор. В колодец 12 основной системы (фиг. 237) топливо поступает из поплавковой камеры 9 через главный жиклер 10 и далее под действием разрежения вместе с воздухом, проходящим через воздушный жиклер 8, подается через форсунку 5 в узкое сечение внутреннего диффузора 2.

Для достижения наибольшего эффекта пневматического торможения необходимо интенсивное перемешивание топлива с воздухом (эмульсирование) в колодце основной системы. Для этого воздух вводится в колодец через распылитель 11, выполненный в виде длинного стакана с тремя рядами радиальных отверстий, расположенных на разной высоте. Дополнительно смесь обедняется воздухом, поступающим непосредственно в форсунку через отверстие 4, направленное навстречу воздушному потоку в карбюраторе. Обоганитель смеси с механическим приводом подает дополнительное количество топлива через жиклер экономайзера 13 в колодец 12 основной системы, минуя главный жиклер 10. В случае механического привода обогапителя смеси при пониженном числе оборотов вала нельзя своевременно достичь максимально возможной мощности двигателя, что ухудшает тяговые качества двигателя. Однако этот привод обеспечивает большую экономичность расхода топлива по сравнению с пневматическим. В карбюраторах некоторых конструкций, например К-21 для двигателя ЗИМ, применяют два параллельно работающих обогапителя с механическим и пневматическим приводами. Ускорительный насос с механическим приводом впрыскивает дополнительное



количество топлива в пространство между диффузорами через форсунку 1. Питание системы холостого хода топливом осуществляется из колодца основной системы. Количества топлива и воздуха, поступающие в систему холостого хода дозируются топливным 6 и воздушным 7 жиклерами. При пуске двигателя горючая смесь обогащается при помощи пусковой заслонки 3.

Кроме описанных, существуют карбюраторы, работающие на основе других принципов корректирования характеристики элементарного карбю-



Фиг. 237. Конструктивная схема карбюратора К-25.

ратора. Так, например, в карбюраторах К-24 и МКЗ Л-3 количество топлива в горючей смеси дозируется перекрытием отверстия жиклера иглой переменного сечения. Карбюратор другого типа (К-80 и его модификации) основан на принципе изменения проходного сечения диффузора. Эти карбюраторы просты по принципу своей работы, но имеют привод подвижного диффузора с трущимися деталями и упругими элементами, которые изнашиваются во время эксплуатации, что приводит к нарушению регулировки карбюратора.

Карбюраторы тракторных двигателей несколько проще по схеме и конструкции сравнительно с описанными карбюраторами автомобильных двигателей. Это обусловлено значительно менее жесткими требованиями к тракторным двигателям по переходу с одного режима работы на другой и относительно небольшими колебаниями скоростного режима работы этих двигателей, так как они работают в основном на регуляторной характеристике.

Размеры проходных сечений диффузоров и жиклеров карбюраторов подбирают экспериментально. Отверстия жиклеров калибруют проливкой водой на пропускную способность, выражаемую в  $см^3/мин$  воды при температуре  $20^\circ C$  и напоре в 1 м вод. ст.

Диаметры диффузоров и пропускные способности жиклеров некоторых отечественных автомобилей приведены в табл. 32.

Таблица 32

## Регулировочные параметры карбюраторов

Тип двигателя	Номинальная эффективная мощность $N_e$ в л. с.	Номинальное число оборотов $n$ в минуту	Диаметр цилиндра $D$ в мм		Ход поршня $S$ в мм	Число цилиндров $i$	Тип карбюратора	Метод корректирования	Диаметр смесительной камеры в мм	Диаметры диффузоров в мм	Пропускная способность в $см^3/мин$				
			главного жиклера	компенсационного или доп. жиклера							экономайзера	топливного жиклера холостого хода	воздушного жиклера холостого хода		
ЗИС-5	73	2400	101,6	114,3	6	МКЗ-6	Компенсация	42	25	200	295	70	—	—	
ЗИС-5М	77	2300	101,6	114,3	6	МКЗ-6В МКЗ-14Б	То же	42	27	245	310	115	—	—	
										233	235	98	190	—	—
										200	310	130	190	—	—
ЗИС-120 ГАЗ-51	90 70	2700 2800	101,6 82	114,3 110	6	МКЗ-14В К-49А	Перепуск воздуха при двух элементарных карбюраторах	46 46	27 29	260	310	130	190	—	
										40	40; 19; 10	350	330	150	52
М-20	50	3600	82	100	4	К-22Г К-22 К-22А	То же • •	40 33 33	38; 17,5; 9,5 38; 17,5; 9,5	300	295	—	80	—	
										300	180	—	52	—	
										200	220	—	52	—	
МЗМА-400	23	3600	67,5	75	4	К-25	Пневматическое торможение	30	19; 10	155	315	155	50	130	

Примечания: 1. Карбюратор МКЗ-6 имеет две регулировки: для легких условий работы двигателя (диаметр диффузора 25 мм) и для тяжелых (диаметр диффузора 27 мм).  
2. Пластины перепуска воздуха у карбюраторов К-22 всех модификаций имеют одинаковую упругость.

## Системы питания газобаллонных двигателей

Системы питания двигателей, работающих на сжатых или сжиженных газах, состоят из баллонов для хранения газа, редуцирующего устройства для понижения давления газа, смесителя для смешения газа с воздухом, соответствующей контрольной аппаратуры и арматуры. При применении в качестве топлива сжиженного газа между баллонами и редуктором дополнительно устанавливают испаритель.

В транспортных установках для хранения газа применяют баллоны из низколегированных сталей (40ХНМА или 30ХНЗ) емкостью 50 л. Эти баллоны изготовляют из бесшовных труб со стенками толщиной 7 мм; баллоны рассчитывают на рабочее давление 200 кг/см<sup>2</sup>. Такой баллон весит 65 кг. В случае применения тонкостенных баллонов из углеродистой стали или алюминиевого сплава с оплеткой из стальной проволоки их вес, при том же объеме и рабочем давлении, снижается в первом случае до 50 кг, а во втором — до

44 кг. Для хранения сжиженных газов применяют сварные баллоны из стали Ст. 3, рассчитанные на рабочее давление  $16 \text{ кг/см}^2$ .

На баллонах имеются указатели уровня и манометры, а также отдельные расходные и заправочные вентили, поэтому баллоны можно заправлять без снятия их с автомобиля.

Применяемые в настоящее время редукторы по принципу работы являются регуляторами давления мембранного типа с усиливающей передачей от мембраны к клапанам.

Конструкция редуктора должна удовлетворять следующим основным требованиям:

1) подавать к смесителю газ под давлением, возможно более близким к атмосферному, для предотвращения переобогащения горючей смеси на малых нагрузках;

2) автоматически прекращать подачу газа при остановке двигателя и обеспечивать герметичность при неработающем двигателе;

3) обладать устойчивостью работы при резких переходах с одного режима работы двигателя на другой.

Редукторы имеют одну или чаще две последовательные ступени понижения давления.

Редукторы с двумя ступенями также выполняют конструктивно как одно целое.

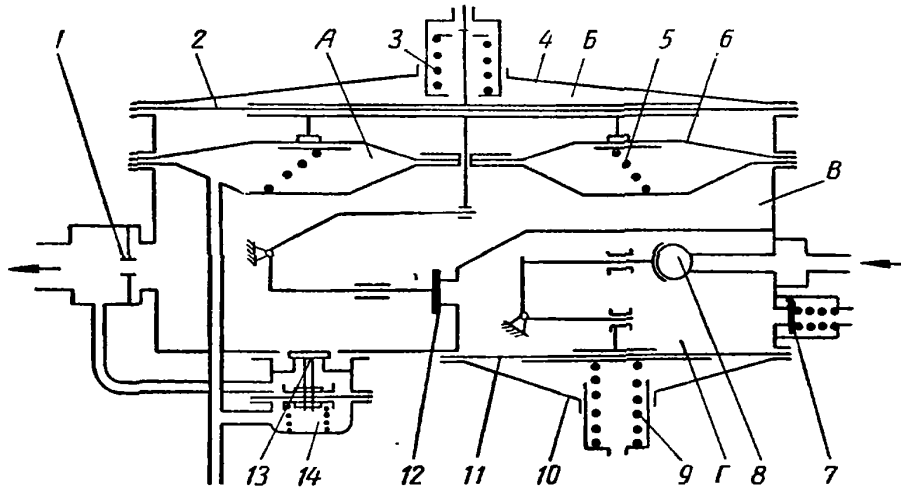
Двуступенчатые редукторы обладают рядом преимуществ по сравнению с одноступенчатыми, несмотря на относительно большую простоту последних. К этим преимуществам относятся меньшие колебания разрежения газа, подаваемого в смеситель, и меньшая величина самого разрежения. Двуступенчатые редукторы обладают также большей безопасностью по сравнению с одноступенчатыми вследствие наличия предохранительного клапана между ступенями

Если двигатель с воспламенением от искры предназначен для работы на топливе двух видов: жидком и газообразном (в газобаллонных автомобилях), то создаются две параллельные системы питания, имеющие общий агрегат — карбюратор-смеситель. В этом случае чаще всего нормальный карбюратор дооборудуют вводом газа, и он работает как простейший смеситель, а экономайзерное и другие устройства, корректирующие характеристику такого смесителя, конструктивно объединяют с редуктором.

Примером такого редуктора может служить двуступенчатый редуктор с экономайзером, выпускаемый Московским карбюраторным заводом (МКЗ) для газобаллонных автомобилей ЗИС-150 и ГАЗ-51Б.

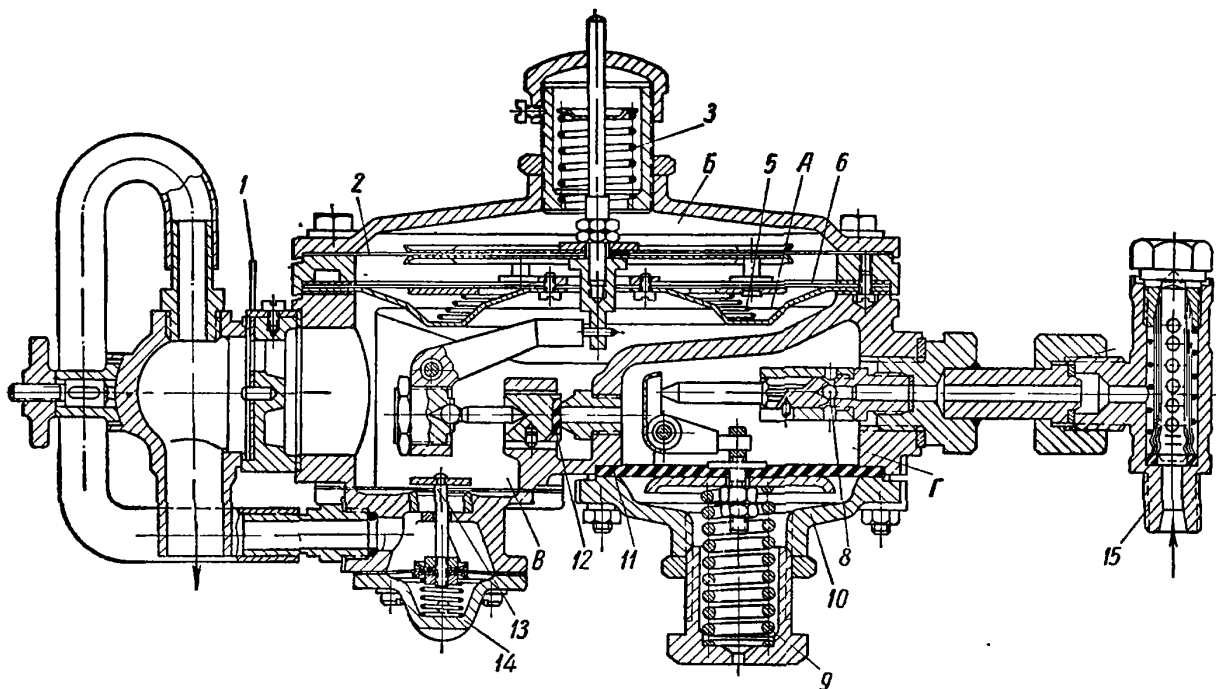
Принцип работы первой ступени этого редуктора (фиг. 238) заключается в том, что при падении давления в полости *B* второй ступени в результате всасывания газа в смеситель, открывается клапан *12*, что вызывает открытие клапана *8* первой ступени, управляемого мембраной *11* с пружиной *9*, и поступление газа в полость *Г*. При этом давление газа снижается до  $2,0\text{--}3,0 \text{ кг/см}^2$  в зависимости от давления в баллонах и расхода газа. Клапан *12* управляется мембраной *2* с пружиной *3*. Так как разность давлений газа в полости *B* и воздуха в полости *Б* мала, то мембрану *2* и пружину *3* нельзя изготовлять жесткими и, следовательно, сила, действующая на клапан *12*, невелика. Для обеспечения герметичности этого клапана при неработающем двигателе служит дополнительная (разгрузочная) мембрана *6* с конической пружиной *5*, упирающаяся в мембрану *2*. Кольцевая полость *А* под мембраной *6* сообщается с впускным трубопроводом двигателя. Создающееся при пуске двигателя в этом трубопроводе разрежение передается мембране *6*, которая прогибается вниз и освобождает мембрану *2*, разгружая таким образом клапан *12*.

На выходе из второй ступени установлена шайба с калиброванными отверстиями, так называемый дозатор 1. Площадь проходного сечения отверстий дозатора подбирают из условий экономичной работы двигателя на средних нагрузках. Обогащение газо-воздушной смеси, необходимое для достижения максимальной мощности двигателя, осуществляется подачей дополнительного количества газа, минуя дозатор через клапан 13 эконо-



Фиг. 238. Схема двухступенчатого газового редуктора МКЗ с экономайзером.

майзера с пневматическим приводом. Редуктор имеет предохранительный клапан 7. Все детали редуктора размещены в корпусе, к которому сверху привернута крышка 4 с размещенной в ней пружиной 3 мембраны 2. Снизу



Фиг. 239. Редуктор МКЗ для сжатого газа с экономайзером.

привернуты корпус экономайзера 14 и крышка 10 мембраны первой ступени. На входе в редуктор установлен сетчатый фильтр 15 (фиг. 239). Шаровый клапан 8 первой ступени и его седло изготовлены из нержавеющей стали. Мембрану 11 первой ступени толщиной 3,5 мм изготавливают из резины с двумя

слоями ткани. Клапан 12 второй ступени выполняют из специальной резины. Материалы, из которых изготовляют мембраны и клапан 12, должны обладать хорошей газо-маслостойкостью и морозостойкостью. Седло клапана 12 второй ступени изготовлено из латуни. Передаточное отношение рычажной системы первой ступени 2,27, а второй — 3,64.

Дозатор редуктора выполнен в виде золотника со сменными шайбами, проходные сечения отверстий подбираются в зависимости от теплотворности применяемого газа. Этот же золотник служит краном для отключения системы подачи газа при работе двигателя на жидком топливе. Производительность редуктора и его проходные сечения рассчитывают по максимальному расходу газа и при условии, что истечение газа через клапаны должно происходить при сверхкритических перепадах давлений. Необходимые величины проходных сечений клапанов, рабочих сечений мембран, характеристики пружин и другие конструктивные параметры выбирают на основании статического расчета клапанов каждой ступени.

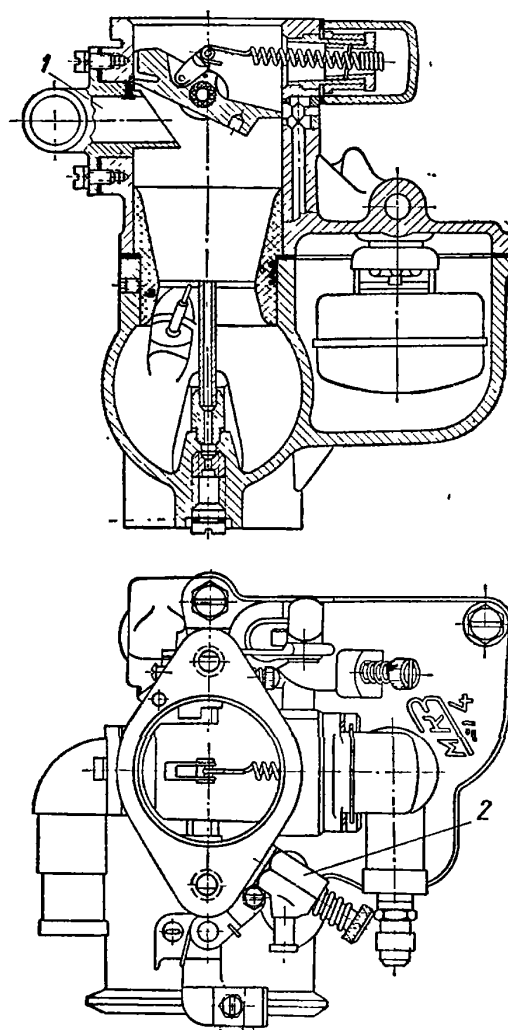
Для обеспечения устойчивости редуктора при переменных режимах работы необходимо уменьшать массы всех подвижных деталей и увеличивать дросселирование воздуха, поступающего в воздушные полости редуктора.

При такой конструкции редуктора с экономайзером в качестве смесителя используют обычный карбюратор с вводом газа в смесительную камеру и в систему холостого хода.

Примером такой конструкции служит карбюратор МКЗ-14Д (фиг. 240), работа которого на бензине описана ранее. Для подачи газа карбюратор имеет патрубок-форсунку 1 и тройник 2 для подвода газа в систему холостого хода. Если в редукторе не предусмотрен экономайзер, то его размещают в смесителе.

При работе двигателя на сжиженном газе в системе устанавливают испаритель. Тепло, необходимое для испарения сжиженного газа, получается от горячей воды, циркулирующей в системе охлаждения двигателя. Конструкции газовых смесителей стационарных и судовых двигателей описаны в гл. XVIII.

Все агрегаты системы питания газовых двигателей должны быть герметичны во избежание утечки газа, в результате чего может быть отравление обслуживающего персонала <sup>1</sup>.



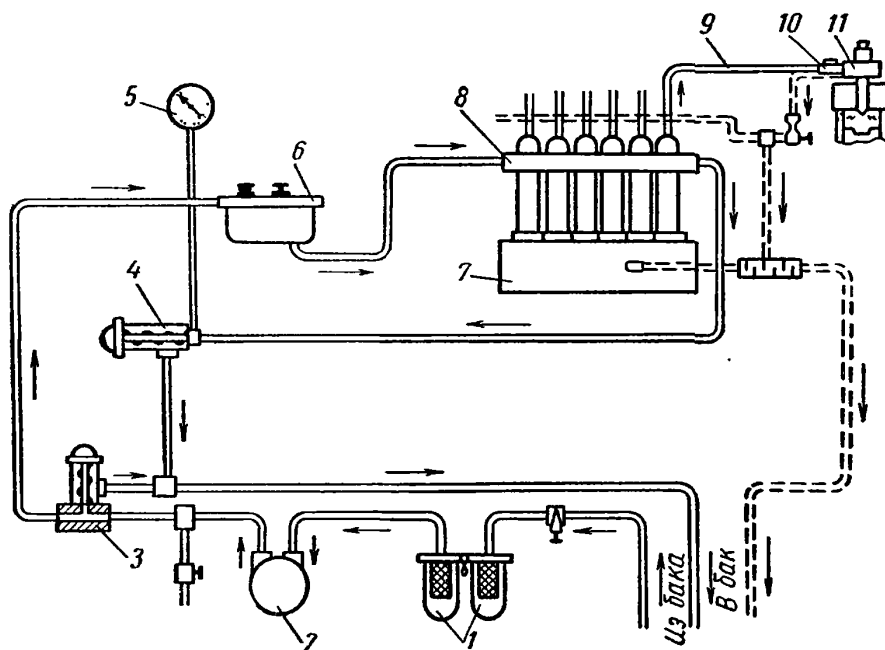
Фиг. 240. Карбюратор и смеситель МКЗ-14Д.

<sup>1</sup> Устройства для очистки всасываемого воздуха (воздухоочистители) и для гашения шума (глушители) рассматриваются в курсе «Установки с двигателями внутреннего сгорания».

### § 3. ТОПЛИВОПОДАЮЩИЕ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВНУТРЕННИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Существующие топливные системы двигателей с внутренним смесеобразованием весьма разнообразны по своему конструктивному выполнению и могут быть классифицированы по методу нагнетания (подачи) и распыливанию топлива.

Топливные системы с насосным впрыскиванием. В таких системах процессы нагнетания и впрыска топлива неразрывно связаны между собой. Каждый цилиндр двигателя имеет свой топливный насос



Фиг. 241. Схема топливной системы с насосным впрыскиванием.

(или отдельную секцию), который отмеривает необходимую дозу топлива и подает ее по нагнетательному трубопроводу к форсунке, обеспечивая при этом необходимое давление, начало и продолжительность впрыска. Такие системы принято называть топливными системами с насосным впрыскиванием. Процесс распыла топлива и характеристика подачи в этих системах определяются движением плунжера топливного насоса.

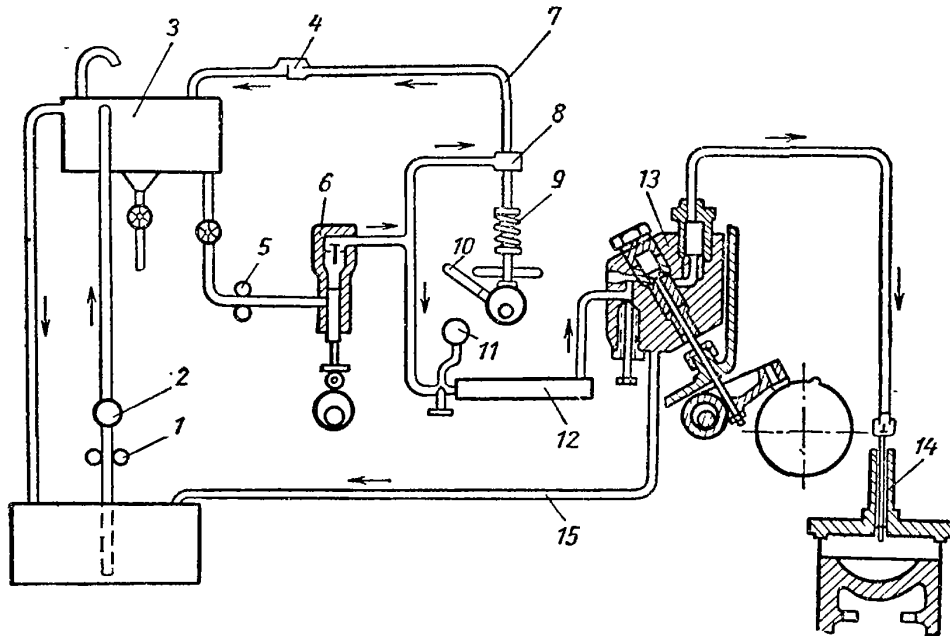
На фиг. 241 показана схема топливной системы с насосным впрыскиванием.

Топливоподкачивающий насос 2 засасывает топливо из бака через фильтры 1 первичной очистки и подает его к фильтрам 6 вторичной очистки. Перепускной клапан 3, установленный на магистрали от подкачивающего насоса к фильтрам вторичной очистки, ограничивает повышение давления свыше установленного, перепуская излишнее топливо обратно в бак.

Из фильтров вторичной очистки фильтрованное топливо поступает во впускную камеру 8 топливного насоса 7 высокого давления. Давление во впускной камере поддерживается в заданных значениях перепускным клапаном 4, через который топливо отводится по сливной магистрали в бак. Давление на впуске контролируется манометром 5. Топливный насос 7 имеет отдельные секции, число которых соответствует числу рабочих цилиндров. Секции насоса сообщаются трубопроводами 9 высокого давления с форсунками 11. В нагнетательной магистрали обычно перед форсункой дополнительно ставят фильтры 10 высокого давления. Топливо, просачивающееся через зазоры в насосе и форсунках, отводится в бак по сливным трубкам (показаны пунктиром).

Топливные системы с насосным впрыскиванием имеют наибольшее применение. Конструктивным недостатком данной системы является трудность обеспечения равномерности подачи и идентичности характеристики впрыска отдельными секциями у многоцилиндрового двигателя.

Топливные системы с аккумуляторным впрыскиванием. Эту группу составляют системы, в которых процесс нагнетания отделен от процесса впрыскивания. В таких системах насос нагнетает топливо в аккумулятор, из которого топливо под высоким давлением поступает или



Фиг. 242. Схема топливной системы с аккумуляторным впрыскиванием.

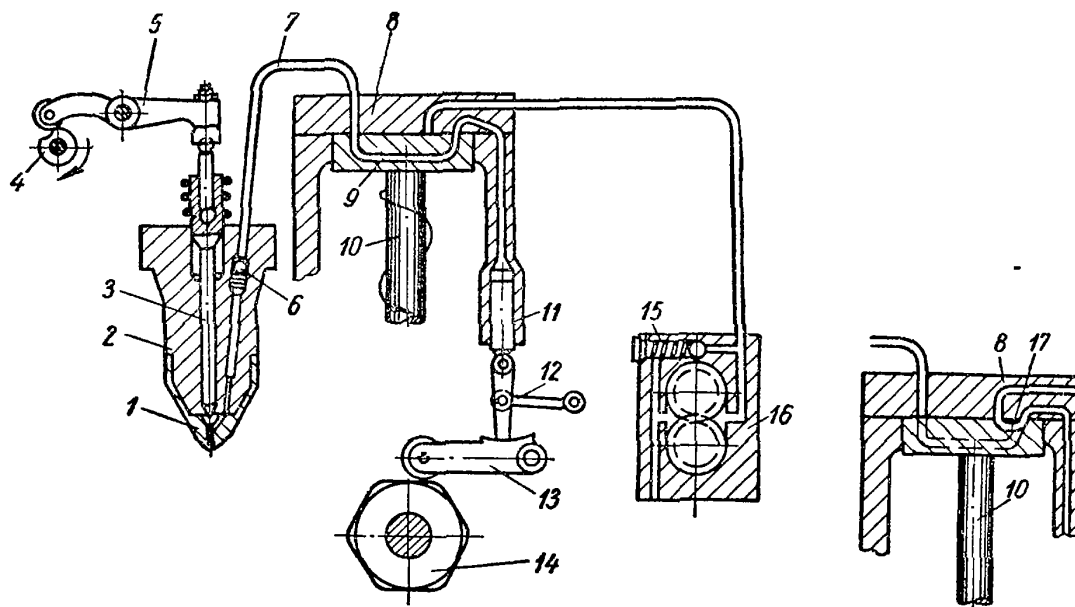
в форсунки с механическим управлением, или через специальные распределители в форсунки с гидравлическим управлением. Такие системы называются топливными системами с аккумуляторным впрыскиванием. Период впрыскивания и доза топлива в этом случае определяются моментом и продолжительностью открытия запорного органа форсунки или соответствующего распределительного устройства. Насос служит для нагнетания топлива в аккумулятор и поддержания в нем необходимого давления.

Схема топливной системы с аккумуляторным впрыскиванием показана на фиг. 242. Топливо подается в расходный бак 3 подкачивающим насосом 2, проходя предварительную очистку в фильтрах 1. После расходного бака топливо вторично очищается в фильтрах 5 и поступает к насосу 6, который создает высокое давление в аккумуляторе 12. Давление в аккумуляторе 12 поддерживается автоматическим перепускным клапаном 8 и контролируется манометром 11. Давление в аккумуляторе регулируют изменением затяжки пружины 9 перепускного клапана при помощи рычага 10. Излишнее топливо возвращается в расходный бак по трубке 7, имеющей обратный клапан 4. Из аккумулятора топливо через блок распределительных клапанов 13 по нагнетательным трубопроводам направляется к форсункам 14. Просачивающееся через неплотности в распределительном механизме топливо отводится по сливной трубке 15.

Преимуществом данной системы является наличие только одного насоса высокого давления независимо от числа цилиндров двигателя. При этом насос должен только поддерживать необходимое давление, вследствие чего

существенно упрощается его конструкция и обеспечивается длительная и надежная работа.

Однако подобная система имеет и существенный конструктивный недостаток, который заключается в том, что форсунки с механическим приводом или специальные распределители находятся все время под большим давлением топлива. Поэтому малейшие нарушения плотности этих устройств вызывают несвоевременную и неравномерную подачу топлива в цилиндры, что приводит к ненормальной работе двигателя.



Фиг. 243. Схема топливной системы ступенчатого типа.

Системы ступенчатого впрыскивания. Кроме указанных систем, существуют системы, в которых топливо сначала подается под небольшим давлением насосом первой ступени, который осуществляет лишь дозировку. Затем насос второй ступени впрыскивает отмеренную порцию топлива в цилиндр под высоким давлением. Такие системы, называемые системами ступенчатого впрыскивания, также относятся к системам с насосным впрыскиванием. На фиг. 243 показана схема топливной системы подобного типа. Топливоподкачивающий насос 16 шестеренчатого типа подает под небольшим постоянным давлением, поддерживаемым перепускным клапаном 15, фильтрованное топливо в неподвижную часть распределителя 8. Вращающаяся часть распределителя, приводимая в действие валком 10, имеет соединительный канал 9, сообщающий насос 11 первой ступени с трубопроводами 7. Трубопроводы 7, число которых равно числу цилиндров двигателя, соединяют распределитель с насосами 2 второй ступени (высокого давления). Другим каналом 17 распределитель сообщает насос 11 первой ступени с топливоподкачивающим насосом 16.

Дозирующий насос 11 первой ступени приводится в действие кулачковой шайбой 14, число кулачков которой соответствует числу цилиндров двигателя. Дозу топлива регулируют изменением хода плунжера. При передвижении рычага 12 влево он удаляется от оси качания рычага 13 и ход плунжера увеличивается, а следовательно, увеличивается и подача топлива.

Ход всасывания плунжера дозирующего насоса происходит при сообщении его полости через распределитель с подкачивающим насосом, нагнетательный ход — при сообщении с насосом высокого давления. Топливо при этом по трубопроводу 7 через обратный клапан 6 поступает под плунжер 3 насоса 2 второй ступени, расположенного в форсунке, и



впрыскивается в цилиндр при нагнетательном ходе плунжера, приводящегося в действие рычагом 5 от кулачка 4.

Недостатком данной системы являются ее сложность, большой износ дисков распределителя, а также подтекание топлива и загорание сопловых отверстий распылителя 1.

Принцип действия разделенной (ступенчатой) подачи топлива осуществляется также в топливных системах с газовым толкателем.

В этом случае для приведения в действие насоса используется давление газа в цилиндре двигателя, что упрощает конструкцию привода и сокращает длину нагнетательного трубопровода. Изменение скоростного режима двигателя практически не влияет на давление распыливания. Для судовых двигателей с такой системой не требуется реверсирования насоса.

### Впрыскивающие топливные насосы

Топливные насосы впрыскивающих систем выполняют следующие функции:

- 1) отмеривание (дозирование) подаваемого топлива соответственно режиму работы двигателя;
- 2) обеспечение требуемого момента начала подачи топлива, продолжительности и характеристики впрыска.

Основное различие в существующих конструкциях и принципе действия топливных насосов определяется способом дозирования топлива. Этот признак принимается для классификации насосов.

По способу регулирования дозы топлива насосы могут быть разделены на две основные группы:

1. Топливные насосы с постоянным ходом плунжера.
2. Топливные насосы с переменным ходом плунжера.

В топливных насосах с постоянным ходом плунжера дозу топлива можно регулировать:

а) изменением перепуска топлива на части хода плунжера через клапаны, имеющие принудительное движение от приводного механизма (клапанные насосы);

б) изменением перепуска на части хода плунжера с использованием самого плунжера в качестве регулирующего органа (золотниковые насосы);

в) изменением перепуска на всем ходе плунжера через отверстие, проходное сечение которого может меняться приводным механизмом.

В топливных насосах с переменным ходом плунжера его ход изменяют:

а) осевым перемещением кулачка с переменным профилем;

б) изменением зазора между плунжером и толкателем;

в) перестановкой точки качания промежуточного рычага привода плунжера.

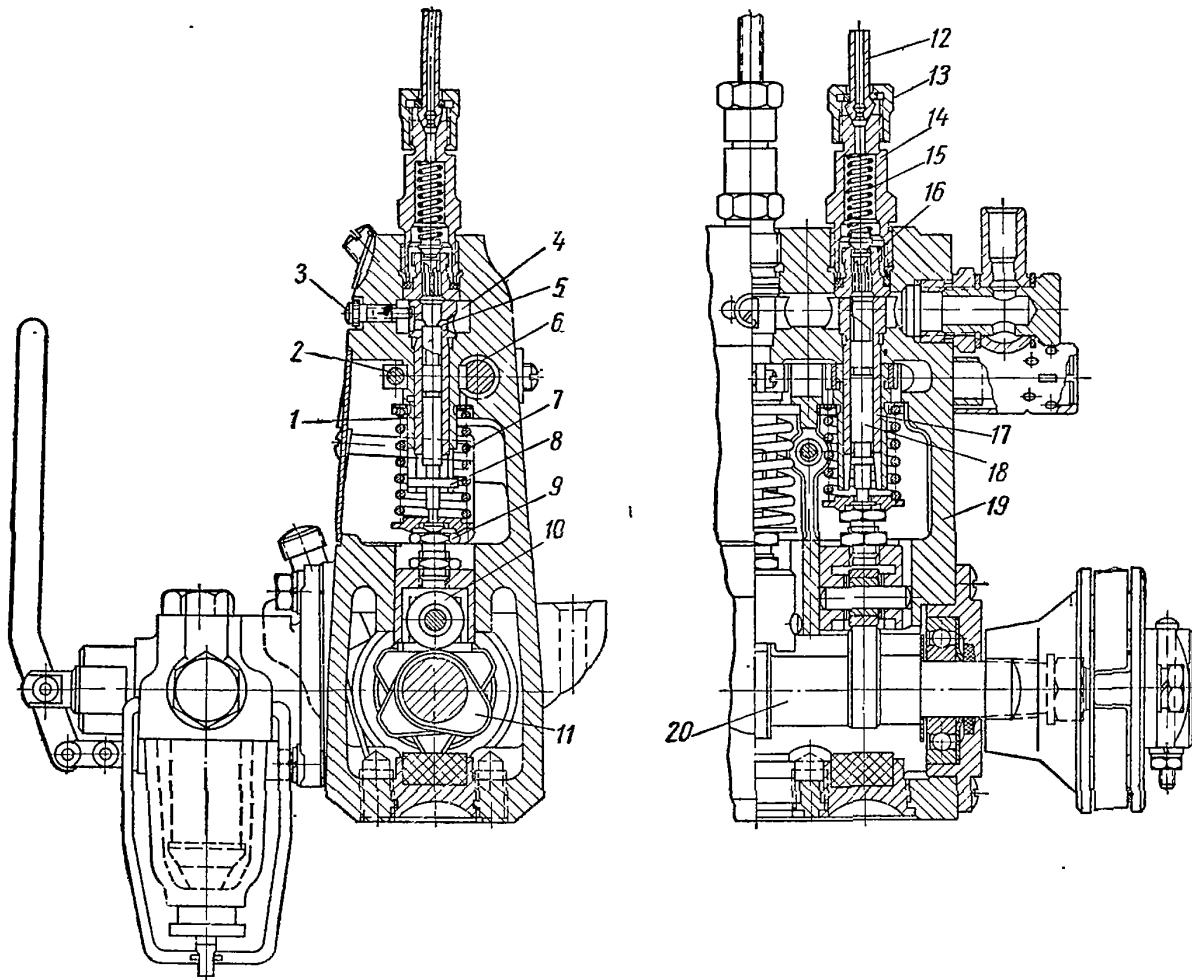
В большей части современных двигателей с воспламенением от сжатия применяют топливные насосы с постоянным ходом плунжера. Насосы с регулированием количества топлива переменным ходом плунжера применяют главным образом для калоризаторных двигателей.

Наиболее распространенными из топливных насосов с постоянным ходом плунжера являются золотниковые насосы. Конструкция такого насоса показана на фиг. 244. Рабочий элемент насосной секции, подающей топливо в один цилиндр двигателя, состоит из втулки 17 и плунжера 18.

Насосные элементы устанавливаются в соответствующие гнезда корпуса 19 насоса. Втулка прижимается сверху корпусом нагнетательного клапана 16 и удерживается от проворачивания стопорным винтом 3. Соприкасающиеся поверхности втулки и корпуса клапана тщательно шлифованы и плотно

закреплены в корпусе насоса штуцером *14* через прокладку. К штуцеру, внутри которого находится пружина *15* нагнетательного клапана, при помощи накидной гайки *13* присоединен трубопровод *12* высокого давления.

Плунжер приводится в движение кулачком *11* кулачкового вала *20* через промежуточный роликовый толкатель *10*, имеющий регулировочный болт *9* с контргайкой для изменения момента начала впрыскивания топлива.



Фиг. 244. Топливный насос золотникового типа.

Обратное движение плунжера обеспечивается пружиной *7*, помещенной между шайбами.

В верхней части корпуса насоса расположена впускная камера *4*, общая для всех секций. Через окно *5* во втулке топливо поступает в рабочую полость насосной секции. Регулирование количества впрыскиваемого топлива осуществляется поворотом плунжера, имеющего в верхней своей части косую отсечную кромку.

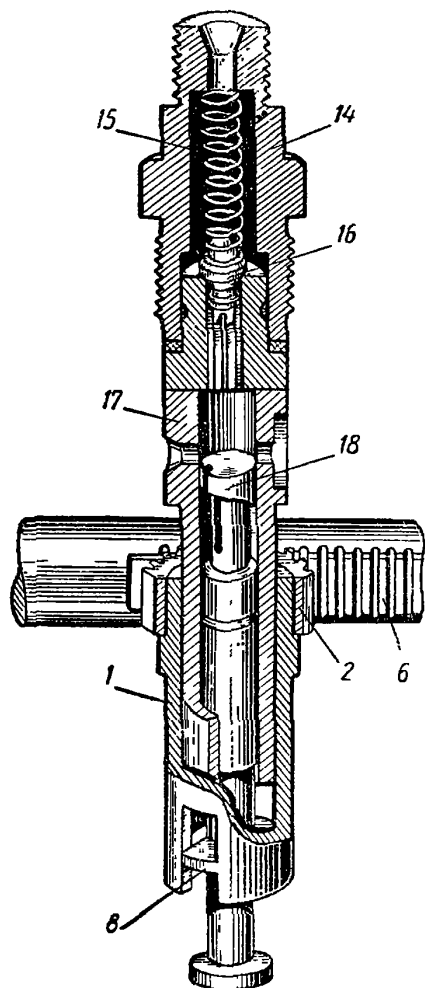
Механизм поворота плунжера насосной секции показан на фиг. 245. Поворотная втулка *1* (фиг. 244 и 245) свободно вращается на втулке *17* плунжера. В верхней части на поворотную втулку надет разрезной зубчатый венец *2*, закрепленный винтом и находящийся в зацеплении с зубчатой рейкой *6*.

В нижней части поворотная втулка имеет две вертикальные прорези, в которые входит хвостовик *8* плунжера. При осевом перемещении рейки втулка *1* поворачивается вместе с плунжером *18*, что приводит к изменению положения отсечной кромки относительно перепускного окна, а следовательно, к изменению подачи топлива. Максимальная подача топлива огра-

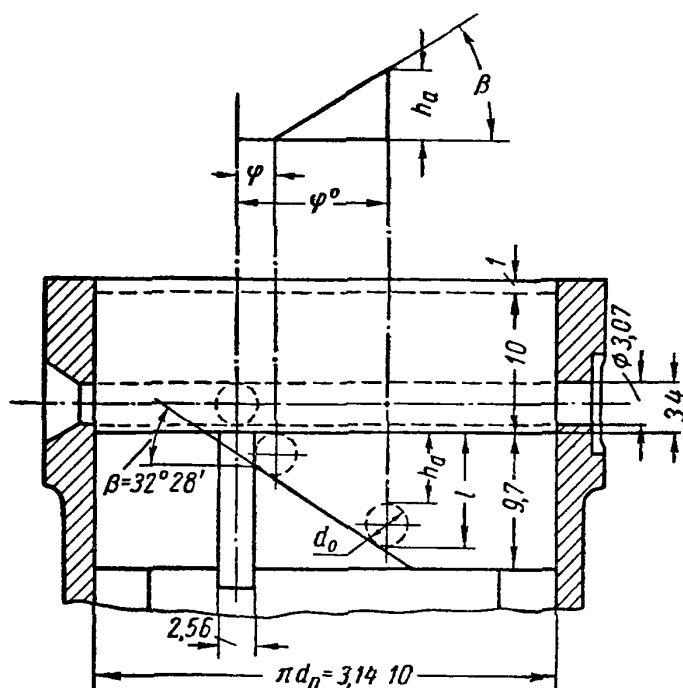
ничивается специальным упором для рейки, положение которого фиксируется при регулировке двигателя. Равномерность подачи топлива отдельными секциями регулируют путем поворачивания в ту или иную сторону втулки 1 вместе с плунжером в зубчатом венце 2.

Золотниковые насосы стандартного типа выполняют трех размеров по величине хода плунжера. Плунжеры этих насосов изготовляют разных диаметров для двигателей различных мощностей (см. табл. 33).

На фиг. 246 дана развертка поверхности плунжера золотникового насоса диаметром  $d_n = 10$  мм. Втулка плунжера (заштрихованная часть на фиг. 246) разрезана и развернута на длину  $\pi d_n$ . Плунжер показан в крайнем нижнем положении, при котором



Фиг. 245. Механизм поворота плунжера золотникового насоса



Фиг. 246. Развертка поверхности плунжера золотникового насоса.

торец его находится на расстоянии 3,4 мм от верхней кромки впускного и перепускного отверстия диаметром  $d_0 = 3,07$  мм, расположенных на одной оси. Высота верхнего пояса плунжера с отсечной кромкой 9,7 мм, угол наклона отсечной кромки  $\beta = 32^\circ 28'$ , продольная прорезь на образующей плунжера имеет ширину 2,56 мм.

Вверху над разверткой дан график зависимости активного хода  $h_a$  от угла  $\varphi$  поворота плунжера.

Положение плунжера во втулке, когда ось продольной прорези на образующей плунжера находится против оси перепускного отверстия на втулке, соответствует нулевой подаче топлива. Начало активных ходов плунжера определяется поворотом его от указанного положения на угол  $\varphi$ . В этот момент перепускное отверстие станет в такое положение, при котором оно будет касаться отсечной косой кромки, торца плунжера и прорези на образующей (на фиг. 246 изображено пунктирными окружностями).

При дальнейшем повороте плунжера величина активного хода, т. е. той части всего хода плунжера, во время которой нагнетательная полость

Таблица 33

## Ходы и диаметры плунжеров золотниковых насосов стандартного типа

Размеры насоса	Ход плунжера в мм	Диаметры плунжеров в мм							
		4	4,5	5	5,5	6	7*	—	—
Первый . . . . .	7	4	4,5	5	5,5	6	7*	—	—
Второй . . . . .	10	6	6,5	7	7,5	8	9	10	11*
Третий . . . . .	15	10	11	12	13	14	15	16*	—

\* По особому заказу.

насоса разобщена от перепускной, будет увеличиваться пропорционально углу  $\varphi$  поворота плунжера и тангенсу угла  $\beta$  наклона отсечной кромки.

Активный ход плунжера  $h_a$  для любого положения плунжера по углу поворота может быть подсчитан по уравнению

$$h_a = l - \frac{d_0}{2} \left( 1 + \frac{1}{\cos \beta} \right) \text{ мм,}$$

где  $l$  — длина образующей плунжера в мм;

$d_0$  — диаметр перепускного окна во втулке в мм.

Значения угла наклона отсечной кромки некоторых плунжеров золотниковых насосов приведены в табл. 34.

Таблица 34

## Углы наклона отсечной кромки плунжеров золотникового типа

Марка насоса	Угол наклона отсечной кромки $\beta$	Длина образующей при средней подаче $l$ в мм	Диаметр перепускного отверстия $d_0$ в мм
КДМ	15°00'	4,467	3
НК-12	27°57'	5,7	3
М-17	32°28'	5,0	3
НК-10	32°28'	5,6	3

Плунжеры бывают двух типов: с левосторонней отсечкой винтовой кромкой (как указано на фиг. 246) и с правосторонней. Это необходимо для обеспечения симметричного расположения механизмов у двигателей правого и левого вращения.

Стандартный профиль кулачка топливного насоса образован дугами окружности и на участке активного хода обеспечивает прямолинейное изменение скорости плунжера. Кулачок выполнен симметричным, что позволяет работать при правом и левом вращениях валика.

На фиг. 247 изображен профиль топливного кулачка, выполняемого за одно целое с кулачковым валиком, с ходом плунжера  $h_{пл} = 10$  мм, а также показаны кривые подъема плунжера  $h$  и коэффициента скорости  $C$ . Скорость плунжера

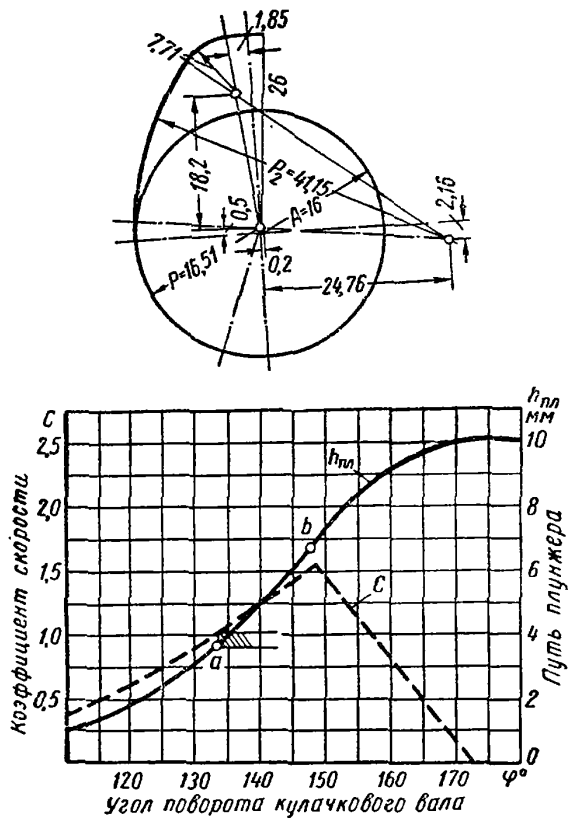
$$v = 0,001 C n_k,$$

где  $n_k$  — число оборотов кулачка в минуту.

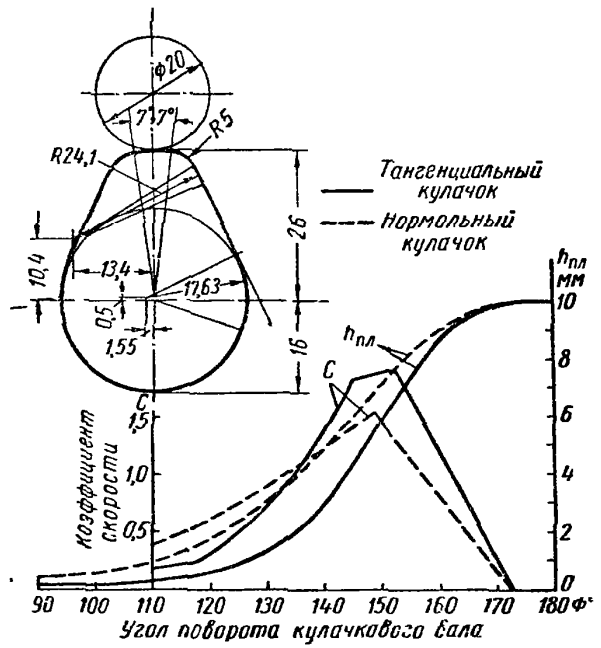
Начало подачи (активного хода плунжера), как указано выше, происходит в момент полного перекрытия окон на втулке торцом плунжера (точка  $a$ , соответствующая углу поворота кулачкового валика, равному 132°). Подача

топлива протекает на участке возрастающих скоростей плунжера и заканчивается для наибольшей дозы топлива на цикл в точке *b*, соответствующей углу поворота кулачкового валика, равному 147°. Таким образом, максимальный активный ход получается 3,0 мм при повороте кулачкового валика насоса ~ на 15°.

Продолжительность процесса впрыска в зависимости от типа двигателя и режима его работы должна находиться в определенных пределах (15—30°) угла поворота коленчатого вала. В тех случаях, когда требуется сократить продолжительность подачи топлива, применяют плунжеры боль-



Фиг. 247. Профиль нормального топливного кулачка и кривые подъема плунжера.



Фиг. 248. Профиль тангенциального топливного кулачка и кривые подъема плунжера.

шего диаметра или кулачки с более крутым профилем; вместо нормального профиля используют тангенциальный или вогнутый.

Профиль тангенциального кулачка и диаграмма подъемов и скоростей плунжера показаны на фиг. 248. Там же нанесены (пунктиром) для сравнения соответствующие кривые для кулачка нормального профиля.

Зависимость скорости плунжера от угла поворота кулачка на рабочем участке профиля (от точки *a* до точки *b* на фиг. 247) близка к линейной.

Скорость плунжера для установившегося числа оборотов вала в любой момент выражается зависимостью:

$$v_{пл} = \frac{dh_{пл}}{dt} = 6n_k \frac{dh_{пл}}{d\varphi} \text{ м/сек,}$$

где  $\varphi$  — угол поворота кулачкового валика;  
 $n_k$  — число оборотов кулачкового валика.

Эта зависимость может быть найдена графическим дифференцированием кривой пути плунжера.

Наибольшие подачи топлива на цикл топливной секции золотникового насоса с различными диаметрами плунжера приведены ниже.

Поддачи топлива на цикл топливной секцией золотниковых насосов

$\Delta V$	в $мм^3/цикл$	80	100	125	135	160	180	230	280	330
$d_{пл}$	в $мм$	4,0	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	9,0	10,0	12,0
$h_{пл}$	в $мм$	7	10	10	10	10	10	10	10	10

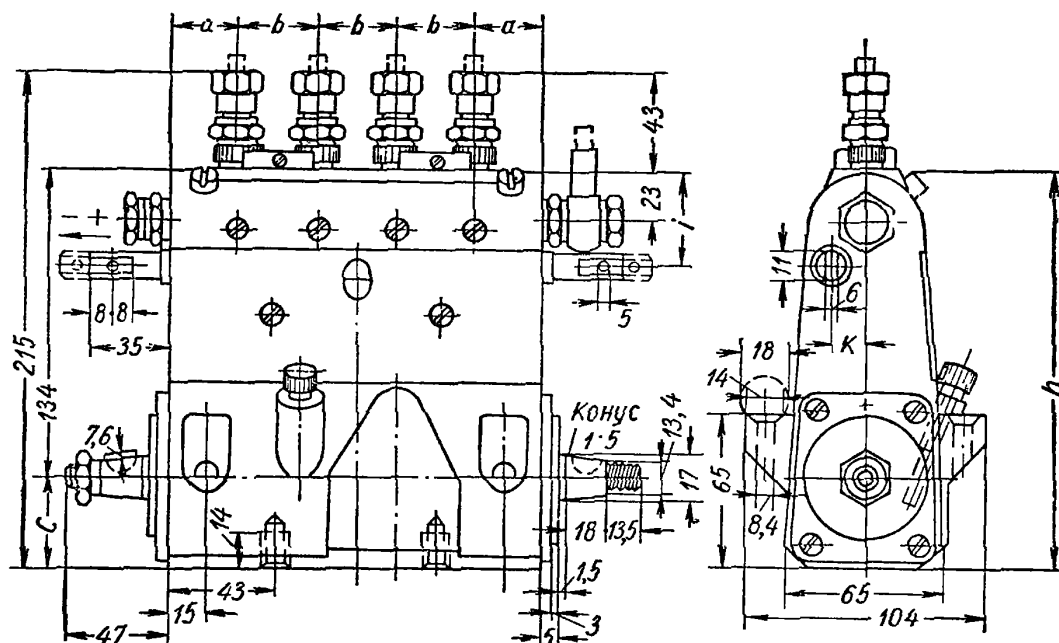
Габаритные размеры блочных золотниковых топливных насосов даны на фиг. 249 и в табл. 35.

Таблица 35

Основные габаритные размеры насосов блочного типа

Размер насоса	Ход плунжера в $мм$	$a$	$b$	$c$	$h$	$l$	$k$
Первый . . .	7	27	32	$38 \pm 0,05$	172	42,5	14
Второй . . .	10	38	40	$45 \pm 0,05$	210	52,5	16

Насосы изготовляют в виде отдельного агрегата для установки на двигателе. Конструкцией предусмотрена возможность привода насоса с любого



Фиг. 249. Габаритные размеры блочных золотниковых топливных насосов.

конца кулачкового валика и при любом направлении вращения. Крепление насоса на двигателе и положение оси валика относительно опорной поверхности стандартизованы. Насосы имеют стандартные соединительные муфты, муфты изменения угла опережения впрыска, регуляторы и топливоподкачивающие насосы.

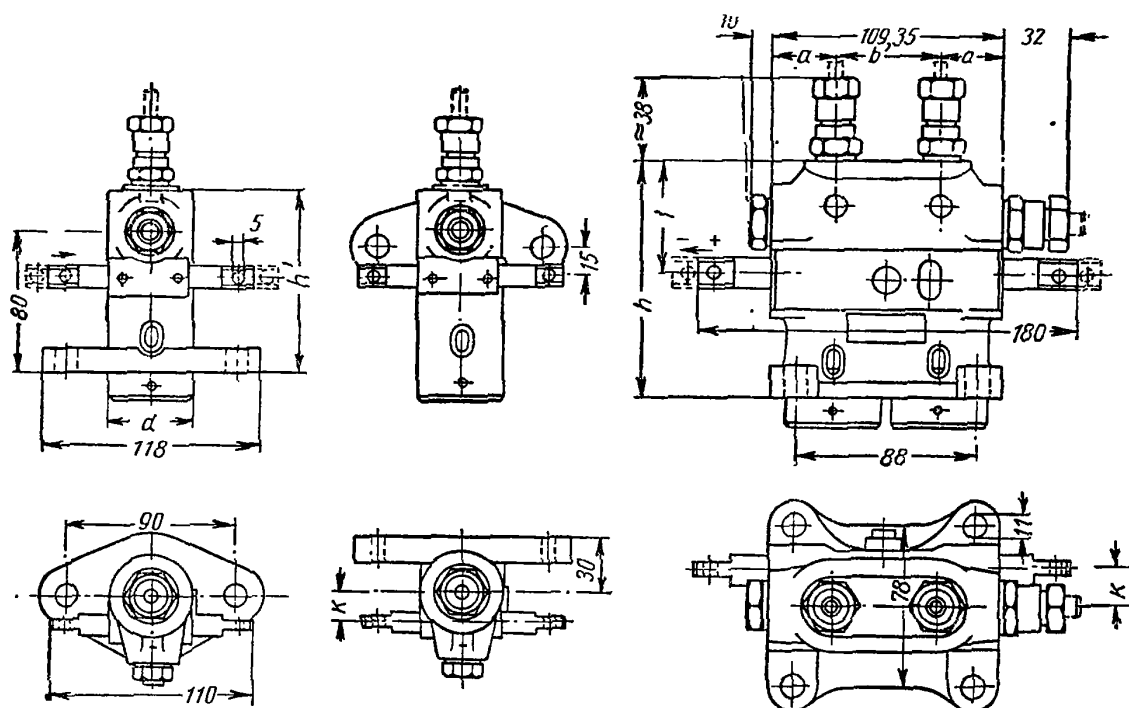
Золотниковые насосы изготовляют также секционного типа с приводом плунжера от кулачковой шайбы, устанавливаемой на распределительном валу двигателя. Основные габаритные размеры и способы крепления стандартных секционных насосов приведены на фиг. 250 и в табл. 36.

Таблица 3

## Основные размеры золотниковых насосов секционного типа

Размеры насоса	Ход плунжера в мм	$a$	$b$	$h$	$l$	$k$	$d$	$h'$
Первый	7	27	32	98	42	14	35	88
Второй	10	10	49,35	112,5	52,5	16	45	112,5
Третий	15	—	—	175	89	24,5	65	175

Конструкции насосов золотникового типа отличаются сравнительной простотой. Число движущихся деталей вследствие передачи плунжеру функций отмеривания количества подаваемого топлива в них сведено до



Фиг. 250. Габаритные размеры секционных топливных насосов золотникового типа.

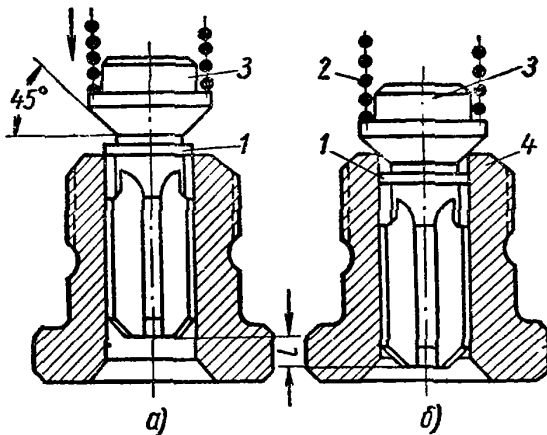
минимума. Число клапанов уменьшено до одного нагнетательного. Насос золотникового типа хорошо приспособлен к массовому производству; за исключением корпуса, кулачкового валика и регуливающей рейки все остальные детали одинаковы для насосов с различным количеством секций. Для изменения наибольшей производительности (подачи на цикл) насоса достаточно заменить лишь плунжер с втулкой и нагнетательный клапан.

Как положительное качество насосов золотникового типа следует отметить, что подача топлива начинается при достаточно большой скорости плунжера (см. фиг. 247) и заканчивается на участке возрастающих скоростей. Это обеспечивает хорошее распыливание и распределение топлива в течение всего процесса впрыска.

Для обеспечения более резкого окончания впрыска нагнетательный клапан 3 (фиг. 251, а и б) имеет разгружающий цилиндрический поясик 1. При посадке клапана на седло 4 (фиг. 251, б) под воздействием пружины 2 и остаточного давления в трубопроводе разъединение трубопровода и нагнетательной полости насоса начинается с момента входа цилиндрического пояса в направляющий канал седла. Давление в трубопроводе при этом

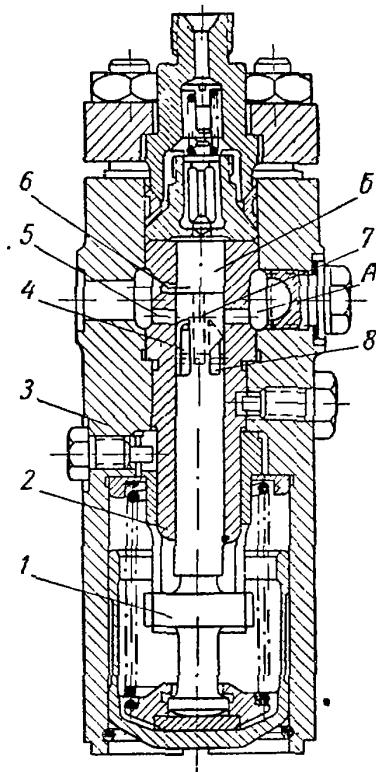
резко снижается вследствие увеличения объема нагнетательного трубопровода на величину объема описываемого цилиндрической частью отсечного клапана, имеющего притертый пояс.

Недостатком насосов золотникового типа является осуществление уплотнения рабочей полости насоса только очень узкой поверхностью точно обработанной головки плунжера. При износе этой поверхности (даже весьма незначительном) сильно увеличивается утечка и снижается давление распыливания. Устремляясь с большой скоростью в перепускное отверстие в момент его открытия скошенной кромкой плунжера, топливо сильно изнашивает кромки, особенно если в нем имеются мельчайшие твердые частицы. Повышенному износу трущихся поверхностей насосной пары способствует также прорезь на образующей головки плунжера, расположенная с одной стороны. В результате этого во время на-



Фиг. 251. Нагнетательный клапан золотникового насоса:

*a* — в открытом положении; *b* — в закрытом положении.



Фиг. 252. Топливный золотниковый насос двигателя 18Д.

гнетания под давлением топлива (до  $500 \text{ кг/см}^2$  и более) плунжер прижимается к одной из сторон его втулки.

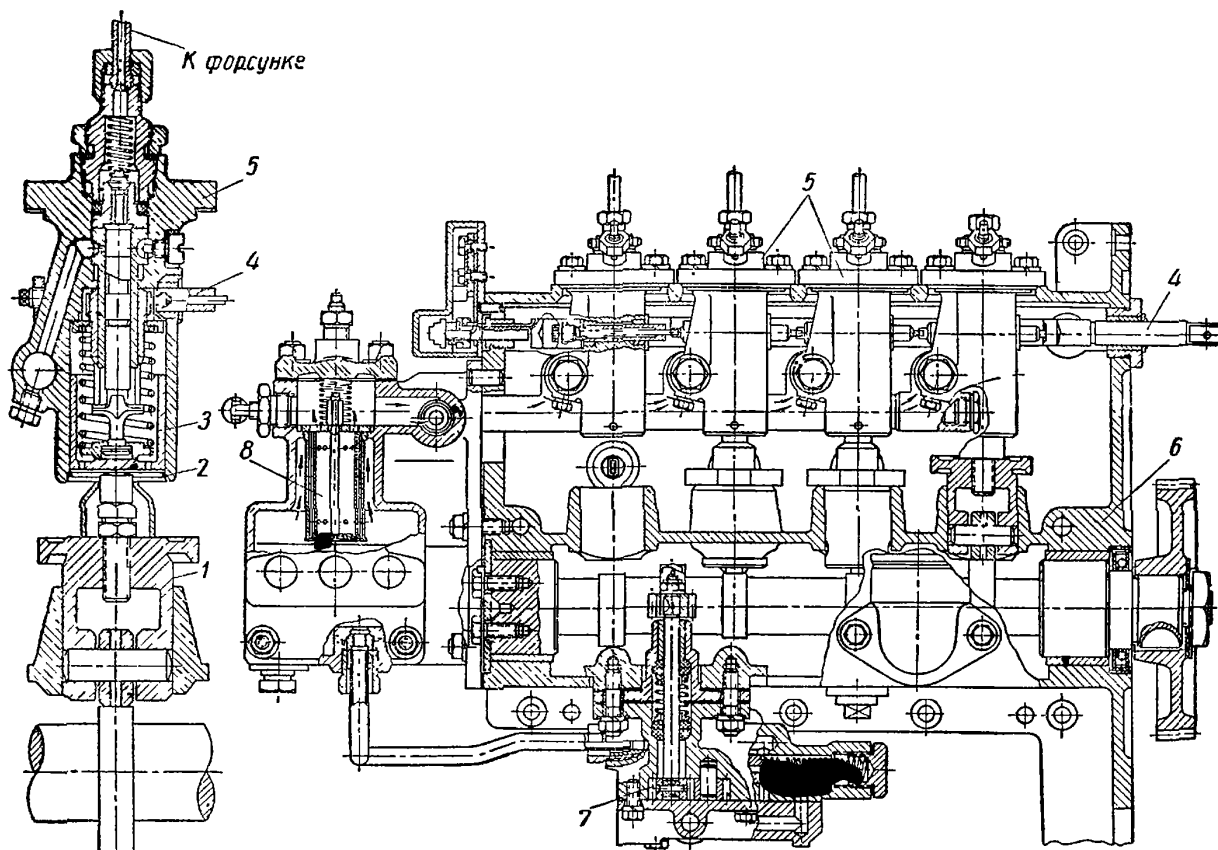
Продолжительность работы прецизионной пары втулка-плунжер колеблется от 1000 до 5000 час. и зависит главным образом от качества фильтрации топлива. Сильнее всего изнашивается поверхность пояса плунжера между винтовой кромкой и торцем, т. е. в местах просачивания топлива под большим давлением.

Для уменьшения одностороннего бокового прижатия плунжера к втулке в процессе нагнетания топлива надплунжерное пространство сообщают с перепускным окном вместо боковой прорези на образующей через осевой канал в плунжере, соединяющийся с отсечной выемкой горизонтальным каналом. Отсеченные кромки выполняют фрезеровкой выемок в головке плунжера, расположенных симметрично относительно оси. Для судовых двигателей правого и левого вращения выемки при этом делают с отсечными кромками, направленными в разные стороны.

Для уменьшения влияния перепуска топлива на наполнение насосного элемента впускное и перепускное отверстия во втулке делают в разных плоскостях по высоте. Конструкция такого насоса показана на фиг. 252. Данный насос одноплунжерный, секционный с приводом от распределительного вала. В корпусе насоса 3 установлена втулка 2 с плунжером 1. Во втулке



имеются две системы отверстий: верхнее отверстие 6 для впуска, а нижние 5 перепускные. В плунжере сделаны две отсечные кромки с наклоном в разные стороны фрезеровкой выемок 4 и 8. Сверху по оси плунжера просверлен канал 7, доходящий до низа выемок и сообщающийся с ними системой горизонтальных каналов. Нижний горизонтальный канал служит для перепуска излишнего топлива из полости нагнетания насоса, два горизонтальных канала меньшего диаметра, расположенных в верхних углах выемки — для выпуска воздуха из углубления.

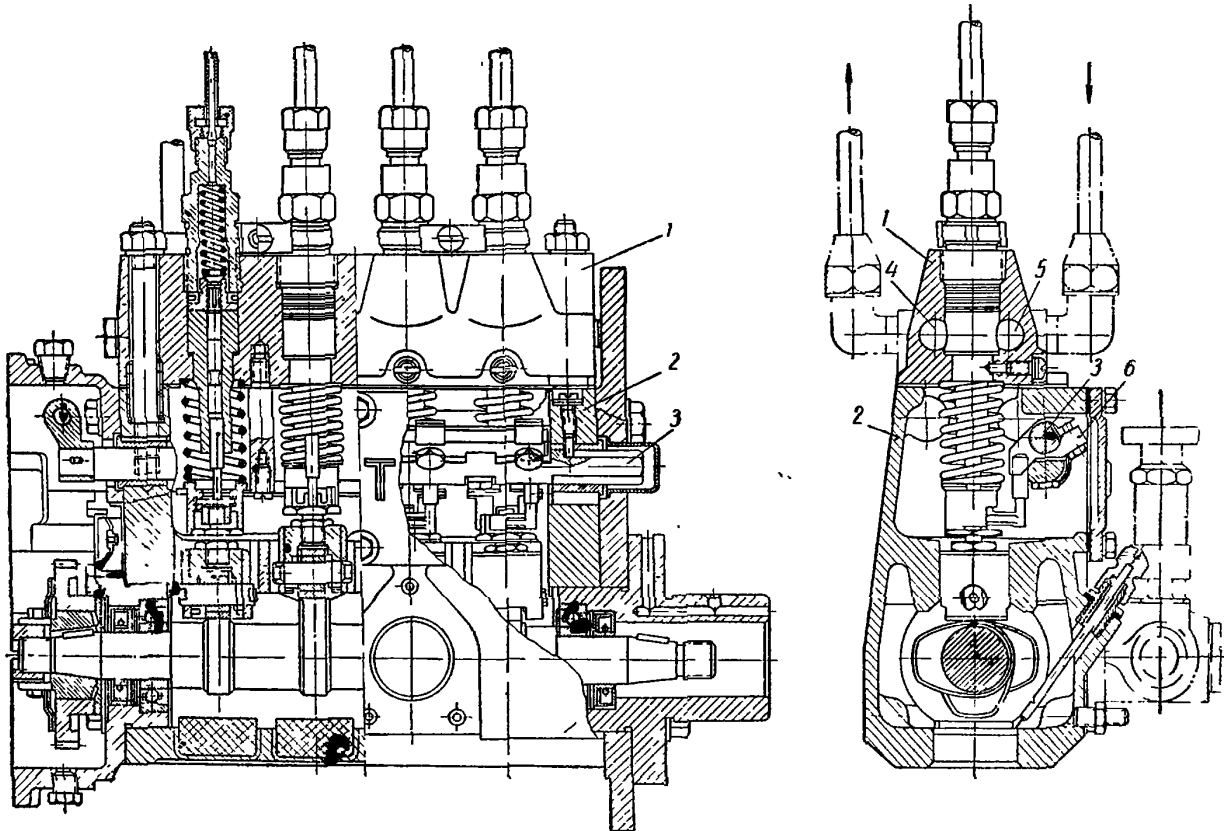


Фиг. 253. Топливный золотниковый насос двигателя М-17.

Топливо к насосу подводится во впускную полость А и по каналу во втулке поступает в пространство над плунжером (в нагнетательную полость Б насоса). Нагнетание топлива происходит при движении плунжера вверх, после того как отверстия 5 и 6 перекроются кромкой плунжера. Конец подачи наступает в тот момент, когда отсечная кромка выемки 4 или 8 откроет отверстия 5 и излишек топлива из полости Б по каналу 7 будет отводиться в перепускную полость. Количество подаваемого топлива изменяется при поворачивании плунжера вокруг своей оси посредством зубчатого сектора, сцепленного с зубчатым сектором поворотной втулки.

В конструкции блочного многоплунжерного насоса существенным недостатком является то, что для извлечения одного насосного элемента приходится демонтировать кулачковый вал, который удается вынуть только после подъема всех толкателей специальным приспособлением. Для устранения указанного недостатка секции насоса изготовляют отдельными и крепят на корпусе так, что их можно легко заменять, как, например, в топливном насосе двигателя М-17 (фиг. 253). Конструкции плунжера, втулки, нагнетательного клапана и механизма для изменения количества подаваемого топлива в насосной секции 5 такие же, как и в рассмотренных ранее стандартных золотниковых насосах, за исключением того, что во

втулке имеется лишь одно окно, а зубчатая рейка 4 для поворота плунжера сделана разъемной. Передача движения от роликового толкателя 1 плунжеру осуществляется через стакан 3, движущийся в корпусе насосной секции. Выпадению стакана с плунжером при снятии секции с насоса препятствует разъемное стопорное кольцо 2, заведенное в выточку корпуса. К корпусу насоса 6 прикреплены фильтр 8 и топливоподкачивающий шестеренчатый насос 7.



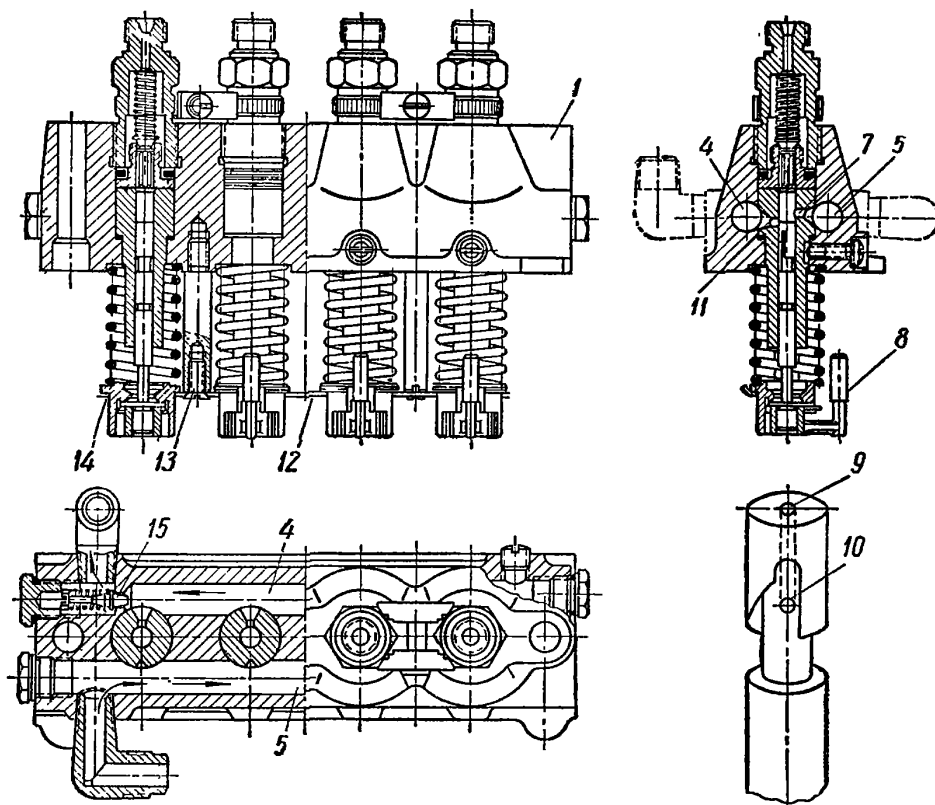
Фиг. 254. Топливный золотниковый насос двигателя Д-35.

У показанного на фиг. 254 топливного насоса двигателя Д-35 насосные секции размещены в общей съемной головке 1, которая крепится к корпусу насоса 2 шпильками. Топливо подается топливоподкачивающим насосом во впускную полость 5 насоса, откуда оно через впускной канал 7 (фиг. 255) во втулке поступает в надплунжерное пространство. Перепуск излишка топлива производится по осевому 9 и горизонтальному 10 каналам в плунжере через отверстие 11 во втулке в отводящую магистраль 4 (фиг. 254). При смещении выпускного отверстия 11 (фиг. 255) во втулке относительно впускного отверстия 7 и наличии перепускных каналов в плунжере снижаются местные износы плунжера и втулки и улучшается наполнение. Для поддержания постоянного давления при наполнении, а также устранения волновых явлений во впускной полости, получающихся при отсечке, в отводящей магистрали 4 установлен клапан 15, через который отводится лишнее топливо, подаваемое подкачивающим насосом. Это способствует также более равномерному наполнению отдельных секций.

Значительно упрощена в этом насосе конструкция механизма для изменения количества подачи топлива. Поворот плунжера осуществляется при помощи поводка 8, напессованного одним концом на хвостовик плунжера, другим концом выходящего в паз хомутика 6 (фиг. 254), закрепленного на рейке 3 стяжным болтом. Равномерность подачи топлива отдельными секциями устанавливается путем осевого перемещения в ту или иную сторону

хомутка 6. Для удержания плунжеров при снятии блока служит планка 12 (фиг. 255), привернутая к шпилькам 13; на эту планку опирается тарелка 14 пружины.

Клапанный топливный насос с регулированием дозы топлива при помощи специального (отсечного) клапана показан на фиг. 256. В корпусе насоса 15, укрепленном на кожухе 18 распределительного вала, вставлена снизу и закреплена гайкой 8 втулка 7 с плунжером 6. От кулачковой шайбы 22 на распределительном валу 1 движение передается плунжеру через ролик 2



Фиг. 255. Головка топливного насоса двигателя Д-35.

главного рычага 3, нажимающего на толкатель 4. Обратное движение плунжера обеспечивается пружиной 5.

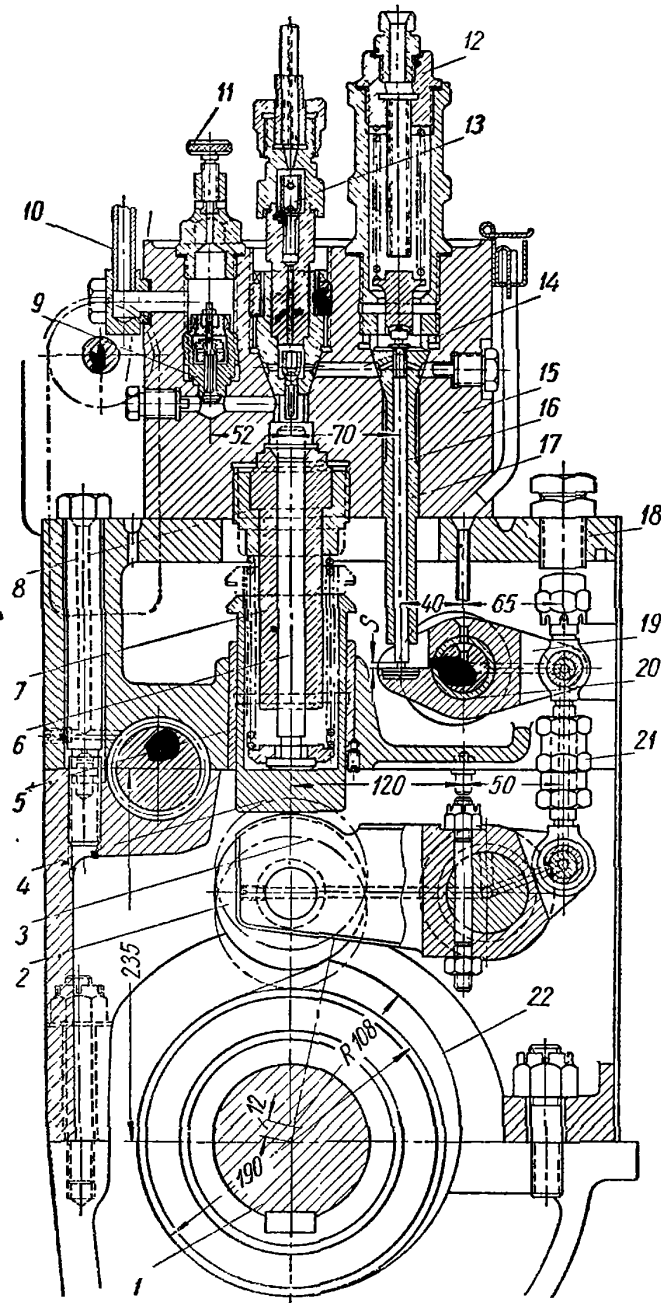
Топливо поступает в рабочую полость насоса по трубке 10 через впускной клапан 9. Над плунжером установлены последовательно два нагнетательных клапана 13. Пространство между клапанами 13 сообщается каналом 14 с камерой для перепуска топлива через отсечной уравновешенный клапан 16. Отсечной клапан движется во втулке 17, вставленной в корпусе насоса сверху и закрепленной стаканом 12. Внутри стакана помещена пружина, которая прижимает отсечной клапан к седлу на втулке. Хвостовик клапана, притертый во втулке, опирается на выступ рычага 19, сидящего на эксцентрике 20 и связанного системой тяг 21 с главным рычагом 3. Изменением положения эксцентрика 20, связанного с регулятором и ручным управлением, изменяют зазор  $s$  между выступом рычага 19 и хвостовиком отсечного клапана 16,

Нагнетание топлива происходит как только плунжер начнет двигаться вверх. Одновременно с движением плунжера главный рычаг 3 через тяги 21 поворачивает рычаг 19 и, когда между выступом рычага 19 и хвостовиком отсечного клапана 16 зазора не будет, отсечной клапан откроется и подача топлива прекратится.

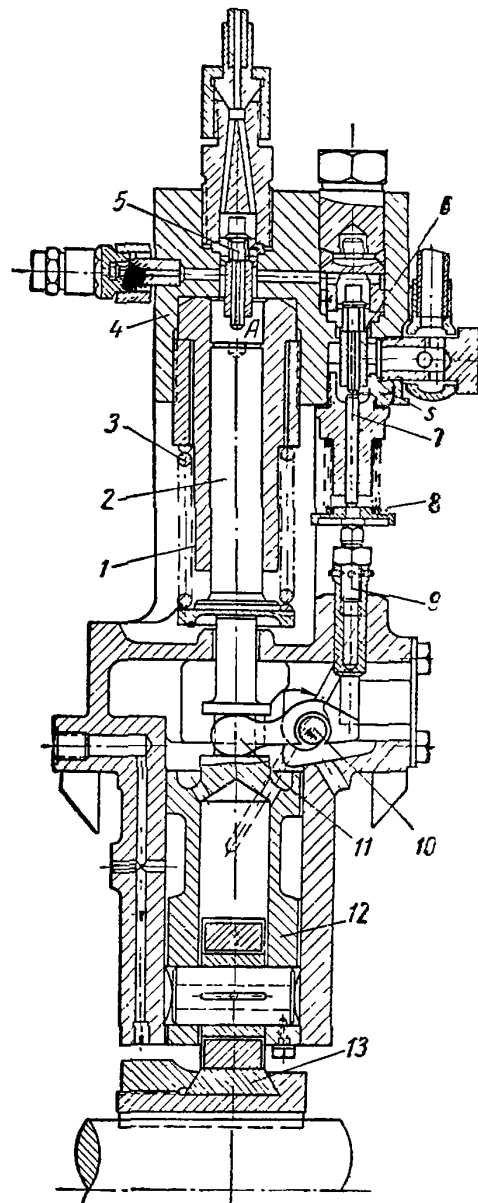
Изменением величины зазора  $s$  регулируют количество нагнетаемого топлива. Выключение насоса производится путем установки нулевого за-

зора. Винт 11 над впускным клапаном служит для выпуска воздуха из камеры насоса.

К преимуществам данного насоса следует отнести простую форму плунжера и надежное уплотнение надплунжерного пространства.



Фиг. 256. Топливный насос с регулированием подачи отсечным клапаном.



Фиг. 257. Топливный насос с регулированием подачи впускным клапаном.

Менее надежны в отношении герметичности камеры отсечные клапаны. При малейшей неплотности в седле клапана нарушается процесс впрыскивания и ухудшается рабочий процесс двигателя.

Существенным недостатком насоса данного типа является то, что нагнетательный ход плунжера начинается с нулевой скорости. Поэтому для обеспечения четкого начала подачи скорость плунжера должна быстро возрастать. Для этого профиль кулачковой шайбы выполняют крутым, вследствие чего получают большие ускорения плунжера. Большие инерционные усилия, определяемые такими ускорениями, приводят к быстрому износу кулачков,

несмотря на повышенные качества материала и специальную термообработку их.

Указанные недостатки насосов с отсечными клапанами устраняются при регулировании количества подаваемого топлива изменением времени, в течение которого остается открытым впускной клапан насоса.

Конструкция такого насоса показана на фиг. 257. В корпусе 4 насоса установлены плунжер 2 с втулкой 1, нагнетательный клапан 5 и впускной клапан 6. Плунжер получает поступательное движение от кулачковой шайбы 13 через ролик толкателя 12. Обратное движение плунжера обеспечивается пружиной 3. С толкателем 12 шарнирно связан рычаг 11, сидящий на эксцентрикe 10. На противоположный конец рычага опирается толкатель 9, нагруженный пружиной 8 со шпинделем 7, расположенным под хвостовиком впускного клапана.

При движении плунжера вниз топливо через впускной клапан 6 заполняет полость А над плунжером в насосе. При этом рычаг 11 через поводок и шпindel приподнимает впускной клапан над седлом. При нагнетательном ходе плунжера топливо вначале будет вытесняться из полости А через открытый впускной клапан обратно во впускную магистраль до тех пор, пока правый конец рычага 11, опускаясь вниз, не даст возможности впускному клапану сесть на свое седло. После этого при остальной части хода плунжера топливо будет подаваться через нагнетательный клапан.

Величина хода плунжера, в течение которого открыт впускной клапан, зависит от величины зазора  $s$  между впускным клапаном и шпинделем. Увеличивая зазор  $s$ , уменьшают период открытия клапана и увеличивают подачу топлива на цикл. Величину этого зазора можно изменять, изменяя длину толкателя 9 или положение эксцентрика 10; для этого толкатель имеет винт и контргайку. При повороте эксцентрика по направлению стрелки (фиг. 257) зазор  $s$  увеличивается.

Первый способ применяют для регулирования подачи топлива по отдельным цилиндрам, второй — когда требуется уменьшить или увеличить мощность всего двигателя. Следует отметить, что при изменении количества топлива, подаваемого на цикл, в таком насосе одновременно изменяется и начало подачи его, конец подачи при этом остается постоянным.

У насосов с отсечным клапаном при регулировании количества подачи топлива меняется конец подачи, а момент начала подачи остается постоянным.

Топливные насосы с перепуском топлива на всем ходе нагнетания применяют в двигателях малых мощностей с предкамерным смесеобразованием. Количество подаваемого топлива в зависимости от нагрузки двигателя в этих насосах изменяют перепускной иглой, установленной в нагнетательной полости насоса и связанной с регулятором системой рычагов.

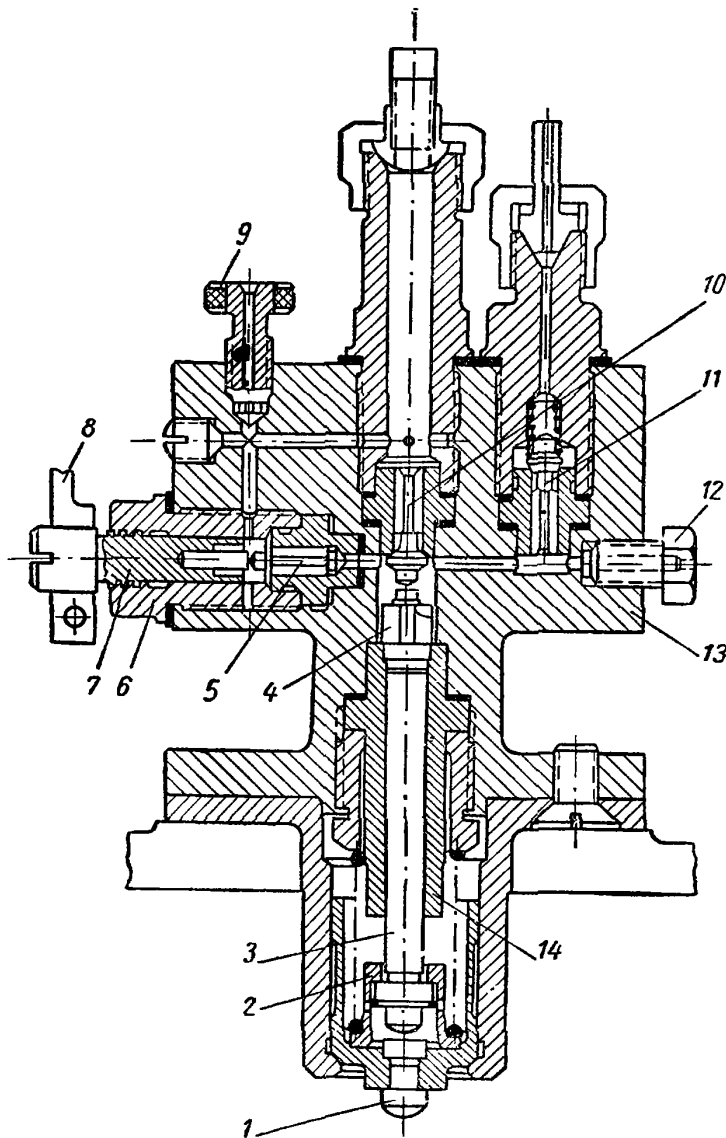
На фиг. 258 показан разрез топливного насоса такого типа. В корпусе 13 насоса помещены три клапана: впускной 10, нагнетательный 11 и перепускной игольчатый клапан 5, а также втулка 14 плунжера и плунжер 3.

Над плунжером расположен ограничитель хода впускного клапана 4. Перепускной игольчатый клапан 5 с седлом прижаты к корпусу штуцером 6, внутри которого находится регулирующий шпindel 7. Ход плунжера насоса остается постоянным на всех режимах работы. Для регулирования начала подачи топлива изменяют зазор между бойком 1 и концом плунжера установкой под стаканчик 2 соответствующей прокладки.

Количество подаваемого топлива зависит от количества топлива, вытекающего из полости над плунжером через перепускной игольчатый клапан 5 во впускную полость. Количество перепускаемого топлива изменяется при перемещении шпинделя 7 клапана в осевом направлении поворотом его рукояткой 8 в штуцере 6, имеющем резьбу. Вентиль 9 служит для выпуска

воздуха. Латунная пластижка толщиной 0,1—0,15 мм, прижатая болтом 12, установлена в качестве предохранителя.

Конструктивной особенностью данного насоса является малый ход плунжера при относительно большом его диаметре. С изменением режима работы двигателя продолжительность нагнетания в градусах поворота кулачкового



Фиг. 256. Топливный насос с регулированием подачи перепускной иглой.

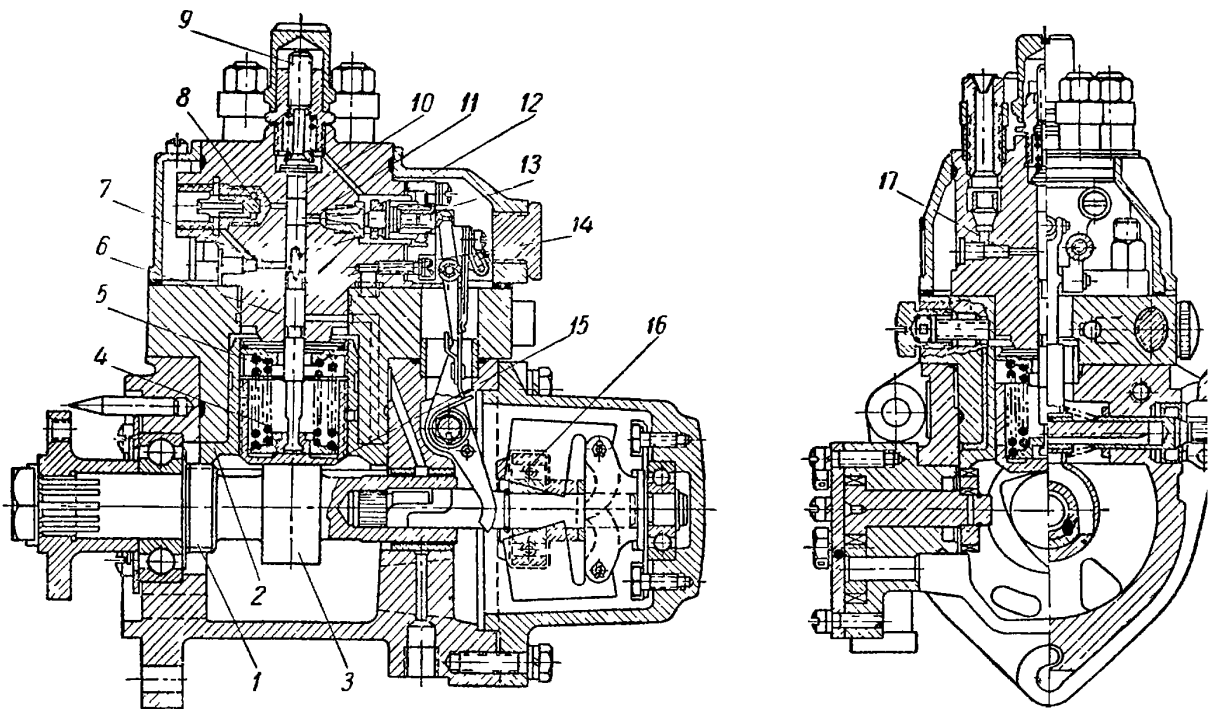
валика остается постоянной, а давление нагнетания изменяется, причем с уменьшением нагрузки (при меньших подачах топлива) падает давление и ухудшается качество распыливания. Кроме того, данный насос весьма чувствителен ко всяким нарушениям условий истечения топлива из форсунки. При засорении и загорании сопловых отверстий будет уменьшаться подача топлива вследствие повышения давления в системе и увеличения количества перепускаемого топлива. Это приведет к неравномерности распределения нагрузки по цилиндрам.

В рассмотренных конструкциях насосов топливных систем с насосным впрыскиванием количество насосных секций соответствует числу цилиндров двигателя. Стремление уменьшить количество дорогостоящих прецизионных пар, а также обеспечить на всех режимах работы двигателя равномерность распределения топлива по цилиндрам нашло свое выражение в создании одноплунжерных насосов для многоцилиндровых двигателей.

Конструкция одноплунжерного впрыскивающего насоса для многоцилиндрового двигателя показана на фиг. 259. Плунжер 6 насоса получает поступательное движение через толкатель 15 от кулачкового валика 3. Толкатель 15 перемещается в направляющем стакане 2 по внутренним шлицам. Обратное движение плунжера происходит под действием двух пружин, опирающихся в нижней части на тарелку 4 и вверху на тарелку 5, удерживаемую разрезным кольцом в направляющем стакане 2. Направляющий стакан имеет торцевую шестерню, находящуюся в постоянном зацеплении с шестерней 1 кулачкового валика. Передаточное отношение между ними равно 1:2. Таким образом, толкатель и плунжер одновременно получают поступательное движение от кулачка и вращательное от шестерни.

Дозу топлива регулируют в процессе наполнения надплунжерного пространства дросселирующей иглой 12, установленной во впускном канале - связанной системой рычагов с всережимным регулятором 16. При движении

плунжера вверх после перекрытия впускного отверстия *11* торцом плунжера топливо подается через нагнетательный клапан *8* и канал *7* во втулке в кольцевую выточку *14* плунжера. Далее топливо по вертикальной канавке *13* на плунжере поочередно подводится к каналам *17*, расположенным вокруг оси плунжера; каналы соединены трубопроводами высокого давления с форсун-



Фиг. 259. Одноплунжерный впрыскивающий насос для многоцилиндрового двигателя.

ками. Максимальная подача устанавливается поршеньком *10*, нагруженным пружиной. Перемещение поршенька под давлением топлива при нагнетании регулируют винтом *9*. При уменьшении подъема поршенька подача топлива на цикл увеличивается.

Недостатком рассмотренного топливного насоса является большое количество ходов плунжера с одновременным вращательным движением, что приводит к увеличенным износам прецизионных деталей.

### Форсунки

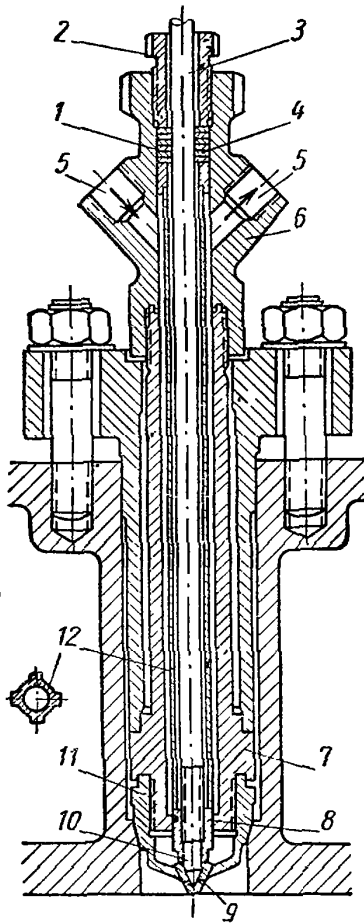
Форсунки служат для распыливания топлива и образования факела необходимой формы, обеспечивающего надлежащее смесеобразование в камере сгорания. Форсунки делятся на открытые и закрытые.

Форсунку открытого типа можно рассматривать как насадок с калиброванным отверстием на конце нагнетательного трубопровода, объем которого таким образом всегда сообщается с пространством камеры сгорания.

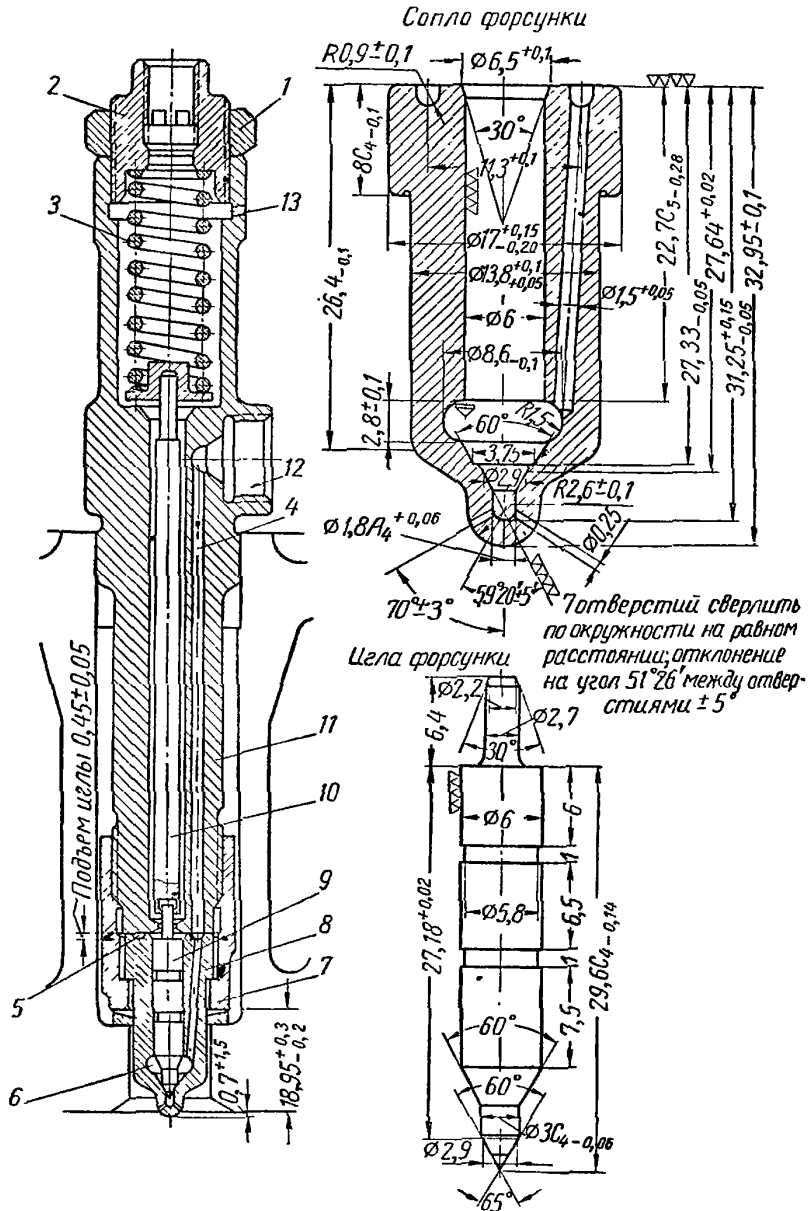
На фиг. 260 показан разрез открытой форсунки двигателя ЧР  $\frac{29,5}{43}$ .

К корпусу *7* форсунки при помощи накидной гайки *11* прикреплен распылитель *9* с четырьмя отверстиями (соплами) диаметром  $0,35$  мм, симметрично расположенными по окружности. Оси сопловых отверстий составляют угол  $70^\circ$  с осью форсунки. Топливо подводится к наконечнику *10* по толстостенной трубке *3*, заканчивающейся ниппелем. На трубку *3* надета гильза *12*, опирающаяся на штуцер *8*, напаянный на трубке. Уплотнение между распылителем и конусным штуцером достигается нажатием на гильзу *12* при помощи гайки *2*, расположенной в головке *6* корпуса.

Сопловой наконечник охлаждается водой или маслом через особые штуцеры 5 в корпусе форсунки. Направление охлаждающей жидкости обеспечивается четырьмя продольными ребрами на гильзе 12, образующими вертикальные каналы между гильзой и корпусом. Для уплотнения полости охлаждения в верхней части между гильзой и гайкой поставлены стальные кольца 1 и кожаные прокладки 4.



Фиг. 260. Открытая форсунка двигателя ЧР  $\frac{29,5}{43}$ .



Фиг. 261. Закрытая форсунка двигателя Д 6.

Существенным недостатком форсунок открытого типа является то, что после окончания подачи топлива насосом и посадки на гнездо нагнетательного клапана топливо вытекает через сопло в результате расширения объема топлива в нагнетательном трубопроводе после отсечки. Вытекание топлива при малой разности давлений происходит без необходимого распыливания; топливо не сгорает полностью, коксуется и на наконечнике форсунки образуется нагар. Все это приводит к ухудшению экономичности и надежности работы двигателя. Поэтому в системах с открытой форсункой необходимо по возможности уменьшать объем нагнетательного трубопровода.

Решением этой задачи является применение конструкции открытой форсунки, выполненной вместе с топливным насосом, так называемой насос-форсунки. Несмотря на простоту устройства, форсунки открытого



типа из-за указанных недостатков не имеют большого применения и заменены форсунками закрытого типа.

З а к р ы т ы е ф о р с у н к и имеют запорный орган — иглу, разобщающую нагнетательную полость топливной системы от камеры сгорания. Открытие иглы форсунок происходит только во время впрыскивания топлива или механическим приводом, или гидравлическим управлением.

Таким образом, процесс впрыскивания форсункой закрытого типа ограничен определенным заданным минимальным давлением впрыскивания, не зависящим от режима работы и типа топливной системы.

Форсунки закрытого типа с механическим приводом применяются для компрессорных двигателей, а также для двигателей с аккумуляторной топливной системой.

Для бескомпрессорных двигателей с топливной системой насосного впрыскивания применяют закрытые форсунки с гидравлическим управлением. Конструкция такой типовой форсунки двигателя Д-6 показана на фиг. 261. Форсунка состоит из стального корпуса 11 и распылителя 8 с иглой 9, прижатого к корпусу накидной гайкой 7. Для обеспечения плотности соединения опорную плоскость распылителя и торец корпуса форсунки шлифуют и тщательно притирают. Игла 9 плотно прижимается своим конусом к притертому коническому седлу распылителя пружиной 3 и закрывает проход топлива к распыливающим отверстиям. Давление пружины передается через стержень 10, который опирается на иглу сферическим концом, вследствие чего устраняется возможность перекоса и заедания иглы в направляющей распылителя. Затяжку пружины регулируют болтом 2 и фиксируют контргайкой 1.

Топливо к форсунке подводится через штуцер 12 по вертикальному каналу 4 в корпусе форсунки к кольцевой канавке 5 на распылителе, откуда по трем наклонным каналам — в полость 6 корпуса распылителя.

Подъем иглы может начаться лишь в тот момент, когда давление топлива на дифференциальную площадку иглы, образованную разностью диаметров направляющей и запорной части, достигает такого значения, при котором будут преодолено усилие, создаваемое пружиной 3. Топливо, просачивающееся через зазор между иглой и направляющей распылителя, отводится через отверстие 13.

При нагнетании давление топлива в распылителе возрастает до 500—600  $\text{кг/см}^2$  и выше в зависимости от типа двигателя и режима его работы. Для уменьшения просачивания топлива между иглой и корпусом распылителя зазор выполняют в пределах 0,001—0,003  $\text{мм}$ . Кроме того, на направляющей части иглы иногда предусматривают лабиринтные канавки.

Для свободного скольжения иглы в корпусе направляющие поверхности этих деталей тщательно шлифуют и доводят специальными пастами (детали не взаимозаменяемы).

Особое внимание уделяется также обеспечению надлежащей плотности посадочного пояса седла иглы. Для увеличения удельного давления при посадке иглы и получения лучшей плотности ширину притертого посадочного пояса выполняют в пределах 0,1—0,6  $\text{мм}$ . Кроме того, обычно угол конуса иглы выполняют на  $1^\circ$  большим, чем у седла. Вследствие больших удельных давлений на опорные поверхности иглы и распылителя, а также ударного характера нагрузки необходимо применять для их изготовления высококачественные стали с термической обработкой. Так, для изготовления корпуса распылителя применяют сталь 18ХНВА, а для иглы — сталь Р.

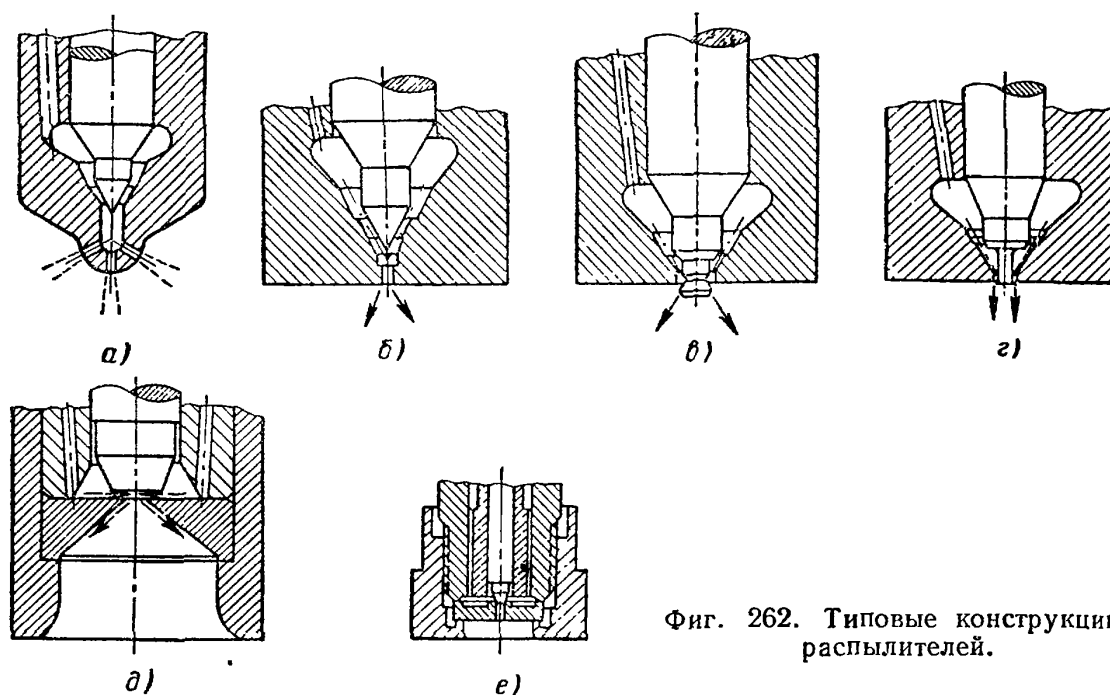
Распылители закрытых форсунок, применяемые для двигателей с внутренним смесеобразованием, по конструкции могут быть разделены на несколько видов:

1) по числу распыливающих отверстий — на однодырчатые и многодырчатые;

2) по устройству запорной части иглы — на нормальные с конической формой запирающей части; штифтовые с дополнительным устройством штифта той или иной формы на конце иглы, ниже запирающего конуса; и щелевые — с плоским седлом иглы.

На фиг. 262 показаны типовые конструкции распылителей.

Многодырчатые распылители (фиг. 262, а), применяемые в однокамерных двигателях, имеют от четырех до десяти отверстий диаметром от 0,15 до 0,6 мм. Сопловые отверстия должны быть тщательно изготовлены.



Фиг. 262. Типовые конструкции распылителей.

Канал отверстий после сверления должен иметь строго цилиндрическую форму, без заусенцев и рисок, ось канала должна обеспечивать необходимое направление топливного факела. Форма входных и выходных кромок топливных отверстий влияет на коэффициент расхода и на форму факела. При скруглении острых кромок в процессе работы возрастает коэффициент расхода и снижается давление распыливания.

К недостаткам многодырчатых распылителей следует отнести засорение и загорание сопловых отверстий, приводящие к нарушению формы и направления факелов.

Однодырчатые распылители (фиг. 262, б) обычно применяют в двигателях с разделенными камерами сгорания. В штифтовом распылителе (фиг. 262, в и г) величина проходного сечения в сопле, а следовательно, и форма факела зависят от подъема иглы и конструкции штифта. Штифтовые распылители выполняют с разными углами конуса штифта, обеспечивающими углы распыливания 4; 6; 8; 15; 30 и 45°.

Диаметры сопловых отверстий наиболее распространенных штифтовых распылителей следующие:

Для иглы диаметром:

5 мм . . . . .	От 1 по 1,5 мм
6 " . . . . .	1 " 2 "
7 " . . . . .	1 " 3 "

Так как сопловое отверстие относительно большого диаметра, штифтовый распылитель закоксувается меньше, чем многодырчатый с малыми диаметрами отверстий.

Однодырчатые распылители с плоским седлом (фиг. 262, *д* и *е*) значительно проще в изготовлении, чем штифтовые, их применяют главным образом в предкамерных двигателях при меньших давлениях распыливания.

На фиг. 263 показана закрытая форсунка предкамерного двигателя КДМ-46. Форсунка имеет устройство для регулирования подъема иглы распылителя и иглу с плоским седлом. Распылитель состоит из корпуса 3, иглы 4 и сопловой пластины 2. Эти детали изготовлены из стали ШХ15 и термически обработаны. Рабочие поверхности деталей распылителя тщательно отполированы и притерты. Сопловая пластина фиксируется относительно направляющей иглы двумя установочными штифтами 1. Распыливающее отверстие диаметром 0,645 мм закрывается нижним торцом иглы, прижимаемой пружиной 9 через стержень 5, со сферической поверхностью. Подъем иглы регулируют в пределах 0,2—0,25 мм ограничителем 8, ввернутым в регулировочный болт пружины 7. Внутри ограничителя сделан канал для отвода топлива, просачивающегося через зазоры направляющей иглы. Корпус 3 распылителя сопрягается с корпусом 6 форсунки также по сферической поверхности для центрирования обеих деталей при затягивании.

Для быстроходных двигателей малой и средней мощности выпускают нормализованные форсунки двух типов (фиг. 264). Форсунка, показанная на фиг. 264, *а*, имеет боковой подвод топлива и крепление на шпильках через фланец на корпусе. Форсунка, изображенная на фиг. 264, *б*, отличается тем, что топливо подводится в нее не сбоку, а с торца через штуцер. Крепление форсунки данной конструкции производится ввинчиванием ее в крышку цилиндра или камеру. Форсунки могут быть собраны с многодырчатым или однодырчатым распылителями, также нормализованными.

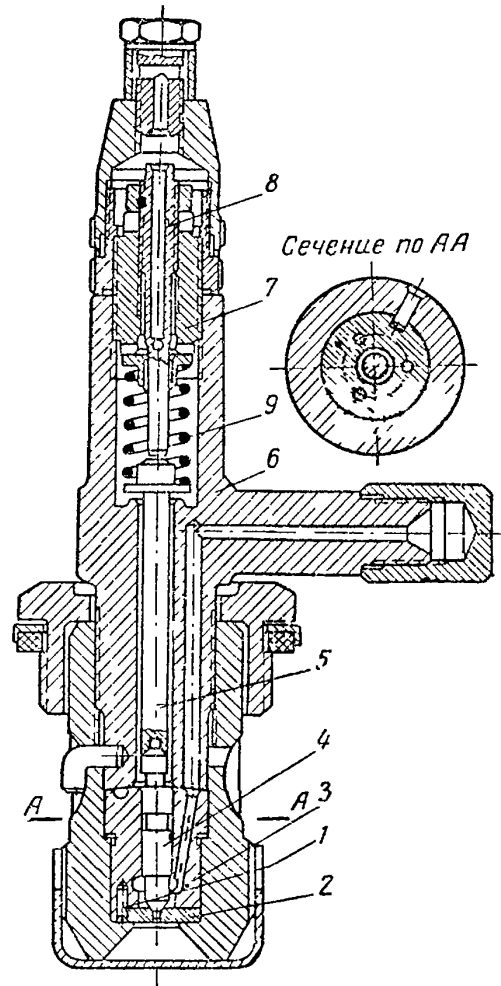
В табл. 37 и 38 приведены габаритные и установочные размеры нормализованных форсунок и распылителей.

При работе двигателя на повышенных температурных режимах у форсунок закрытого типа может произойти коробление седла иглы с нарушением герметичности и зависание иглы.

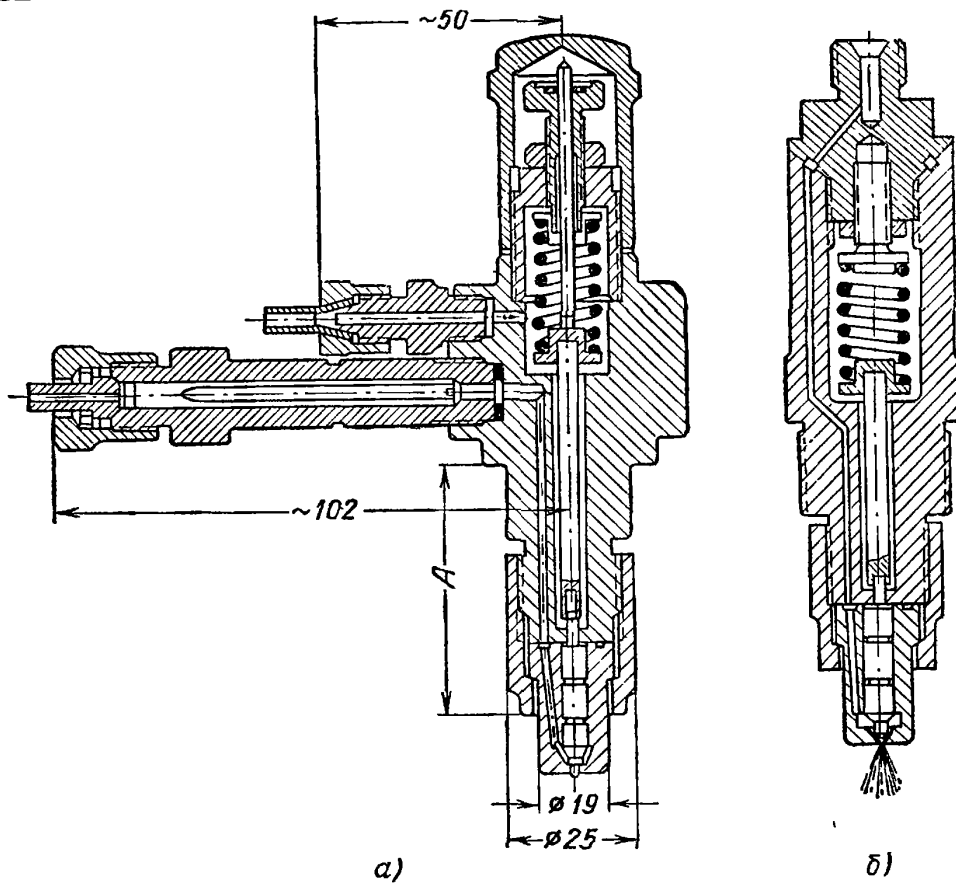
Для предохранения от указанных явлений в некоторых конструкциях форсунок иглу с направляющей и седлом располагают возможно дальше от камеры сгорания, а также предусматривают охлаждение при помощи циркулирующей жидкости.

Более эффективное охлаждение распылителя требуется также при работе двигателя на утяжеленных топливах, так как в этом случае на распылителе образуются коксовые отложения.

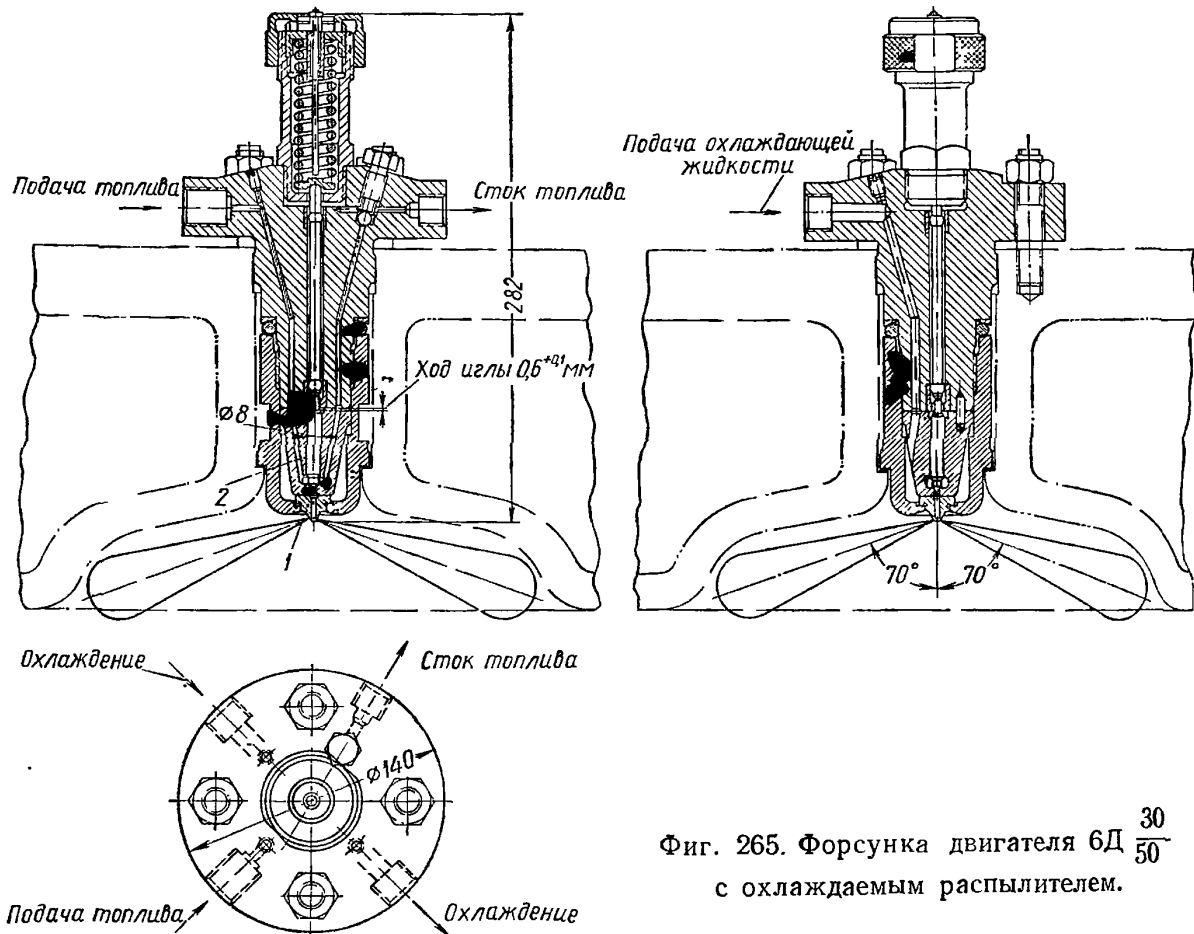
На фиг. 265 показана форсунка закрытого типа двигателя 6Д  $\frac{30}{50}$ . Особенностью конструкции является то, что распылитель 1 и направляю-



Фиг. 263. Закрытая форсунка двигателя КДМ-46.



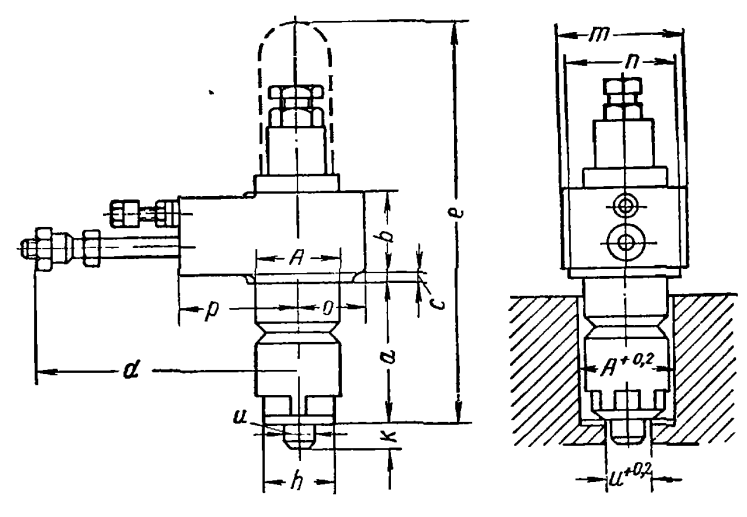
Фиг. 264. Нормализованные форсунки закрытого типа.



Фиг. 265. Форсунка двигателя 6Д  $\frac{30}{50}$  с охлаждаемым распылителем.

Таблица 37

## Габаритные и установочные размеры нормализованных форсунок



Размеры в мм

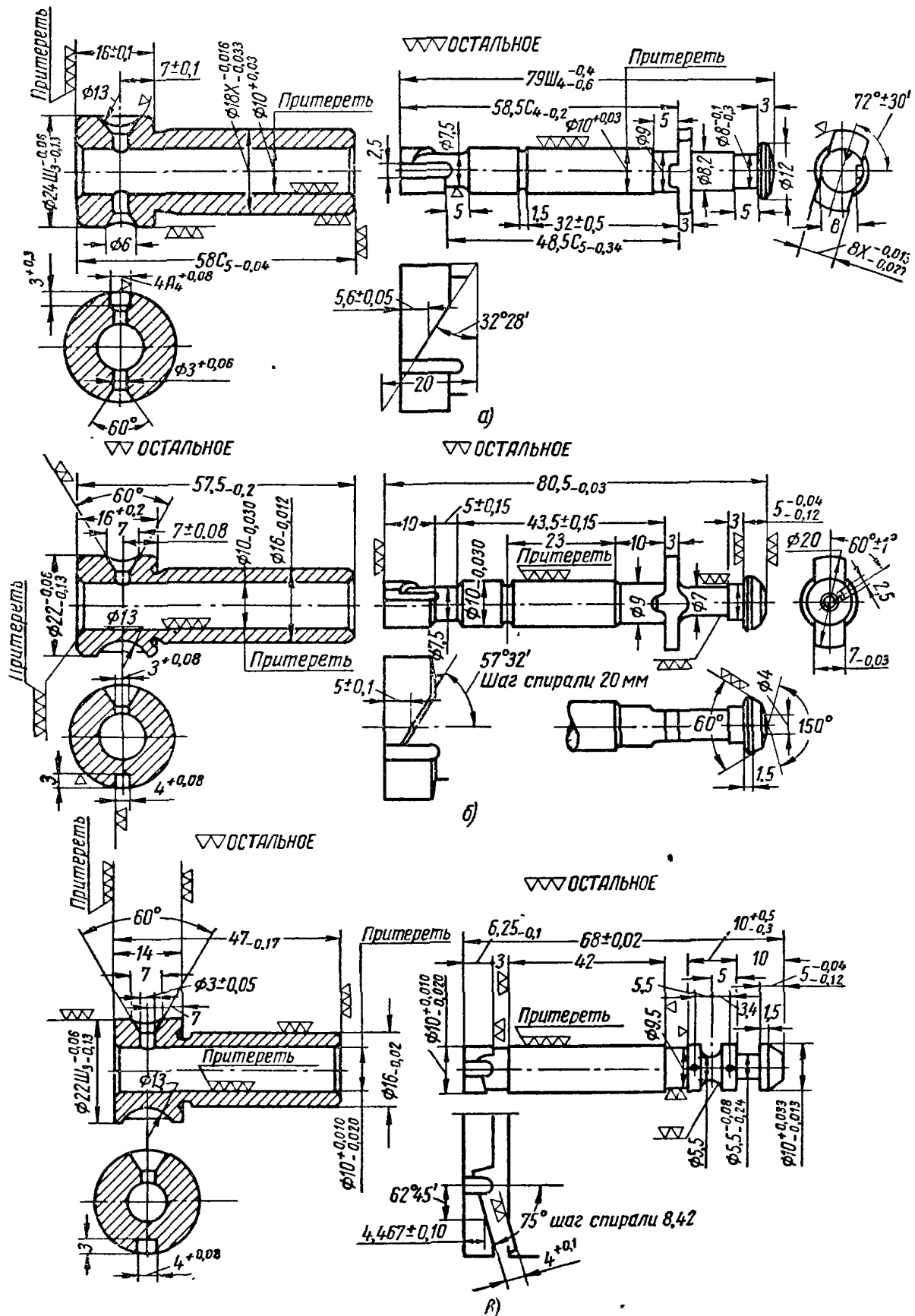
Основные	Устано- вочные	Общие									
		A	a	c	b	e	d	u	k	p	o
21	25	—	18	79	75	12,9	13	—	15	20	26
21	40	—	18	94	75	12,9	13	—	15	20	26
25	50	6	32	144	102	13,9	13	—	24	35	36
25	65	6	32	159	102	13,9	13	—	24	35	36
25	80	6	32	174	102	13,9	13	—	24	35	36
25	110	6	32	204	102	13,9	13	—	24	35	36
25	125	6	32	219	102	13,9	13	—	24	35	36
32	50	4	36,5	146	123	17,8	22	45	21,5	41	43
32	100	4	36,5	176	123	17,8	22	45	21,5	41	43
32	110	4	36,5	196	123	17,8	22	45	21,5	41	43
32	125	4	36,5	221	123	17,8	22	45	21,5	41	43
32	150	4	36,5	241	123	17,8	22	45	21,5	41	43
45	200	5	59	—	162	24,8	26	75	29,2	50	65
45	250	5	59	—	162	24,8	26	75	29,2	50	65
65	200	5	59	—	190	35,8	32	92	43,2	70	90
65	250	5	59	—	190	35,8	32	92	43,2	70	90
65	275	5	59	—	190	35,8	32	92	43,2	70	90
65	350	5	59	—	190	35,8	32	92	43,2	70	90

щая 2 (с седлом) выполнены отдельно и охлаждаются маслом, подводимым к форсунке из системы смазки.

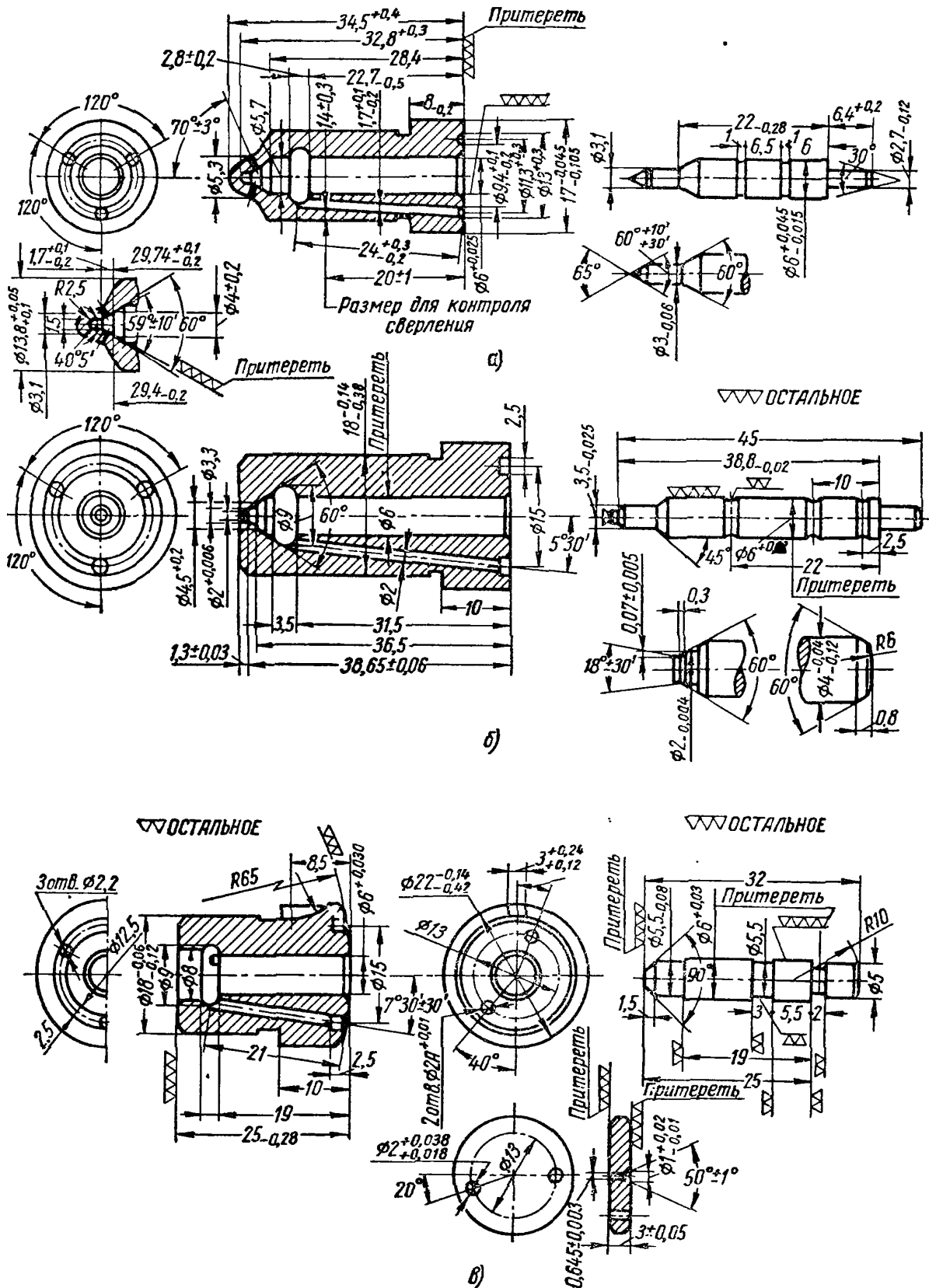
Материалы, из которых изготовляют основные детали топливных насосов и распылителей, должны обладать высокой износостойкостью и коррозионной стойкостью, малым коэффициентом линейного расширения, а также достаточно высокой твердостью после термообработки ( $H_{RC} = 60 \div 70$ ). Материалы должны обеспечивать постоянную геометрическую форму и размеры деталей в процессе работы и легкость притирки уплотняющих поверхностей.

Приведенным требованиям удовлетворяют высоколегированные качественные и инструментальные стали.

Для изготовления плунжеров и втулок, а также распылителей форсунок, применяют стали 38ХМЮА, ШХ15, ХВТ, ХГ, 18ХНМ и др. Прецизионные



Фиг. 266. Рабочие чертежи плунжера и втулки золотниковых насосов двигателей:  
а — В-2; б — М-17; в — КДМ-46.



Фиг. 267. Рабочие чертежи деталей распылителей двигателей:  
 а - В-2; б - М-17; в - КДМ-46.

Габаритные и установочные размеры распылителей

Тип распылителя	Размер форсунки по диаметру нажимной гайки в мм	Основные размеры в мм								
		b	c	f	d	h	i	u	k	k'
Штифтовый .	21	2,9	16	6	8	19	27	12,9	13	—
То же . . . . .	25	2,9	17	6	8	19	27	13,9	13	—
„ . . . . .	32	2,9	22	6	10	30	40	17,8	22	—
Многодырчатый	25	2,9	17	6	8	24,5	32,5	13,9	—	18,5
То же . . . . .	32	3,8	22	6	10	33	43,0	17,8	—	25
„ . . . . .	45	4,5	30	8	24	49,5	73,5	24,8	—	26,5
„ . . . . .	65	5,0	42	8	30	62,5	92,5	25,8	—	32,5

пары должны быть тщательно обработаны, так как при достаточной обработке поверхностей деталей в значительной степени повышаются эксплуатационные качества, износостойкость и антикоррозионная стойкость. Чистота поверхностей деталей соответствует 12-му разряду по ГОСТ 2784-45.

Геометрическая форма доведенных поверхностей должна соответствовать следующим техническим условиям:

1) овальность рабочих поверхностей деталей не должна превышать 0,001 мм, конусность их 0,002 мм;

2) зазоры по направляющей цилиндрических поверхностей при условии обеспечения плотности пар должны быть в пределах 2—3 мк.

На фиг. 266 и 267 показаны рабочие чертежи деталей плунжерной пары и распылителя.

В процессе эксплуатации детали насосных элементов значительно изнашиваются: увеличивается диаметральный зазор, повышается овальность и конусность деталей, на притертых поверхностях образуются продольные риски. По опытным данным, с увеличением зазора между плунжером и втулкой на величину от 5 до 8 мк производительность топливного насоса снижается на 8%, а при дальнейшем увеличении зазора до 10 мк на 12%.

### Насос-форсунки

С увеличением числа оборотов вала топливного насоса как вследствие увеличения числа оборотов вала двигателя, так и при переходе к двухтактному процессу, резко возрастает влияние упругих колебаний столба жидкости в нагнетательном трубопроводе. Эти колебания могут полностью исказить закон подачи топлива, заданный профилем кулачка насоса, а также вызвать



дополнительные открытия иглы форсунки, сопровождаемые повторным истечением плохо распыленного топлива. В результате этого повышается удельный расход топлива.

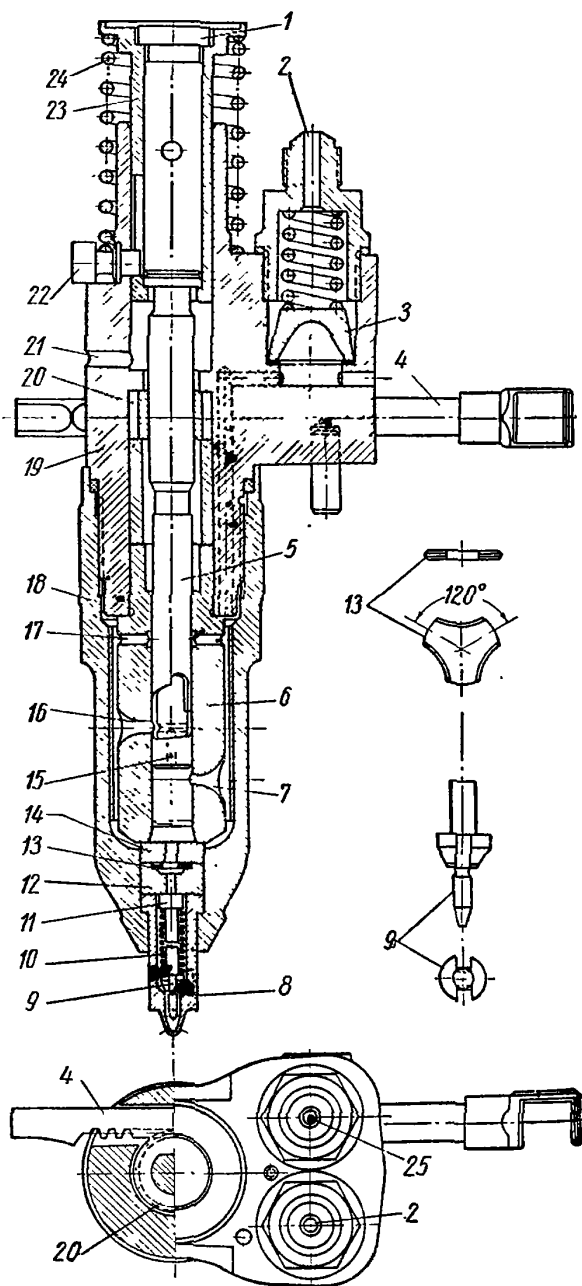
Устранить колебания в трубопроводе возможно различными методами<sup>1</sup>. Наиболее радикальным методом является объединение насоса и форсунки в одном агрегате. В насос-форсунках насосная секция (штулка, плунжер, механизм управления подачей) объединены с распылителем. При таком объединении устраняется влияние сжимаемости и колебаний упругого столба жидкости на процесс впрыска. В результате этого моменты начала и конца впрыска получаются более четкими и соответствующими геометрическим моментам подачи.

На фиг. 268 изображена насос-форсунка «Ленкарз 60», устанавливаемая на двигателях ЯАЗ-204. Устройство и работа насос-форсунки следующие: в корпусе 19 во втулке 6 находится плунжер 5, имеющий в нижней части винтовые кромки, а в верхней — заплечики; при помощи этих заплечиков и втулки 23 плунжер соединяется с толкателем 1, нагруженным пружиной 24. Ограничитель 22 предохраняет толкатель и плунжер от выпадания. К нижнему концу втулки при помощи накидной гайки 18 прижимаются распылитель 8 и два клапанных седла 12 и 14.

Распылитель имеет шесть отверстий диаметром 0,15 мм, отсечной клапан 11, который пружиной 10 прижимается к седлу 12 и упор 9 клапана. При наличии клапана, пружины и упора значительно уменьшаются объем топлива в распылителе.

Открытие клапана 11 происходит при давлении  $\sim 150 \text{ кг/см}^2$ . Этот клапан необходим для осуществления более четкой отсечки начала и конца впрыска. Выше отсечного клапана установлен пластинчатый обратный клапан 13. При неплотной посадке отсечного клапана, в случае попадания под него мелких частиц топлива, пластинчатый клапан предупреждает проникновение газов из цилиндра в нагнетательную полость насоса.

По трубопроводу низкого давления от подкачивающего насоса топливо подводится к штуцерам 2 и, пройдя пористый фильтр 3, по каналам в корпусе поступает в кольцевое пространство вокруг втулки 6 и через окна 7 и 16 в

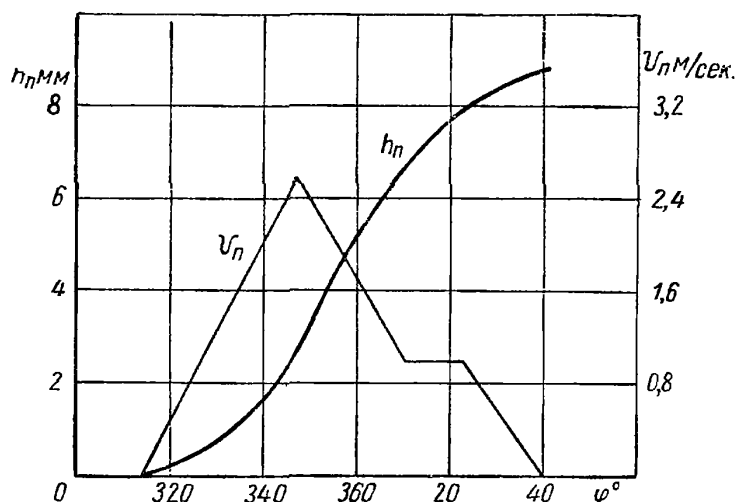


Фиг. 268. Насос-форсунка «Ленкарз 60».

<sup>1</sup> А. С. Орлин, Г. Г. Калиш и др., Двигатели внутреннего сгорания, т. I Машгиз, 1951.

пространство под плунжером. Избыток топлива, подаваемый подкачивающим насосом, направляется из кольцевого пространства ко второму (выходному) штуцеру 25 с фильтром и отводится в расходный бак. Непрерывная циркуляция свежего топлива обеспечивает охлаждение плунжерной пары, а также удаление пузырьков воздуха, выделяющихся из топлива и нарушающих нормальный процесс впрыска.

При движении плунжера вниз кромка плунжера перекрывает окно 7 и топливо по осевому каналу 15 в плунжере и радиальному каналу будет перетекать из подплунжерного пространства в окно 16. Когда винтовая



Фиг. 269. Кривые пути и скорости плунжера насос-форсунки.

отвода топлива, просочившегося в зазор между плунжером и втулкой, а отверстие 21 в корпусе — для сообщения с атмосферой.

Количество подаваемого топлива изменяют поворотом плунжера. При этом изменяются положения винтовых кромок плунжера относительно отверстий втулки. Поворот плунжера производится при помощи рейки 4, находящейся в зацеплении с шестерней 20, посаженной на плунжер. Положение шестерни на плунжере определяется лыской на верхней части плунжера. При полном выдвигании рейки верхнее впускное окно 16 втулки не перекрывается на всем ходе плунжера и подачи не происходит. Когда рейка вдвинута в корпус до конца, окно 16 закрывается винтовой кромкой плунжера одновременно с нижним окном 7, что определяет максимальную подачу. При перемещении рейки от положения нулевой подачи до полной подачи вследствие винтового контура отсеченных кромок на головке плунжера одновременно с изменением подачи топлива будет меняться момент начала и конца впрыска.

Диаграмма пути и скоростей плунжера при  $n = 2000$  об/мин коленчатого вала насос-форсунки «Ленкарз 60» показана на фиг. 269. При большом числе оборотов коленчатого вала и относительно малых отверстиях распылителя давление впрыска в насос-форсунке достигает  $\sim 1500$  кг/см<sup>2</sup>. Высокое давление впрыска, резко возрастающее при засорении сопловых отверстий, может вызвать обрыв наконечника распылителя или поломку тяги привода. Вследствие этого предъявляются высокие требования к качеству топлива, от чего во многом зависит срок службы насос-форсунки.

Кроме очистки топлива в нормальных фильтрах, топливо дополнительно очищается в фильтрах 3 (см. фиг. 268), представляющих собой пористую массу, полученную путем спекания латунной дроби диаметром 0,2—0,3 мм. Пропускная способность такого фильтра для данного типа насос-форсунки

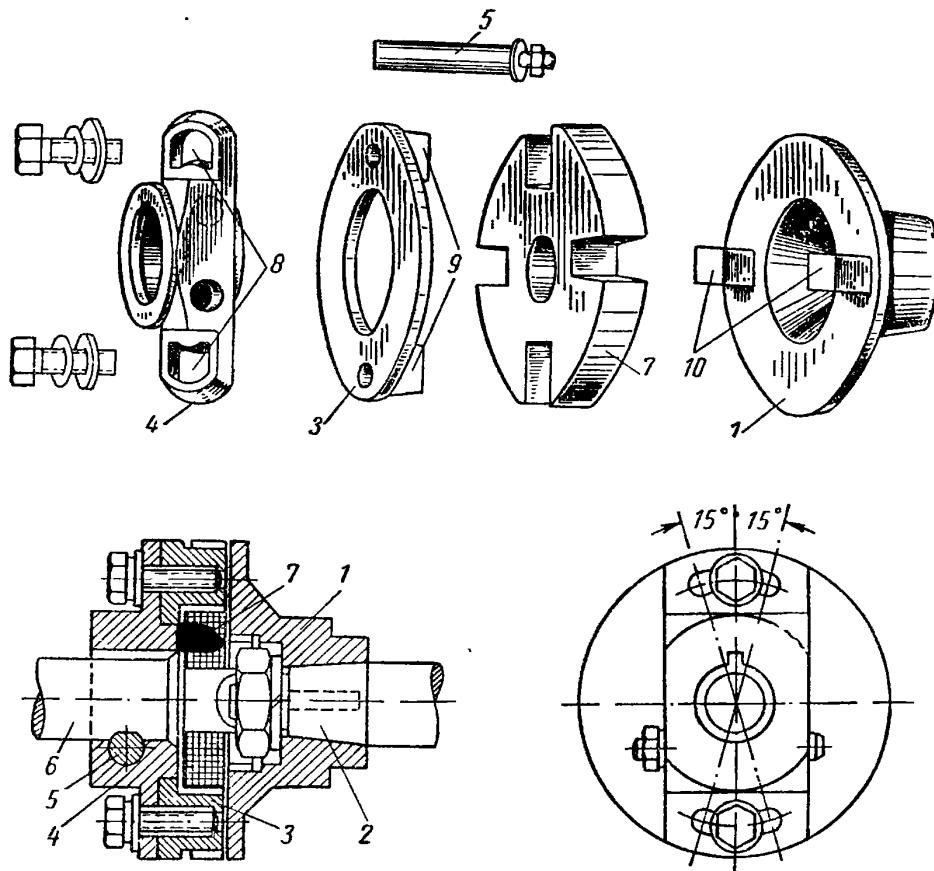
кромка перекрывает окно 16, начинается нагнетание топлива через пластинчатый и отсечный клапаны и далее через отверстия распылителя в камеру сгорания двигателя. Нагнетание топлива заканчивается в тот момент, когда при дальнейшем движении плунжера нижняя винтовая кромка начинает открывать окно 7. При обратном движении плунжера под действием пружины 24 толкателя происходит наполнение полости втулки новой порцией топлива. Отверстие 17 во втулке служит для

должна быть не менее  $450 \text{ см}^3/\text{мин}$  для дизельного топлива вязкостью  $1,4\text{--}1,45^\circ \text{E}$  при напоре топлива  $1 \text{ м}$ .

К недостаткам насос-форсунок следует отнести необходимость регулирования их непосредственно на двигателе и трудности обеспечения равномерности подачи при этом способе регулирования на многоцилиндровом двигателе.

### Привод топливных насосов

Привод топливных насосов блочного типа с самостоятельным кулачковым валом осуществляется через специальные муфты сцепления. При установке насоса на двигатель муфта сцепления должна обеспечивать упругость передачи и возможность регулирования угла опережения впрыскивания топлива, при этом допускается лишь небольшая несоосность валов привода и насоса.



Фиг. 270. Муфта сцепления топливных насосов.

Для транспортных двигателей, работающих с широким диапазоном скоростного режима, необходимо устанавливать оптимальный угол опережения впрыска для каждого числа оборотов вала. В этих случаях муфты сцепления имеют автоматический или ручной механизмы, при помощи которых можно изменять момент впрыска на работающем двигателе. Момент впрыска обычно изменяют посредством углового смещения кулачкового валика насоса относительно коленчатого вала двигателя.

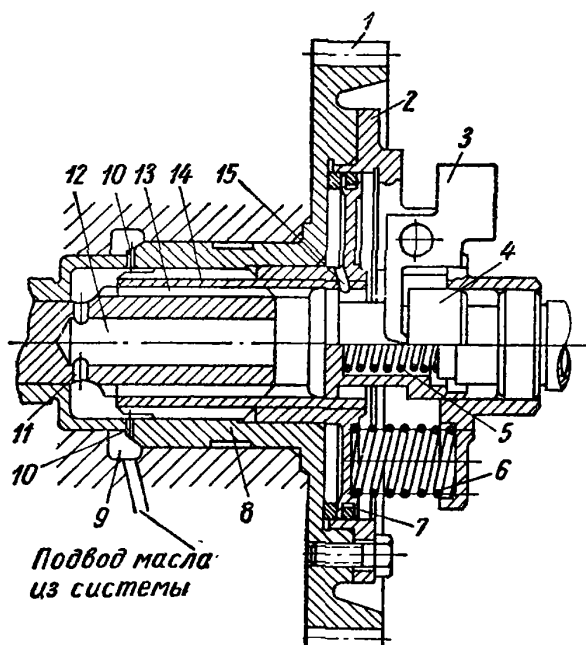
На фиг. 270 показана муфта сцепления, применяемая на насосах при торцевом соединении кулачкового валика с валом привода. На конце кулачкового вала 2 насоса посажена на конусе и шпонке и закреплена гайкой втулка 1 с двумя выступами 10 на торце фланца. Такая же втулка 4, но с отъемным фланцем 3, установлена на приводном валике 6. Фланец 3 имеет

два выступа 9. Между втулками помещена текстолитовая шайба 7 с прорезями, в которые входят выступы втулки 1 и фланца 3. Фланец 3 крепится на ступице втулки 4 при помощи двух болтов, входящих в кольцевые прорези 8. При ослаблении болтов фланец 3 может быть повернут на некоторый угол, а вместе с ними может быть повернут и валик топливного насоса. Клин 5 служит для закрепления ступицы втулки.

Существенным недостатком муфты является то, что установку необходимого угла впрыска можно производить только при остановленном двигателе. При этом сохранение необходимого угла опережения впрыска, обеспечиваемое трением, возникающим при затяжке болтов, недостаточно надежно.

Автоматическое изменение момента опережения подачи осуществляется обычно устройством, работающим по принципу центробежного регулятора.

На фиг. 271 показано устройство механизма для автоматического изменения момента впрыска с дополнительным сервомеханизмом. Корпус 2 центробежного регулятора установлен на шестерне 1 привода кулачкового валика 13 топливного насоса. Два грузика 3 регулятора воздействуют своими рычагами на муфту, являющуюся одновременно золотником 4 сервомеханизма. Поршень 7 сервомеханизма сидит на втулке 14, на наружной поверхности которой



Фиг. 271. Механизм сцепления с автоматическим регулированием угла опережения впрыска.

нарезаны прямые, а на внутренней — винтовые шлицы. Втулка 14 надета на конец кулачкового валика 13 насоса, а на втулку в свою очередь посажена ступица 8 шестерни 1 привода. Корпус 2 регулятора служит цилиндром поршня 7 сервомеханизма. Масло поступает в цилиндр через отверстие 15 из полости 12, которая сообщается с циркуляционной системой смазки двигателя через каналы 11 в торце валика, каналы 10 в ступице шестерни и кольцевую выточку 9.

Работа механизма протекает следующим образом: с увеличением числа оборотов двигателя грузики регулятора перемещают золотник 4 вправо, открывают отверстие 15 и доступ масла из полости 12 в цилиндр сервомотора. Сила от давления масла на поршень преодолевает силу упругости пружины 6 и заставляет поршень 7 двигаться вправо. Осевое перемещение поршня, связанного со втулкой 14, вследствие шлицевого соединения последней с шестерней привода и кулачковым валиком будет сопровождаться поворотом валика насоса относительно шестерни, что вызовет увеличение угла опережения впрыска. При установившемся числе оборотов вала двигателя передвижение поршня вправо под действием давления масла будет зависеть от положения остановившегося золотника до момента полного перекрытия отверстия 15 кромкой золотника. При снижении числа оборотов вала и уменьшении перестановочной силы центробежного регулятора пружины 5 регулятора переместят золотник влево, откроют отверстие 15, и масло начнет вытекать из цилиндра. Под воздействием пружины 6 с этого момента поршень начнет перемещаться также влево до нового перекрытия перепускного отверстия, при этом угол опережения подачи будет уменьшаться.

При угле наклона шлицев  $17^\circ$  и наружном диаметре кулачкового валика 35 мм перемещению поршня сервомотора на 5 мм соответствует поворот валика на  $5^\circ$ .

### Топливоподкачивающие насосы

Топливоподкачивающие насосы, устанавливаемые в топливных системах между расходным баком и насосом высокого давления, служат для создания подпора на впуске в насосы высокого давления.

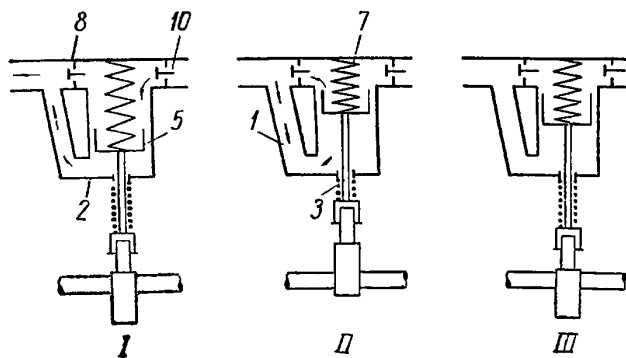
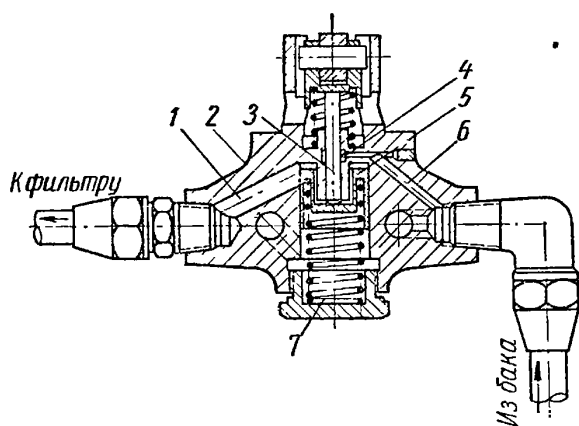
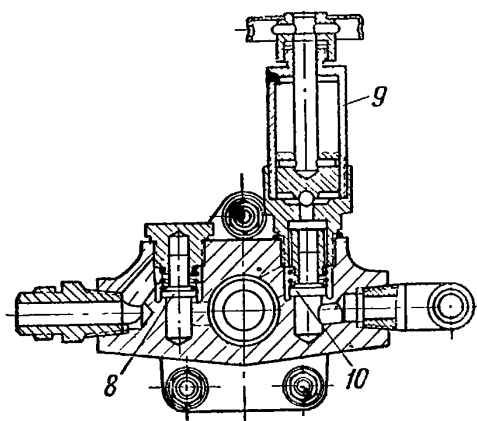
Подкачивающие насосы, применяемые для двигателей с внутренним смесеобразованием, выполняют поршневыми, коловратными и шестеренчатыми.

По конструкции привода они могут быть:

1) с механическим приводом от распределительного или коленчатого валов при помощи шестерен или от свободного торца;

2) с электрическим приводом.

Часто подкачивающий насос устанавливают непосредственно на корпусе впрыскивающего насоса; тогда подкачивающий насос приводится в движение кулачковой шайбой (эксцентриком), сидящей на валике насоса.



Фиг. 272. Топливоподкачивающий поршневой насос.

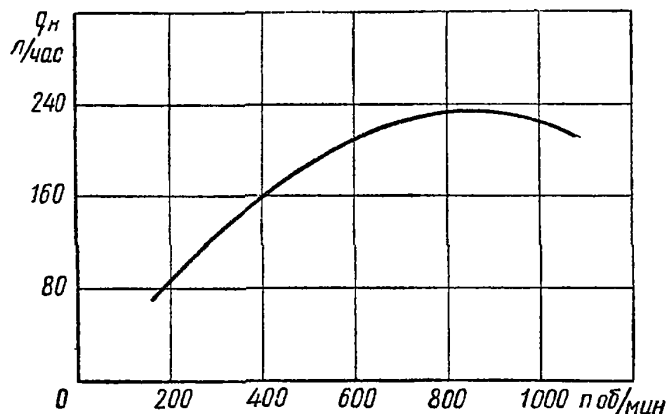
Фиг. 273. Схема действия подкачивающего насоса поршневого типа.

Производительность подкачивающего насоса обычно превышает максимальную подачу впрыскивающего насоса в 2 раза и более. Излишнее топливо, нагнетаемое подкачивающим насосом, перепускают через специальный клапан, отрегулированный на требуемое давление, обратно в расходный бак из впускной полости впрыскивающего насоса. При этом одновременно с перепускаемым топливом удаляются пузырьки воздуха, выделяющиеся из топлива.

На фиг. 272 показаны разрезы подкачивающего поршневого насоса, а на фиг. 273—схема его действия. Обозначения отдельных деталей на обеих фигурах одинаковые.

Поступательное движение поршенька 5 насоса получает от кулачкового валика топливного насоса через толкатель 3; обратное перемещение поршенька происходит под действием пружины 7. При движении поршенька под действием пружины (положение I на фиг. 273) топливо через впускной клапан 10 поступает в полость насоса и при перемещении поршенька толкатель

лем (положение *II*) подается через нагнетательный клапан 8 в топливную магистраль низкого давления. Одновременно с этим по каналу *I* заполняется полость под поршеньком, из которой топливо вытесняется обратно в нагнетательную магистраль при ходе впуска. При повышении давления в нагнетательной магистрали поршень не доходит до своего крайнего положения при ходе впуска (положение *III*). Положение поршенька определяется условием уравнивания сил от давления топлива и усилия пружины. С повышением давления ход нагнетания уменьшается и, таким образом, давление в топливной магистрали на различных режимах работы двигателя будет поддерживаться неизменным. Выточка 4 в направляющей толкателя, сообщающаяся каналом 6 с впускной полостью подкачивающего насоса, предусмотрена для предупреждения



Фиг. 274. Характеристика подачи топлива подкачивающего поршневого насоса двигателя Д-35.

утечек топлива в механизм привода и предупреждения загрязнения смазочного масла. Для заплонения топливной системы перед пуском двигателя на корпусе 2 подкачивающего насоса установлен ручной поршневой насос 9.

Производительность подкачивающего насоса  $q_n$  зависит от числа  $n$  оборотов вала и противодействия в нагнетательной магистрали.

На фиг. 274 показана характеристика подачи подкачивающего насоса поршневого типа двигателя Д-35 при противодействии  $1,5 \text{ кг/см}^2$ .

#### § 4. ТОПЛИВНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Топливные фильтры, устанавливаемые на двигателе, служат для очистки топлива от примесей, засоряющих систему и вызывающих усиленный износ деталей топливоподающей аппаратуры, а также заедание плунжеров, игл распылителей и нагнетательных клапанов. Поэтому очистка топлива должна быть возможно более совершенной.

В системах подачи топлива современных двигателей с внутренним смеобразованием применяют последовательную очистку топлива в нескольких фильтрах.

Предварительная (грубая) очистка производится фильтрами, установленными между расходным баком и топливоподкачивающим насосом.

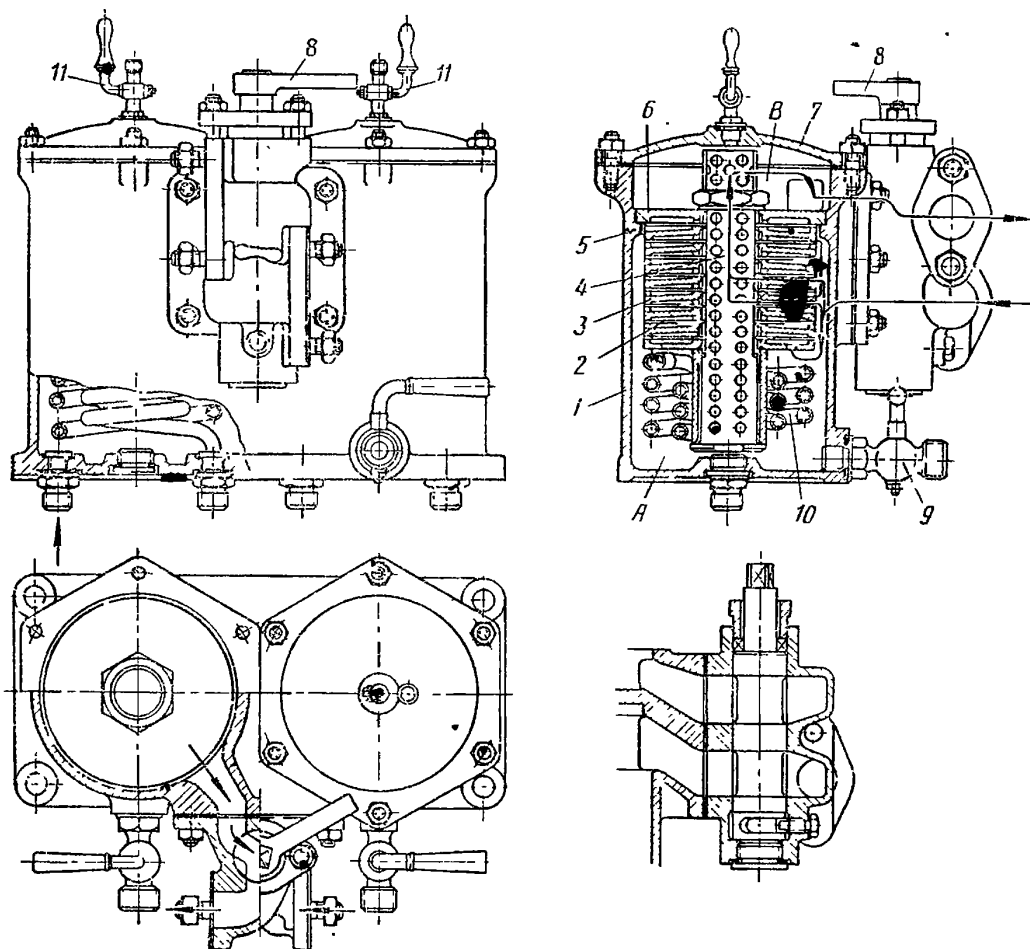
Вторичная очистка (тонкая) осуществляется между подкачивающим и впрыскивающим насосами. Затем в большинстве двигателей топливо подвергается дополнительной тонкой очистке в фильтрах, устанавливаемых в нагнетательной магистрали (фильтры высокого давления).

Топливо от механических примесей очищают путем пропускания его через специальные фильтрующие материалы или через узкие щели, образованные проволочной сеткой, набором пластин различной толщины и др. В качестве фильтрующего материала применяют концы, хлопчатобумажную пряжу, бумагу, фетр, специальную поглощающую массу и др.

Топливные фильтры необходимо периодически очищать. Сроки очистки устанавливают в зависимости от степени загрязнения топлива и величины фильтрующей поверхности.

В судовых и стационарных установках топливные фильтры обычно делают сдвоенными, вследствие чего обеспечивается очистка любого из фильтров без остановки двигателя.

Перепад давления в топливном фильтре не должен превышать устанавливаемого в зависимости от конструкции фильтра. При увеличении перепада давления в фильтре ухудшается очистка топлива, а также может произойти



Фиг. 275. Топливный фильтр предварительной очистки двигателя 6Д  $\frac{30}{50}$ .

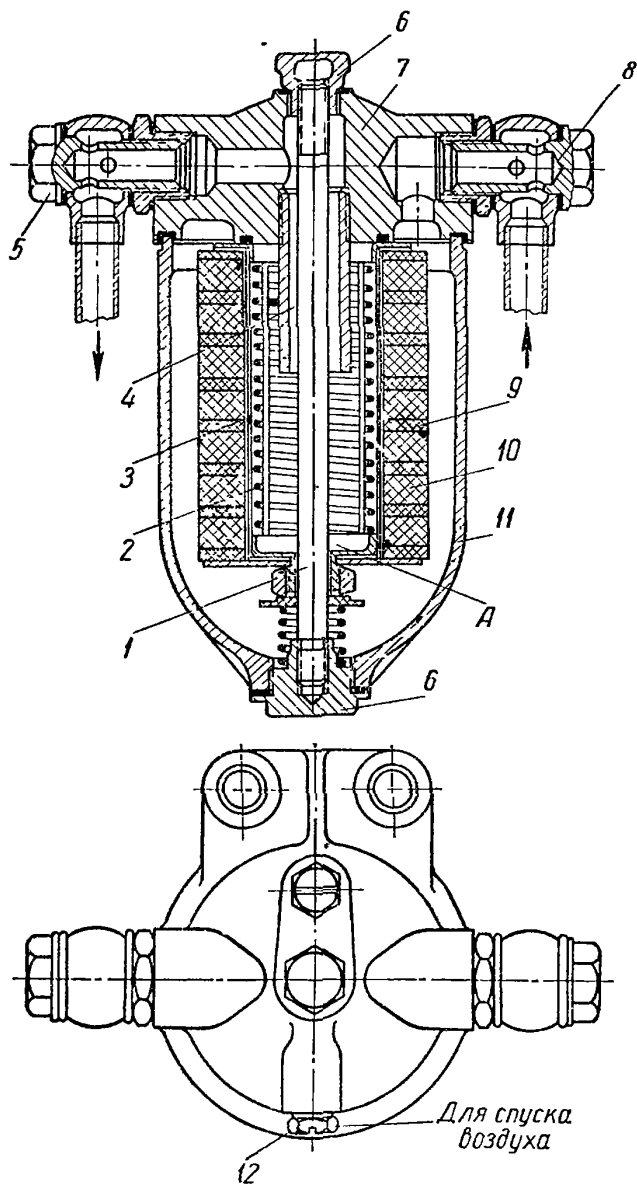
повреждение фильтрующего элемента и вынос с топливом загрязнений вместе с материалом фильтра.

При проектировании топливной системы пропускную способность чистого фильтра выбирают ориентировочно равной удвоенному количеству топлива, протекающего через фильтр.

На фиг. 275 показан топливный фильтр предварительной (грубой) очистки топлива двигателя 6Д  $\frac{30}{50}$ , устанавливаемый на приемной магистрали топливных насосов. В корпусе 1 фильтра установлен фильтрующий элемент, который состоит из ряда сеток 2, зажатых между дисками 3 и собранных на общей трубе 4. Фильтрующий элемент опирается при помощи фланца 6 на бурт 5 корпуса фильтра и закрывается крышкой 7. Топливо из расходного бака подводится, как показано стрелками, в нижнюю полость А фильтра, откуда через отверстия в дисках 3 и через сетки 2 поступает в трубу 4. Из трубы 4 фильтрованное топливо попадает в полость В и далее направляется в топливную магистраль. В нижней части фильтра расположены кран 9 для спуска отстоя, а также змеевик 10 для подогрева топлива. Кран 11 служит для выпуска воздуха. Фильтр выполнен из двух секций, соединенных распре-

делительным краном 8. Каждая секция при этом может работать самостоятельно. При засорении рабочей секции, через которую поступает топливо, краном 8 можно на ходу двигателя переключать питание на другую секцию фильтра, а затем разобрать и чистить загрязненную.

На фиг. 276 изображен фильтр тонкой очистки топлива. Фильтр состоит из корпуса 11, фильтрующего элемента и крышки 7, соединенных между собой шпилькой 1, на которую наворачиваются гайки 6.



Фиг. 276. Топливный фильтр для тонкой очистки.

Фильтрующее устройство состоит из металлической сетки 2, шелкового чехла 3 и пятнадцати фильтрующих пластинок 10 и 9, изготовленных из войлока. Восемь тонких пластинок 9 изготовлены из более плотного войлока. Толстые и тонкие пластины надевают на сетку с чехлом поочередно.

Крышка 7 фильтра имеет три прилива для ввертывания штуцеров подвода и отвода топлива и пробки 12 для выпуска воздуха. Снизу в крышку ввернута трубка 4, сообщающая полость А отфильтрованного топлива с отводящим штуцером и препятствующая попаданию воздуха, скопляющегося под крышкой. Топливо поступает в фильтр через штуцер 8, проходит с внешней стороны через войлочные пластины, чехол и сетку во внутреннюю полость и далее поступает к отводящему штуцеру 5.

Пропускная способность незагрязненного фильтра 1,5—2,5 л/мин при напоре 1 м топлива.

В топливном фильтре двигателя ЯАЗ-204 фильтрующий элемент выполнен из пористой твердой массы, изготовленной из минеральной шерсти, пропитанной клеящим веществом.

Сопротивление нового фильтра колеблется в пределах 0,1—

0,2 кг/см<sup>2</sup>. При загрязнении сопротивление доходит до 2 кг/см<sup>2</sup>.

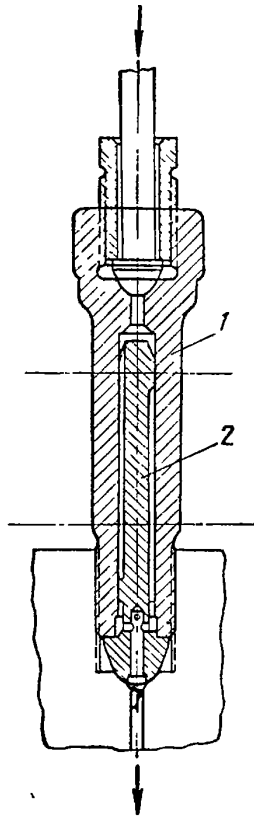
Фильтрующий элемент рекомендуется менять примерно через 240 рабочих часов. Так как клеящее вещество элемента легко растворяется в воде, то топливо не должно содержать воды.

Проволочно-щелевые и пластинчато-щелевые топливные фильтры по своему устройству одинаковы с масляными фильтрами.

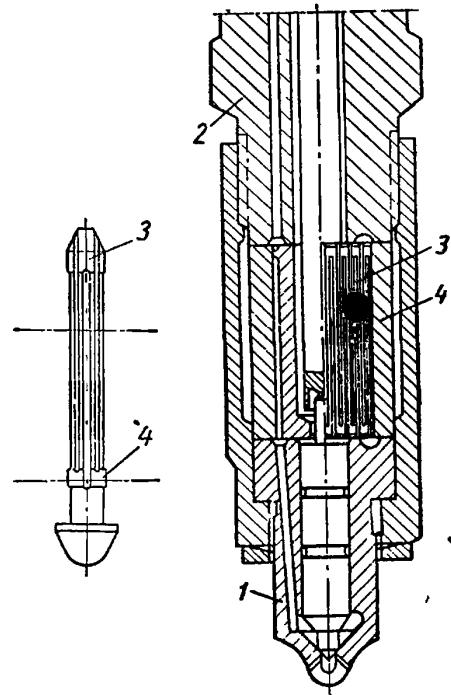
Для предохранения сопла форсунки от засорения твердыми частицами, которые могут быть пропущены фильтрами низкого давления, устанавливают щелевые фильтры высокого давления или перед форсункой, или непосредственно в форсунке перед соплом.



На фиг. 277 показано устройство устанавливаемого на форсунке щелевого фильтра высокого давления двигателя 18Д. Фильтр состоит из корпуса 1 и вставленного в него стержня 2 с шаровой головкой, которой он прижимается к посадочному гнезду. Стержень имеет два пояска в верхней и нижней части, хорошо притертые к корпусу. На боковой поверхности стержня профрезеровано двенадцать канавок, из которых шесть пересекают нижний поясок 4 и доходят до верхнего пояска и шесть пересекают верхний поясок 3 и доходят лишь до нижнего пояска. Канавки с выходом вверх и вниз чередуются. В средней части между поясками вставленный в корпус стержень имеет диаметральный зазор 0,04 мм. Так как продольные канавки на наружной поверхности стержня не сквозные, то из канавок, открытых со стороны насоса, топливо продавливается через боковой зазор между стержнем и корпусом в канавки, имеющие выход к соплу форсунки. Проходя через эти щели, топливо фильтруется, и механические примеси размером более 0,02 мм оседают в канавках.



Фиг. 277. Щелевой фильтр высокого давления двигателя 18Д.



Фиг. 278. Щелевой фильтр высокого давления двигателя 6Д.

На фиг. 278 показан щелевой фильтр двигателя Д-6, устанавливаемый в корпусе 2 форсунки перед распылителем 1. Щелевой фильтр состоит из втулки 4 и помещенного в ней фильтрующего элемента 3. Фильтрующий элемент представляет собой полый стальной цилиндр, на наружной поверхности которого прорезано 40 продольных, несквозных канавок глубиной 0,4—0,5 мм с попеременным выходом в одну или другую стороны. Цилиндр вставлен во втулку с зазором по диаметру от 0,02 до 0,04 мм. Фильтрация топлива происходит при его проходе через зазоры так же, как и в фильтре, описанном ранее.

При расположении щелевого фильтра непосредственно перед соплом форсунки сопловые отверстия лучше предохраняются от засорения, кроме того, фильтрующий элемент можно выполнять в виде цилиндрической детали сравнительно большого диаметра, что обеспечивает достаточное суммарное сечение для протекания топлива.

## § 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ТОПЛИВНОГО НАСОСА И ФОРСУНКИ

Определение конструктивных размеров топливной системы, обеспечивающих необходимые характеристики впрыска и распыливания топлива, сводится к выбору размеров диаметра и хода плунжера впрыскивающего на-

соса, а также отверстий сопла форсунки, из условий необходимой производительности и параметров процесса впрыскивания.

Производительность топливного насоса для проектируемого двигателя определяют на основании заданных значений удельного расхода топлива при номинальной мощности с учетом возможной перегрузки. Объемное количество топлива  $\Delta V_{\partial}$ , которое необходимо подавать насосной секцией в рабочий цилиндр двигателя за один цикл, при этом может быть найдено по уравнению

$$\Delta V_{\partial} = \frac{g_e N_e \tau}{60 \cdot n \cdot i \gamma} \text{ мм}^3 / \text{цикл}, \quad (251)$$

где  $g_e$  — эффективный удельный расход топлива в г/с. л. ч. при номинальной мощности;

$N_e$  — номинальная мощность в л. с.;

$\tau$  — число тактов;

$n$  — номинальное число оборотов коленчатого вала в минуту;

$i$  — число цилиндров двигателя;

$\gamma$  — удельный вес топлива в г/мм<sup>3</sup>.

При подстановке в уравнение (251) значения мощности, определяемой уравнением

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{450 \tau} \text{ л. с.},$$

где  $p_e$  — среднее эффективное давление в кг/см<sup>2</sup>;

$V_h$  — рабочий объем цилиндра в л.

Объемное количество топлива, подаваемого на цикл, может быть определено также по заданным значениям: удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , среднего эффективного давления  $p_e$  и рабочего объема  $V_h$  цилиндра:

$$\Delta V_{\partial} = \frac{g_e p_e V_h}{27 \cdot 10^3 \cdot \gamma} \text{ мм}^3 / \text{цикл}. \quad (252)$$

Уравнение (252) справедливо для четырехтактного и для двухтактного двигателей,

Для обеспечения подачи необходимого количества топлива  $\Delta V_{\partial}$  в цилиндр двигателя на один цикл теоретическое количество топлива  $\Delta V_T$ , подаваемого насосной секцией, равное объему, описываемому плунжером за активный ход, должно быть принято иным, так как количество топлива  $\Delta V_n$ , подаваемого насосом при совместной его работе с форсункой, не соответствует теоретическому объему  $\Delta V_T$ .

В зависимости от конструкции насоса, форсунки, объема нагнетательной полости системы, параметров впрыска, режима работы и т. д. на производительность топливной системы влияют многие факторы: утечка топлива через зазоры и неплотности, сжимаемость топлива, деформация деталей, запаздывание посадки клапанов, дросселирование во впускных и перепускных окнах и др.

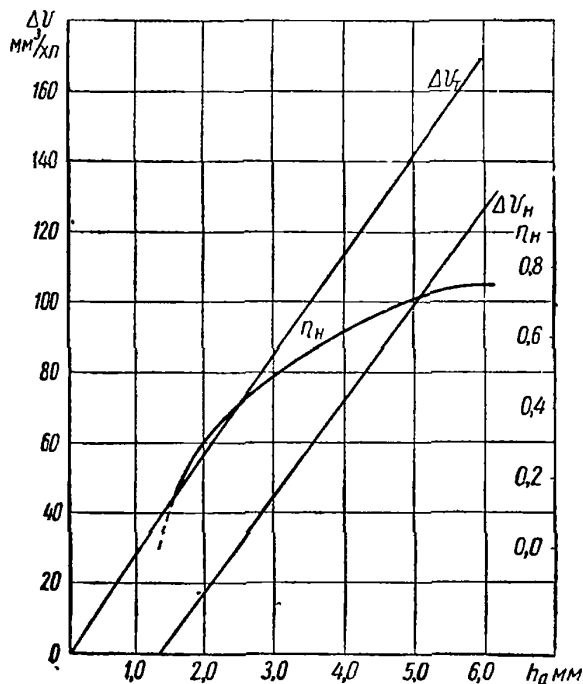
Производительность системы оценивается коэффициентом  $\eta_n$  подачи насоса, который правильней следовало бы назвать коэффициентом подачи системы; этот коэффициент представляет собой отношение объемного количества топлива  $\Delta V_n$ , подаваемого системой на цикл, к объему  $\Delta V_T$ , описываемому плунжером за активный ход и определяемое опытным путем

$$\eta_n = \frac{\Delta V_n}{\Delta V_T}.$$

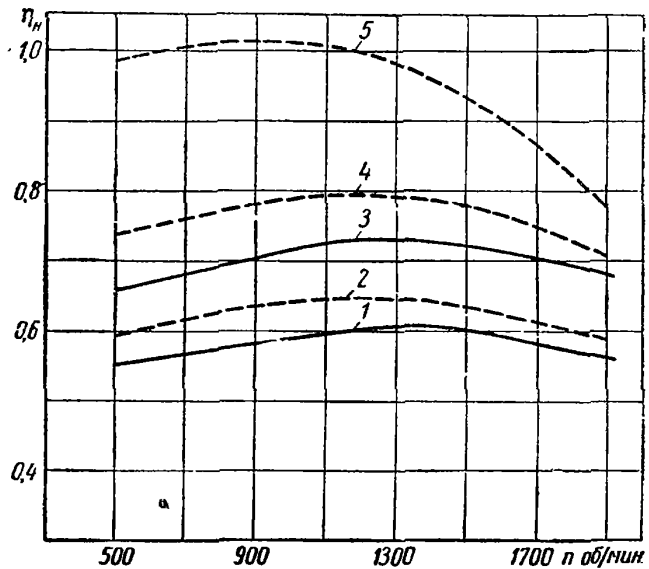
В качестве примера приведены экспериментальные кривые подачи топлива  $\Delta V_n$ ,  $\Delta V_T$  и коэффициента  $\eta_n$  подачи насоса в зависимости от отдельных факторов и режима работы для топливных систем с насосом золотникового и клапанного типов.

На фиг. 279 показаны экспериментальные кривые  $\Delta V_n$ ,  $\Delta V_T$  и  $\eta_n$  для золотникового насоса с диаметром плунжера  $d_{пл} = 6$  мм при совместной работе его с форсункой закрытого типа, при давлении затяжки пружины форсунки  $p_{\phi} = 250$  кг/см<sup>2</sup> и числе оборотов вала насоса в минуту  $n = 1200$  в зависимости от активного хода плунжера.

Для указанной системы на фиг. 280 показано изменение коэффициента подачи  $\eta_n$  в зависимости от числа оборотов кулачкового валика в минуту



Фиг. 279. Кривые подачи  $\Delta V_n$ ,  $\Delta V_T$  и коэффициента подачи  $\eta_n$  золотникового насоса.



Фиг. 280. Изменение коэффициента подачи в зависимости от числа оборотов кулачкового валика:

- 1 — при давлении  $p_{\phi} = 50$  кг/см<sup>2</sup> и  $h_a = 3,8$  мм;
- 2 — при  $p_{\phi} = 100$  кг/см<sup>2</sup> и  $h_a = 3,8$  мм; 3 — при  $p_{\phi} = 250$  кг/см<sup>2</sup> и  $h_a = 5,5$  мм; 4 — при  $p_{\phi} = 100$  кг/см<sup>2</sup> и  $h_a = 5,5$  мм; 5 — для насос-форсунки, имеющей плунжер диаметром  $d_{пл} = 6,35$  мм.

при различных значениях активного хода  $h_a$  плунжера и давления форсунки  $p_{\phi}$ ; приводятся значения  $\eta_n$  для насос-форсунки с диаметром плунжера  $d_{пл} = 6,35$  мм.

Экспериментальные кривые  $\Delta V_n$ ,  $\Delta V_T$  и  $\eta_n$  клапанного насоса с диаметром плунжера  $d_{пл} = 14$  мм при работе с открытой форсункой показаны на фиг. 281 в зависимости от активного хода  $h_a$  плунжера и на фиг. 282 в зависимости от числа оборотов  $n$  в минуту.

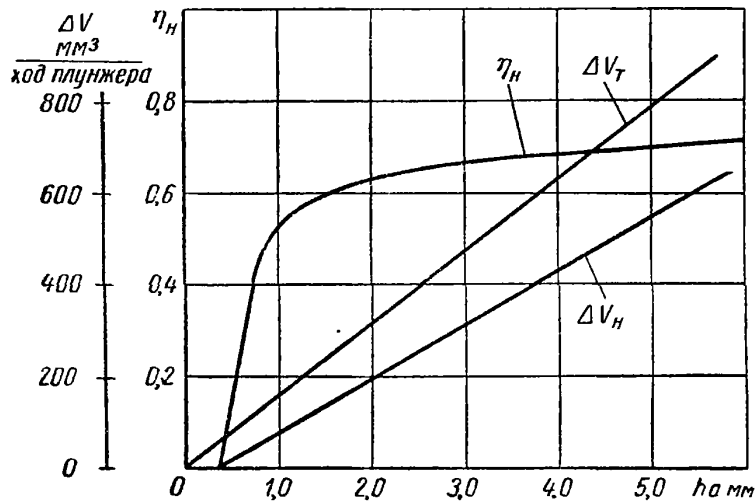
Значение коэффициента  $\eta_n$  подачи насоса может быть меньше и больше единицы.

Чаще значение  $\eta_n < 1$ , в особенности у систем с большим объемом нагнетательной полости и высоким давлением впрыска.

Ориентировочно значения коэффициента  $\eta_n$  подачи насоса, могут быть приняты:

Для топливных систем с золотниковым насосом и форсункой закрытого типа (при длинных нагнетательных трубопроводах) . . .	0,8—0,9
Для насос-форсунок и золотниковых насосов с форсункой открытого типа . . . . .	0,9—1,0
Для насосов клапанного типа . . . . .	0,75—0,85

Таким образом, учитывая производительность топливной системы, а также предусматривая некоторый запас на перегрузку двигателя и износы



Фиг. 281. Изменения подачи  $\Delta V_H$ ,  $\Delta V_T$  и коэффициента подачи  $\eta_H$  клапанного насоса в зависимости от активного хода плунжера  $h_a$ .

плунжерной пары  $\sim 20-30\%$ , получают подачу топлива на один цикл топливной системы:

$$\Delta V_H = (1,2 \div 1,3) \Delta V_D, \quad (253)$$

а объем, описываемый плунжером за активный ход,

$$\Delta V_T = \frac{(1,2 \div 1,3) \Delta V_D}{\eta_H}. \quad (254)$$

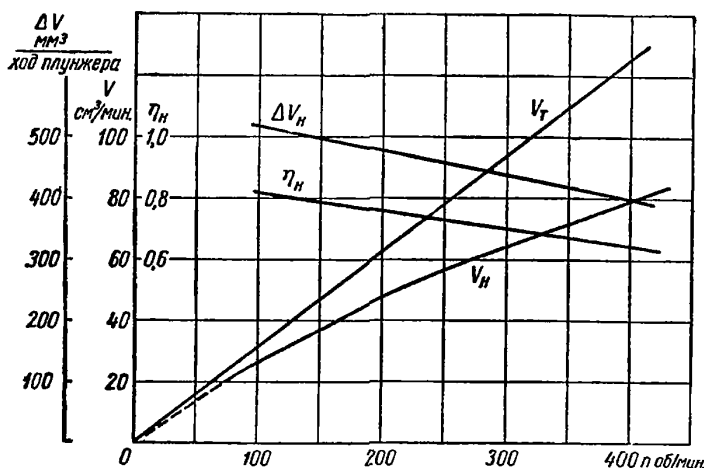
Из равенства  $\Delta V_T = \frac{\pi}{4} d_{пл}^2 h_a$  определяют значения диаметра плунжера  $d_{пл}$  и активный ход  $h_a$ .

Соотношение между диаметром плунжера  $d_{пл}$  и активным ходом  $h_a$  принимают из условий обеспечения необходимой закономерности и продолжительности процесса впрыска, а также получения надежной подачи топлива при холостом ходе двигателя (при малых подачах).

Закономерность и продолжительность процесса впрыска зависят от профиля кулачковой шайбы привода насоса и диаметра плунжера.

Для современных двигателей с воспламенением от сжатия продолжительность впрыска в градусах угла  $\varphi$  поворота коленчатого вала составляет  $15-30^\circ$ .

Принимая угол впрыска  $\varphi$  и кривую подъема плунжера в соответствии с профи-



Фиг. 282. Изменение подачи и коэффициента подачи  $\eta_H$  в зависимости от числа оборотов кулачкового валика.

лем кулачковой шайбы, находят активный ход плунжера

$$d_{пл} = \sqrt{\frac{4 \cdot \Delta V_T}{\pi \cdot h_a}}. \quad (255)$$

Конструктивные соотношения основных размеров плунжерной пары даны на фиг. 283 и в табл. 39 для золотниковых насосов и на фиг. 284 и в табл. 40 — для клапанных насосов.

Размеры сопловых отверстий форсунки определяют в зависимости от количества впрыскиваемого топлива в рабочий цилиндр за один цикл и числа сопловых отверстий в форсунке при заданных значениях давления и продолжительности впрыска.

Суммарную площадь  $f_{\text{сум}}$  сопловых отверстий по уравнению расхода определяют из выражения

$$f_{\text{сум}} = \frac{\Delta V_n}{\mu \cdot \omega_m \tau} \text{ мм}^2, \quad (256)$$

где  $\Delta V_n$  — объемная подача топлива системой за один цикл;

$\omega_m$  — средняя скорость топлива в м/сек;

$\tau$  — время впрыскивания в секундах;

$\mu$  — скоростной коэффициент сопла (в среднем 0,7—0,8).

Среднюю скорость истечения из сопла для ориентировочного расчета приближенно определяют из уравнения

$$\omega_m = 10^2 \sqrt{2g \frac{p_{\text{вп}} - p_{\text{ц}}}{\gamma_m}}, \quad (257)$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести (9,81 м/сек<sup>2</sup>);

$p_{\text{вп}}$  — среднее давление впрыскивания в кг/см<sup>2</sup>;

$p_{\text{ц}}$  — давление в цилиндре в момент впрыскивания в кг/см<sup>2</sup>;

$\gamma_m$  — удельный вес топлива в кг/см<sup>3</sup>.

Время впрыскивания при выбранной продолжительности впрыска определяют по формуле

$$\tau = \frac{\varphi}{6 \cdot n}, \quad (258)$$

где  $\varphi$  — продолжительность подачи в градусах угла поворота коленчатого вала;

$n$  — номинальное число оборотов коленчатого вала в минуту.

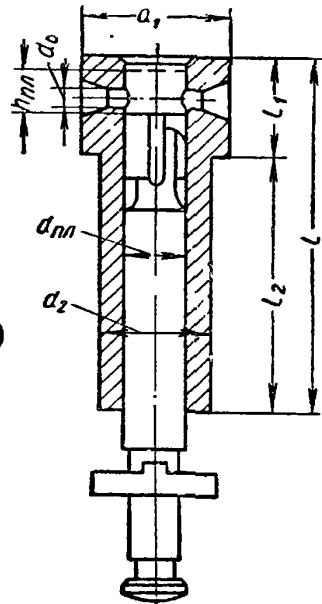
Диаметр сопла форсунки

$$d_c = \sqrt{\frac{4\mu_c f_{\text{сум}}}{\pi z}} \text{ мм}, \quad (259)$$

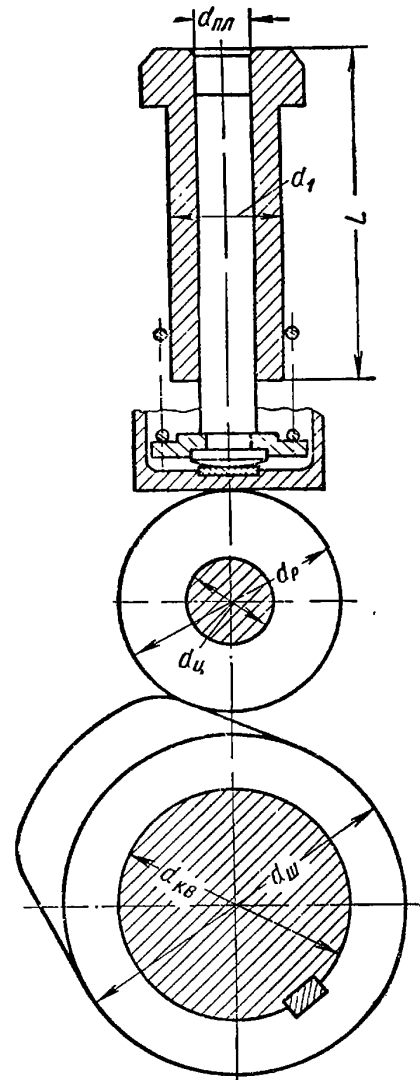
где  $f_{\text{сум}}$  — суммарное сечение в мм<sup>2</sup>;

$z$  — число одинаковых отверстий сопла;

$\mu_c$  — коэффициент истечения сопла.



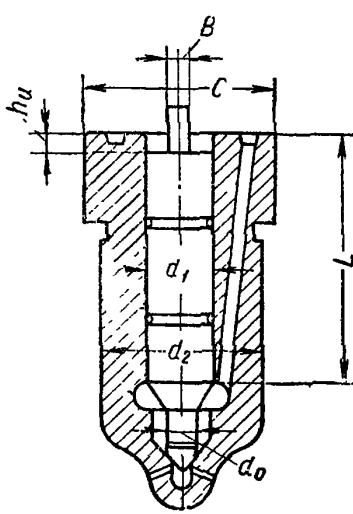
Фиг. 283. Конструктивные соотношения основных размеров плунжерной пары золотникового насоса.



Фиг. 284. Конструктивные соотношения основных размеров плунжерной пары клапанного насоса.

Для штифтовой форсунки значение  $\mu_c f_{сум}$  соответствует площади кольцевого сечения сопла и штифта.

Диаметр соплового отверстия оказывает большое влияние на качество распыливания, на развитие топливного факела и на дальность струи.



Фиг. 285. Конструктивные соотношения основных размеров распылителей.

С уменьшением диаметра отверстия распад струи начинается раньше и ближе от сопла, увеличивается угол конуса факела и распыливание топлива становится более тонким; дальность струи при этом уменьшается.

В большой степени на распадение струи оказывают влияние также состояние кромок и стенок сопла, отношение длины сопла к диаметру и др. В зависимости от конструкции распылителя сопло можно изготовлять с переменным проходным сечением или с постоянным.

Конструктивные соотношения основных размеров распылителей приводятся на фиг. 285 и табл. 41.

Основные размеры распылителя приведены в табл. 37 и 38.

Следует отметить, что приведенный расчет является весьма приближенным.

При доводке двигателя выявляют экспериментальным путем оптимальные значения параметров впрыска и вносят соответствующие изменения в принятые значения.

Таблица 39

Соотношение основных размеров плунжерной пары топливного насоса золотникового типа (фиг. 283)

Параметры	Условные обозначения	Средние значения
Полный ход плунжера . . . . .	$h_{пл}$	$h_{пл} = (0,54 \div 1,68) d_{пл}$
Активный ход плунжера . . . . .	$h_a$	$h_a = (0,35 \div 0,36) h_{пл}$
Полная длина втулки . . . . .	$l$	$l \approx 6h_{пл}$
Длина рабочей части втулки . . . . .	$l_1$	$l_1 = (0,3 \div 0,4) l$
Длина направляющей части втулки . . . . .	$l_2$	$l_2 = (0,6 \div 0,7) l$
Диаметр рабочей части втулки . . . . .	$d_1$	$d_1 = (2 \div 3) d_{пл}$
Диаметр направляющей части втулки . . . . .	$d_2$	$d_2 = (1,4 \div 2,3) d_{пл}$
Диаметр впускных окон . . . . .	$d_0$	$d_0 = (0,21 \div 0,35) d_{пл}$

Таблица 40

Основные соотношения размеров привода и плунжерной пары топливного насоса клапанного типа (фиг. 284)

Параметры	Условные обозначения	Средние значения
Ход плунжера . . . . .	$h_{пл}$	$h_{пл} = (0,5 \div 1,0) d_{пл}$
Диаметр втулки . . . . .	$d_1$	$d_1 = (1,5 \div 2,5) d_{пл}$
Длина втулки . . . . .	$l$	$l = (6 \div 8) h_{пл}$
Диаметр кулачкового валика . . . . .	$d_{к.в}$	$d_{к.в} = (0,2 \div 0,3) D$
Диаметр кулачковой шайбы . . . . .	$d_{ш}$	$d_{ш} = (1,5 \div 1,8) d_{к.в}$
Диаметр ролика . . . . .	$d_p$	$d_p = (0,4 \div 0,6) d_{ш}$
Диаметр цапфы ролика . . . . .	$d_u$	$d_u = (0,35 \div 0,45) d_p$

Таблица 41

Конструктивные соотношения основных размеров распылителей

Параметры	Условные обозначения	Средние значения
Длина направляющей иглы	$l$	$l = (3 \div 5) d_1$
Диаметр направляющей иглы	$d_2$	$d_2 = (2 \div 3) d_1$
Отношение диаметра дифференциальной площади к диаметру иглы	$\frac{d_0}{d_1}$	$\frac{d_0}{d_1} = (0,5 \div 0,6)$
Подъем иглы в мм	$h_u$	0,4—1,0

## ГЛАВА XIII

### КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

#### § 1. ПОДШИПНИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В поршневых двигателях внутреннего сгорания, за исключением мотоциклетных, некоторых конструкций автомобильных, тракторных и других типов легких двигателей, применяют преимущественно подшипники скольжения.

Широкое распространение подшипников скольжения обусловливается не только их компактностью, но и возможностью осуществления жидкостного трения, при котором потери могут быть даже меньше, чем в подшипниках качения.

#### Материалы, применяемые для подшипников скольжения

В качестве антифрикционных сплавов в подшипниках скольжения применяют баббиты, свинцовистую бронзу и алюминий.

Наилучшими антифрикционными свойствами и способностью удерживать на своей поверхности масло обладают сплавы баббитов. Однако низкий предел текучести и малое сопротивление усталости при температурах выше  $100^{\circ}\text{C}$  ограничивают пределы применения этого сплава.

Предельная нагрузка для подшипников с баббитовой заливкой при  $d = 100$  мм и температуре подшипника не выше  $100^{\circ}\text{C}$  колеблется в пределах  $100\text{--}150$  кг/см<sup>2</sup>.

При более нагруженных подшипниках с отношением  $k_{\max} : k_{\text{ср}} > 1,5$  баббит чаще всего заменяют свинцовистой бронзой.

Для удовлетворительной работы подшипников, залитых свинцовистой бронзой, вследствие трудности приработки ее трущихся поверхностей требуются более тщательная их обработка и более точный монтаж, чем при баббитовой заливке. Поэтому зазор между трущимися поверхностями при заливке подшипника свинцовистой бронзой должен быть на 30—50% больше, чем при баббитовом антифрикционном сплаве.

Кроме того, свинцовистая бронза по сравнению с баббитом менее способна впитывать масло в ее микроскопические поры. Для устранения этого недостатка трущуюся поверхность свинцовистой бронзы покрывают тонким слоем кадмия, серебра или другого металла, обладающего большей способностью, чем свинцовистая бронза, впитывать масло и удерживать его на своей поверхности.

При испытании трехслойных подшипников, залитых свинцовистой бронзой с покрытием тонким слоем серебра, кадмия, меди или другого металла, установлено, что эти подшипники при диаметре 100 мм способны работать при удельной нагрузке  $k_{\text{ср}} = 200$  кг/см<sup>2</sup> и при отношении

$$\frac{k_{\max}}{k_{\text{ср}}} > 1,5.$$



Для тяжело нагруженных подшипников применяют вкладыши, изготовленные из алюминиевого сплава.

Алюминиевые сплавы обладают способностью работать при высоких температурах и давлениях до  $800 \text{ кг/см}^2$ . Так как механическая прочность алюминия невысока, то алюминиевые вкладыши выполняют с толщиной стенки не менее 4—5 мм.

Допускаемые удельные давления на цапфу различны для двигателей разной быстроходности и в значительной степени зависят от диаметра  $d$  цапфы при наиболее выгодном отношении  $\frac{d}{l} = 1,4 \rightarrow 1,8$ .

В табл. 42 приведены допускаемые давления на единицу площади проекции цапфы для двигателей разных типов.

Чем ниже быстроходность двигателя, тем меньше допускается удельное давление  $k_{ср}$  в соответствии с уменьшением окружной скорости цапфы (см. табл. 42) и чем больше диаметр цапфы  $d$ , тем больше допускается величина  $k_{ср}$ , при которой обеспечивается жидкостное трение подшипника.

Таблица 42

Допускаемые давления на единицу площади проекции цапфы для двигателей разных типов

Тип двигателя	Диаметр цапфы $d$ в мм	Давление в $\text{кг/см}^2$	
		среднее $k_{ср}$	максимальное $k_{\text{max}}$
V-образные . . . . .	80—100	60—180	100—250
Звездообразные . . . . .	100	100—250	180—350
Стационарные и судовые тихоходные . . . . .	250—400	20—40	40—60
Однорядные автомобильные . . . . .	40—80	45—90	70—120

Размеры подшипника при гидродинамическом расчете определяют методом пробных подстановок произведения  $dl$  в расчетное уравнение грузоподъемности подшипника, как это указано в приведенном ниже примерном расчете. Поэтому для уменьшения вариантов вычисления при предварительном выборе можно ориентироваться на статистические данные о допускаемых удельных давлениях на  $1 \text{ см}^2$  проекции цапфы.

### Конструкции подшипников

Подшипники качения при одной и той же внешней нагрузке получаются тяжелее подшипников скольжения.

Применяя подшипники скольжения, можно уменьшить вес шатуна по сравнению с его весом при роликовых и игольчатых подшипниках, вследствие чего достигается уменьшение поступательно движущихся масс, уменьшение нагрузки шатунных и коренных подшипников от инерционных сил. Поэтому при скользящих опорах длина многоцилиндрового рядного двигателя получается часто не больше, чем при подшипниках качения. При этом уменьшается вес картера, а следовательно, и вес двигателя.

Когда коленчатый вал цельнокованный, подшипники качения монтируют через щеки вала (фиг. 286 и 287). В случае разборного многоколенчатого вала монтаж подшипников качения упрощается, но изготовление вала усложняется.

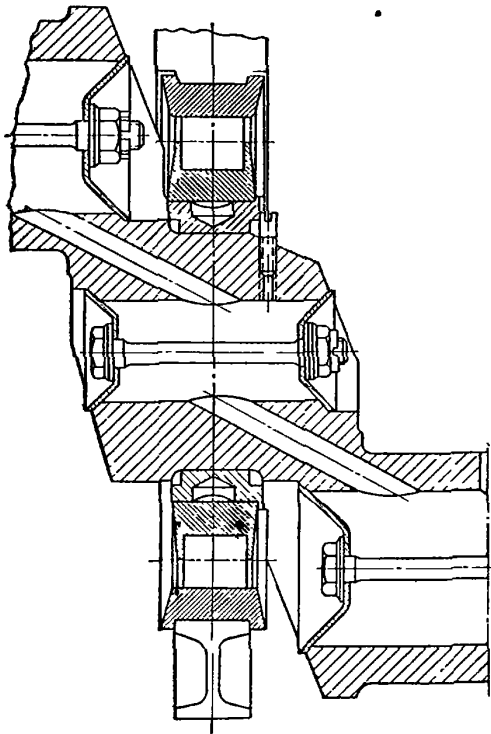
Конструкции вкладышей коренных и шатунных подшипников скольжения, залитых свинцовистой бронзой ( $\text{Pb} = 2,5 \div 2,8\%$ ), применяемые

в автомобильных и тракторных двигателях с воспламенением от сжатия, показаны на фиг. 288 и 289.

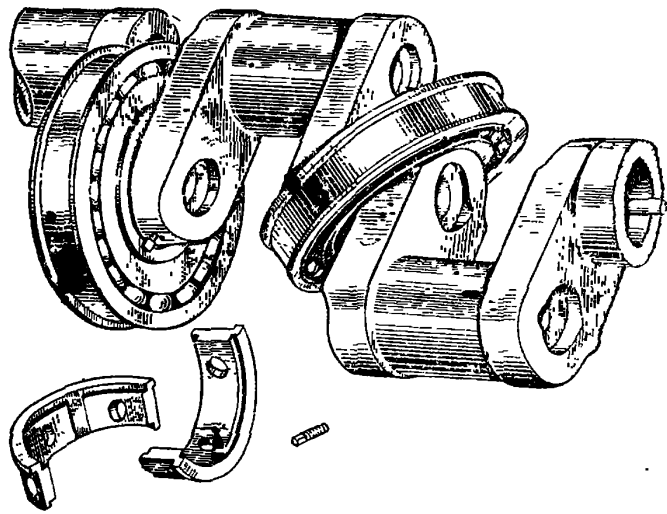
Размеры обработанных поверхностей, для которых допуски на фиг. 289 не указаны, выполняют с точностью  $\pm 0,25$ .

Все поверхности вкладышей кадмируют или омедняют; толщина покрытия допускается не более 0,008 мм.

Толщина стального вкладыша для подшипников этих двигателей составляет 2,5—3 мм при толщине заливки антифрикционного сплава в пределах 0,3—0,7 мм. Толщина заливки антифрикционного сплава непосредственно на стальной корпус головки шатуна в автомобильных и тракторных двигателях с воспламенением от сжатия достигает 5 мм, тогда как в карбюраторных автомобиль-



Фиг. 286. Коренной роликовый подшипник.



Фиг. 287. Монтаж роликовых подшипников на коренные шейки цельнокованного вала.

ных двигателей толщина баббитовой заливки стальных вкладышей не превышает 0,3 мм.

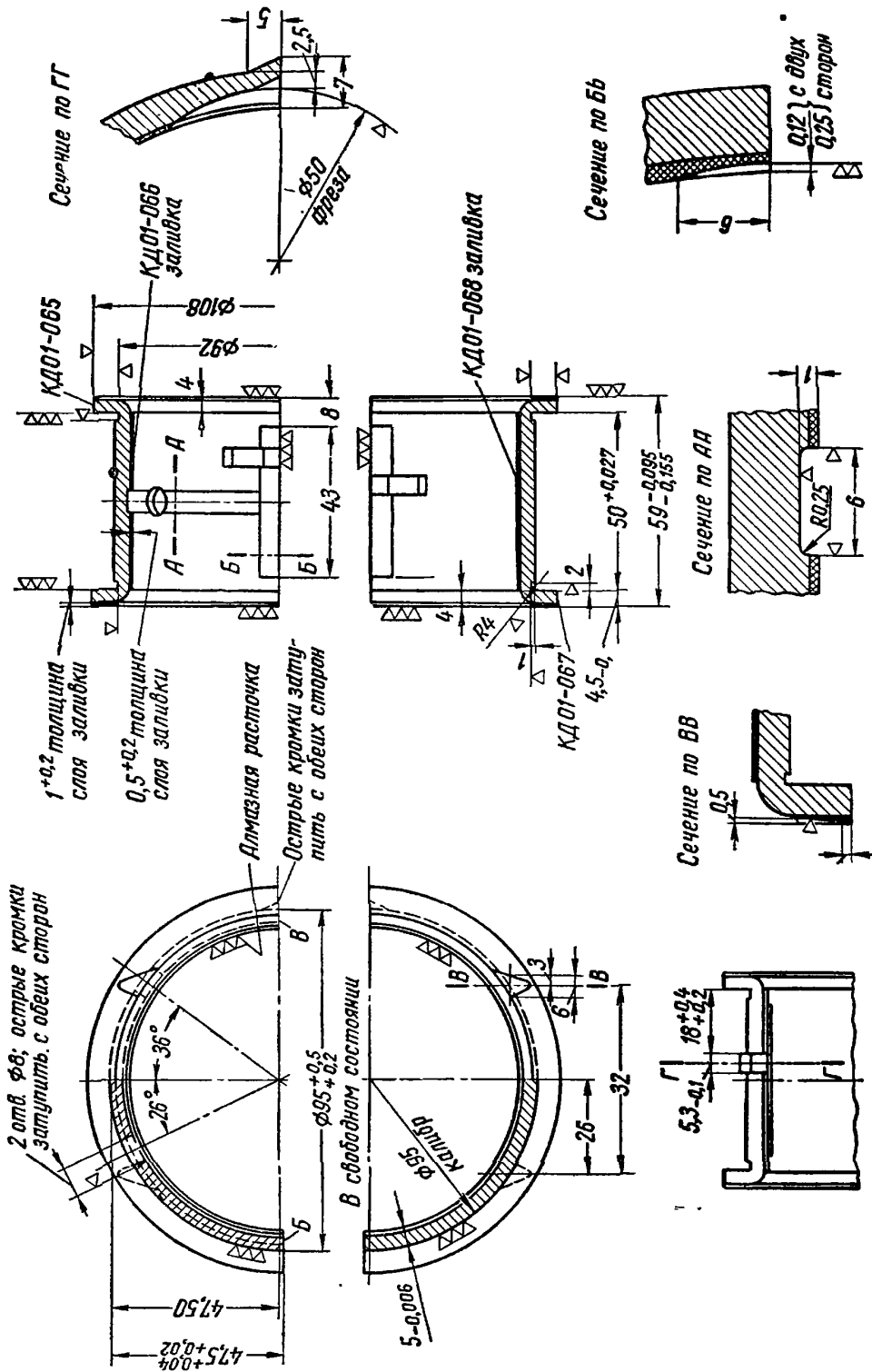
В карбюраторных двигателях ЗИС-120, ГАЗ-51, М-20, МЗМА-401 применяют тонкостенные вкладыши, отштампованные из стальной ленты, залитой баббитом. Рабочие чертежи вкладышей двигателя ГАЗ-51 показаны на фиг. 290 и 291. Эти тонкостенные взаимозаменяемые вкладыши отштампованы из сталемаббитовой ленты. Плоскость стыка каждой половинки вкладыша обработана с допуском по размеру  $h$ .

Тонкостенные вкладыши удерживаются от проворачивания усиками, полученными при их штамповке. В случае толстостенных вкладышей для этой цели применяют штифты, которые в тонкостенных вкладышах не применяют вследствие малой толщины стенок.

К основным преимуществам тонкостенных вкладышей следует отнести: малые габариты и вес, взаимозаменяемость, облегчение сборки и замены вкладышей, а также возможность изготовления их массовым порядком.

Вследствие малой толщины вкладыши имеют большую гибкость и после монтажа в корпусе они плотно прилегают к постели, что способствует улучшению отвода тепла в корпус. Применяя взаимозаменяемые тонкостенные вкладыши, изготовленные в массовом производстве, уменьшают себестоимость двигателя и упрощают его ремонт.

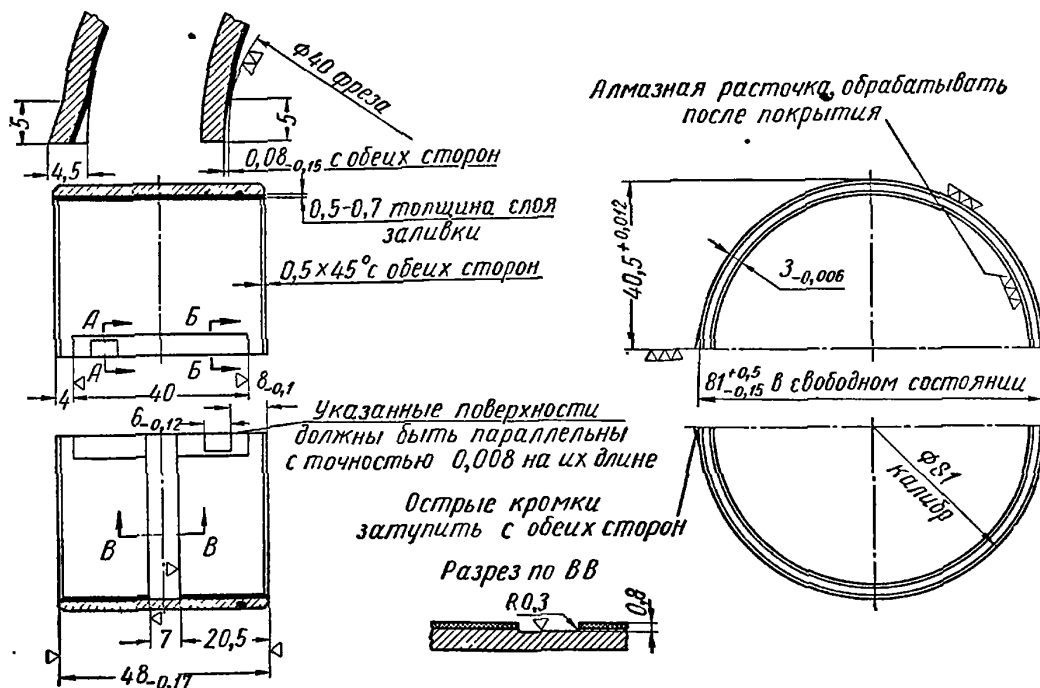
В стационарных и судовых тихоходных крупногабаритных двигателях вкладыши изготовляют толстостенными. Кривошипную головку шатуна



Фиг. 288. Вкладыши пятого шагнуного подшипника двигателя Д-35. Размер  $47,5^{+0,04}_{-0,02}$  измерять в приспособлении диаметром  $95,00$ , упирая поверхность Б в неподвижный бурт и нагружая его силой  $1100$  кг.

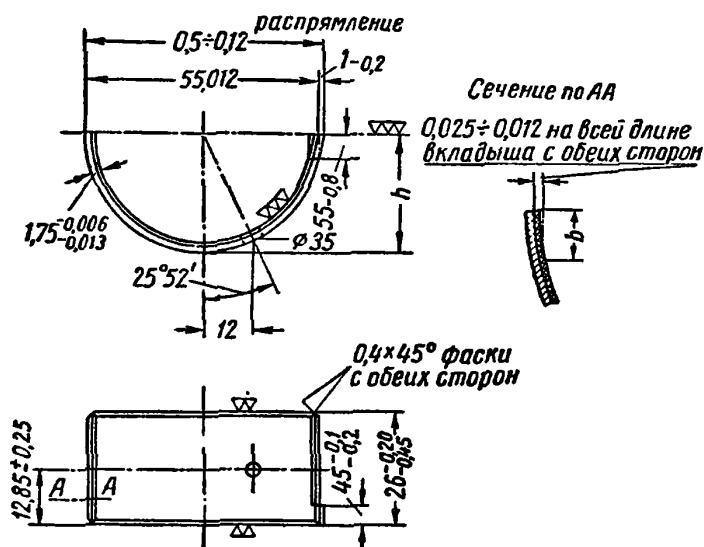
В этих двигателях изготавливают в виде отдельной поковки, вследствие чего можно заливать ее трущиеся поверхности антифрикционным сплавом непосредственно на расточенные поверхности. Толщина баббитовой заливки

Разрез по АА Разрез по ВВ



Фиг. 289. Вкладыш шатунного подшипника двигателя Д-35. Размер  $40,5^{+0,012}$  измерять в приспособлении диаметром 81,00, упирая поверхность В в неподвижный бурт и нагружая ее силой 300 кг, обрабатывать окончательно после покрытия.

в тяжелых конструкциях иногда превышает 20 мм, поэтому для большей надежности скрепления баббита с металлом головки на ее цилиндрических поверхностях, которые предназначены для заливки антифрикционным сплавом, вытачивают пазы в виде ласточкина хвоста.



Фиг. 290. Вкладыш шатунного подшипника двигателя ГАЗ-51.

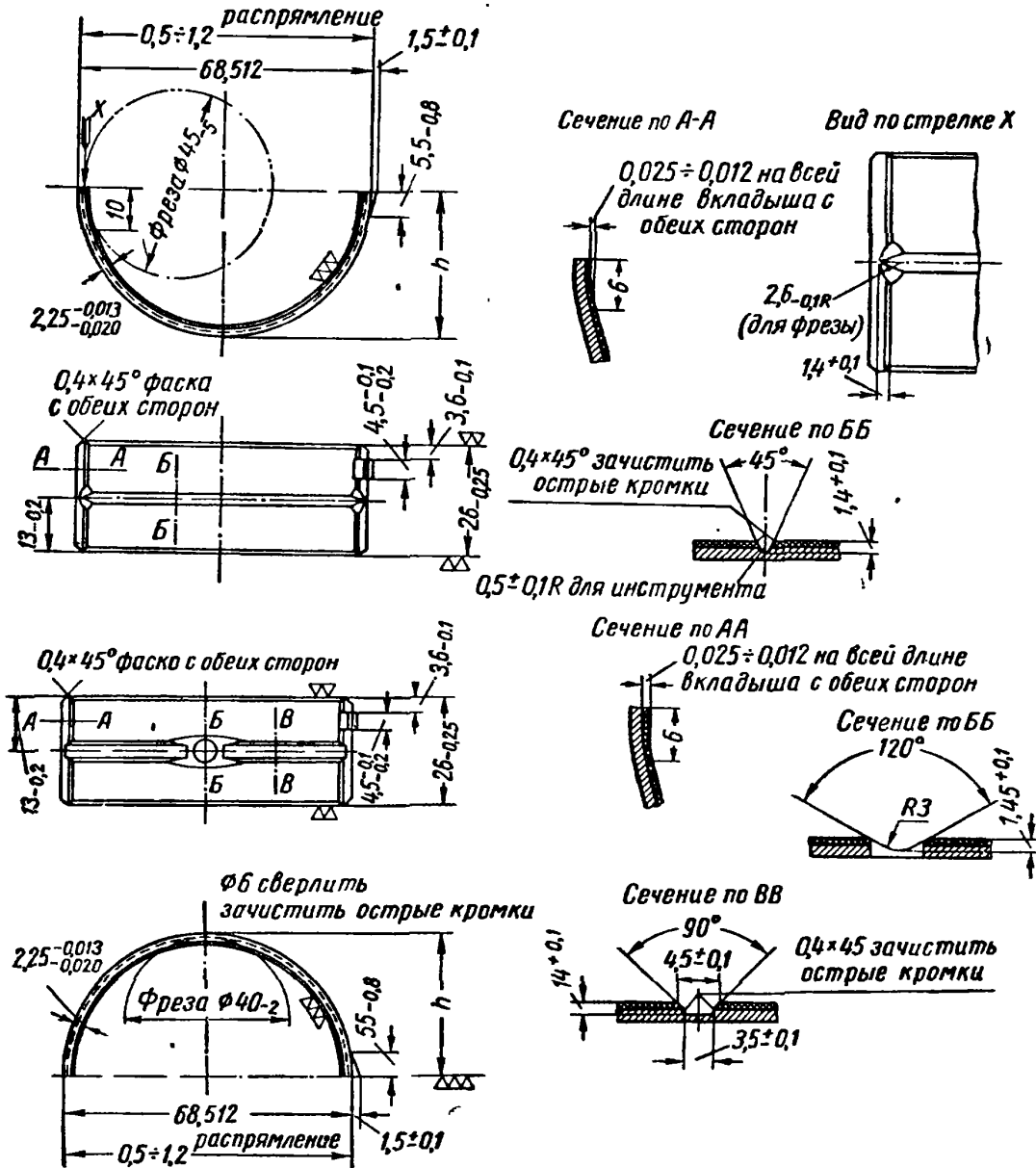
На фиг. 292 показаны шатунные подшипники поршневой и кривошипной головок двухтактного шестицилиндрового двигателя с крейцкопфом (диаметр цилиндра 575 мм, ход поршня 1000 мм и номинальное число оборотов вала  $n_e = 105$  в минуту).

Коренной подшипник стационарного четырехтактного двигателя ( $D=220$  мм,  $S=340$  мм и  $n_e=375$  об/мин)

показан на фиг. 293. Вкладыши в этом подшипнике изготовлены из стали и залиты баббитом. Верхний вкладыш удерживается от проворачивания штифтом и предохраняет от проворачивания нижний вкладыш.

На фиг. 294 изображен коренной подшипник шестицилиндрового четырехтактного двигателя ( $D = 285$  мм,  $S = 340$  мм,  $n_e = 400$  об/мин). Крышка этого подшипника охлаждается водой.

Отверстия для отвода масла целесообразно располагать в ненагруженной зоне подшипников. Наивыгоднейшее расположение каналов для подвода

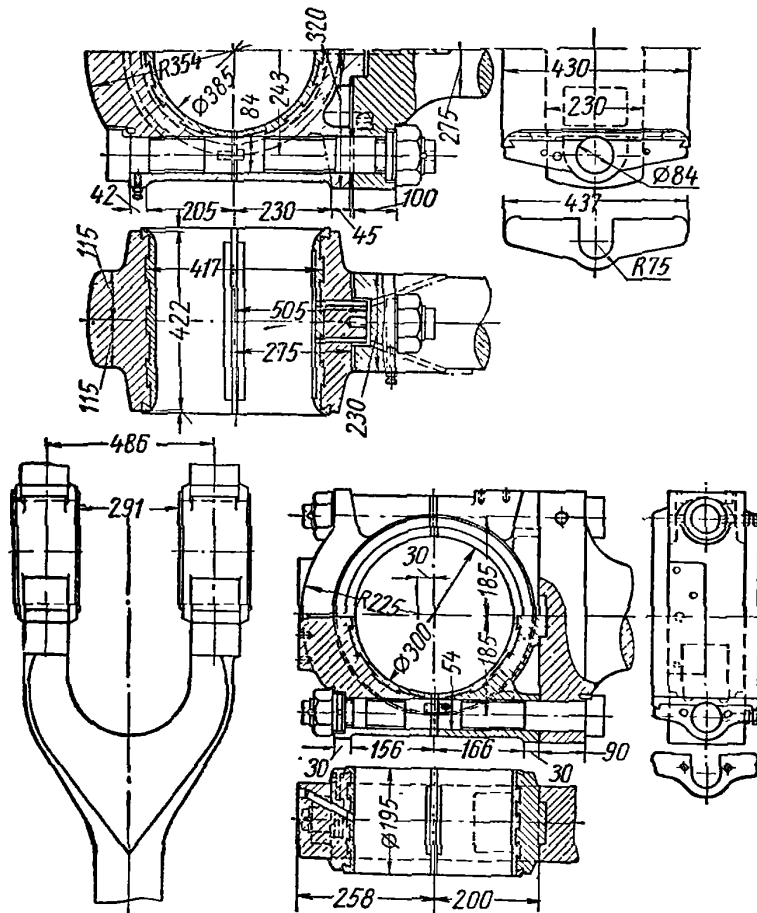


Фиг. 291. Вкладыш средних подшипников двигателя ГАЗ-51.

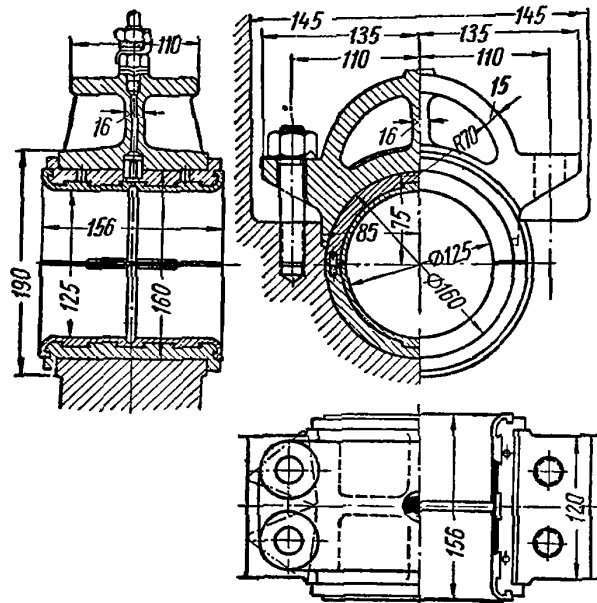
масла в коренной и шатунной шейках можно установить по векторным диаграммам, ориентированным относительно неподвижных осей колена, расположенного в в. м. т., как это показано на фиг. 295.

Векторная диаграмма давлений на шатунную шейку обозначена буквой А, а буква В поставлена на одной из линий диаграммы на первую коренную шейку.

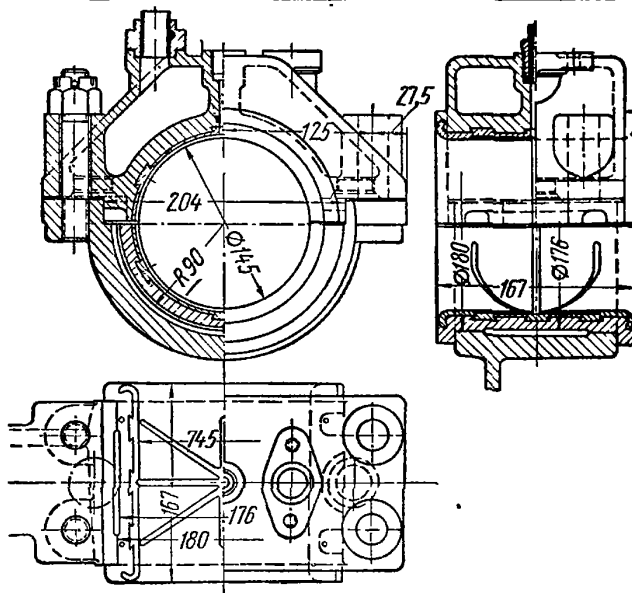
Во многих случаях при сплошных шейках оказывается, что отверстия в канале для подвода масла по условиям их сверления нельзя вывести в ненагруженные области шеек. В этом случае А. К. Дьячков рекомендует применять на цапфах дуговые канавки, начинающиеся от просверленных в них отверстий и оканчивающиеся вне зоны несущего масляного слоя. При



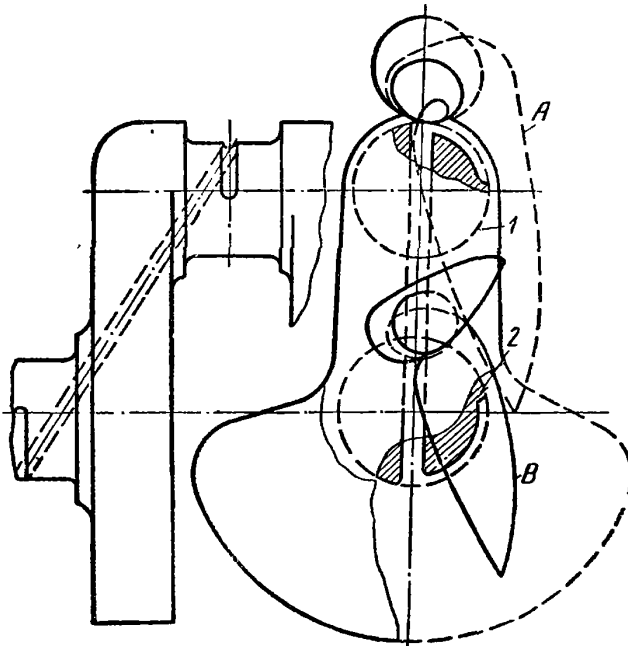
Фиг. 292. Кривошипные головки шатунов стационарных двигателей.



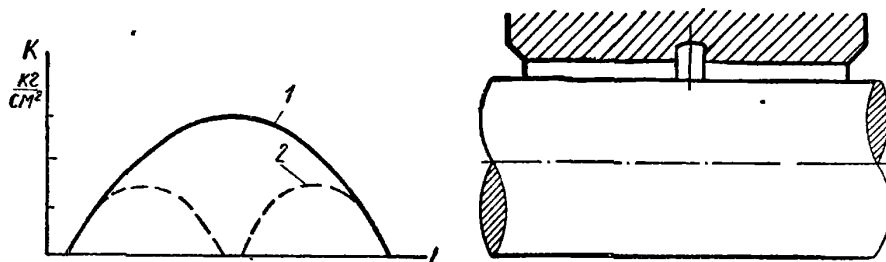
Фиг. 293. Коренной подшипник двигателя  
 $24 \frac{22}{34}$ ;  $n_e = 375$  об/мин.



Фиг. 294. Коренной подшипник двигателя  
6Д  $\frac{28,5}{34}$ ,  $n_e = 400$  об/мин.



Фиг. 295. Расположение дуговых канавок  
на шатунной и первой коренной шейках:  
1 — шатунная шейка; 2 — первая коренная шейка.

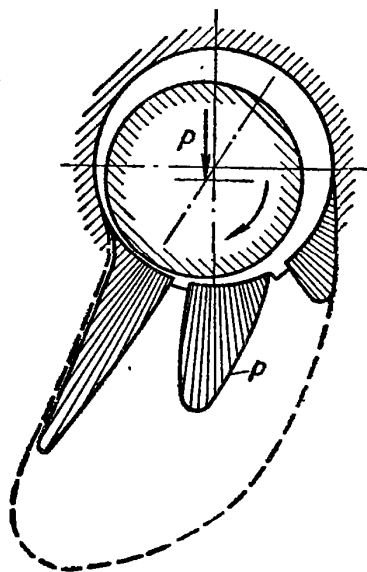


Фиг. 296. Влияние круговой канавки на несущую способность  
масляного слоя:

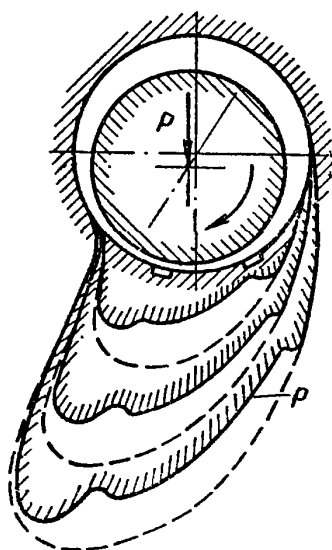
1 — без канавки; 2 — с круговой канавкой.

наличии круговых канавок в подшипнике нет необходимости ослаблять цапфы дуговыми канавками.

Через круговые маслораспределительные канавки масло перетекает из нагруженной зоны подшипника в ненагруженную, понижая несущую способность масляного слоя. Круговая канавка при достаточной ее ширине для протекания по ней масла делит подшипник на два подшипника уменьшенной длины, в которых отношение диаметра к половине длины подшипника может значительно отклоняться от его оптимального значения. Вследствие этого уменьшается возможная грузоподъемность подшипника,



Фиг. 297. Влияние сквозных продольных канавок на распределение давления в масляном слое.



Фиг. 298. Влияние несквозных продольных канавок на распределение давления в масляном слое.

как это схематически показано на фиг. 296, где по оси абсцисс отложена длина  $l$  цапфы подшипника, а по оси ординат — удельное давление  $k$  на единицу ее проекции.

Круговые канавки целесообразно применять в том случае, когда расстояние между осями цилиндров настолько велико, что можно увеличить длину подшипника до величины примерно в 2 раза больше той, которая соответствует оптимальному значению  $\frac{d}{l}$ . В этом случае, разделяя круговой канавкой подшипник на два, можно для каждого из них осуществить наивы-

годнейшее отношение  $\frac{d}{l}$ . Если же расстояние между осями цилиндров недостаточно для развития длины подшипника, то выгоднее применять дуговые канавки на цапфах, как это показано на фиг. 295.

Распределение масла по длине подшипника достигается долевыми и спиральными канавками. Устройство маслораспределительных канавок изображено на фиг. 288—294. На фигурах 297—298 показано влияние сквозных и несквозных долевого канавок в подшипнике на развитие и распределение давлений в подшипнике. Из диаграммы, показанной на фиг. 297, видно, что гидродинамическое давление масляного слоя резко уменьшается в местах расположения сквозных продольных канавок вследствие утечки через них масла.

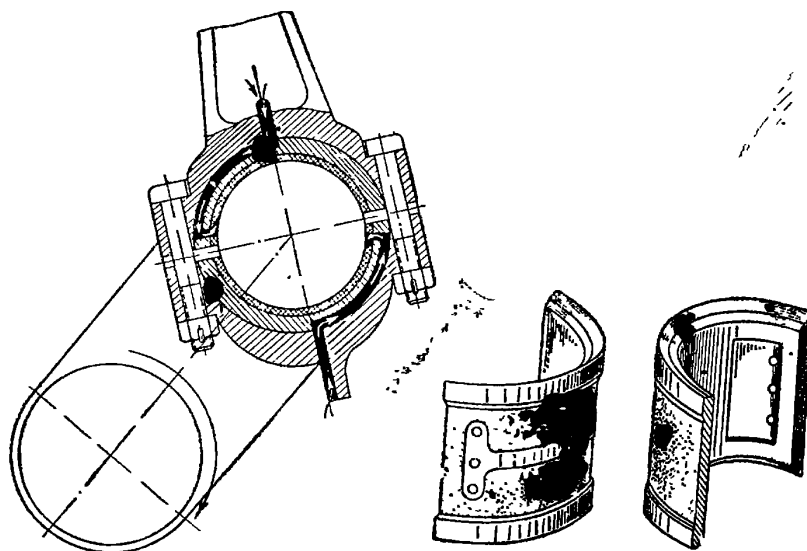
В случае продольных канавок, не доходящих до торца подшипника, гидродинамическое давление в местах их расположения падает не так резко, как при сквозных канавках.

На фиг. 298 изображены эпюры давлений  $p$ , экспериментально полученные при трех разных нагрузках  $P$  на подшипник. На этих эпюрах показано влияние несквозных долевого канавок на несущую способность масляного слоя.

На основании фиг. 297 и 298 нетрудно прийти к заключению, что долевыми и спиральными канавками целесообразно делать только в ненагруженной или менее нагруженной части подшипника, а в последнем случае эти канавки не следует доводить до торцов подшипника.



При односторонней нагрузке на подшипник (как, например, в двухтактном двигателе при малой инерционной нагрузке) сквозные долевые канавки в ненагруженной зоне подшипника способствуют охлаждению его маслом. Однако при этом необходимо увеличивать производительность масляного насоса. При подводе масла к шатунному подшипнику при помощи черпачка целесообразно маслораспределительные канавки располагать так, чтобы при любом изменении направления нагрузки один из маслоподводящих каналов был не закрыт и чтобы через него продолжало поступать масло в подшипник (фиг. 299).



Фиг. 299. Расположение дуговых маслораспределительных канавок в подшипнике двигателя СТЗ-ХТЗ.

Перекосы шейки в подшипнике, вызванные ее изгибом или другими причинами, и форма щели между цапфой и подшипником оказывают влияние на распределение давлений в масляном слое.

В случае недостаточного заполнения зазора маслом грузоподъемность масляного слоя уменьшается. Поэтому необходимо каналы, проводящие масло, а также дуговые канавки или лыски выполнять с таким расчетом, чтобы количество масла, поступающего через них в подшипник, не было меньше количества масла, вытекающего через торцевые зазоры и другие каналы.

## § 2. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

### Основы расчета

Гипотеза о жидкостном трении твердых, обильно смазанных тел теоретически разработана в 1882 г. русским ученым — профессором Петербургского технологического института Н. П. Петровым.

Составляющие по координатным осям удельной силы жидкостного трения можно выразить следующими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xy} = \tau_{yx} &= \eta \frac{\partial u}{\partial y}; \\ \tau_{xz} = \tau_{zx} &= 0; \\ \tau_{yz} = \tau_{zy} &= \eta \frac{\partial w}{\partial y}, \end{aligned} \right\} \quad (260)$$

где  $x$ ,  $y$  и  $z$  — координаты элемента жидкости, движущейся в прямоугольной системе координат;

$u$  и  $w$  — проекции скорости его перемещения в этих координатах;

$\eta$  — абсолютная вязкость масла.

Полагая масло несжимаемым и пренебрегая изменением его вязкости, а также силами тяжести и силами инерции, нетрудно установить следующие выражения градиентов давлений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}; \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= \eta \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}. \end{aligned} \right\} \quad (261)$$

В этом случае по уравнению неразрывности

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (262)$$

где  $v$  — проекция скорости перемещения элемента жидкости.

Из уравнений (261) видно, что гидродинамическое давление при условии, положенном в основу вывода этих уравнений, не зависит от ординаты  $y$ . Поэтому интегралы первого и третьего уравнений (261) после подстановки в них произвольных постоянных, найденных из граничных условий, можно выразить следующими уравнениями:

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - hy) - \frac{u_0 - u_1}{h} y + u_0; \quad (263)$$

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} (y^2 - hy), \quad (264)$$

где  $h$  — зазор между цапфой и подшипником в данном сечении;

$u_0$  — окружная скорость вращения цапфы;

$u_1$  — окружная скорость вращения подшипника.

Из уравнения (262)

$$\frac{\partial v}{\partial y} = - \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} \right). \quad (265)$$

После подстановки производных из выражений (263) и (264) в уравнение (265) и после интегрирования в пределах изменения величины  $y$  от 0 до  $h$ , получают следующее уравнение:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta \left[ (u_0 - u_1) \frac{\partial h}{\partial x} + 2v \right]. \quad (266)$$

По уравнению (266) определяют распределение давления в пространственном слое при любой кривизне трущихся поверхностей, поэтому оно применимо как для расчета упорных подшипников с плоскими трущимися поверхностями, так и для опорных цилиндрических подшипников скольжения.

### Гидродинамическое давление в несущем масляном слое цилиндрического подшипника

Опыты с подшипниками скольжения показывают, что при вращении нагруженной цапфы она располагается в подшипнике эксцентрично, как это схематически показано на фиг. 300.

Высоту зазора в любом его сечении, координированном углом  $\varphi$  к линии центров, можно выразить следующим уравнением:

$$h = R - r \cos \gamma - e \cos (180 - \varphi), \quad (267)$$

где  $R$  — радиус подшипника;

$r$  — радиус цапфы;

$e$  — смещение оси вала от оси подшипника;

Так как  $\cos \gamma = 1$ , то зазор между цапфой и подшипником

$$h = r \psi (1 + \chi \cos \varphi). \quad (268)$$

где  $\chi = \frac{e}{\delta}$  — относительное смещение;

$\psi = \frac{\Delta}{d}$  — относительный зазор;

$\delta$  — радиальный зазор между цапфой и подшипником;

$\Delta$  — диаметральный зазор

Следовательно, зазор в том сечении, в котором давление достигает максимума, равен

$$h_0 = r \psi (1 + \chi \cos \varphi_0). \quad (269)$$

где  $\varphi_0$  — угол наклона радиальной плоскости, проведенной через сечение зазора, в котором гидродинамическое давление достигает максимального его значения.

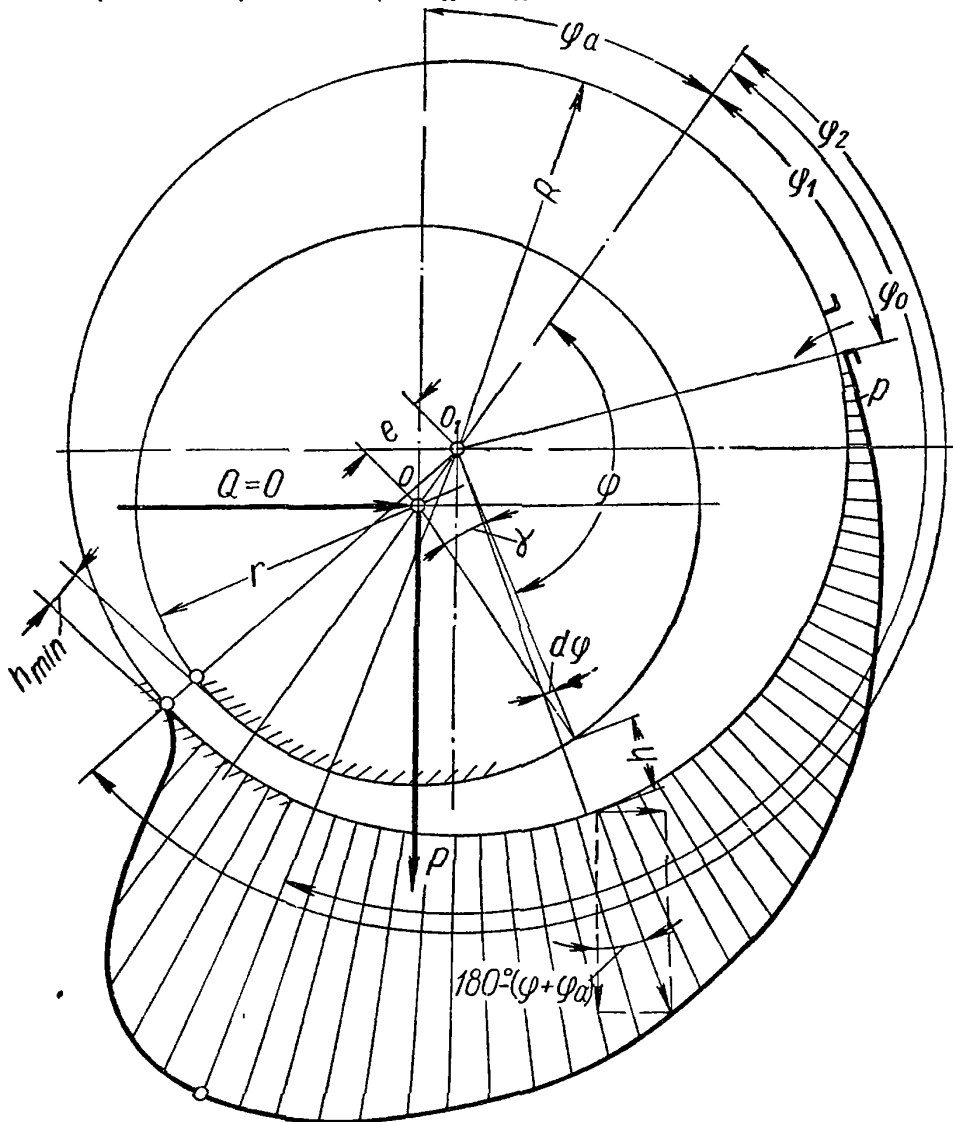
Для опорного подшипника

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\partial h}{r \partial \varphi} = \chi \psi \sin \varphi. \quad (270)$$

Чтобы установить закономерность изменения градиента давления  $\frac{dp}{dx}$  по оси ХХ, т. е. по направлению окружной скорости цапфы, предположим, что градиент  $\frac{dp}{dz} = 0$ .

При этом допущении уравнение (266) после подстановки в него выражений (268) и (269) и при  $v = 0$ ;  $u_1 = 0$ ;  $x = r\varphi$  после интегрирования и определения произвольного постоянного принимает вид

$$\frac{dp}{d\varphi} = 6\eta u_0 \frac{1}{r\psi^2} \frac{(1 + \chi \cos \varphi) - (1 + \chi \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} = 6\eta u_0 r \frac{h - h_0}{h^3}, \quad (271)$$



Фиг. 300. Положение цапфы в подшипнике

откуда

$$\partial p = 6\eta u_0 \frac{1}{r\psi^2} \left[ \frac{\partial \varphi}{(1 + \chi \cos \varphi)^2} - \frac{(1 + \chi \cos \varphi_0) \partial \varphi}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} \right], \quad (272)$$

Гидродинамическое давление в любом сечении масляного слоя

$$p = \int_{\varphi_1}^{\varphi} \partial p = 6\eta u_0 \frac{1}{r\psi^2} J_{\varphi\chi}, \quad (273)$$

где  $\varphi_1$  — угол наклона радиальной плоскости, проведенной через начало несущего слоя, к линии смещения центров цапфы и подшипника.

$$J_{\varphi\chi} = \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\partial \varphi}{(1 + \chi \cos \varphi)^2} - (1 + \chi \cos \varphi_0) \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\partial \varphi}{(1 + \chi \cos \varphi)^3}.$$

Для цилиндрических подшипников угол  $\varphi_1$ , по опытам разных авторов, получается близким к  $\frac{\pi}{3}$ . Зная угол  $\varphi_1$ , можно для любого эксцентриситета  $\chi$ , полагая  $\cos \varphi_0 \approx -1$ , построить кривую  $J_{\varphi\chi} = f(\varphi)$ , точками пересечения которой с осью абсцисс определяются границы несущего масляного слоя, а по положению максимума этой кривой находится угол  $\varphi_0$ . Построением кривых  $J_{\varphi\chi} = f(\varphi)$  при  $\varphi_1 = \frac{\pi}{3}$  и разных значениях переменного угла  $\varphi$  устанавливают не только границы и длину несущей дуги, но и величину угла  $\varphi_0$  в зависимости от величины эксцентриситета  $\chi$ . При этом оказывается, что для закрытых цилиндрических подшипников при  $\varphi_1 = \frac{\pi}{3}$  можно принимать угол наклона  $\varphi_2$  радиальной плоскости, проведенной через конец несущего слоя к линии смещения центров цапфы и подшипника, равным  $\varphi_2 = \pi$ , и  $\cos \varphi_0 = -1$ , что подтверждается экспериментальными наблюдениями.

Гидродинамическое уравнение в любой точке несущего масляного слоя цилиндрического подшипника при  $\frac{\partial p}{\partial z} \neq 0$  выражается следующей формулой:

$$p = 6\eta u_0 \frac{C}{r\varphi^2} J_{\varphi\chi} \left[ 1 - \left( \frac{2z}{l} \right)^m \right], \quad (274)$$

где  $C$  — коэффициент, которым учитывается понижение давления вследствие вытекания масла через торцевые зазоры подшипника;

$l$  — длина цапфы;

$z$  — расстояние от середины цапфы до любого ее поперечного сечения;

$m$  — экспериментальная величина, которую с достаточной точностью можно принимать равной 2.

Величину  $m$  определяют по экспериментальным кривым  $p = f(z)$ , полученным при допускаемых зазорах между цапфой и подшипником, при формах цапфы и отверстия подшипника, незначительно отличающихся от идеального цилиндра.

Подставляя в уравнение (266) частные производные  $\frac{\partial p}{\partial x}$  и  $\frac{\partial p}{\partial z}$ , полученные из выражения (274), и применяя вариационный метод, можно определить коэффициент  $C$ , которым в уравнении (274) учитывается влияние истечения масла через торцы подшипника на величину гидродинамического давления в любой точке масляного слоя. В результате этих преобразований получим

$$C = \frac{1}{\frac{4}{5} \left( 1 + a \frac{d^2}{l^2} \right)}, \quad (275)$$

где

$$a = 0,12 + 2,31 (1 - \chi).$$

### Определение угла наклона линии центров цапфы и подшипника к направлению внешней нагрузки

На основании данных фиг. 300 напишем выражение равнодействующей проекции элементарных сил гидродинамического давления по формуле (274) на направление, перпендикулярное к внешней нагрузке. Так как в подшипнике нет внешней силы, направленной перпендикулярно нагрузке  $P$ , то эта равнодействующая уравновешивает нулевую силу и, следовательно, равна нулю. Из этих условий определяется неизвестный угол  $\varphi_a$  наклона линии центров цапфы и подшипника к направлению внешней нагрузки. Для любых значений эксцентриситета угол  $\varphi_a$  с достаточной точностью может быть определен из соотношения

$$\cos \varphi_a \approx \chi. \quad (276)$$

### Грузоподъемность подшипника

Равнодействующая проекций элементарных сил гидродинамического давления на направление внешней нагрузки  $P$  (фиг. 300) выражается уравнением

$$P = l \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p [-\cos(\varphi_a + \varphi)] r d\varphi. \quad (277)$$

После подстановки в уравнение (277) выражения (274) и интегрирования

$$P = \frac{\eta u_0 l}{\psi^2} \Phi = \frac{r \omega}{\psi^2} r l \Phi, \quad (278)$$

где  $\Phi = f\left(\chi \text{ и } \frac{d}{l}\right)$  — безразмерная величина, которую принято называть коэффициентом грузоподъемности или нагруженности подшипника (фиг. 301 и 302);

$r$  и  $l$  — размеры цапфы в м.

Из уравнения (278)

$$\Phi = \frac{P \psi^2}{\eta u_0 l} = \frac{2k}{\eta \omega} \psi^2 = \frac{2\psi^2}{\lambda_\omega} \quad (279)$$

где  $k = \frac{P}{dl}$  — удельное давление на 1 м<sup>2</sup> проекции цапфы в кг/м<sup>2</sup>;

$\eta$  — абсолютная вязкость масла в кг·сек/м<sup>2</sup> при средней температуре масляного слоя для установившегося баланса тепла подшипника при данном режиме работы двигателя;

$\lambda_\omega = \frac{\eta \omega}{k}$  — безразмерная величина, которую называют характеристикой режима подшипника.

При построении диаграммы режимов работы подшипника удобно пользоваться величиной

$$\lambda_n = \frac{\eta n}{k}, \quad (280)$$

где  $\eta$  — абсолютная вязкость масла в сантипуазах;

$k$  — удельное давление на единицу проекции цапфы в кг/см<sup>2</sup>;

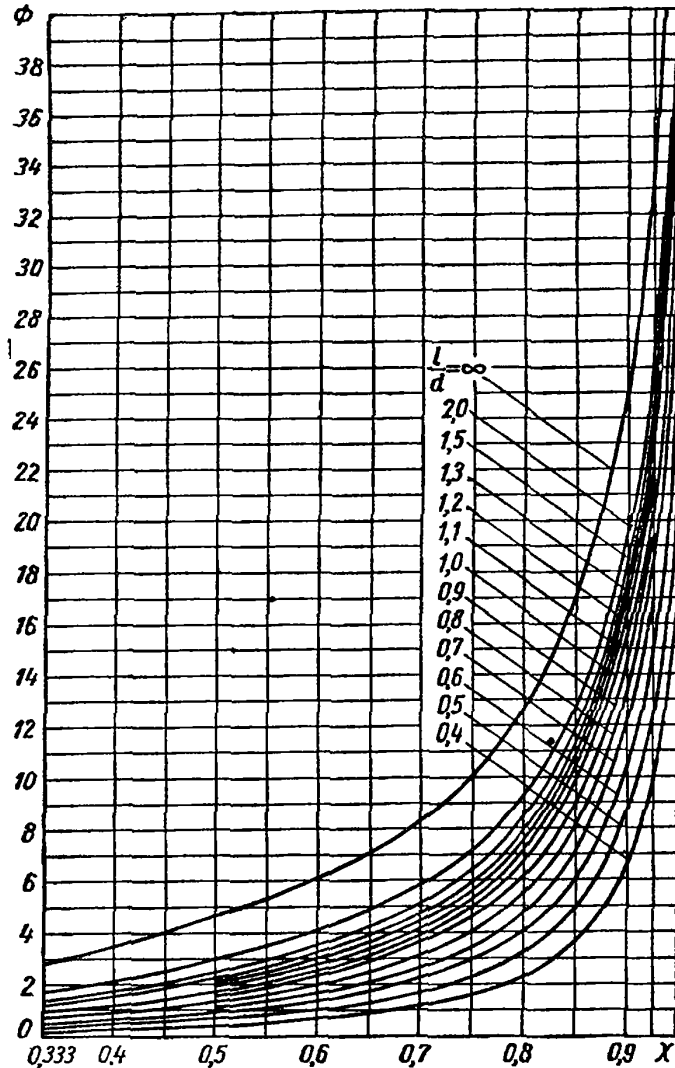
$n$  — число оборотов вала в минуту.

После вычисления получим

$$\lambda_n = 9368 \cdot 10^5 \lambda_\omega \frac{\text{сантипуаз. об/мин}}{\text{кг/см}^2}.$$

Оптимальное значение отношения диаметра цапфы к ее длине при отсутствии средней круговой канавки, по опытным данным, колеблется в пределах  $\frac{d}{l} = 1,4 \div 1,8$  в зависимости от величины зазора, свойств смазочного масла и других факторов.

Значение грузоподъемности подшипника при данной его нагрузке и числе оборотов вала для установившегося его теплового равновесия под-



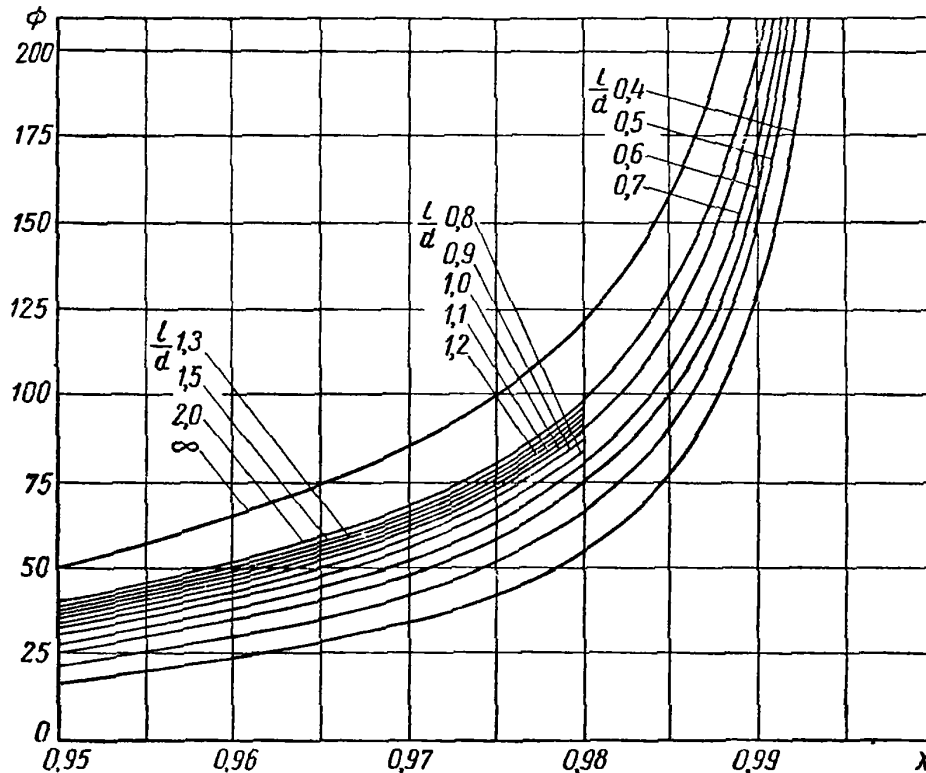
Фиг. 301. Коэффициент грузоподъемности для  $\chi = 0,33 \div 0,95$ .

считывают по формуле (279). По величине  $\Phi$ , полученной при этом расчете, определяют относительный эксцентриситет  $\chi$  положения цапфы в подшипнике, пользуясь графиками на фиг. 301 и 302.

После определения эксцентриситета  $\chi$  подсчитывают минимальный зазор между цапфой и подшипником:

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi), \quad (281)$$

где  $\delta$  — радиальный зазор между цапфой и подшипником при данном виде посадки и классе точности.



Фиг. 302. Коэффициент грузоподъемности для  $\chi > 0,95$ .

По условию обеспечения жидкостного трения в двигателе любых размеров величина  $h_{\min}$  должна быть не больше линейной величины шероховатости, наиболее вероятной после обкатки двигателя и равной  $\delta_{ш} = 0,005 \div 0,007$  мм.

Порядок расчета грузоподъемности цапфы приведен ниже в примерном расчете.

#### Примерный расчет грузоподъемности подшипника

Необходимо рассчитать грузоподъемность шатунного подшипника стационарного четырехтактного двигателя при следующих его данных:

Диаметр цилиндра $D$ в мм . . . . .	240
Ход поршня $S$ в мм . . . . .	360
Степень сжатия $\epsilon$ . . . . .	14,4
Площадь поршня $F_{\Pi}$ в см <sup>2</sup> . . . . .	452,16
Масса возвратно движущихся частей, отнесенная к единице площади поршня, $m$ в $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м} \cdot \text{см}^2}$ . . . . .	0,01342
Масса части шатуна, редуцированная на ось шатунной шейки, $m_2$ в $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м} \cdot \text{см}^2}$ . . . . .	0,00777

Номинальное число оборотов вала двигателя $n_e$ в минуту . . . . .	500
Давление конца сжатия $p_c$ в $кг/см^2$ . . . . .	37,8
Степень предварительного расширения $p$ . . . . .	1,74
Диаметр шатунной шейки $d$ в $см$ . . . . .	14,5
Длина шатунной шейки $l$ в $см$ (без галтелей) . . . . .	10,6
Площадь проекции цапфы $dl$ в $см^2$ . . . . .	154
Температура масла при входе в подшипник $t_{вх}$ в $°C$ . . . . .	60
Повышение температуры нагрева масла в подшипнике при номинальном режиме работы двигателя должно быть не более ( $\Delta t = t_{вых} - t_{вх}$ ) в $°C$ . . . . .	30

По этим данным в результате динамического расчета и построения векторной диаграммы давлений на цапфу кривошипа определяют среднее на нее давление, отнесенное к  $1 см^2$  площади поршня:

$$p_{cp} = 10,3 \text{ кг/см}^2.$$

Средняя нагрузка на цапфу

$$P = p_{cp} \cdot F_{II} = 10,3 \cdot 452,16 = 4666 \text{ кг.}$$

Среднее удельное давление на  $1 см^2$  проекции цапфы

$$k = \frac{P}{dl} = \frac{4666}{154} = 30,6 \text{ кг/см}^2.$$

Диаметральный зазор между цапфой и подшипником при ходовой посадке

$$\Delta = 0,007 \sqrt{d} = 0,007 \sqrt{145} = 0,0845 \text{ мм.}$$

Радиальный зазор

$$\delta = \frac{\Delta}{2} = 0,04225 \text{ мм.}$$

Относительный зазор

$$\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,0845}{145} = 0,00058,$$

$$\psi^2 = 0,335 \cdot 10^{-6}.$$

При этом зазоре между цапфой и подшипником летом требуется вязкость масла при  $50° C$

$$\nu_{50} = 90 + 120 \text{ сст.},$$

а при  $100° C$

$$\nu_{100} = 10 \text{ сст.}$$

Этому требованию по вязкости удовлетворяет масло МС-20, а также 1КЗ-6 и АКЗ-10 (ГОСТ 1862-51).

Средняя температура несущего масляного слоя в соответствии с требованиями, предъявляемыми к подшипнику данного двигателя при номинальном режиме его работы, принята

$$t_{cp} = t_{вх} + \frac{\Delta t}{2} = 60 + 15 = 75° C.$$

Температура  $75° C$  по кривой для автола 18 соответствует абсолютная вязкость  $\eta_{75} = 0,00366 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 = 36,6 \text{ с-пуаз.}$

Угловая скорость вращения вала при  $n = 500$  об/мин равна

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 52,3 \text{ рад/сек.}$$

Безразмерная характеристика режима работы подшипника

$$\lambda_{\omega} = \frac{\eta \omega}{k} = \frac{0,0037 \cdot 52,3}{306000} = 0,633 \cdot 10^{-6}.$$

$$\lambda_n = 9368 \cdot 10^{55} \lambda_{\omega} = 595 \frac{\text{с-пуаз. об/мин}}{\text{кг/см}^2}.$$

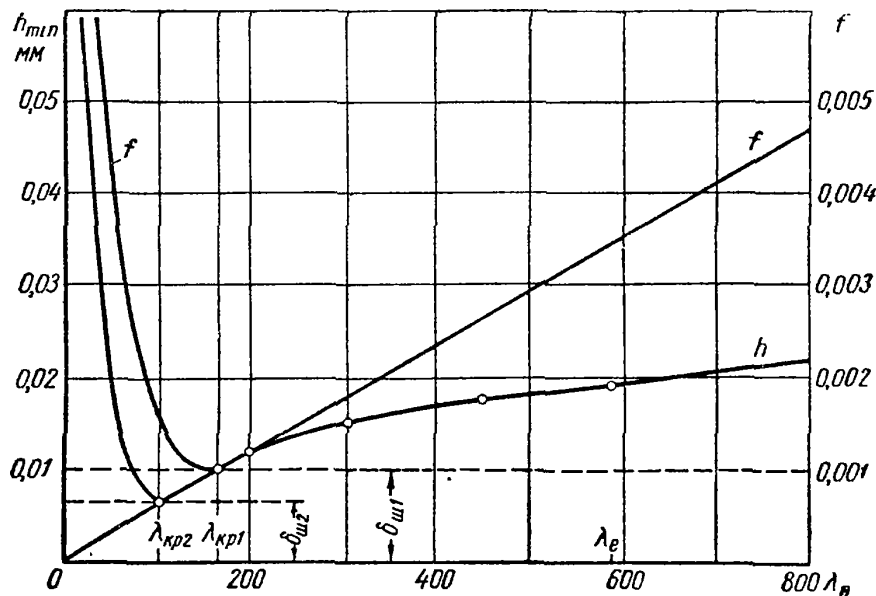
Коэффициент грузоподъемности подшипника

$$\Phi = \frac{P\psi^2}{\eta u_0 l} = \frac{2\psi^2}{\lambda_\omega} = \frac{0,67 \cdot 10^{-6}}{0,633 \cdot 10^{-6}} = 1,056.$$

Отношение длины цапфы к ее диаметру

$$\frac{l}{d} = \frac{10,6}{14,5} = 0,734.$$

Этим числовым значениям  $\Phi$  и  $\frac{l}{d}$  и диаграмме на фиг. 301 соответствует эксцентриситет  $\chi = 0,53$ .



Фиг. 303. Характеристика режима работы подшипника скольжения.

По формуле (281) минимальная толщина несущего масляного слоя между цапфой и подшипником

$$h_{\min} = \delta (1 - \chi) = 0,04225 (1 - 0,5) = 0,0199 \text{ мм.}$$

При этом значении  $h_{\min}$  вероятная величина шероховатости цапфы и подшипника после обкатки данного двигателя не должна превышать

$$\delta_{ш1} = 0,01 \text{ мм.}$$

Диаграмма режимов работы шатунного подшипника этого двигателя показана на фиг. 303. Данные для построения диаграммы подсчитаны для значений  $\lambda_n$ , по которым определены безразмерные характеристики режима

$$\lambda_\omega = \frac{\lambda_n}{9368 \cdot 10^5}.$$

Для каждого из найденных значений  $\lambda_\omega$  подсчитывают коэффициент грузоподъемности.

По величине этого коэффициента по диаграммам на фиг. 301 и 302 находят эксцентриситет  $\chi$  и подсчитывают подъем цапфы в подшипнике:

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi).$$

Значения  $h_{\min}$  откладывают по ординатам диаграммы (фиг. 303) против соответствующих значений  $\lambda_n$  по оси абсцисс.

Коэффициент гидродинамического трения, согласно формуле (260),

$$f = \frac{\tau_{yx} F}{kdl} = \frac{\eta F u_0}{kdl\delta} = \frac{\pi \eta \omega}{k\psi} = \frac{\pi}{\psi \lambda_\omega},$$

где  $F$  — трущаяся поверхность цапфы.



При построении диаграммы масштаб подбирают так, чтобы начальная точка прямой  $f = F(\lambda_n)$  совпадала с началом координат диаграммы  $h_{\min} \lambda_n$  и представляла собой касательную к кривой  $h_{\min} = F(\lambda_n)$ .

Пунктирные прямые на фиг. 303 проведены параллельно оси абсцисс на расстоянии  $\delta_{ш1} = 0,01$  мм и  $\delta_{ш2} = 0,007$  мм от этой оси. Точками пересечения прямых  $\delta_{ш1}$  и  $\delta_{ш2}$  с кривой  $h_{\min} = F(\lambda_n)$  определяются характеристики критических режимов  $\lambda_{кр1}$  и  $\lambda_{кр2}$ .  
Для данного подшипника при  $\delta_{ш1} = 0,01$  мм

$$\lambda_{кр} = 180 \frac{\text{с-пуаз. об/мин}}{\text{кг/см}^2}.$$

Запас надежности подшипника (см. фиг. 303) по характеристике режима равен

$$\frac{\lambda_e}{\lambda_{кр}} = \frac{595}{180} = 3,3,$$

где  $\lambda_{кр}$  — характеристика работы подшипника при критическом режиме;  
 $\lambda_e$  — характеристика режима при номинальном числе оборотов вала двигателя;  
по толщине слоя масла

$$\frac{h_{\min}}{\delta_{ш1}} = \frac{0,0199}{0,01} = 1,99.$$

Для обеспечения запаса надежности подшипника по характеристике режима, равного 3,3, получающегося при заданной средней температуре масла, надо так рассчитать охлаждение масла и производительность масляного насоса, чтобы при номинальном режиме работы двигателя устанавливался тот тепловой режим, который положен в основу определения характеристики работы подшипника,

### § 3. ИСТЕЧЕНИЕ МАСЛА ИЗ ПОДШИПНИКА

Количество масла, вытекающего из нагруженной зоны масляного слоя через два торцевых зазора подшипника,

$$q_1 = 2 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^h \omega dy r d\varphi. \quad (282)$$

После подстановки выражения (264) и интегрирования

$$q_1 = \Phi_1 \psi u_0 l d \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (283)$$

где  $d$  и  $l$  — размеры подшипника в м;  
 $u_0$  — окружная скорость цапфы в м/сек;  
 $\Phi_1$  — безразмерная величина, приведенная на фиг. 304.

$$\Phi_1 = \frac{c}{2} \cdot \frac{d^2}{l^2} f(\chi) = \frac{q_1}{\psi u_0 l d}.$$

Истечение масла из ненагруженной зоны через торцевые зазоры подшипника представляет собой ламинарное движение вязкой жидкости через узкую щель длиной

$$L = \frac{l}{2},$$

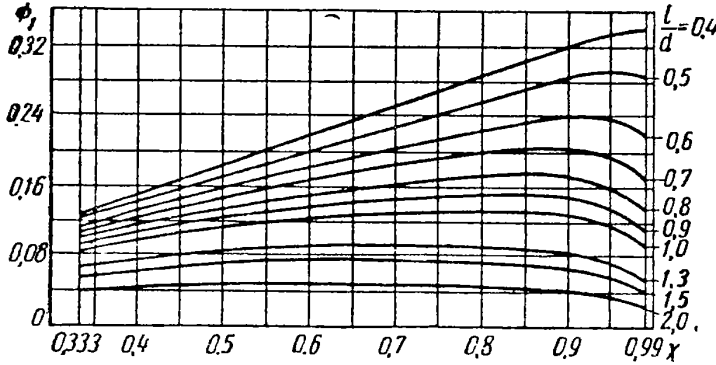
где  $l$  — длина подшипника без круговой канавки.

При наличии круговой канавки длину  $l$  измеряют от канавки до торца.

В соответствии с формулой (264) в ненагруженной зоне масляного слоя средняя скорость движения струйки, расположенной на расстоянии  $y$  от средней линии зазора, равна

$$\omega_{zy} = \frac{2}{l} \int_0^{\frac{l}{2}} \omega dz = \frac{2}{l} \int_0^{\frac{l}{2}} \frac{1}{2\eta_n} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} (y^2 - hy) dz = \frac{1}{l\eta_n} \int_0^{p_n} (y^2 - hy) dp = \frac{p_n}{l\eta_n} (y^2 - hy), \quad (284)$$

где  $\eta_n$  — абсолютная вязкость масла при его средней температуре в ненагруженной зоне в  $кг \cdot сек/м^2$ ;  
 $h$  — переменная высота зазора в  $м$ ;  
 $p_n$  — избыточное давление масла в ненагруженной зоне в  $кг/м^2$ .



Фиг. 304. Коэффициент расхода масла из нагруженной зоны подшипника.

Количество масла, вытекающего из ненагруженной зоны через два торцевых зазора подшипника,

$$q_2 = 2 \int_{\varphi_2}^{2\pi + \varphi_1} \int_0^h \omega_{zy} dy r d\varphi.$$

После подстановки выражений (268) и (284) и интегрирования

$$q_2 = \frac{p_n}{48 \cdot \eta_n} \cdot \frac{d}{l} \Delta^3 i_\chi \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (285)$$

где  $i_\chi$  — безразмерная величина, значение которой при  $\varphi_1 = \frac{\pi}{3}$  и  $\varphi_2 = \pi$  дано на фиг. 305 и равно

$$i_\chi = \frac{4}{3\pi} (1 + 0,618\chi + 1,775\chi^2 + 0,155\chi^3) = f(\chi).$$

Расход масла из ненагруженной зоны шатунного подшипника через канал смазки поршневого пальца под давлением  $p_n$

$$q_{2n} = \frac{p_n}{48\eta_n} \cdot \frac{d_n}{l_n} \Delta_n^3 i_{\chi n} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (286)$$

где

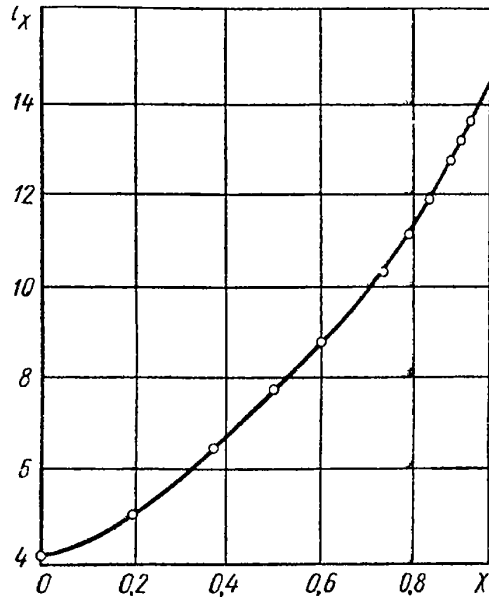
$$i_{\chi n} = 2\pi + 3\pi\chi;$$

$d_n$ ,  $l_n$  и  $\Delta_n$  — диаметр, длина и диаметральный зазор поршневого пальца в  $м$ .

Расход масла, отводимого из ненагруженной части подшипника через калиброванные отверстия, через каналы отвода масла и сквозные долевые канавки, равен

$$q_3 = \frac{\pi p_n \rho^4}{8\eta_n L_c} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (287)$$

где  $\rho$  — радиус отверстия или приведенный радиус сквозной канавки в  $м$ ;  
 $L_c$  — длина канала или половина длины сквозной долевой канавки в  $м$ .



Фиг. 305. Коэффициент расхода масла из ненагруженной зоны подшипника.

## § 4. СИЛА ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

Подставляя в первое уравнение группы (261) производную от выражения (263) при  $y=h$ ,  $u_1=0$  и  $u_0=r\omega$ , будем иметь

$$\tau = \frac{\eta r \omega}{h} - \frac{h}{2r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi}, \quad (288)$$

Для ненагруженной зоны

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0 \quad \text{и} \quad \tau = \tau_n = \frac{\eta_n r \omega}{h}. \quad (289)$$

Суммарная сила жидкостного трения в ненагруженной и нагруженной зонах

$$T = r \int_{\varphi_1 - \frac{l}{2}}^{\varphi_2 + \frac{l}{2}} \tau d\varphi dz + r \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \tau_n d\varphi dz. \quad (290)$$

Подставляя в уравнение (290) выражения (268), (288), (289) и производную  $\frac{\partial p}{\partial \varphi}$ , полученную из уравнения (271), и интегрируя при  $\eta = \eta_n = \text{const}$ , будем иметь

$$T = \frac{\eta \omega}{\psi} dlx, \quad (291)$$

где  $x = \frac{1}{2} \beta \Phi = f(\chi)$  — безразмерная величина, значения которой даны на фигуре 306.

$d$  и  $l$  — диаметр и длина подшипника.

Коэффициент гидродинамического трения

$$f = \frac{T}{P}.$$

После подстановки выражений (278) и (291)

$$f = \psi \beta. \quad (292)$$

где  $\beta = \frac{2x}{\Phi}$  — безразмерный коэффициент (фиг. 307 и 308).

По Н. П. Петрову, коэффициент гидродинамического трения без учета влияния эксцентриситета равен

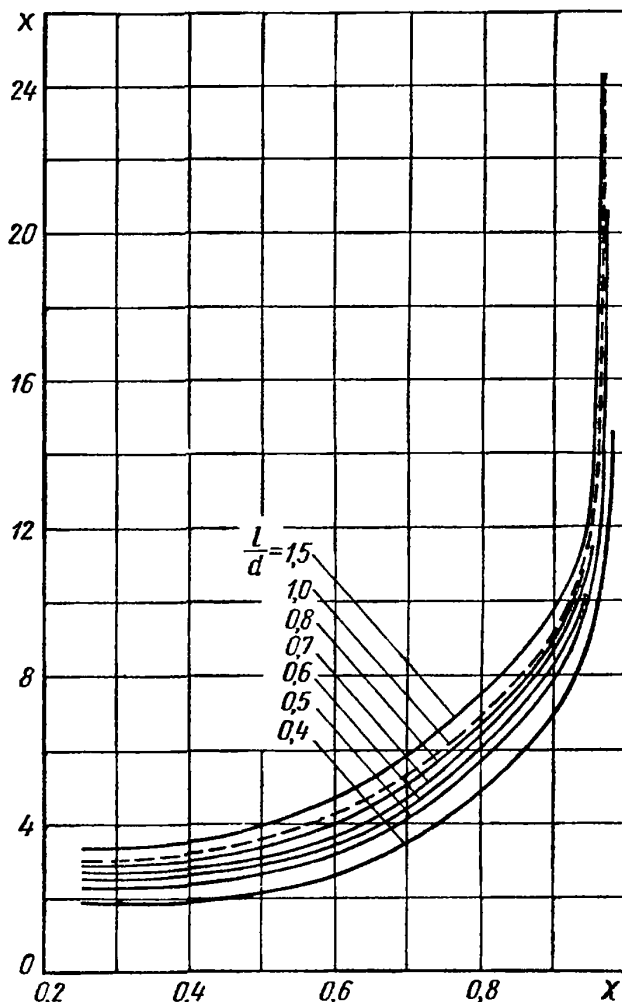
$$f = \frac{T}{kdl} = \frac{\pi \eta \omega}{k\psi} = \frac{\pi}{\psi} \lambda \omega. \quad (293)$$

По П. И. Орлову,

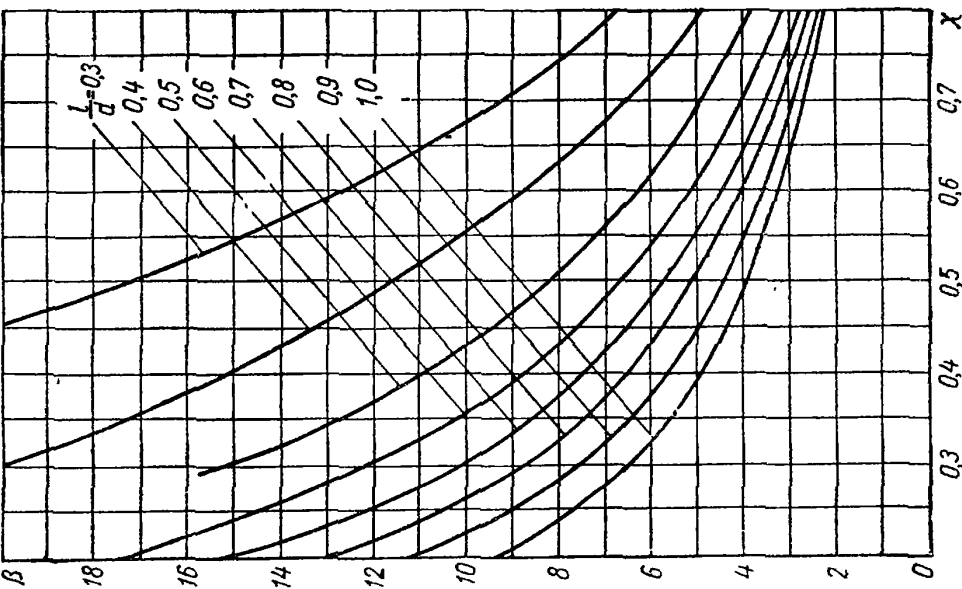
$$f = \frac{\pi \eta \omega}{k\psi} + 0,55 \psi \left( \frac{d}{l} \right)^{\frac{3}{2}}, \quad (294)$$

где  $\eta$  — абсолютная вязкость масла в  $\text{кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2$ ;

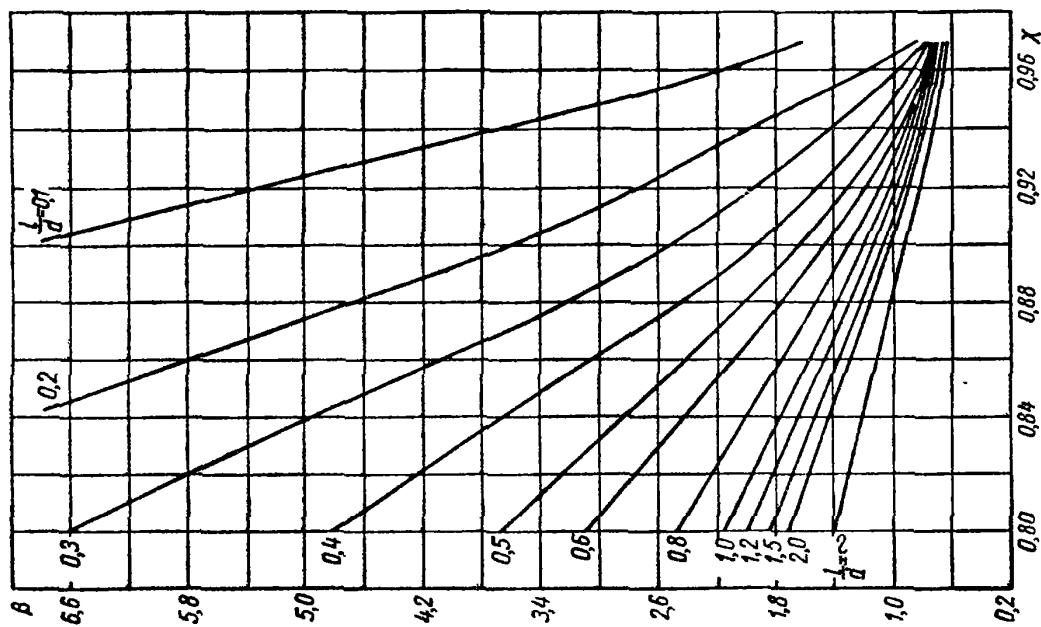
$k$  — удельное давление на единицу проекции цапфы в  $\text{кг} / \text{м}^2$ .



Фиг. 306. Коэффициент силы жидкостного трения.



Фиг. 307. Коэффициент жидкостного трения при относительном зазоре  $\psi = 1$  между цапфой и подшипником, равном единице (для малых и средних значений  $\chi$ ).



Фиг. 308. Коэффициент жидкостного трения при  $\psi = 1$  (для больших значений  $\chi$ ).

## § 5. БАЛАНС ТЕПЛА ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Работа трения цапфы в секунду

$$L_0 = Tu_0, \quad (295)$$

где  $T$  — сила трения в кг, равная

$$T = fP = fkdL = \frac{\eta\omega}{\psi} dlx;$$

$u_0$  — окружная скорость вращения цапфы в м/сек.

После подстановки выражения (291) уравнение (295) принимает вид

$$L_0 = 2 \frac{\eta u_0^2}{\psi} lx = \frac{\eta u_0^2}{\psi} \beta \Phi l. \quad (296)$$

Количество тепла, выделяющегося от трения цапфы в секунду,

$$Q_0 = \frac{L_0}{427} = \frac{2}{427} \cdot \frac{\eta u_0^2}{\psi} lx. \quad (297)$$

Тепло, отведенное от подшипника через его стенки,

$$Q_c = \frac{k_c}{3600} \pi dl (t - t_c) \text{ ккал/сек}, \quad (298)$$

где  $t_c$  — температура среды, окружающей подшипник, в °С;

$t$  — температура подшипника в °С;

$d$  и  $l$  — размеры подшипника в м;

$k_c$  — коэффициент теплопередачи соприкосновением и лучеиспусканием в ккал/м<sup>2</sup>·час °С, отнесенный к внутренней поверхности подшипника

$$F = \pi dl \text{ м}^2.$$

Для коренных подшипников тихоходных стационарных двигателей по опытным данным суммарный коэффициент теплопередачи

$$k_c = 17 \div 30 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С},$$

причем  $k_c$  увеличивается с увеличением скорости поршня вследствие увеличения интенсивности движения воздуха около подшипника.

Для шатунных подшипников тех же двигателей при средней скорости поршня 5—8 м/сек

$$k_c = 200 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Для коренных подшипников с тонкостенными сталебаббитовыми вкладышами, по теоретическому подсчету по общеизвестным формулам теплопередачи, при номинальном режиме работы автомобильного двигателя суммарный коэффициент теплопередачи

$$k_c = 20 \div 30 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Количество тепла, унесенного маслом, вытекающим из нагруженной зоны подшипника через его торцевые зазоры в 1 сек., равно

$$Q_1 = q_1 \gamma c_p \Delta t, \quad (299)$$

где  $c_p$  — теплоемкость масла в ккал/кг °С;

$\Delta t$  — разность температуры масла на выходе из подшипника и на входе в него;

$q_1$  — количество масла, вытекающего из нагруженной зоны масляного слоя, в м<sup>3</sup>/сек;

$\gamma$  — удельный вес масла в кг/м<sup>3</sup> ( $\gamma \approx 900 \text{ кг/м}^3$ ).

Количество тепла, унесенного маслом, вытекающим из ненагруженной части подшипника через его торцевые зазоры в секунду

$$Q_2 = q_2 \gamma c_p \Delta t_2, \quad (300)$$

где  $\Delta t_2$  — нагрев масла в ненагруженном масляном слое;

$q_2$  — количество масла, вытекающего из ненагруженной зоны масляного слоя, в  $m^3/сек.$

По опытам величина  $\Delta t_2$  получается тем меньше величины  $\Delta t = t_{вых} - t_{вх}$ , чем больше вытекает масла из ненагруженной зоны подшипника, причем

$$\Delta t_2 = \xi \Delta t,$$

где

$$\xi \approx 0,4 \div 0,5 = f(q_2 \text{ и } q_3). \quad (301)$$

Количество тепла, унесенного маслом, вытекающим из ненагруженной зоны подшипника через канал для подвода масла, для смазки других деталей или через сквозные продольные маслораспределительные канавки

$$Q_3 = q_3 \gamma c_p \Delta t_2, \quad (302)$$

где  $q_3$  — количество масла, отводимого из ненагруженной зоны подшипника через калиброванное отверстие и другие каналы для отвода масла.

Количество тепла, унесенного маслом, вытекающим из шатунного подшипника через канал для смазки поршневого пальца,

$$Q_{2n} = q_{2n} \gamma c_p \Delta t_2. \quad (303)$$

Баланс тепла одного подшипника при установившемся режиме его работы

$$Q_0 = Q_c + Q_1 + Q_2 + Q_{2n} + Q_3 \quad (304)$$

или

$$Q_2 + Q_{2n} + Q_3 = Q_0 - Q_1 - Q_c.$$

После подстановки выражений (285), (286), (287) в уравнение (304) получим

$$p_n \left( \frac{\gamma \Delta^3}{48 \eta_n} \frac{d}{l} i_\chi c_p \Delta t \xi + \frac{\gamma}{48} \frac{\Delta_n^3}{l_n} d_n i_{\chi n} c_p \Delta t \xi + \frac{\pi \gamma}{8 \eta_n} \frac{\rho^4}{L_c} c_p \xi \Delta t \right) = Q_0 - Q_1 - Q_c.$$

Если ввести обозначение

$$a = \frac{\gamma}{8 \eta_n} \Delta^3 c_p \xi \Delta t \left( \frac{d}{6l} i_\chi + \frac{\Delta_n^3 d_n}{\Delta^3 6l_n} i_{\chi n} + \pi \frac{\rho^3}{\Delta^3} \frac{\rho}{L_n} \right), \quad (305)$$

то

$$p_n a = Q_0 - Q_1 - Q_c,$$

откуда избыточное давление масла в ненагруженной зоне цилиндрического подшипника

$$p_n = \frac{Q_0 - Q_1 - Q_c}{a} \text{ кг/м}^2. \quad (306)$$

Опытами установлено, что для нормальной работы подшипника желательно при номинальном числе оборотов вала двигателя иметь установившийся тепловой режим, соответствующий разности температур

$$\Delta t = t_{вых} - t_{вх} = 20 \div 30^\circ \text{C}.$$

Произведя динамический расчет двигателя при  $n = n_e$  об/мин, установив этим расчетом среднюю нагрузку подшипника и задавшись желаемой величиной  $\Delta t = 20 \div 30^\circ \text{C}$ , можно из уравнения (306) определить требуемое избыточное давление масла в ненагруженном масляном слое.

## ГЛАВА XIV

### СИСТЕМЫ ВПУСКА И ВЫПУСКА

Системы впуска и выпуска служат для подвода свежего заряда (воздуха и горючей смеси) к рабочим цилиндрам двигателя и для отвода отработавших газов из цилиндров. В двигателях с внешним смесеобразованием впускная система служит также органом смесеобразования, так как процесс испарения жидкого топлива и смешения паров топлива с воздухом или смешения горючего газа с воздухом не успевает завершиться в карбюраторе или газосмесителе.

Общим требованием, которое предъявляется к системам впуска и выпуска, является по возможности малое сопротивление этих систем для уменьшения насосных потерь и увеличения наполнения цилиндра.

Для уменьшения сопротивлений при высокой скорости газового потока очертания каналов делают плавными, без резких изменений направления потока и размеров сечения.

В двигателях с внешним смесеобразованием для равномерного распределения по цилиндрам горючей смеси и пленки жидкого топлива, движущейся по стенкам трубопровода, впускные трубопроводы выполняют симметричными относительно карбюратора или смесителя.

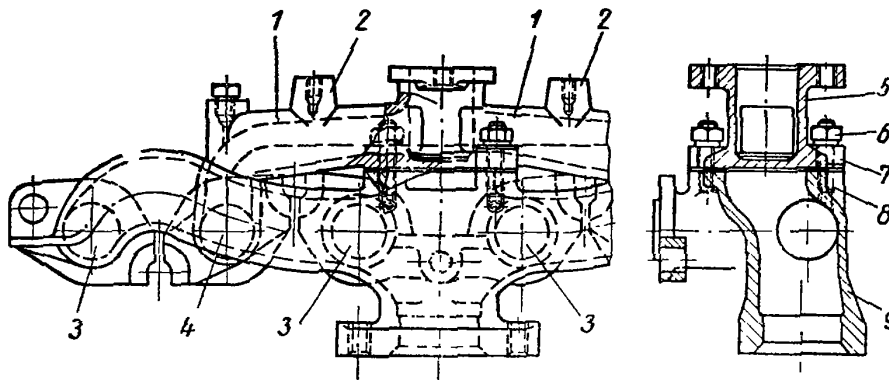
В карбюраторных двигателях для улучшения смесеобразования смесь во впускной системе подогревается отработавшими газами. Поэтому в карбюраторных двигателях впускная и выпускная системы часто объединены в одну деталь, имеющую каналы для прохода свежего заряда и отработавших газов. Соответственно и отверстия в головке или блоке цилиндров для впуска и выпуска выполняют с одной стороны.

В двигателях с воспламенением от сжатия и в газовых двигателях, в которых подогрев свежего заряда при работе двигателя не нужен и даже вреден, так как приводит к уменьшению наполнения, впускную и выпускную системы всегда выполняют раздельными. Подогрев всасываемого воздуха в автомобильных и тракторных двигателях с воспламенением от сжатия желателен только для облегчения пуска при низкой температуре окружающего воздуха. Для этого в подобных двигателях с системой пуска при помощи пускового двигателя внутреннего сгорания (см. гл. XVI) впускной ресивер имеет рубашку, через которую пропускаются отработавшие газы пускового двигателя.

Пример конструкции впускной и выпускной системы двигателя автомобиля «Москвич» показан на фиг. 309. Свежий заряд из карбюратора поступает во впускной ресивер 5 через верхний фланец, разделяется на два потока и по каналам 1 через отверстия 4 подводится к впускным каналам в блоке, в которых попарно расположены впускные клапаны двух соседних цилиндров двигателя. Отработавшие газы отводятся из четырех выпускных каналов блока в отверстия 3 выпускного коллектора 9 и затем через нижний фланец — в выпускную трубу. Впускной ресивер и выпускной коллектор скреплены один с другим четырьмя шпильками 8 с гайками 6. В выпускном

коллекторе выполнено отверстие, расположенное таким образом, что отработавшие газы непосредственно омывают стенку впускного ресивера, на которую направлен поток свежего заряда, поступающего из карбюратора. Для уплотнения стыка между ресивером и коллектором поставлена прокладка 7. Впускной ресивер и выпускной коллектор крепят к блоку фланцами и шпильками. Приливы 2 служат для крепления щитка, защищающего карбюратор от перегрева вследствие излучения выпускного коллектора.

В рассмотренной конструкции с целью упрощения не предусмотрено никаких приспособлений для регулирования степени подогрева смеси, вследствие чего на малых нагрузках качество смеси из-за недостаточного подогрева ухудшается и, наоборот, при больших нагрузках смесь может



Фиг. 309. Впускной и выпускной трубопроводы автомобильного двигателя.

быть перегрета. Во избежание этого в более совершенных конструкциях впускных систем карбюраторных двигателей предусматривают специальные заслонки, при помощи которых можно отклонять поток отработавших газов от впускного ресивера и регулировать таким образом температуру подогрева смеси.

Управление этими устройствами выполняют как ручным, так и автоматическим при помощи термостатов.

Впускные и выпускные системы автомобильных и тракторных двигателей с воспламенением от сжатия, как уже указывалось, всегда выполняют раздельными. Конструктивные формы их в общем подобны описанным. В отличие от обычного подвода свежего заряда к середине впускного трубопровода для получения равномерного распределения горючей смеси по цилиндрам карбюраторных двигателей в двигателях с воспламенением от сжатия воздух подводится часто с одного из концов впускного ресивера. Такой ресивер выполняют в виде простой трубы с патрубками, по которым воздух подводится к отдельным цилиндрам. Входное отверстие впускного ресивера двигателей с воспламенением от сжатия защищают сеткой или на нем устанавливают воздушный фильтр.

Сечения впускного ресивера и выпускного коллектора часто рассчитывают задаваясь значениями средней скорости газов. Однако такой расчет весьма условен как вследствие периодичности процессов впуска и выпуска, так и из-за трудности учета температур газовых потоков.

В автомобильных карбюраторных четырехтактных двигателях с числом цилиндров четыре-шесть, при максимальном числе оборотов вала  $\sim 3500$  в минуту диаметр впускного ресивера (или диаметр круга, равного по площади сечению некруглого трубопровода) составляет от 0,45 до 0,50 диаметра цилиндра двигателя; диаметр выпускного коллектора — 0,55 до 0,60 диаметра цилиндра.



Впускные ресиверы и выпускные коллекторы тракторных двигателей с воспламенением от сжатия и с числами оборотов вала 1000—1500 в минуту имеют диаметры в пределах 0,4—0,5 диаметра цилиндра.

Из-за сложности конструктивных форм впускные ресиверы и выпускные коллекторы автомобильных и тракторных двигателей в большинстве случаев выполняют отливкой из серого чугуна марок СЧ 24-44 или СЧ 28-48 составов 14 и 15 или специального жаростойкого состава 40. Толщина стенок литья, определяемая технологией, составляет 4—5 мм.

В современных судовых и стационарных двигателях впускные ресиверы обычно выполняют сварными; толщина стенок ресиверов двигателей без наддува определяется в большинстве случаев технологическими и монтажными соображениями, а в случае двигателей с наддувом — также и давлением наддува.

Диаметры ресиверов четырехтактных двигателей без наддува с числом цилиндров четыре-шесть при числе оборотов 200—400 в минуту выполняют размером 0,5—0,6 диаметра цилиндра; для более быстроходных двигателей при числе оборотов вала 600—1500 в минуту, имеющих шесть-восемь цилиндров, — 0,6—0,7 диаметра цилиндра без наддува и в пределах 0,7—1,0 диаметра цилиндра при наддуве.

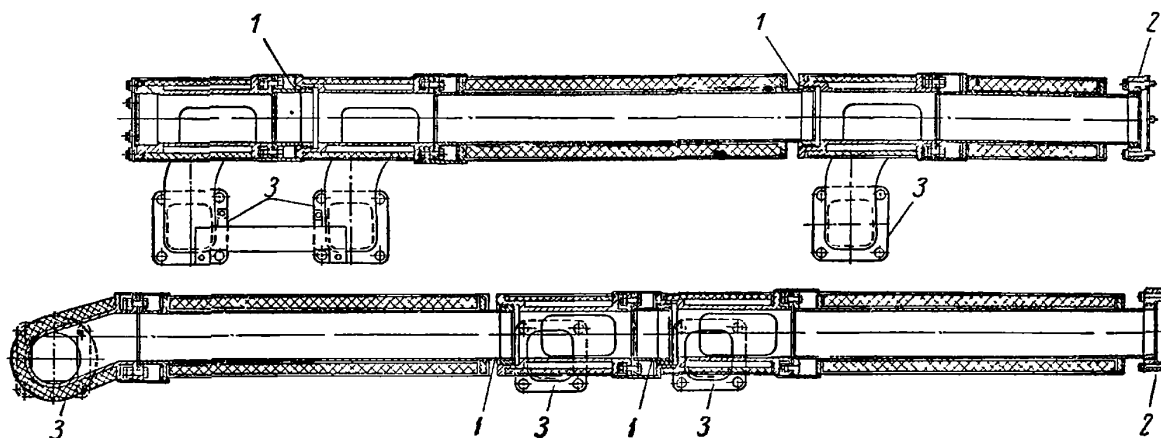
Ресиверы продувочного воздуха двухтактных двигателей или образуются в полостях блока, или их выполняют в виде отдельных литых или сварных конструкций. Диаметры продувочных ресиверов (или кругов равновеликих по площади сечению ресивера) колеблются в пределах 1,2—1,5 диаметра цилиндра, а в некоторых случаях и более, например при использовании в качестве ресивера пространства между блоками V-образного двигателя.

Выпускные системы судовых и стационарных двигателей с воспламенением от сжатия без наддува также обычно выполняют в виде одного цилиндрического, овального или прямоугольного коллектора с патрубками, которые крепят фланцами к крышкам или к блоку двигателя. Отличительной особенностью выпускных коллекторов двигателей этих типов является обязательное покрытие их слоем изоляции или устройство водяной рубашки для обеспечения безопасности эксплуатации.

В двигателях с турбонаддувом во избежание взаимодействия выхлопов отдельных цилиндров выполняют несколько выпускных коллекторов, число которых и порядок подключения к ним отдельных цилиндров зависит от числа цилиндров двигателя и порядка вспышек. Для шестицилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы цилиндров 1—3—5—6—4—2 выполняют два выпускных коллектора, в один из которых направляется выхлоп первого, четвертого и пятого цилиндров, а в другой — второго, третьего и шестого. Для восьмицилиндрового двигателя с порядком работы цилиндров 1—4—2—6—8—5—7—3 необходимы четыре выпускных коллектора, к которым подключаются по два цилиндра: первый и восьмой, второй и седьмой, третий и шестой, четвертый и пятый. Для уменьшения габаритов выпускной системы в последнем случае ее осуществляют в виде двух коллекторов из которых каждый разделен продольной перегородкой на две полости. В эти полости и происходит выпуск из соответствующих цилиндров. Газы подводятся по отдельным коллекторам непосредственно к патрубкам газовой турбины.

Для предупреждения потерь тепла при одновременном обеспечении безопасности эксплуатации выпускные коллекторы двигателя с турбонаддувом покрывают слоем изоляции или делают двойные рубашки. При этом в наружной рубашке циркулирует вода, а внутренняя рубашка, окружающая газовую полость, представляет воздушную изоляционную прослойку, уменьшающую охлаждение газов. Вследствие высокого нагрева выпускных коллекторов при работе двигателя делают устройства для компенсации темпера-

турных деформаций сильфонного, сальникового или поршневого типа. На фиг. 310 показаны выпускные коллекторы тепловозного и судового четырехтактного шестицилиндрового двигателя Д-50. Верхний и нижний коллекторы изображены на фигуре несколько раздвинутыми по высоте — при установке на двигателе их располагают непосредственно один над другим, так что горизонтальные оси фланцев 3 патрубков отдельных цилиндров лежат на одном уровне, соответственно отверстиям каналов в крышках цилиндров. Коллекторы литые, чугунные, каждый из них состоит из трех



Фиг. 310. Выпускные трубопроводы двигателя с турбонаддувом.

деталей, соединяемых между собой компенсаторами 1 поршневого типа с пружинящими кольцами. Концевые фланцы 2 имеют такие же компенсаторы. Снаружи коллекторы и патрубки покрыты термоизоляцией и тонкими стальными кожухами. Для уменьшения веса выпускные коллекторы выполняют также сварными из жароупорной стали.

Диаметры выпускных коллекторов четырехтактных двигателей с воспламенением от сжатия судового и стационарного типа, без наддува, с числом цилиндров четыре-шесть, при числе оборотов вала 200—400 в минуту выполняют равными 0,4—0,6 диаметра цилиндра двигателя, при шести-восьми цилиндрах и 600—1500 об/мин — равными 0,6—0,8 диаметра цилиндра. Диаметры выпускных коллекторов двигателей с наддувом (при шести-восьми цилиндрах и 500—1000 об/мин) равны 0,4—0,5 диаметра цилиндра.

Выпускные коллекторы двухтактных двигателей для улучшения газообмена выполняют значительно большего сечения: для тихоходных двигателей (130—250 об/мин) диаметры коллекторов равны 1,0—1,2 диаметра цилиндра, а для двигателей повышенной оборотности — 1,5—1,6 диаметра цилиндра.

Примеры компоновки впускных и выпускных систем<sup>1</sup> приведены в гл. XVII и XVIII.

<sup>1</sup> Устройства для глушения шума выхлопа не рассматриваются, как относящиеся к курсу «Установки с двигателями внутреннего сгорания».

## ГЛАВА XV

### СИСТЕМЫ СМАЗКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ

#### § 1. СИСТЕМЫ СМАЗКИ

Большая напряженность узлов трения в двигателях внутреннего сгорания как по нагрузке, так и по температурным условиям определяет необходимость создания ряда устройств, обеспечивающих непрерывное поступление смазочных материалов (масла и консистентной смазки) к узлам трения. Совокупность этих устройств и составляет систему смазки.

Только простейшие мотоциклетные и лодочные двухтактные карбюраторные двигатели малой мощности с кривошипнокамерной продувкой смесью не имеют такой системы: смазка вводится в двигатель в виде примеси к топливу и при его испарении оседает на деталях двигателя.

Основное назначение подвода масла к трущимся деталям состоит в уменьшении трения путем замены граничного трения жидкостным. В современных быстроходных и напряженных двигателях смазочное масло используют дополнительно в качестве теплоносителя для отвода тепла, выделяющегося в узле трения, а в некоторых случаях также для охлаждения деталей, получающих тепло от камеры сгорания (поршни, форсунки). В двигателях некоторых конструкций масло, находящееся в системе под давлением, используют как рабочее тело для сервомоторов систем регулирования и автоматизации.

Циркуляционная принудительная система смазки, применяющаяся в большинстве современных двигателей, имеет следующие элементы:

**Н а с о с ы**, обеспечивающие циркуляцию масла под давлением (ставят один или несколько).

**Устройства для очистки масла от продуктов разложения** самого масла вследствие нагрева и окисления, а также от продуктов износа деталей. В качестве таких устройств в настоящее время чаще всего применяют фильтры различных типов; на некоторых форсированных двигателях применяют также центробежные сепараторы (центрифуги).

**Устройства для охлаждения масла** (масляный холодильник или радиатор), в которых масло отдает тепло охлаждающему веществу (воде или воздуху).

**Р е д у к ц и о н н о е у с т р о й с т в о** (клапан), позволяющее регулировать давление масла в системе путем перепуска части подаваемого насосом масла из напорного патрубка во впускной, а также дроссельные шайбы и вентили для получения различных давлений в разных участках системы.

**М а с л о п р о в о д ы**: магистральные и ряд каналов и труб для подвода масла к узлам трения и нагретым деталям, если смазочное масло используется также для охлаждения.

**М а с л о с б о р н и к**, в котором собирается масло, вытекающее из смазываемых узлов. Из маслоборника оно вновь забирается циркуляционным насосом. В большей части автомобильных и тракторных двигателей

в качестве маслосборника используют нижнюю часть картера, вследствие чего такая система называется системой смазки с мокрым картером.

В судовых и особенно в специальных двигателях большее распространение имеют системы с сухим картером, в которых стекающее в картер масло немедленно удаляется из него или самотеком, или при помощи особого откачивающего насоса и поступает в отдельный бак-маслосборник. От применения более простой системы с мокрым картером в судовых двигателях приходится отказываться, так как при качке судна может обнажиться впускной патрубок масляного насоса и в масляную систему может нагнетаться воздух, что приводит к прекращению смазки.

В форсированных двигателях вследствие сильного пенообразования в картере приходится применять системы с сухим картером. Засасывание пены масляным насосом также приводит к прекращению смазки, во избежание чего и применяют системы с сухим картером, причем отдельный маслосборник служит также пеноотделителем. Для надежного осушения картера при наклонах двигателя обычно устанавливают два откачивающих насоса для откачки масла из передней и задней частей картера.

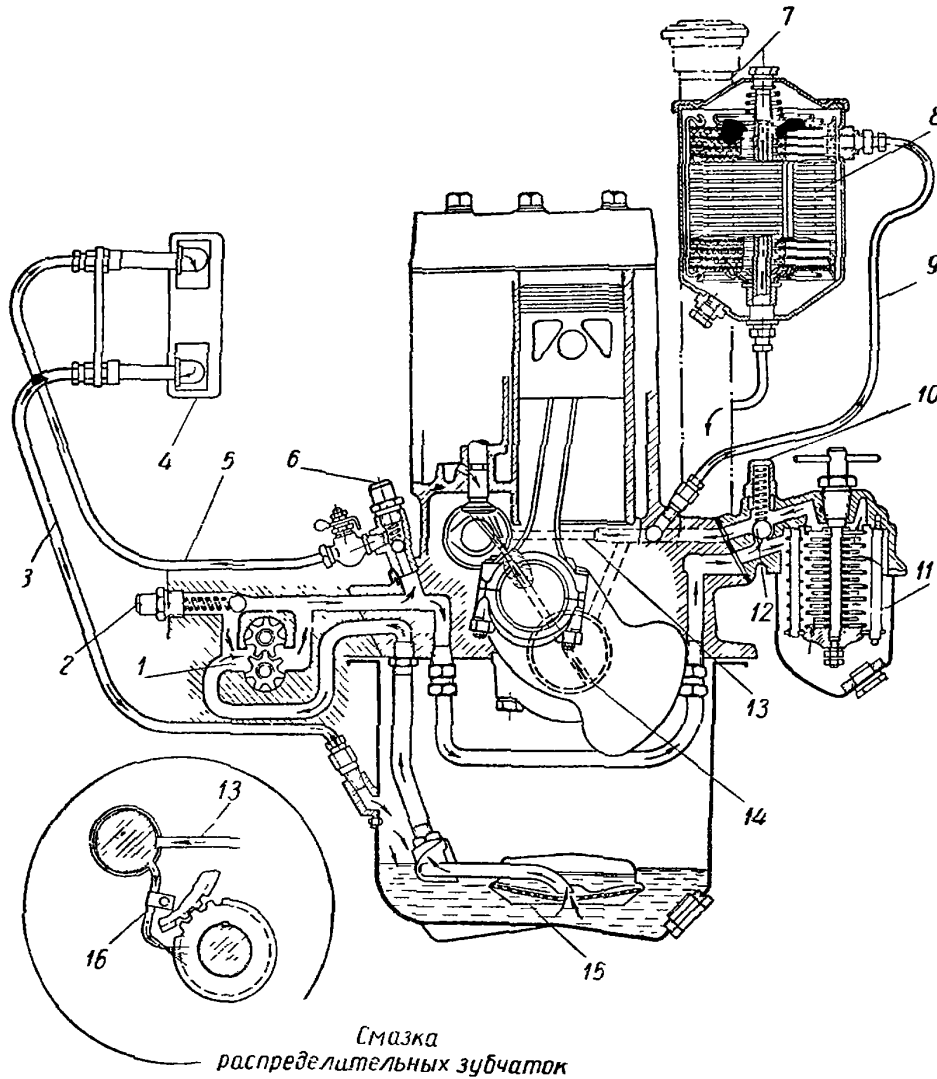
Вспомогательные устройства и измерительные приборы. Сюда могут быть отнесены устройства для налива масла и контроля его уровня в картере или маслосборнике, манометры для измерения давления масла и сопротивления фильтров, вспомогательные насосы для прокачки системы перед пуском двигателя, а также устройства для вентиляции картера и предохранительные клапаны на случай взрыва масляных паров в картере.

#### Схемы систем смазки

Типичная схема системы смазки автомобильного карбюраторного двигателя (завода имени Молотова) показана на фиг. 311. В этой системе маслосборником служит поддон картера, из которого масло забирается шестеренчатым насосом 1 при помощи плавающего в масле укрепленного на шарнирной трубе маслоприемника 15 с сетками для защиты насоса от попадания грубых загрязнений. В случае применения плавающего маслоприемника масло забирается из верхнего, наиболее чистого слоя независимо от уровня масла в поддоне. В корпусе насоса установлен редуцирующий клапан 2, ограничивающий давление масла в системе перепуском части масла во впускной канал насоса. По каналам в стенках картера и трубе масло из насоса поступает в фильтр 11 грубой очистки. Для предупреждения прекращения смазки при засорении этого фильтра, а также при холодном, вязком масле, установлен перепускной клапан 12, открывающий проход для масла помимо фильтра при значительном увеличении его сопротивления. Шарик клапана прижимается к седлу пружиной, упирающейся в торец гайки 10. Из фильтра масло поступает в магистраль, проходящую вдоль всего двигателя, из которой по каналам 13 масло поступает к подшипникам коленчатого и распределительного валов, а также для смазки шестерен привода распределения по трубкам 16 с калиброванными отверстиями. Из коренных подшипников по каналам 14 в коленчатом валу масло поступает к шейкам колен вала, а кроме того, при положении шатуна, указанном на схеме, вбрызгивается в картер через отверстие в шатуне и смазывает кулачки распределительного вала и зеркало рабочего цилиндра. Те же детали, а также верхняя головка шатуна, стержни и толкатели клапанов дополнительно смазываются вследствие разбрызгивания масла, вытекающего из коренных и шатунных подшипников. Для улучшения очистки масла часть его (до 20%) направляется по трубке 9 в фильтр 8 тонкой очистки и затем сливается в картер через

маслоналивной патрубком 7. Замена фильтра грубой очистки фильтром тонкой очистки и пропуск через него всего масла, подаваемого насосом, нерацональны: такой фильтр для уменьшения сопротивления пришлось бы выполнить очень большого размера.

В автомобильных двигателях обычно масло достаточно интенсивно охлаждается в картере, обдуваемом снаружи воздухом. Однако в жаркую

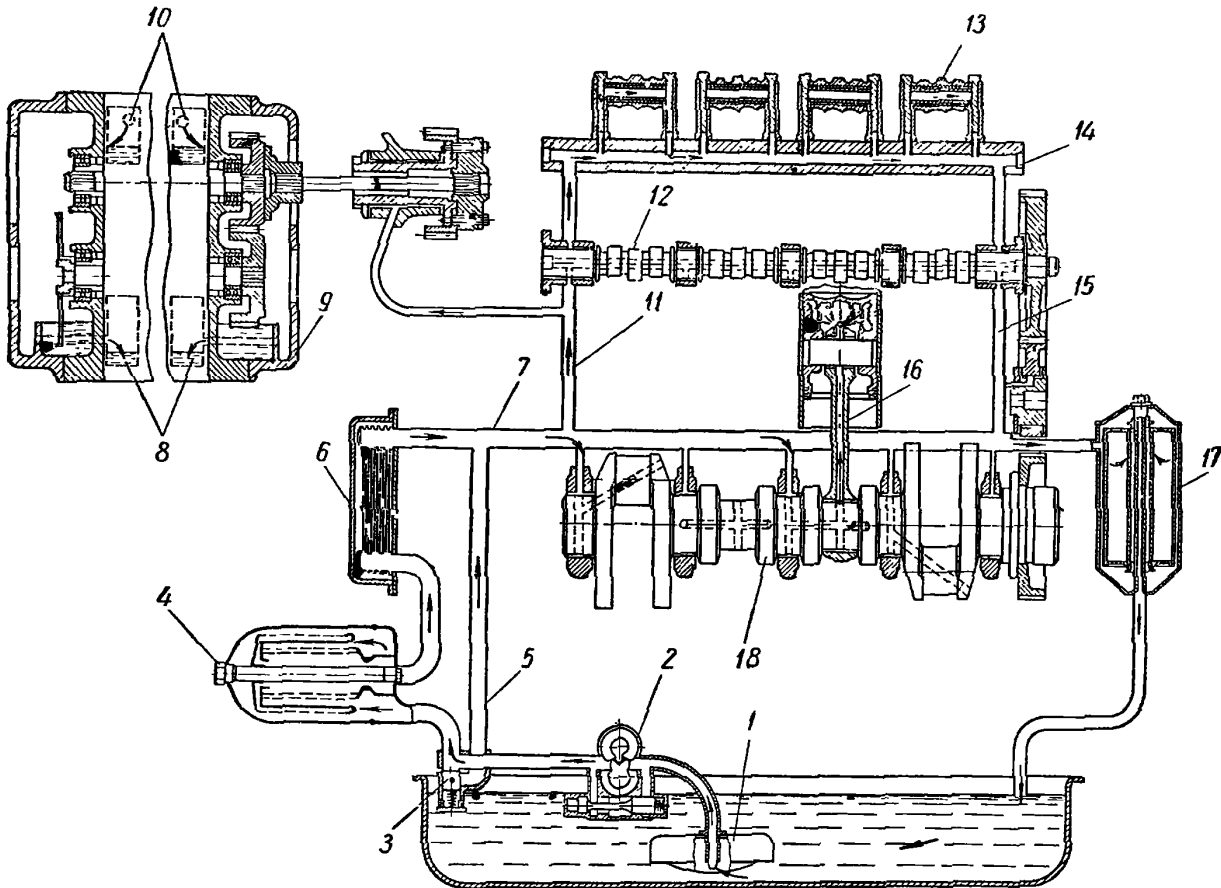


Фиг. 311. Схема системы смазки карбюраторного двигателя.

погоду, а также при тяжелых режимах работы двигателя этого охлаждения оказывается недостаточно. В данной системе масло дополнительно охлаждается в масляном радиаторе (охладителе) 4, который можно включать в работу поворотом краника. Масло поступает в радиатор из нагнетательного канала насоса через клапан 6 по трубке 5, а охлажденное масло сливается в картер по трубке 3. Клапан 6, препятствующий отводу масла из системы при малых давлениях смазки, служит в качестве предохранительного для предупреждения полного прекращения подачи масла к трущимся деталям. Вспомогательные агрегаты двигателя имеют индивидуальные масленки для жидкой или консистентной смазки.

Двигатели с воспламенением от сжатия вследствие более высокой нагрузки узлов трения имеют и более развитую систему смазки. В качестве примера на фиг. 312 показана схема системы смазки двухтактного быстроходного двигателя (ЯАЗ) с воспламенением от сжатия. Зубчатый масляный насос 2 забирает масло из поддона через сетчатый маслозаборник 1 и нагнетает

его через фильтр грубой очистки 4 и масляный холодильник 6 в магистраль 7. Насос имеет редукционный клапан, ограничивающий давление в системе смазки. Для подачи смазки в период пуска, когда масло холодное и сопротивление фильтра и холодильника велико, установлен клапан 3, перепускающий масло в магистраль по каналу 5 помимо фильтра и холодильника. Из масляной магистрали масло по каналам направляется к коренным подшипникам и далее по каналам в коленчатом валу 18 к шейкам колен, а затем



Фиг. 312. Схема системы смазки быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия.

через каналы 16 в шатунах на смазку поршневых пальцев. Вследствие высокой термической напряженности поршней двигателя смазочное масло используется также для их охлаждения. Для этого в верхнюю головку шатуна вставлена форсунка, через отверстия которой масло струями подается на днище поршня и затем стекает в поддон. По вертикальным каналам 11 и 15 масло подводится к крайним подшипникам распределительного и уравновешивающего валов 12 и далее к верхнему продольному каналу в головке 14. Промежуточные подшипники валов смазываются через каналы в валах, а шестерни привода распределения — через особые отверстия из канала 15. Из канала 14 через отверстия в стойках масло поступает к осям 13 рычагов привода клапанов и насос-форсунок, и далее, по каналам в рычагах, к узлам механизма распределения. Стекающее масло поступает в корыто распределительного вала и смазывает кулачки, а затем поступает через отверстия 10 в корпус продувочного насоса 9 для смазки подшипников роторов и их шестерен, после чего масло стекает в поддон картера через отверстия 8. Привод продувочного насоса смазывается под давлением из канала 11. Часть масла отбирается из магистрали и пропускается через фильтр 17 тонкой очистки обратно в поддон.

Системы смазки с сухим картером отличаются от рассмотренных схем только наличием промежуточного масляного бака (или сточной цистерны) вне двигателя, из которого и забирает масло насос, нагнетающий его в систему смазки.

В стационарных и судовых двигателях масло из картера стекает в этот бак обычно самотеком. В быстроходных напряженных двигателях осушение картера производится откачивающим масляным насосом, подающим масло в бак. Для обеспечения откачки масла при наклонах двигателя выполняют двусторонний забор масла из переднего и заднего отсеков картера или устанавливают два откачивающих насоса, из которых один забирает масло из передней части картера, а другой — из задней. Двусторонний забор масла с установкой дополнительных перекачивающих насосов применяют иногда и в системах с мокрым картером.

### Расчет элементов системы

Исходной величиной для расчета элементов системы смазки является количество масла, прокачиваемого через систему в единицу времени, называемое *протоком* или *прокачкой*. Эту величину можно определить с учетом количества тепла  $Q$ , которое должно быть перенесено маслом от деталей двигателя в холодильник. Если масло не используется для охлаждения поршней, то это количество тепла можно считать равным 1,5—2% от тепла сгорающего в цилиндрах топлива, что составляет в *ккал/э. л. с. ч.*

- для карбюраторных двигателей . . . . . 30—50
- двигателей с воспламенением от сжатия . . . . . 40—50

Если в систему смазки включена система охлаждения поршней, то расчетное количество тепла возрастает дополнительно еще на 80—90 *ккал/э. л. с. ч.*

Удельный проток масла в системе можно подсчитать по формуле

$$G_m = \xi \frac{Q}{\Delta t \cdot c} \text{ кг/э. л. с. ч.},$$

где  $c$  — теплоемкость масла, равная 0,4—0,5 *ккал/кг·град*;

$\xi$  — коэффициент запаса, величину которого принимают равной 2, 3 и более.

Перепад  $\Delta t$  в °С в холодильнике принимают для двигателей:

- судовых и тепловозных . . . . . [5—15]
- автомобильных и тракторных с водяным масляным холодильником . 20—25
- автомобильных и тракторных с воздушным масляным радиатором . 5—8

Неопределенность в выборе коэффициента запаса приводит к тому, что практически отказываются от подобного расчета, а непосредственно задаются количеством масла, прокачиваемого через систему, с учетом средних значений удельного протока (в *л/э. л. с. ч.*) в существующих двигателях, равного:

- для автомобильных и тракторных карбюраторных и газовых . . . . 10—20
- двигателей с воспламенением от сжатия:
- быстроходных . . . . . 20—40
- тихоходных . . . . . 5—10

Для обеспечения такого протока масла в современных двигателях давление в системе смазки выбирают в следующих пределах (в *кг/см<sup>2</sup>*):

- для быстроходных карбюраторных двигателей и двигателей с воспламенением от сжатия . . . . . 2—5
- для тихоходных двигателей с воспламенением от сжатия . . . . 0,8—1,8
- двигателей повышенной мощности и быстроходности . . . . 6—9

Объем масла в системе смазки для снижения веса двигателя и уменьшения расхода масла при его смене должен быть по возможности малым, но достаточным для заполнения всей системы и смачивания деталей и стенок картера и для создания определенного запаса, компенсирующего расход масла между заправками двигателя. Этот расход вследствие испарения и выгорания составляет для двигателей различных типов и в зависимости от их изношенности от 1 до 7% от расхода топлива.

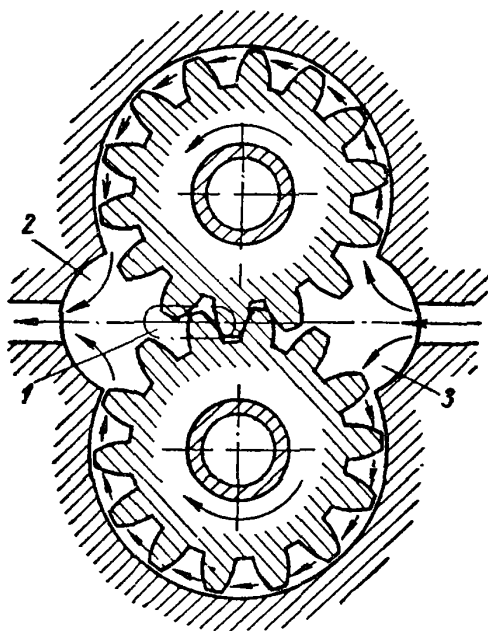
В современных двигателях объем масла, заливаемого в систему смазки с мокрым картером, составляет в л/л. с.:

для автомобильных карбюраторных . . . . .	0,05—0,15
„ тракторных карбюраторных . . . . .	0,25—0,35
„ быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия . . . . .	0,20—0,45

Объем масляного бака в системах с сухим картером судовых и стационарных двигателей составляет до 1 л/л. с.

### Масляные насосы

Масляные насосы современных двигателей выполняют в большинстве случаев шестеренчатого типа. Лишь в отдельных конструкциях находят применение коловратные и винтовые (червячные) насосы, а для систем не циркуляционной смазки—лубликаторы. Шестеренчатый насос, схема которого показана на фиг. 313, представляет собой две сцепленные шестерни, из которых



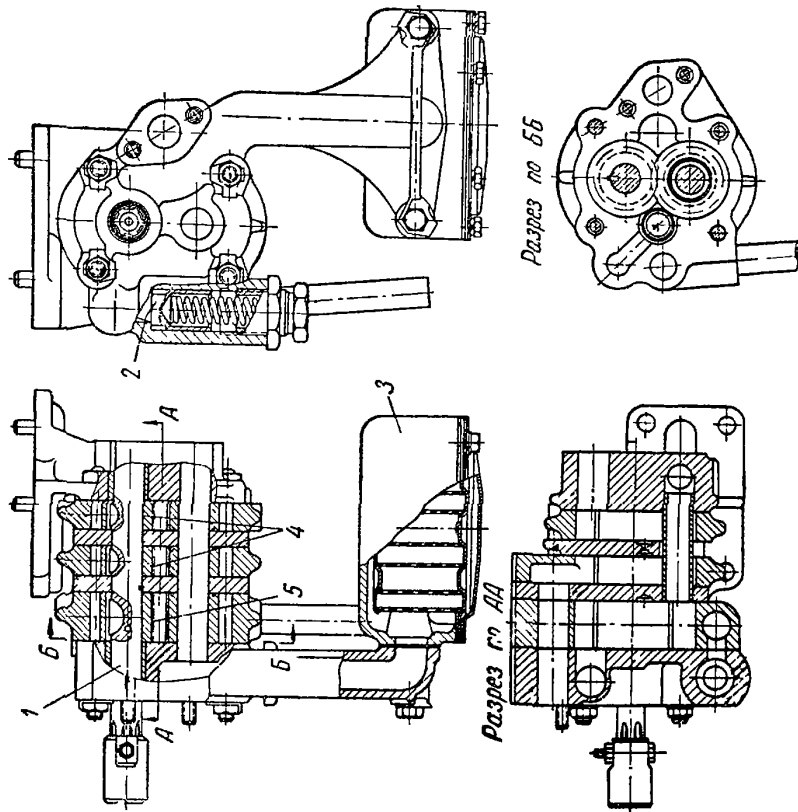
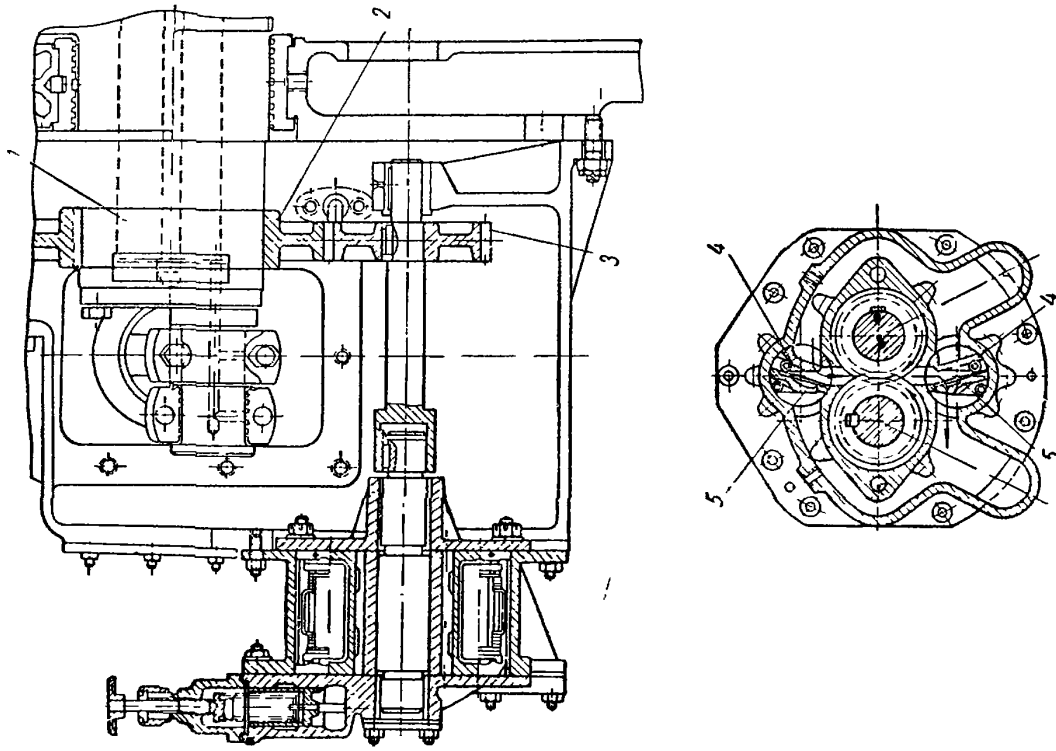
Фиг. 313. Схема шестеренчатого насоса.

одна приводится во вращение валиком, а другая свободно вращается на оси. Обе шестерни охвачены кожухом, в котором они вращаются с малыми зазорами как в радиальном, так и в торцевом направлении. Масло захватывается зубьями и перегоняется из полости 3 впуска в полость 2 нагнетания, как показано стрелками на чертеже. При входе зубьев в сцепление во впадине получается некоторый замкнутый объем, в котором масло сильно сжимается, что приводит к неравномерной работе насоса. Во избежание этого в торцевой стенке кожуха выполняют углубление 1, через которое сжимаемое масло перетекает в полость нагнетания. Возможны и другие методы разгрузки впадин, например применение шестерен с косым зубом.

В системах смазки с несколькими насосами их обычно komponуют в один агрегат, состоящий из нескольких секций (шестеренчатых пар) с приводом одним валиком.

На фиг. 314 показан такой агрегат двигателя КДМ-46. В этом двигателе применена система смазки с мокрым картером, однако для обеспечения ее работы при значительных наклонах двигателя масло откачивается из передней и задней частей картера в среднюю, откуда уже и забирает масло нагнетательный циркуляционный насос. Откачивающие секции 4 забирают масло соответственно из заднего и переднего маслоприемников и сбрасывают его в средний поддон. В этот поддон опущен сетчатый фильтр-маслоприемник 3, через который масло засасывается нагнетательной секцией 5. Ведущие шестерни всех секций приводятся во вращение валиком 1. В корпусе насоса установлен редукционный клапан 2, нагруженный пружиной, затяжку





Фиг. 314. Трехсекционный шестеренчатый насос.

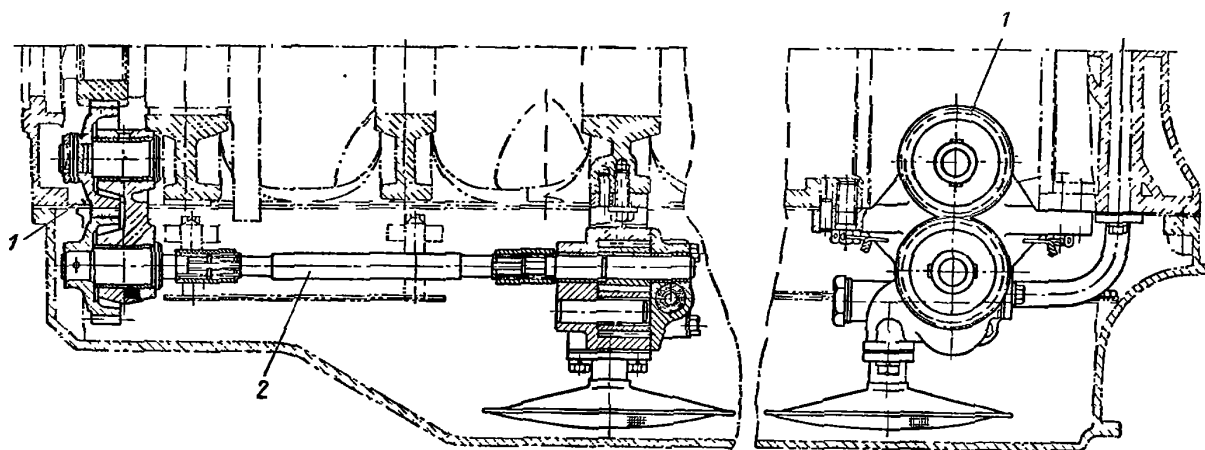
Фиг. 315. Привод масляного насоса судового двигателя.

которой можно изменять и таким образом регулировать давление в системе смазки. Редукционный клапан перепускает часть масла из нагнетательной полости обратно в поддон.

Расположение масляного насоса и способ его привода зависят от типа двигателя.

Для стационарных и судовых двигателей чаще всего применяют расположение насоса снаружи на торце двигателя с приводом или непосредственно от конца коленчатого вала или, как, например, в двигателе 18Д (фиг. 315), от конца вала 1 через набор зубчатых шестерен 2 и 3.

В автомобильных и тракторных двигателях масляный насос обычно располагают внутри картера.



Фиг. 316. Привод масляного насоса тракторного двигателя с воспламенением от сжатия.

На фиг. 316 показаны расположение насоса и способ привода его в двигателе Д-35 от коленчатого вала через промежуточную шестерню 1 и шлицевой валик 2. Применяют также цепные передачи к валику вместо зубчатых.

Пример внешнего расположения насоса в двигателе М-20 показан на фиг. 317. Насос 1 приводится в действие наклонным валиком через винтовую передачу 2 от распределительного вала двигателя.

Передаточные числа приводов масляных насосов могут быть от 0,7 до 2 (считая по числу оборотов коленчатого вала), причем меньшие значения относятся к более быстроходным двигателям.

Насосы реверсивных двигателей имеют клапаны, обеспечивающие подачу масла при любом направлении вращения приводного валика. Устройство такого насоса показано на фиг. 315. В обеих полостях насоса установлено по одному впускному 4 и одному нагнетательному 5 пластинчатым клапанам. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, открыты верхний впускной и нижний нагнетательный клапаны; при изменении направления вращения открыты нижний впускной и верхний нагнетательный.

Основные размеры масляного насоса — диаметр начальной окружности шестерен и длину зуба определяют на основании следующих соображений.

Если допустить, что объем впадин равен объему зубьев, то объем масла, подаваемого за один оборот вала, будет равен объему полого цилиндра с толщиной стенки, равной высоте зуба.

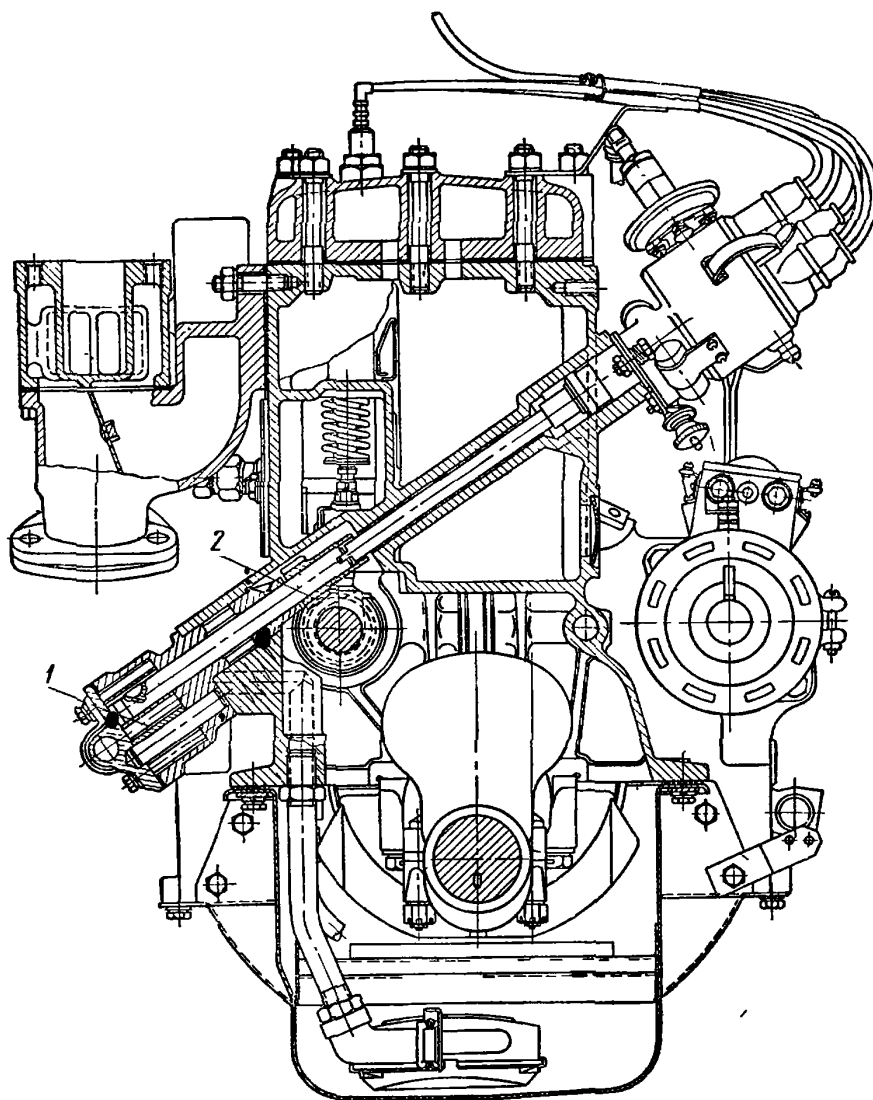
Таким образом, производительность насоса составляет

$$V_n = \pi D_0 h b n \eta_n 10^{-6} \cdot 60 \text{ л/час},$$

где  $D_0$  — диаметр начальной окружности в мм;  
 $h$  — высота зуба в мм;  
 $n$  — число оборотов валика насоса в минуту;  
 $b$  — длина зуба в мм;  
 $\eta_n$  — коэффициент подачи насоса.

Полагая, что  $h = 2m$ , а  $D_0 = zm$ , где  $m$  — модуль в мм;  $z$  — число зубьев, — можно получить выражения для производительности насоса!

$$V_n = 0,38D_0mbn\eta_n 10^{-3} \text{ л/час}$$



Фиг. 317. Привод масляного насоса автомобильного двигателя.

или

$$V_n = 0,38zm^2bn\eta_n 10^{-3} \text{ л/час.}$$

Необходимую производительность нагнетательной секции получают увеличивая расчетную по отводу тепла в 2—3 раза. Производительность откачивающей секции принимают обычно в 1,25—1,5 раза больше, чем нагнетательной. Величиной модуля и числом зубьев или отношением длины зуба к диаметру шестерни необходимо задаться, так же как и коэффициентом подачи насоса, тогда из приведенных формул определяют длину зуба или диаметр начальной окружности.

Величину модуля выбирают в пределах 2—4 мм для быстроходных двигателей, а в крупных, тихоходных — до 8—10 мм. Число зубьев желательно

выполнять минимальным, обычно в пределах 6—12, а в крупных тихоходных — до 15. Отношение длины зуба к наружному диаметру шестерни колеблется в широких пределах:  $\frac{b}{D_2} = 0,5 \div 1,3$ . Значения коэффициентов подачи масляных насосов лежат в пределах 0,6 ÷ 0,8 и являются функцией числа оборотов вала, давления и температуры смазки, а также точности изготовления и степени изношенности насоса.

С увеличением числа оборотов вала коэффициент подачи сначала повышается, а затем падает, поэтому число оборотов вала насоса не следует выбирать слишком высоким (менее 2000 в минуту); с повышением температуры масла, а следовательно, и уменьшением вязкости его, а также и с повышением давления подачи коэффициент подачи уменьшается вследствие увеличения утечек через зазоры. При малых давлениях подачи, так же как и при низких температурах, наоборот, коэффициент подачи возрастает.

Сечения входного и выходного патрубков насоса определяют задаваясь скоростями масла.

Скорости масла в м/сек принимают для двигателей:

Общего назначения:	
для входного патрубка . . . . .	0,3—0,6
„ выходного патрубка . . . . .	0,8—1,5
Мощных напряженных:	
для входного патрубка . . . . .	1—3
„ выходного „ . . . . .	3—4

Расчетная скорость в редукционном клапане составляет 10—15 м/сек.

На приведение в действие масляных насосов современных двигателей затрачивается мощность 0,8—1,8% от номинальной эффективной мощности двигателя в зависимости от давления и количества прокачиваемого масла и числа насосов в системе.

Маслопроводы стационарных и судовых тихоходных двигателей обычно выполняют из медных или стальных труб, прикрепляемых скобами внутри картера или снаружи вдоль блока. Для быстроходных двигателей маслопроводами чаще служат каналы в стенках картера и блока, получаемые сверлением, отливкой или закладкой труб перед отливкой. Подвод масла по каналам в быстроходных двигателях предпочтительнее, потому что плотность отдельных маслопроводов вследствие вибраций часто нарушается; однако очистка таких маслопроводов, естественно, легче.

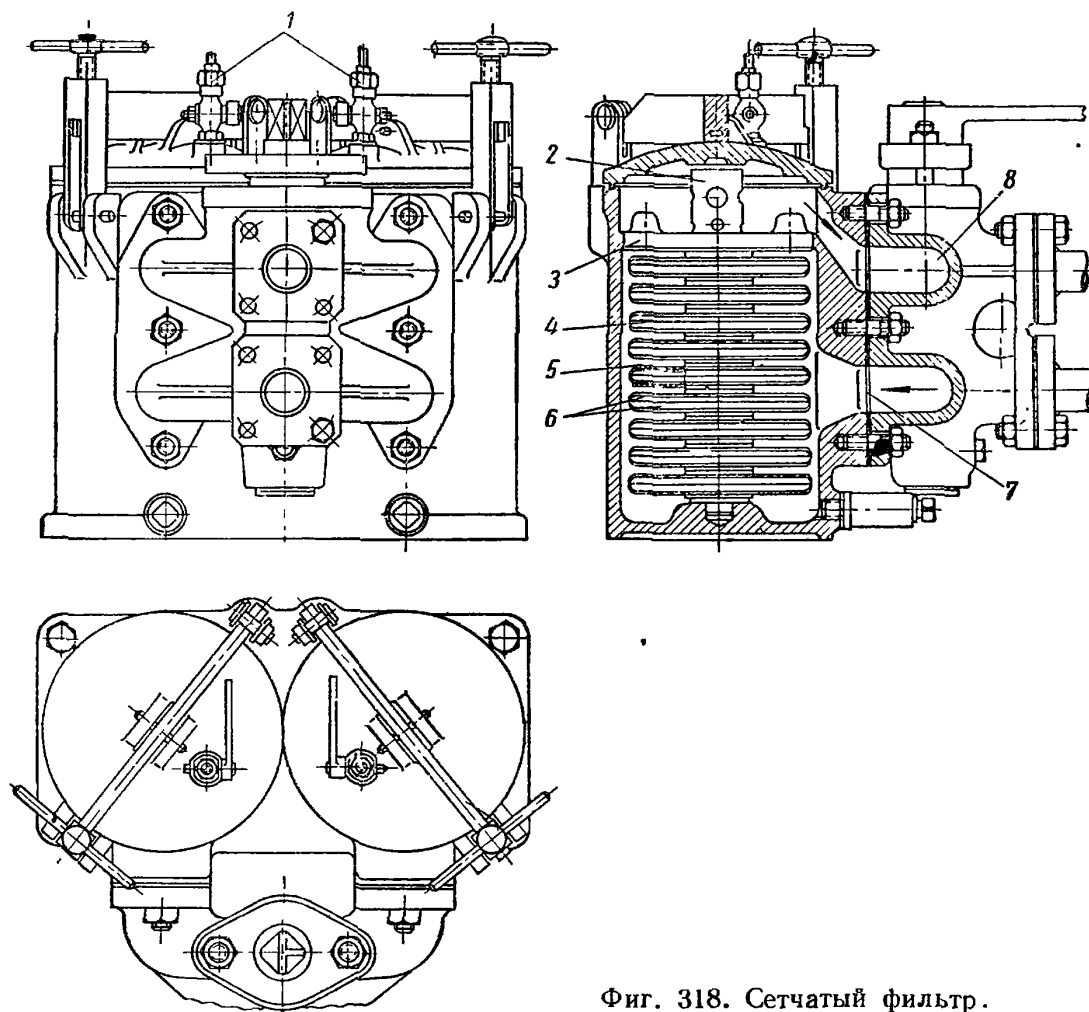
Расчетные скорости в маслопроводах выбирают в пределах 1—2,5 м/сек.

### Масляные фильтры

Фильтры, применяемые в системах смазки современных двигателей, могут быть разделены на две группы: грубые фильтры, через которые пропускается все циркулирующее в системе масло, включаемые в систему последовательно, и фильтры тонкой очистки, через которые прокачивается только часть масла (до 20%), подвергающаяся более тщательной очистке и затем смешивающаяся с остальным маслом в маслосборнике; эти фильтры включаются параллельно к маслопроводам смазочной системы. Только в тихоходных стационарных и судовых двигателях обычно ограничиваются грубой фильтрацией.

По роду фильтрующего элемента фильтры грубой очистки разделяются на сетчатые и щелевые. В маслосборниках и откачивающих магистралях чаще всего применяют сетчатые фильтры из медной или латунной сетки с 25—100 отверстиями на 1 см<sup>2</sup>. На напорных магистралях тихоходных двигателей фильтрующие сетки имеют 50—200 отверстий на 1 см<sup>2</sup>, а для быстроходных — до 10 000.

В судовых и стационарных двигателях фильтры выполняют сдвоенными, для того чтобы обеспечить возможность периодической чистки фильтрующих элементов во время работы двигателя. На фиг. 318 показан сдвоенный фильтр двигателя 18Д. Фильтр состоит из двух одинаковых секций, включаемых в работу или отдельно, или параллельно при помощи пробкового крана. В каждой секции установлены девять фильтрующих элементов 4, надетых на центральную трубу 2 с отверстиями и прижатых диском 3. Фильтрующий



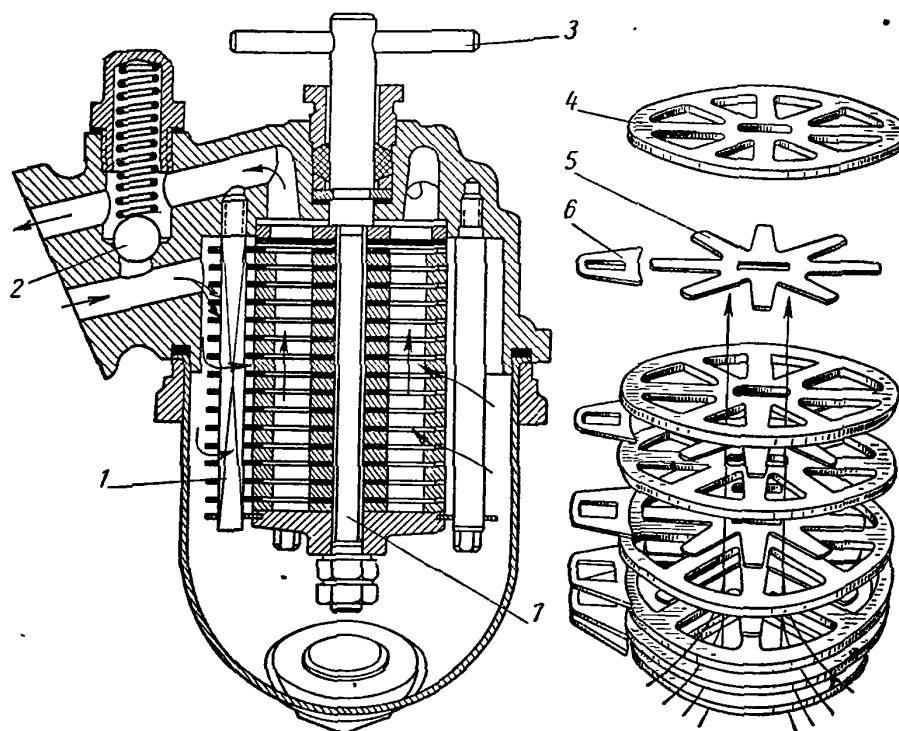
Фиг. 318. Сетчатый фильтр.

элемент состоит из двух спаянных штампованных тарелок 6 с отверстиями на наружной поверхности, закрытыми припаянными латунными сетками 5. Торцы элементов плотно прилегают один к другому. Масло поступает в фильтр по каналу 7, проходит через сетки внутрь фильтрующих элементов, а затем по внутренней трубе 2 выходит из фильтра по каналу 8. Секции закрыты легко открывающимися крышками, вследствие чего можно вынуть фильтрующие элементы для очистки. В крышках установлены краны 1 для выпуска воздуха при заполнении фильтров.

В щелевых фильтрах масло очищается при проходе его через узкие щели шириной 0,03—0,10 мм.

По методу образования этих щелей такие фильтры разделяются на пластинчатые и проволочные (ленточные). На фиг. 319 показано устройство пластинчатого фильтра. Фильтрующий элемент состоит из набора фильтрующих 4 и промежуточных 5 пластин. Толщиной промежуточных пластин определяется ширина щелей, через которые происходит фильтрация топлива. Фильтрующий элемент набран на квадратном стержне 7, который может быть повернут рукояткой 3. На неподвижном квадратном стержне 1

насажены счищающие пластины-скребки 6, равные по толщине промежуточным пластинам 5 и входящие в щели между фильтрующими пластинами 4. Таким образом, при поворачивании фильтрующего элемента происходит очистка щелей от загрязнений, задержанных фильтром из фильтруемого масла. На некоторых автомобилях рукоятка фильтра связана механизмом с педалью стартера и, таким образом, при каждом пуске двигателя фильтр очищается. Направление движения масла в фильтре показано стрелками. Фильтр имеет предохранительный клапан 2 для перепуска масла помимо



Фиг. 319. Пластинчатый фильтр.

фильтра, если его сопротивление недопустимо высоко вследствие загрязнения или при слишком холодном масле.

В проволочно-щелевых фильтрах узкие щели образуются между витками латунной проволоки или ленты специального профиля, навиваемой на перфорированный или гофрированный стакан.

Расчетным показателем для выбора размеров фильтра служит скорость протекания масла в живом сечении фильтра, т. е. отношение объемного расхода к площади отверстий в фильтрующих элементах. Эту скорость обычно выбирают в следующих пределах:

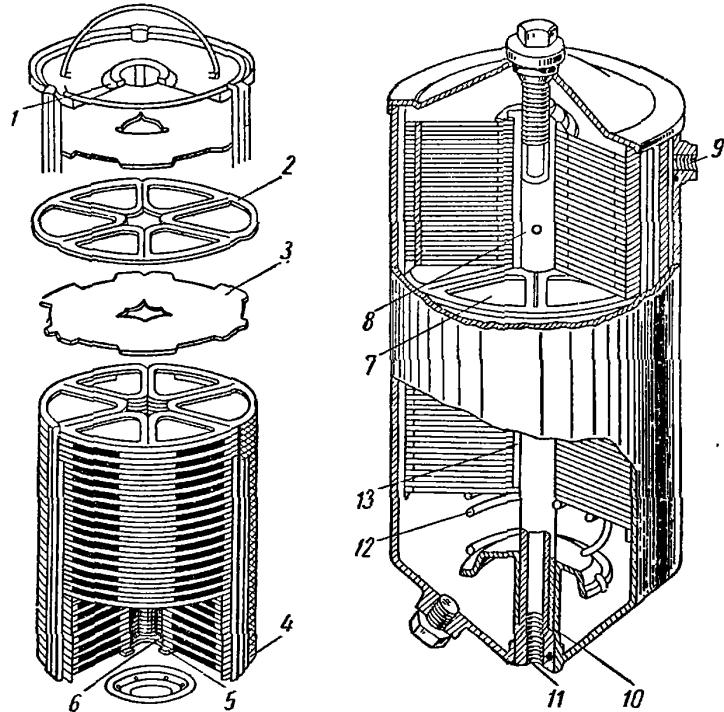
для сетчатых фильтров . . . . .	2—4 см/сек
„ проволочных „ . . . . .	3—6 „
„ пластинчатых без скребков . . . . .	6—8 „
„ пластинчатых со скребками . . . . .	до 12 „

Сопротивление чистых фильтров колеблется в пределах  $0,2—0,5 \text{ кг/см}^2$  и довольно быстро возрастает при загрязнении, вследствие чего их необходимо часто очищать и заменять фильтрующие элементы.

Давление открытия предохранительных клапанов, перепускающих масло помимо фильтра, регулируют на  $0,8—1,2 \text{ кг/см}^2$ .

В фильтрах тонкой очистки в качестве фильтрующих материалов применяют хлопчатобумажные концы, горную шерсть, асбест и пр. Такой фильтр представляет собой перфорированный или сетчатый кожух, заполненный фильтрующим материалом, с центральной трубой, по которой отводится отфильтрованное масло.

Наилучший эффект получается при фильтрации масла через бумагу. Из бумажных фильтров наиболее распространены два типа. В одном фильтрующие элементы состоят из картонных рамок специальной формы, оклеенных с обеих сторон фильтровальной бумагой, через которую и происходит фильтрация масла. В другом типе, примером которого является изображенный на фиг. 320 фильтр АСФО, стандартизованный для автомобильных двигателей; фильтрация масла происходит через щели между картонными прокладками. Набор фильтрующих прокладок состоит из попеременно расположенных сплошных пластин 3 с вырезами и прокладок 2 со спицами, на которых выштампованы канавки, не достигающие до обода. Собранный пакет надет на центральную трубу 10 и сжат пружиной 12 и уплотняющими накладками и кольцами (1 и 5). Масло, поступающее в фильтр через штуцер 9, проходит через вырезы в пластинах 3 в грязевые отсеки 7 между спицами, а затем фильтруется в щелях между пластинами 3 и прокладками 2 и проходит по радиальным канавкам в полость 13, окружающую центральную трубу, откуда поступает через дросселирующее отверстие 8 внутрь трубы и выводится из фильтра через штуцер 11.



Фиг. 320. Фильтр тонкой очистки.

Устройство дросселирующего отверстия необходимо для ограничения прохода масла через фильтр, так как фильтр включается в систему параллельно, и в случае внезапного его прорыва все масло из системы смазки начнет проходить через фильтр и смазка двигателя прекратится. При пуске двигателя, когда масло еще холодное, сопротивление фильтра настолько велико, что масло почти не проходит через фильтрующий элемент. Для ускорения прогрева фильтра в днище 4 фильтрующего элемента сделано перепускное отверстие 6, диаметр которого несколько меньше диаметра дросселирующего отверстия 8. Через перепускное отверстие масло поступает из кожуха фильтра непосредственно в полость 13, окружающую центральную трубу, и затем отводится из фильтра через дросселирующее отверстие и внутренний канал центральной трубы. Таким образом, из 10—20% от общего количества циркулирующего масла, поступающего в фильтр тонкой очистки, только часть (2—5%) проходит через фильтрующие элементы и очищается. Остальное же масло прокачивается через фильтр без очистки и служит для обогрева фильтра. Однако при постоянной циркуляции масла через фильтр обеспечивается хорошее удаление загрязняющих примесей из всего масла.

Размер фильтрующей поверхности не поддается расчету и фильтр выбирают на основании практических данных из стандартных, различающихся диаметром и числом фильтрующих элементов (высотой пакета). Так фильтр АСФО-1 (диаметр 116 мм, высота пакета 204 мм) предназначается для двигателей литражем начиная от 4 л и более, АСФО-2 (116/126) — при литраже от 1,5 до 4 л, АСФО-3 (88/135) при литраже менее 1,5 л.

Размеры фильтрующих элементов фильтров с заполнением волокнистыми материалами определяют экспериментально. В современных тракторных двигателях размер наружной поверхности элемента составляет около  $15 \text{ см}^2$  на 1 л. с. при толщине фильтрующего слоя 30—50 мм.

Для очистки масла от металлических частиц—продуктов износа цилиндров, поршней и поршневых колец—в картерах двигателей некоторых типов устанавливают ввертные пробки, в которых закреплены постоянные магниты, притягивающие и удерживающие частицы металла. В эксплуатации эти пробки периодически вывертывают и очищают от налипших частиц.

При конструировании фильтров и компоновке их на двигателе необходимо обеспечить к ним легкий доступ при эксплуатации для очистки и смены фильтрующих элементов.

### Масляные охладители и другие устройства

Для охлаждения масла, нагревающегося в двигателе, особенно в случае использования смазочного масла для охлаждения поршней, в систему смазки включают масляные охладители. Только в двигателях малой мощности (10—15 л. с.), а также в двигателях, картеры которых при работе обдуваются сильным потоком воздуха, отвод тепла через стенки картера оказывается достаточным для охлаждения масла.

По роду теплоносителя охладители масла разделяются на водные (холодильники) и воздушные (радиаторы). Водяная полость холодильника выключается в общую систему охлаждения двигателя. Холодильники обычно изготовляют с прямыми медными трубками, круглого или овального сечения, причем в различных конструкциях масло циркулирует или внутри трубок, или в пространстве между трубками.

На фиг. 321 показан масляный холодильник судового двигателя 18Д с циркуляцией масла в пространстве между трубками, где установлены перегородки 2 для удлинения пути масла и увеличения интенсивности охлаждения. Охлаждающая вода проходит внутри трубок 5, развальцованных в трубных решетках 1 и 4. Нижняя трубная решетка уплотнена в корпусе сальником 6 и может перемещаться при температурных деформациях трубок. Краник 3 служит для выпуска воздуха из корпуса холодильника.

Во избежание больших сопротивлений скорость масла в холодильниках выбирают в пределах 0,1—0,5 м/сек. При этом коэффициент теплопередачи при гладких трубах составляет 100—300 ккал/м<sup>2</sup> град. час. Для уменьшения размеров холодильников внутри трубок, по которым циркулирует масло, иногда устраивают завихрители в виде спиральных лент или перегородок с отверстиями и увеличивают скорость протекания масла до 0,5—1,0 м/сек. В таких холодильниках коэффициент теплопередачи может достигать 700—1000 ккал/м<sup>2</sup> град. час, однако сопротивление холодильника при этом возрастает. Практически размеры охлаждающей поверхности холодильников составляют 0,002—0,004 м<sup>2</sup>/л. с. при протекании масла внутри трубок с завихриванием и до 0,02 м<sup>2</sup>/л. с. при гладких прямых трубках и циркуляции масла в пространстве между трубами.

Охлаждение масла в радиаторах осуществляется в автомобильных и тракторных и тепловозных двигателях<sup>1</sup>.

Для удаления масляных паров и газов, прорывающихся в картер через неплотности поршневых колец, осуществляют вентиляцию картера. Устройства для вентиляции состоят из трубки, соединяющей полость картера с впускным ресивером четырехтактных двигателей или с впускным патруб-

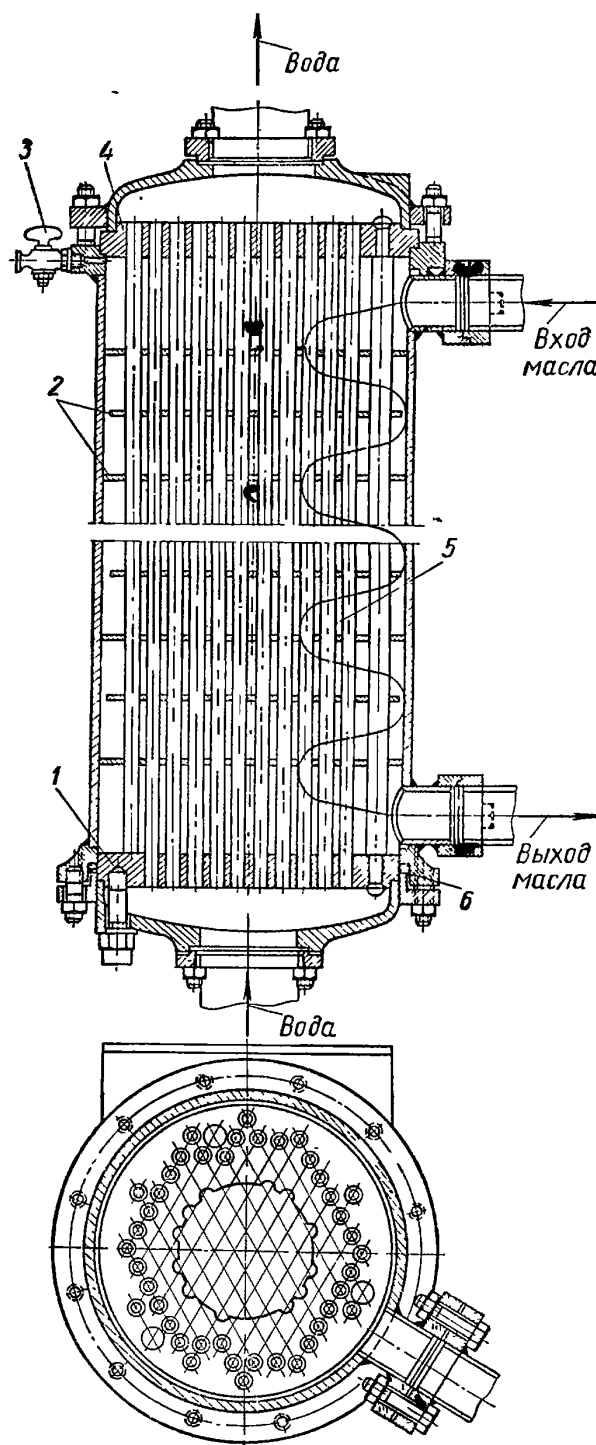
<sup>1</sup> Масляные радиаторы не входят в конструкцию собственно двигателей и поэтому в учебнике не рассматриваются.



ком продувочного насоса в двухтактных двигателях. В месте отсоса воздуха выполняют маслоулавливающие устройства, препятствующие попаданию масла в ресивер. В некоторых автотракторных двигателях для вентиляции на картерах устанавливают специальные патрубки-сапуны, через которые полость картера сообщается с атмосферой. Во избежание попадания пыли внутрь картера сапуны имеют воздушные фильтры. На фиг. 322 показана схема вентиляции картера двигателя ЗИМ. Сапун 7 конструктивно объединен с маслосборным патрубком 5. Наружный воздух проходит через сетчатый фильтр 6 сапуна и поступает в картер через патрубок. Газы из картера отсасываются по вытяжной трубе 2 в коробку карбюратора 4. Для очистки отсасываемых газов в нижней части вентиляционной трубы устроен маслоотражатель 1, а в верхней — сетчатый фильтр 3. Вместо отсоса газов, происходящего вследствие разрежения при всасывании, в некоторых автомобильных двигателях используют напор, создаваемый вентилятором системы охлаждения. Однако во всех системах вентиляции картер защищен соответствующими фильтрами от попадания пыли.

В мощных и напряженных двигателях может произойти взрыв масляных паров в картере при заедании поршней. Для предупреждения разрушения картера при взрыве на люках картера устанавливают предохранительные клапаны в виде пластин, прижатых пружинами. Проходные сечения таких клапанов выполняют в пределах  $0,10-0,12 \text{ см}^2$  на литр объема картера.

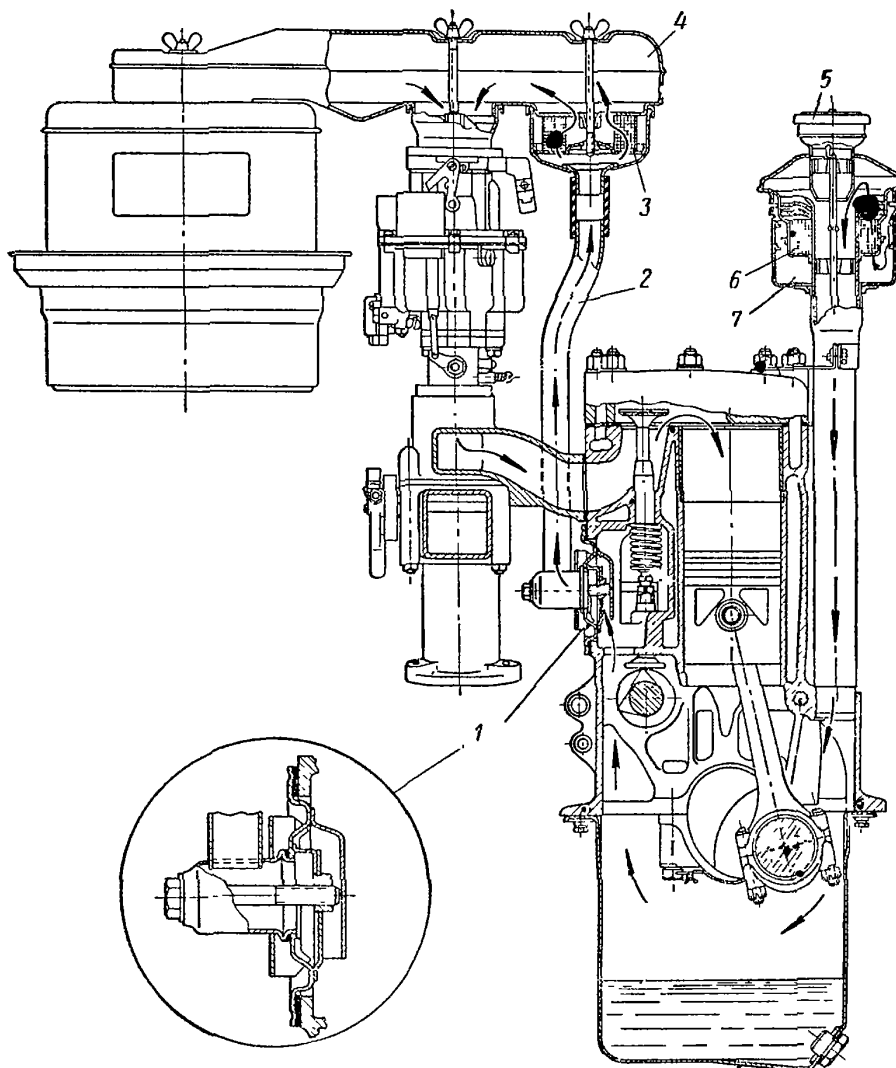
Контрольно-измерительная аппаратура системы смазки состоит из устройств для наблюдения за количеством, давлением и температурой масла в системе. В системах с мокрым картером для измерения количества масла наиболее часто применяют шупы — стержни, погруженные в маслосборник. По длине смоченной маслом поверхности вынутого шупа судят об уровне масла в картере. В системах с сухим картером применяют также поплавковые устройства, маслосборные стекла и пневмометрические или электрические указатели уровня в масляных баках. Давление масла измеряют пружинными или диафрагменными манометрами с гидравлической или электрической пере-



Фиг. 321. Масляный холодильник.

дачей импульса к показывающему прибору, а также дифференциальными манометрами, служащими для измерения сопротивления фильтров. По величине этого сопротивления судят о степени загрязнения фильтров. Температуру масла измеряют термометрами, обычно манометрического типа, устанавливаемыми в картере и после холодильника.

В системы смазки современных напряженных быстроходных двигателей ставят также термостаты, автоматически регулирующие режим охлаждения



Фиг. 322. Схема вентиляции картера автомобильного двигателя.

масла, а также приборы, сигнализирующие об отклонениях от нормального режима и о падении давления в системе смазки.

Развитие систем смазки характеризуется следующими направлениями, связанными с увеличением напряженности работы двигателей:

1) обеспечением циркуляционной смазкой под давлением по возможности всех узлов трения двигателя;

2) использованием смазочного масла также для охлаждения деталей;

3) использованием смазочного масла в качестве рабочего тела для сервомоторов управления и автоматики;

4) улучшением качества непрерывной очистки масла в системе; конструктивным объединением фильтров грубой и тонкой очистки; применением для фильтров тонкой очистки сменных элементов, заменяемых новыми после загрязнения;

- 5) разработкой новых, более производительных конструкций насосов для мощных двигателей взамен шестеренчатых;
- 6) разработкой более компактных и совершенных конструкций масляных холодильников и радиаторов.

## § 2. СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Устройства, составляющие систему охлаждения, служат для отвода тепла от нагреваемых деталей двигателя для предупреждения их разрушения. По роду вещества, отводящего тепло (теплоносителя), системы охлаждения бывают:

- 1) ж и д к о с т н ы е, в которых в качестве теплоносителя применяют воду, масло и некоторые другие жидкости, кипящие при высокой температуре;
- 2) в о з д у ш н ы е, с охлаждением деталей потоком воздуха;
- 3) и с п а р и т е л ь н ы е, в которых отвод тепла происходит в результате испарения жидкости, омывающей нагретые детали. Испарительные системы в чистом виде, с отводом только пара, применяют редко, большее распространение имеют испарительные системы с отводом паро-жидкостной смеси и последующей ее сепарацией и конденсацией пара.

Для стационарных и судовых двигателей и двигателей наземного транспорта наибольшее распространение получили системы жидкостного охлаждения. Системы воздушного охлаждения для двигателей указанного назначения применяют в основном для мотоциклетных и некоторых автомобильных двигателей, а также в некоторых стационарных двигателях малой мощности.

Испарительные системы применяют для наиболее мощных, форсированных двигателей и для некоторых стационарных двигателей малой мощности.

По кратности использования теплоносителя системы охлаждения разделяются на п р о т о ч н ы е, в которых теплоноситель после нагрева выбрасывают, и ц и р к у л я ц и о н н ы е, в которых теплоноситель охлаждают в специальных устройствах, и затем его вновь направляют к охлаждаемым деталям двигателя. Проточные системы выплняют в том случае, если теплоноситель имеется в неограниченном количестве, как, например, воздух в системах воздушного охлаждения или вода для двигателей с водяными системами, однако при условии, что качество воды отвечает определенным требованиям. Последнее условие часто препятствует осуществлению более простой проточной системы охлаждения, так как вода в естественных водоемах содержит в большем или меньшем количестве растворенные соли, выпадающие при нагревании и образующие накипь на охлаждаемых поверхностях. Слой накипи существенно затрудняет отвод тепла, что может привести к перегреву и разрушению деталей. Кроме того, при проточной системе охлаждения температура охлаждающего вещества на входе в двигатель определяется температурой окружающей среды и, таким образом, сильно меняется в зависимости от времени года. При низкой температуре детали двигателя переохлаждаются, что ухудшает экономику двигателя, приводит к увеличению температурных напряжений, а в некоторых случаях может произойти прихватывание трущихся пар вследствие уменьшения зазора между деталями. Поэтому, несмотря на некоторое усложнение сравнительно с проточной системой, для современных двигателей большей части типов жидкостную систему охлаждения выполняют циркуляционной, с непрерывной прокачкой постоянного количества жидкости в замкнутой системе.

Проточные схемы жидкостного (водяного) охлаждения сохранились лишь для тихоходных судовых и стационарных двигателей. В двигателях

наземного транспорта естественно может быть осуществлена только циркуляционная система жидкостного охлаждения.

По способу осуществления циркуляции системы жидкостного охлаждения разделяются на термосифонные и насосные.

В термосифонных системах охлаждения циркуляция жидкости обуславливается разностью плотностей жидкости в полостях, где она нагревается, охлаждая детали, и в устройстве, где жидкость охлаждается.

В насосных системах жидкость прогоняется через всю систему специальным насосом. Вследствие малой скорости циркуляции и возможности парообразования в полостях охлаждения термосифонные системы применяют в настоящее время только для ненапряженных двигателей малой мощности. Однако принцип подвода холодной жидкости в нижнюю часть охлаждаемой полости и отвода из верхней почти всегда выдерживают при конструировании систем охлаждения. Это необходимо также для отвода пара и газов, выделяющихся из жидкости при нагреве, и для вытеснения воздуха из системы при ее заполнении.

В системах жидкостного охлаждения наиболее распространена в качестве теплоносителя вода. Однако для охлаждения поршней применение воды вызывает затруднения, так как возможно попадание воды из неплотностей системы охлаждения в картер и систему смазки, что может вызвать аварию двигателя. Поэтому для охлаждения поршней часто применяют масло, или объединяют систему охлаждения поршней с системой смазки, как это было указано при описании систем смазки, или выполняют отдельную замкнутую циркуляционную систему охлаждения поршней маслом.

Для напряженных транспортных двигателей дополнительным недостатком воды как теплоносителя является относительно низкая температура кипения, вследствие чего нельзя повысить температурный режим охлаждения, в то время как для осуществления наиболее компактных устройств обратного охлаждения желательны по возможности высокие температуры теплоносителя. Кроме того, при низкой температуре кипения расход теплоносителя из системы повышается вследствие частичного испарения. Для уменьшения этого расхода современные системы выполняют изолированными от окружающей атмосферы специальными паро-воздушными клапанами, при помощи которых в системе поддерживается некоторое избыточное давление.

Переход к охлаждению при высокой температуре возможен при замене воды жидкостями, кипящими при высокой температуре. Из таких жидкостей распространение получил этиленгликоль  $C_2H_4(OH)_2$ , имеющий в чистом виде температуру кипения  $197,5^\circ C$ , а в растворе с двойным количеством воды  $170^\circ C$ . Применение этиленгликоля связано с увеличением пожарной опасности, так как температура вспышки его составляет  $124^\circ C$ .

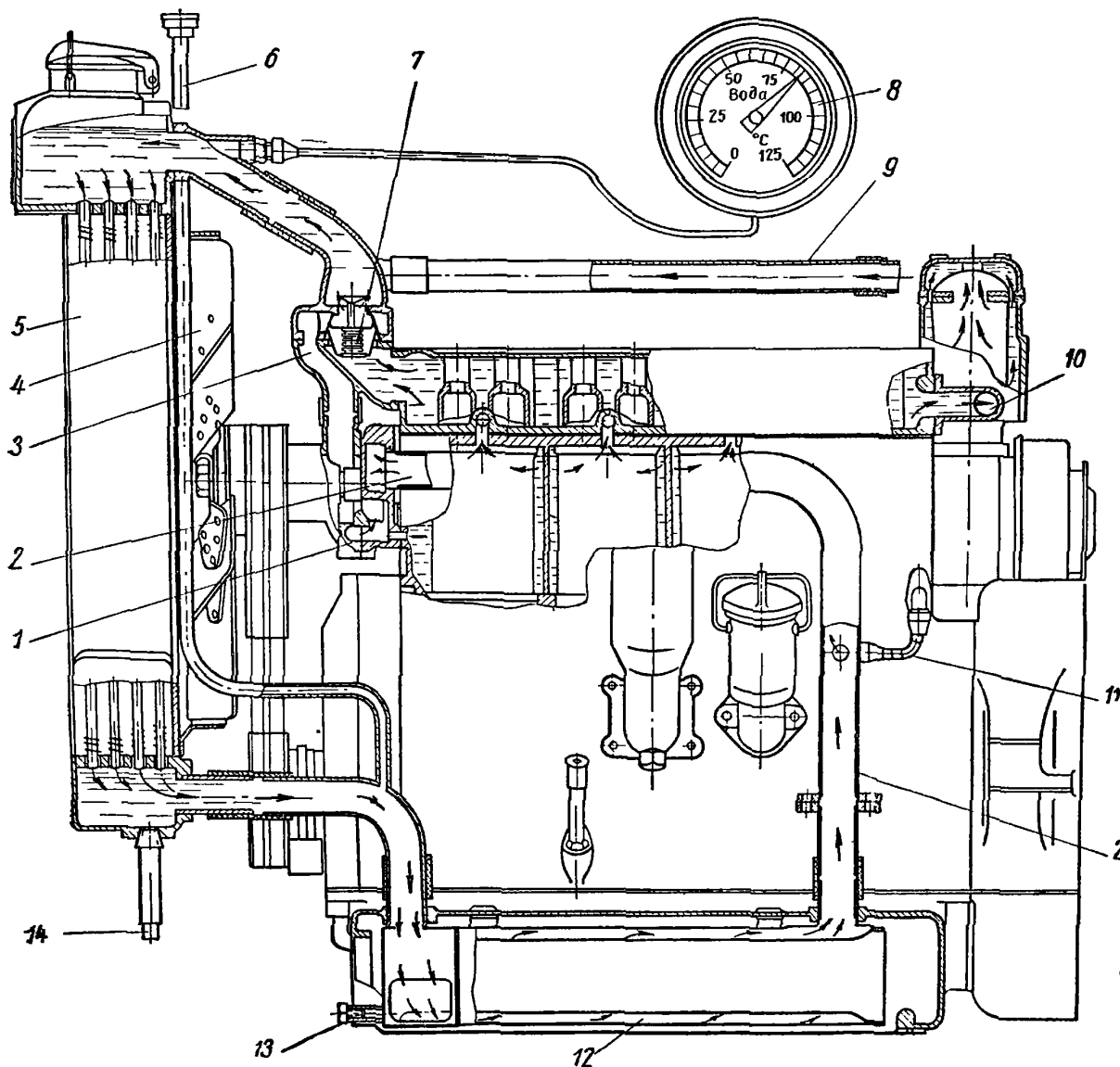
Существенным недостатком воды как охлаждающего вещества в системах охлаждения является ее высокая температура замерзания. Как известно, при замерзании воды происходит увеличение ее объема, что приводит к разрушению двигателя или устройств системы охлаждения. Во избежание этого в двигателях, работающих при низкой температуре окружающего воздуха, воду в системе охлаждения заменяют жидкостями, замерзающими при низкой температуре, антифризами. В качестве таких жидкостей наибольшее распространение получили водные растворы глицерина и гликолей. Температура замерзания жидкости В2, состоящей из 55% этиленгликоля и 45% воды, составляет около  $40^\circ C$  ниже нуля.

Циркуляционная система жидкостного охлаждения включает следующие элементы:

полости охлаждения деталей двигателя в рубашках цилиндров, крышках (головках), в рубашках выпускного коллектора и в масляном холодильнике;

насосы для циркуляции жидкости в системе охлаждения;

устройства для охлаждения циркулирующей жидкости — радиаторы, если жидкость охлаждается воздухом, и теплообменники (холодильники), если жидкость охлаждается водой;



Фиг. 323. Система охлаждения тракторного двигателя.

устройства для прокачивания охлаждающего вещества через радиаторы и холодильники: вентиляторы в случае охлаждения воздухом и насосы — при жидкостном охлаждении;

вспомогательные устройства и контрольно-измерительные приборы. Сюда относятся термостаты для автоматического регулирования режима охлаждения, термометры и манометры для наблюдения за температурой и давлением в системе охлаждения, устройства для защиты от коррозии (протекторы), а также приспособления для прогрева двигателя перед пуском при низкой температуре окружающего воздуха.

На фиг. 323 показана схема системы охлаждения тракторного двигателя Д-35. Водяной насос 1 с приводом при помощи клинового ремня от коленчатого вала двигателя всасывает воду по трубе 2 и нагнетает ее в короб, проходящий внутри вдоль всего блока цилиндров. Из короба через окна против

каждого цилиндра вода поступает к верхней части втулок цилиндров, омывает их и через отверстия в блоке поступает в полости головки. В головке вода прежде всего омывает наиболее горячие выпускные патрубки, а затем, пройдя полости головки, направляется в корпус 7 термостата. При низкой температуре воды клапан термостата перекрывает доступ воды в радиатор и вода возвращается обратно в насос через патрубок 3. После прогрева клапан термостата открывается и вода начинает циркулировать через радиатор 5, охлаждаясь потоком воздуха, просасываемого через радиатор вентилятором 4, установленным на одном валике с водяным насосом. Из радиатора вода поступает в небольшой котел 12, служащий для подогрева воды перед пуском двигателя при низкой температуре окружающего воздуха. Воду в котле подогревают при помощи специальной горелки, которая служит также для подогрева масла в маслосборнике картера. Подвод воды к верхнему, наиболее горячему поясу втулок цилиндров обеспечивает их интенсивное охлаждение; нижний же пояс втулок охлаждается менее интенсивно, в основном вследствие конвективных токов и частично в результате некоторого отсоса воды по трубке 11. Этим достигается более равномерное распределение температур во втулках и соответственно уменьшаются их температурные деформации. Трубка 11 служит также для дренажа полости блока при выпуске воды из системы через пробки 13 и 14. Вода для охлаждения пускового двигателя поступает по трубе 10 и отводится по трубе 9 в радиатор. Для контроля температуры воды в верхней коробке радиатора установлен манометрический термометр 8. Трубка 6 служит для заливки воды в котел в обход радиатора при особенно низких температурах окружающего воздуха во избежание замерзания воды в трубках радиатора.

В схемах охлаждения без подогревательного котла вода из радиатора непосредственно поступает к насосу.

Схема циркуляционной замкнутой системы охлаждения судового двигателя отличается наличием двух водяных насосов, из которых один служит для циркуляции мягкой пресной воды в контуре охлаждающих полостей двигателя и водо-водяного холодильника, а другой — для прокачивания жесткой пресной или морской воды через холодильник для охлаждения мягкой. В проточных системах охлаждения на двигателе устанавливают только один насос, прокачивающий воду через охлаждающие полости двигателя на слив. В таких системах, а также перед насосами жесткой воды в циркуляционных системах обычно устанавливают водяные фильтры для предохранения системы охлаждения от загрязнения.

### Расчет элементов системы

Исходной величиной для расчетов элементов системы охлаждения служит количество циркулирующей в единицу времени жидкости (проток), которое определяется по величине съема тепла, т. е. количества тепла, которое необходимо отвести от двигателя в холодильник. Величиной съема тепла задаются на основании данных, полученных при испытаниях двигателей различных типов:

для карбюраторных автомобильных и тракторных . . .	600—800 ккал/л. с. ч.
„ двигателей с воспламенением от сжатия:	
быстроходных . . . . .	200—300 „
тихоходных . . . . .	400—600 „

Меньшие значения относятся к более быстроходным двигателям и более высоким температурам охлаждения.

Количество циркулирующей жидкости (проток) определяют из формулы

$$G_v = \frac{Q_v N_e}{c \cdot \Delta t} \text{ кг/час,}$$

где  $Q_v$  — удельный съем тепла в *ккал/л. с. ч.*;

$N_e$  — эффективная мощность двигателя в *л. с.*;

$\Delta t$  — нагрев жидкости в двигателе, равный охлаждению ее в холодильнике, т. е. разность температур жидкости при выходе из двигателя и при входе в него, в  $^{\circ}\text{C}$ ;

$c$  — теплоемкость жидкости в *ккал/кг·град*, которую принимают равной:

для воды . . . . .	1
„ масла . . . . .	0,4—0,5
„ этиленгликоля . . . . .	0,7

Величиной этой разности (перепада) температур задаются на основании следующих соображений. В проточных системах охлаждения температура входа жидкости определяется условиями внешней среды, и таким образом, меняется в зависимости от времени года и климатических условий в пределах от  $\sim 5$  до  $\sim 30^{\circ}\text{C}$ . Температуру воды на выходе из двигателя желательно поддерживать достаточно высокой для получения хорошей экономичности. Однако в случае применения в качестве охлаждающей жидкости воды из естественных водоемов возможность повышения температуры ограничивается выпадением растворенных в воде солей, образующих накипь в рубашках охлаждения. Поэтому при проточных системах охлаждения температуру воды на выходе из двигателя обычно ограничивают  $40\text{—}50^{\circ}\text{C}$ .

Таким образом, в проточных системах, применяемых для стационарных и судовых двигателей, вода нагревается в среднем на  $\Delta t = 15 \div 30^{\circ}\text{C}$ .

Расчетный перепад для проточных систем выбирают в зависимости от назначения двигателя по наивысшей возможной температуре воды при входе в систему охлаждения.

При увеличении перепада температур уменьшается проток, а следовательно и размеры перекачивающего насоса и расход энергии на приведение его в действие. Вместе с тем это увеличение приводит к неравномерности температур охлаждаемых деталей двигателя и, следовательно к увеличению температурных напряжений. Поэтому для быстроходных и напряженных двигателей расчетный перепад выбирают в пределах  $\Delta t = 5 \div 10^{\circ}\text{C}$ , что определяет значительно больший проток. Во избежание отложений накипи, как правило, для этих двигателей выполняют замкнутую систему циркуляции мягкой воды, вследствие чего температурный режим охлаждения может быть значительно повышен, что, с одной стороны, улучшает протекание рабочего процесса, а с другой, — приводит к уменьшению размеров устройств для охлаждения воды. Температура воды на выходе из двигателя в таких системах составляет обычно  $75\text{—}85^{\circ}\text{C}$ , а в изолированных системах и свыше  $100^{\circ}\text{C}$ .

Таким образом, количество воды, прокачиваемой через систему охлаждения, составляет в среднем:

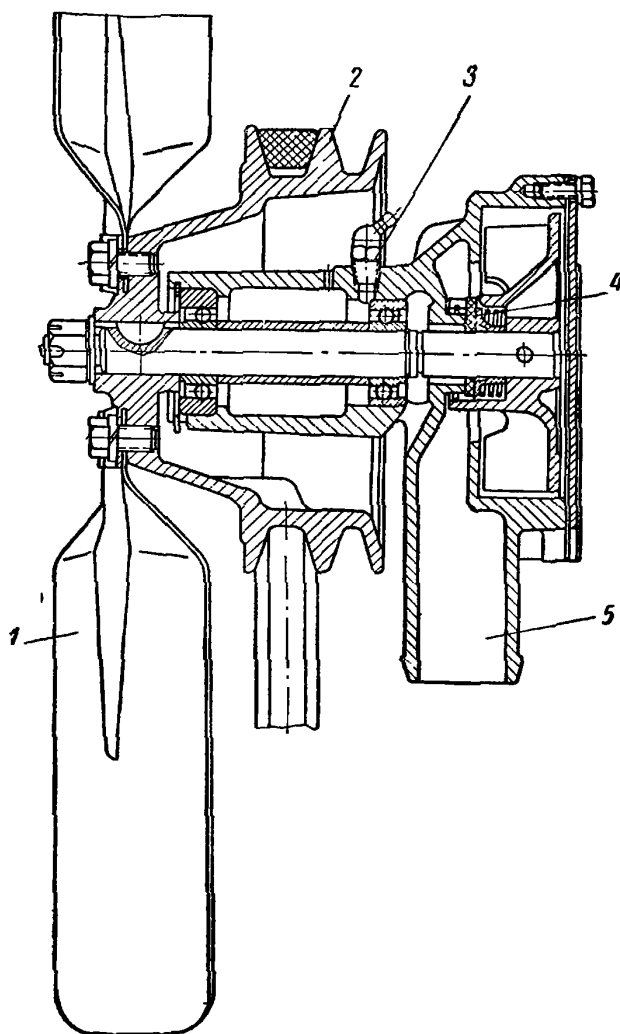
для проточных систем охлаждения . . . . .	25—30 кг/э. л. с. ч.
„ циркуляционных систем:	
с водо-водяными холодильниками . . . . .	50—100 „
с радиаторами . . . . .	80—180 „

Вследствие малой теплоемкости и более низких значений коэффициента теплопередачи количество масла, прокачиваемого через систему охлаждения, при применении масла в качестве теплоносителя, должно быть больше чем в 2 раза протока воды в системах водяного охлаждения. При недостаточной

скорости циркуляции возможно разложение масла и отложение продуктов его разложения на горячих поверхностях, что существенно ухудшает отвод тепла. Вследствие более высокой вязкости масла увеличивается сопротивление системы и, следовательно, необходим больший напор циркуляционного насоса.

### Насосы системы охлаждения

Насосы систем охлаждения обычно выполняют центробежного типа как наиболее простые и дешевые в производстве. Однако, если по условиям работы двигателя не может быть обеспечено постоянное заполнение корпуса насоса, как в некоторых проточных системах, применяют также поршневые насосы с приводом от дополнительного колена или кривошипа на коленчатом валу двигателя.



Фиг. 324. Водяной насос автомобильного двигателя.

Насосы с приводом от дополнительного колена или кривошипа на коленчатом валу двигателя. Привод центробежных насосов, располагаемых в стационарных и судовых двигателях обычно на торце двигателя, осуществляется зубчатыми передачами или непосредственно от конца коленчатого вала при помощи шлицев или хвостовика. В автомобильных и тракторных двигателях валик насоса часто объединен с валиком вентилятора и приводится в действие клиновидным ремнем от шкива на носке коленчатого вала, как это показано на фиг. 324.

В быстроходных двигателях, предназначенных для различных условий работы, как, например, тракторные, судовые и стационарные, привод водяного насоса обычно осуществляется от особого валика вспомогательных агрегатов.

Число оборотов вала центробежных насосов выбирают в пределах 1500—4000 в минуту, причем большие значения относятся к насосам, объединенным приводом с вентиляторами или продувочными насосами.

Необходимый напор, создаваемый насосом, определяется сопротивлением системы охлаждения,

изменяющимся в зависимости от конструкции двигателя и элементов системы охлаждения и пропорциональным квадрату количества жидкости, прокачиваемой через систему в единицу времени. Из общего сопротивления циркуляционной системы на долю рубашек приходится около половины сопротивления, на радиатор — около одной трети, а остальное составляют сопротивления трубопроводов. Напор насоса выбирают в пределах 1—2 кг/см<sup>2</sup>, причем большие значения относятся к более быстроходным напряженным двигателям с более сложной системой охлаждения.



Мощность, затрачиваемая на приведение в действие насосов системы охлаждения, составляет от 0,2 до 0,5% эффективной мощности двигателя, и только для двигателей самых малых мощностей может достигать 1%. Поэтому к конструкции насоса предъявляется требование не столько наибольшего к. п. д., сколько возможной простоты конструкции и наименьших размеров. Вследствие этого крыльчатки насосов обычно выполняют с четырьмя — восемью прямыми радиальными лопатками.

Радиальные лопатки необходимы также для обеспечения работы насоса при любом направлении вращения реверсивного двигателя; напорную камеру в этом случае выполняют кольцевой, а не в виде улитки.

Расчет центробежного насоса производят обычно по известной характеристике подобного насоса (прототипа) и заданной производительности, напоре и выбранном числе оборотов вала или диаметре крыльчатки. Расчетная производительность задается с учетом утечек в насосе на 10—20% больше протока, подсчитанного по съему тепла.

На фиг. 324 показан водяной насос двигателя ЗИС-120, скомпонованный с вентилятором, с общим приводом при помощи шкива и клиновидного ремня. В данной конструкции подвод воды через патрубок 5 к насосу осуществлен со стороны приводного валика; уплотнительная шайба 4 — текстолитовая. Смазывание подшипников производится путем заполнения пространства между ними консистентной смазкой через масленку 3. Приводной шкив 2 посажен на валик на шпонке, вентилятор 1 крепят к втулке шкива.

### Полости охлаждения

Сечения полостей охлаждения в блоке и головке не рассчитывают, а проектируют с учетом прочности и технологии этих деталей. Обычно скорость воды в этих полостях получается в пределах 0,5—1,0 м/сек. Однако при проектировании придерживаются следующих принципов. Для равномерного охлаждения всех цилиндров подвод охлаждающей воды выполняют отдельно к каждому цилиндру или по крайней мере с двух сторон блока. Для этого в крупных стационарных и судовых двигателях вдоль блока прокладывают водяную магистраль, из которой вода подводится к каждому цилиндру отдельным патрубком. Так как скорость воды в рубашках, этот подвод следует осуществлять не против втулки, а тангенциально, во избежание кавитационной эрозии. Для уменьшения возможностей электрохимической коррозии необходимо, чтобы в рубашках не было застойных зон. Около наиболее нагретых поверхностей скорость воды следует увеличивать путем постепенного сужения проходных сечений. Резкие изменения сечения и соответственно скорости протекания воды также могут вызвать эрозию.

В быстроходных автомобильных и тракторных двигателях для равномерного охлаждения цилиндров выполняют внутриблочные каналы, в которые подается вода, поступающая затем к втулкам, через окна в стенках этих каналов. Различные конструкции устройств для распределения охлаждающей воды в блоках рассмотрены в гл. X и XI.

Перепуск воды из полостей рубашек цилиндров в головки стационарных и судовых двигателей обычно осуществляется по наружным перекидным патрубкам со стороны выпускных каналов для более интенсивного охлаждения наиболее нагреваемых частей крышки. В быстроходных транспортных двигателях этот перепуск осуществляется через несколько отверстий в блоке и головке, причем эти отверстия группируют также в области наиболее нагретых частей головки.

Для улучшения охлаждения днища полости крышки напряженных двигателей разделяют горизонтальной перегородкой на два этажа. Последние

разделены, в свою очередь, вертикальными перегородками таким образом, чтобы вода в крышке проходила с повышенной скоростью последовательно по всем полостям сначала нижнего этажа омывая днище, затем поступала в верхний этаж крышки и после этого выводилась из нее. Форма полостей должна быть такой, чтобы в них при заполнении системы водой не могли образовываться паровые и воздушные мешки, а также в полостях не должна оставаться вода при сливе ее через спускные краны.

Подвод и отвод воды для охлаждения поршней при помощи телескопических труб или трубчатых шарнирных механизмов в настоящее время применяют только в тихоходных мощных двигателях. В двигателях двойного действия охлаждающая вода подводится к крейцкопфу, а затем через полый шток — в полости охлаждения поршня. Давление в системе охлаждения поршней должно быть несколько выше, чем в системе охлаждения рубашек ( $3-4 \text{ кг/см}^2$ ), поэтому охлаждение поршней обычно выделяют в самостоятельную систему. Во избежание разрыва столбов жидкости и гидравлических ударов вследствие движения поршня, при входе и выходе воды из поршня устанавливают воздушные колпаки с подводом в них сжатого воздуха. Поршни быстроходных двигателей охлаждают маслом обычно из системы смазки.

Размеры трубопроводов системы охлаждения рассчитывают задаваясь скоростью протекания жидкости в пределах  $1-3 \text{ м/сек}$  во впускных и  $2-6 \text{ м/сек}$  в нагнетательных линиях, причем меньшие значения принимают для тихоходных двигателей с проточными системами.

Конструкции водо-водяных холодильников замкнутых циркуляционных систем судовых и стационарных двигателей аналогичны конструкциям масляных холодильников (см. фиг. 321). Жесткую охлаждающую воду обычно пропускают внутри трубок, а мягкую, охлаждаемую — в пространстве между трубками, так как очищать внутренность трубок удобнее, чем пространство между трубами. Размер теплообменной поверхности водо-водяных холодильников составляет  $0,01-0,02 \text{ м}^2/\text{л. с.}$  в зависимости от режима охлаждения и температуры охлаждающей воды<sup>1</sup>.

Объем жидкости в системе охлаждения устанавливают с учетом возможности кратковременного форсирования двигателя аккумулярованием тепла в системе.

Емкость современных систем, включая радиатор, составляет в л/л. с.:

для автомобилей с карбюраторными двигателями:	
легковых . . . . .	0,2—0,3
грузовых . . . . .	0,3—0,6
для машин с двигателями с воспламенением от сжатия:	
грузовых и тракторов . . . . .	0,4—1,0
тепловозов . . . . .	0,8—1,0

### Контрольная аппаратура

Термостат в системе жидкостного охлаждения служит для регулирования режима охлаждения. В современных системах охлаждения автомобильных и тракторных двигателей наибольшее распространение получили термостаты, изображенные на фиг. 325. Элементом, регулирующим поток воды в системе, является металлическая гофрированная герметическая коробка *Б* (сильфон), в которую налито некоторое количество легкокипящей жидкости (например, смеси спирта с водой). Нижняя часть коробки укреплено неподвижно в охлаждающей полости головки двигателя, верхняя несет на себе стержень с двумя клапанами *1* и *3*. Клапан *1* перекрывает отверстие, ведущее в радиа-

<sup>1</sup> Конструкции устройств для охлаждения воды воздухом — радиаторы и вентиляторы — в учебнике не рассматриваются.

тор. Когда вода в системе холодная, то клапан 1 закрыт и вода из головки поступает через окна 2 в корпусе 4 к впускному патрубку насоса, минуя радиатор. Когда температура воды поднимается до  $\sim 65^\circ\text{C}$  (при спиртовой смеси), коробка вследствие увеличения упругости паров будет деформироваться и клапан 1 начинает открываться, а клапан 3 перекрывает окна 2 в корпусе термостата. В результате этого поток воды направляется в радиатор, а перепуск непосредственно к насосу прекращается (см. фиг. 323). Клапан 1 (фиг. 325) открывается полностью при температуре воды  $90^\circ$ . При охлаждении воды термостат возвращает клапаны в первоначальное положение.

Для дополнительного регулирования температурного режима служат шторки и решетки из поворачивающихся пластин (жалюзи), устанавливаемые перед радиатором. При низкой температуре окружающего воздуха поворотом пластин уменьшают проходное сечение для воздуха, вследствие чего уменьшается интенсивность охлаждения воды в радиаторе.

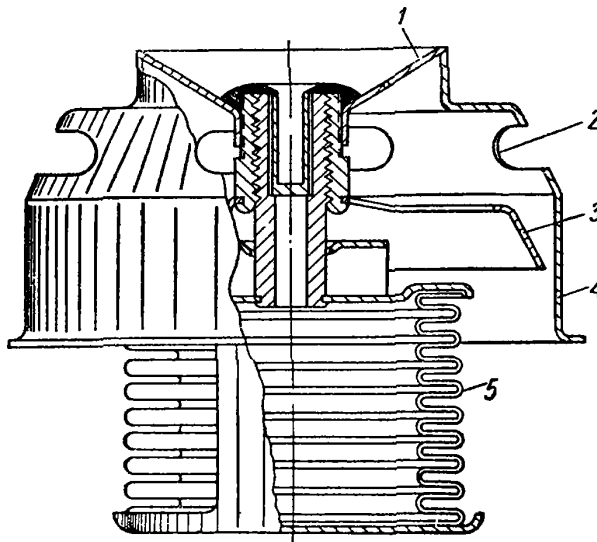
Охлаждаемые поверхности, омываемые водой, подвергаются электрохимической коррозии в особенности при проточных системах охлаждения. Для защиты от коррозии эти поверхности покрывают защитными лаками, однако наиболее эффективным способом защиты является хромирование. Особенно сильная коррозия получается при проточном охлаждении морской водой. Поэтому в системах охлаждения судовых двигателей устанавливают специальные протекторы, защищающие детали двигателя от коррозии.

Протекторы представляют собой цинковые листы, пластины или стержни, укрепленные в полостях охлаждения вокруг втулок цилиндров, на внутренних поверхностях лючков рубашек и т. п. Защитное действие протекторов основано на том, что электрический потенциал цинка ниже, чем железа, в результате чего при омывании электролитом (водой) корродирует не железо, а цинк. Таким образом, защитное действие протектора сводится к перенесению коррозии на его поверхность.

Контрольно-измерительная аппаратура систем охлаждения состоит из термометров, обычно манометрического типа, показывающих температуру охлаждающей жидкости при выходе из двигателя. Системы охлаждения часто имеют автоматические устройства, сигнализирующие об отклонениях от нормального режима охлаждения или останавливающие двигатель при повышении температуры сверх допустимых значений.

### Системы воздушного охлаждения

Преимуществом воздушной системы охлаждения являются меньший вес, большая простота и отсутствие опасности разрушения двигателя при замерзании охлаждающей воды в системе, а также упрощение эксплуатации двигателя в безводных местностях. Однако вследствие трудности пуска двигателя с воздушным охлаждением при низкой температуре окружающего воздуха и ряда других конструктивных и эксплуатационных недостатков эти системы применяют только в авиационных, мотоциклетных и некоторых специальных двигателях, для которых преимущества этой системы являются решающими.



Фиг. 325. Термостат.

Количество тепла, которое отводится от двигателя при воздушном охлаждении, составляет от 400 до 700 ккал/э. л. с. ч., поэтому при нагреве охлаждающего воздуха обычно в пределах 10—20° С необходимо 100—300 кг воздуха на 1 э. л. с. ч.

Для того чтобы обеспечить такой съём тепла стаканы и головки цилиндров делают с ребрами, в результате чего значительно увеличивается поверхность охлаждения. Температура наиболее нагретых деталей двигателя (головки около выпускных патрубков) не должна превышать ~300° С.

В мотоциклетных двигателях ребра обычно выполняют литыми, длиной 15—30 мм, толщиной у конца 1,5—2 мм и у корня 3—4 мм; шаг ребер 8—12 мм. Примеры конструкций цилиндров воздушного охлаждения приведены в гл. XI.

Размер поверхности охлаждения не поддается точному расчету, и его принимают на основании практических данных равным 250—500 см<sup>2</sup>/л. с., причем около  $\frac{2}{3}$  этой поверхности должно быть осуществлено на головке, а остальная — на цилиндре. Для более равномерного охлаждения отдельных частей цилиндра в потоке воздуха устанавливают специальные щитки — дефлекторы, направляющие и распределяющие поток воздуха по поверхностям охлаждения. Скорость воздуха между ребрами равна 10—30 м/сек.

Большое количество воздуха, которое необходимо подавать для обдува двигателей воздушного охлаждения, определяет рациональность этого метода охлаждения для быстро движущихся экипажей, в которых система охлаждения должна быть наиболее простой, а обдув может быть обеспечен встречным потоком воздуха, например в мотоциклах. В стационарных двигателях с системой воздушного охлаждения устанавливают особый вентилятор для обдува.

Развитие систем охлаждения современных двигателей характеризуется следующими направлениями.

1. Повышение температурного режима охлаждения при одновременном уменьшении разности температур теплоносителя при выходе из двигателя и входе в него, для улучшения показателей работы двигателя и уменьшения температурных напряжений, а также уменьшения размеров устройств для обратного охлаждения теплоносителя.

2. Применение замкнутых систем охлаждения для предупреждения образования накипи в охлаждающих рубашках.

3. Применение масляного охлаждения поршней вместо водяного во избежание попадания воды в систему смазки.

4. Изыскание путей снижения расхода энергии на приведение в действие вентиляторов системы охлаждения, применение вентиляторов с поворотными лопастями.

5. Улучшение конструкции радиаторов.

6. Расширение областей применения систем воздушного охлаждения.

## ГЛАВА XVI

### СИСТЕМЫ ПУСКА И РЕВЕРСИРОВАНИЯ

#### § 1. СИСТЕМЫ ПУСКА

Для пуска двигателя внутреннего сгорания его коленчатый вал необходимо привести во вращение от постороннего источника энергии. При этом скорость вращения должна быть доведена до некоторой величины, обеспечивающей удовлетворительное протекание процессов смесеобразования, сжатия и воспламенения. Значение необходимой для пуска двигателя скорости вращения (пускового числа оборотов коленчатого вала) зависит от способа смесеобразования и зажигания, от температуры поступающего воздуха и температуры самого двигателя, а также от типа и конструкции его.

В зависимости от источника энергии, используемой при пуске, различают следующие способы пуска:

1. Пуск от руки проворачиванием вала пусковой рукояткой.
2. Пуск электрическим двигателем — стартером, питающимся от аккумуляторной батареи, или обращением присоединенного к двигателю электрического генератора в электродвигатель с питанием от электрической сети.
3. Пуск вспомогательным двигателем внутреннего сгорания, пускаемым, в свою очередь, от руки.
4. Воздушный (пневматический) пуск пусковым воздушным двигателем или, чаще, превращением на время пуска двигателя внутреннего сгорания в пневматический, работающий на сжатом воздухе или продуктах сгорания, закачиваемых в особые баллоны в период работы двигателя.

В автомобильных и тракторных карбюраторных двигателях наиболее распространена система пуска электрическим стартером, но, как правило, предусматривают также устройства для ручного пуска. В тракторных двигателях с воспламенением от сжатия применяют систему со вспомогательным двигателем внутреннего сгорания. В стационарных и судовых двигателях малой мощности (до 10 л. с. в цилиндре и до 20—25 л. с. в агрегате) применяют систему пуска от руки, а в мощных тихоходных двигателях — почти исключительно систему пневматического пуска. Мощные быстроходные двигатели имеют или электрические стартеры, или устройства для пневматического пуска, причем для увеличения надежности пуска нередко обе эти системы применяют одновременно. В отдельных случаях применяют одновременно три системы пуска. В тепловозных и судовых двигателях применяют также систему пуска двигателя превращением присоединенного электрического генератора в пусковой электродвигатель с питанием от аккумуляторной батареи.

#### Минимальное пусковое число оборотов вала

Карбюраторные двигатели вследствие наличия постороннего источника зажигания и внешнего смесеобразования при относительно легко испаряющемся топливе и наличии устройств для обогащения смеси имеют наиболее

низкие пусковые числа оборотов вала, величина которых зависит от температуры окружающего воздуха и конструктивных особенностей двигателя. При батарейном зажигании или при пусковом магнето при температуре наружного воздуха от 0 до  $-20^{\circ}\text{C}$  минимальное пусковое число оборотов вала карбюраторных двигателей составляет 35—40 в минуту. При других способах зажигания это число оборотов несколько выше. Таким образом, можно считать, что и при наиболее низких зимних температурах пусковое число оборотов вала составляет около 50 в минуту. При температуре до  $-10^{\circ}\text{C}$  возможен ручной пуск двигателя.

Минимальное пусковое число оборотов вала двигателей с воспламенением от сжатия значительно выше вследствие иных условий смесеобразования и зажигания. Для воспламенения топлива должно быть обеспечено высокое сжатие воздуха в цилиндре. Между тем при низком числе оборотов вала происходит утечка воздуха через неплотности поршневых колец и клапанов и повышенная отдача тепла в стенки цилиндра вследствие большей длительности цикла. При низкой температуре заряда понижается температура конца сжатия, заряд не нагревается при впуске, как это происходит при работе двигателя, а наоборот, охлаждается холодными стенками цилиндра при сжатии. Кроме того, при низких температурах повышается вязкость топлива, что приводит к ухудшению распыливания.

Таким образом, для обеспечения необходимого качества распыливания и смесеобразования и достаточно высокой для воспламенения температуры воздуха для двигателей с воспламенением от сжатия требуется значительно большее число оборотов вала для пуска. Величина пускового числа оборотов вала будет зависеть также от свойств топлива — его склонности к воспламенению, характеризуемой цетановым числом, и испаряемости, определяющей образование горючей смеси.

Различия в условиях охлаждения заряда в цилиндре определяют влияние конструкции двигателя на легкость пуска.

Двигатели с воспламенением от сжатия с непосредственным впрыском топлива пускаются легче, чем двигатели вихрекамерные и особенно предкамерные, с более развитыми поверхностями охлаждения.

Автомобильные и тракторные двигатели с воспламенением от сжатия при температуре, близкой к  $0^{\circ}\text{C}$ , обычно не могут быть пущены без предварительного подогрева. При более высокой температуре окружающей среды минимальное пусковое число оборотов вала в минуту составляет для двигателей:

с непосредственным впрыском . . . . .	Около 125
с вихревыми камерами . . . . .	150
с предкамерами . . . . .	200

Эти же пусковые числа оборотов вала оказываются достаточными при более низкой температуре окружающего воздуха, но при условии предварительного прогрева двигателя.

Стационарные и судовые двигатели обычно устанавливаются в помещениях, где температура не ниже  $+10^{\circ}\text{C}$ . Пусковое число оборотов вала для двигателей этого типа обычно составляет около  $1/3$  от нормального рабочего числа оборотов. При более низкой температуре окружающего воздуха пуск затрудняется и для повышения его надежности двигатель предварительно подогревают.

## § 2. ДИНАМИКА ПУСКА

Для разворачивания вала двигателя до пускового числа оборотов необходимо, чтобы энергия, сообщаемая коленчатому валу при пуске, была равна работе сопротивлений вращению. Этот баланс работы может быть написан в виде

$$L = L_T + L_k + L_f, \quad (307)$$

где  $L$  — работа, подведенная к коленчатому валу;

$L_T$  — сумма работ: трения деталей двигателя; работы, затраченной на приведение в действие вспомогательных агрегатов, работы ходов впуска и выпуска; работы, потерянной вследствие утечек заряда при сжатии и расширении;

$L_k$  — работа, затрачиваемая на расширение или сжатие заряда в цилиндре двигателя в начальный период пуска, почти полностью возвращаемая валу при его дальнейшем повороте;

$L_j$  — работа, затрачиваемая на увеличение кинетической энергии движущихся масс двигателя<sup>1</sup>.

Кроме того, необходимо, чтобы момент, прилагаемый к валу двигателя извне в начале пуска, — момент трогания с места, — был больше суммарного момента сопротивлений. После начала движения это требование становится уже необязательным, так как недостающий момент создается в результате изменения кинетической энергии движущихся масс двигателя.

В выражении (307) баланса энергии при пуске член  $L_T$  представляет собой работу всех сопротивлений при вращении холодного двигателя. Эта работа не равна работе сопротивления вращению горячего двигателя, характеризующейся средним давлением механических потерь  $p_{mp}$ .

Среднее давление механических потерь при вращении холодного двигателя  $p_T$  можно представить как сумму ряда слагаемых:

$$p_T = p_{T1} + p_{T2} + p_{T3} + p_{T4}. \quad (308)$$

Первый член этого выражения —  $p_{T1}$  — представляет сопротивление собственно трению, которое зависит от вязкости масла, заполняющего зазоры в трущихся парах, так как с изменением вязкости меняется сопротивление сдвигу отдельных слоев масляной пленки. Таким образом, величина  $p_{T1}$  зависит от сорта применяемого масла и от температуры его, т. е. от температуры двигателя. С понижением температуры вязкость масла сильно растет. Величина  $p_{T1}$  зависит также от числа оборотов вала, так как сопротивление сдвигу зависит от относительной скорости движения поверхностей трения. С другой стороны, сопротивление собственно трению почти не зависит от величины давления в цилиндрах и остается неизменным при наличии и при отсутствии декомпрессии. В результате этого значение  $p_{T1}$  в период пуска холодного двигателя значительно больше, чем при работе.

Величина  $p_{T2}$  характеризует работу вспомогательных механизмов (продувочный насос и др.), а величина  $p_{T3}$  соответствует работе, затрачиваемой на всасывание и выталкивание, при малом числе оборотов вала во время пуска. Величины  $p_{T2}$  и  $p_{T3}$  имеют меньшие значения, чем при нормальной работе двигателя.

Слагаемое  $p_{T4}$  определяет дополнительное сопротивление, обусловленное увеличением охлаждения воздуха и потерями его при малом числе оборотов вала через неплотности клапанов и поршневых колец во время сжатия и расширения.

Вследствие большого числа факторов, влияющих на величину  $p_T$ , теоретическое ее определение затруднительно и мало надежно. По экспериментальным данным для быстроходных автомобильных и тракторных двигателей с воспламенением от сжатия величина  $p_T$  при температуре  $+10^\circ\text{C}$  в пределах от 20 до 200 об/мин составляет соответственно от 2,5 до 4,3 кг/см<sup>2</sup>.

<sup>1</sup> В случае непосредственного соединения двигателя с приводимой в действие машиной или двигателем в работу  $L$  должны быть включены соответственно работа трения и работа ускорения этой машины.

Для указанного диапазона числа оборотов М.‡Л. Минкин предложил эмпирические формулы для подсчета максимального значения  $p_T$  в зависимости от вязкости масла в картере двигателя:

для четырехтактных двигателей

$$p_{T\max} = 1,9 \sqrt[4]{\nu} \text{ кг/см}^2; \quad (309)$$

для двухтактных

$$p_{T\max} = 1,24 \sqrt[4]{\nu} \text{ кг/см}^2, \quad (310)$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость масла в стоксах ( $\text{см}^2/\text{сек}$ ).

В формулы (309) и (310) подставляют значение вязкости масла, выбранного для проектируемого двигателя, при необходимой температуре пуска. В технических условиях на смазочные масла вязкость указана для температур 50 и 100° С.

Для расчетов вязкости масла при температуре пуска обычно пользуются зависимостью

$$\lg [\lg (100\nu + 0,8)] = A + B \lg T, \quad (311)$$

где  $T$  — температура в ° абс.;

$A$  и  $B$  — коэффициенты, которые определяются из выражения (311) подстановкой двух значений вязкости при двух известных температурах.

Для судовых и стационарных тихоходных двигателей не опубликовано подобных опытных материалов по значениям сопротивления трения при проворачивании холодного двигателя. Эти значения должны отличаться от приведенных для быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия вследствие как меньшего пускового числа оборотов вала тихоходных двигателей, так и меньшей относительной поверхности скольжения трущихся деталей, приходящейся на единицу рабочего объема цилиндра.

Момент, который должен быть приложен к валу для преодоления сопротивлений трения, может быть найден из выражения

$$M_T = 3,18 \frac{p_T}{\tau} V_d \text{ кгм}, \quad (312)$$

где  $V_d$  — литраж двигателя в л;

$\tau$  — число тактов;

$p_T$  — среднее давление механических потерь при вращении холодного двигателя в  $\text{кг/см}^2$ .

Тогда работа

$$L_T = M_T \alpha \text{ кгм},$$

где  $\alpha$  — угол поворота вала в радианах от начала движения до достижения пускового числа оборотов вала.

Работа  $L_k$  затрачивается на первое расширение и сжатие воздуха в цилиндрах двигателя. Величина этой работы зависит от начального положения поршней в цилиндрах, от числа цилиндров и их размеров. Величина угла поворота вала, в течение которого затрачивается эта работа, зависит от числа тактов и числа цилиндров двигателя. При дальнейшем вращении вала работа почти не затрачивается, так как последующее сжатие воздуха происходит в результате работы расширения в других цилиндрах. Небольшая затрата получается только вследствие возрастания давления сжатия с увеличением числа оборотов вала из-за уменьшения утечек и охлаждения заряда, что учтено было выше, при определении работы  $L_T$ .

На фиг. 326 показана схематически развернутая индикаторная диаграмма пуска стартером одноцилиндрового четырехтактного двигателя. Если пуск



происходит из точки  $A$ , в которой положение поршня соответствует началу хода расширения, то работа для преодоления первого сжатия, которая должна быть сообщена стартером, равна

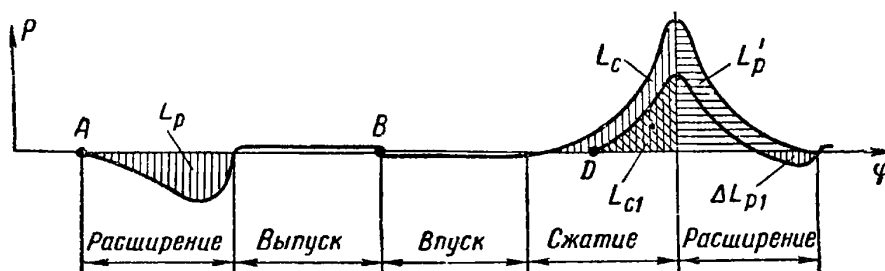
$$L_k \approx L_p + L_c,$$

где  $L_p$  — работа расширения;

$L_c$  — работа сжатия воздуха в цилиндре.

При дальнейшем вращении работа расширения  $L_p'$  обеспечит следующее сжатие, так как  $L_c \approx L_p'$ .

Если раскручивание начато, например, из точки  $B$ , то  $L_k \approx L_c$ . При пуске из точки  $D$  работа  $L_{c1}$ , затрачиваемая на первое сжатие, меньше  $L_c$ .



Фиг. 326. Развернутая индикаторная диаграмма пуска.

Однако в этом случае для осуществления расширения и следующего сжатия необходимо дополнительное сообщение работы и

$$L_k \approx L_c + \Delta L_{p1}.$$

Угол поворота вала при пуске из положения поршня в точке  $A$ , в течение которого должна быть подведена работа  $L_k$ , равен  $720^\circ$ , а в точке  $B$ — $360^\circ$ . Если эта работа будет подведена к валу в результате приложения некоторого постоянного момента, то в первом случае потребуется меньший момент, чем во втором. Таким образом, величина начального момента, который должен быть приложен к валу двигателя для пуска, зависит от положения поршня, с которого начинается пуск. Пуск двигателя сжатым воздухом, подаваемым в цилиндр, возможен только из точки  $A$ , так как в этом случае работа  $L_k$ , составляющая часть работы пускового воздуха, подводится только при совершении поршнем хода расширения. Величина давления воздуха имеет значение только в отношении создания момента, необходимого для трогания с места, возможность же разгона двигателя определяется величиной подведенной работы, не связанной непосредственно с давлением.

В многоцилиндровых двигателях рассмотренные процессы накладываются один на другой, вследствие чего угол поворота вала, при котором должна быть подведена работа  $L_k$ , меняется.

Теоретическое исследование<sup>1</sup> для четырех- и шестицилиндровых четырехтактных автотракторных двигателей с воспламенением от сжатия показало, что при одних и тех же допущениях ( $\epsilon = 16$ ;  $p_c = 30 \text{ кг/см}^2$ ;  $\lambda = 1:4$ ;  $n_1 = n_2 = 1,225$ ;  $p_{вп} = p_{вып}$  — атмосферному давлению, клапаны открываются и закрываются в мертвых точках) работа  $L_{k\max}$  для четырех- и шестицилиндровых двигателей оказалась практически одинаковой и равной

$$L_{k\max} = 40,3V_{\text{ц}} \text{ кгм.} \quad (313)$$

В четырехцилиндровых двигателях сообщение этой работы происходит при повороте вала на угол  $180^\circ$ , а в шестицилиндровых на  $360^\circ$ . При этом максимальное сопротивление вращению, т. е. тангенциальное усилие, при-

<sup>1</sup> Минкин М. Л., Пуск автотракторных дизелей, Мангиз, 1948.

ложенное к шейке колена, отнесенное к  $1 \text{ см}^2$  площади поршня, составляет для четырехцилиндровых двигателей 6,9, а для шестицилиндровых 7,3  $\text{кг/см}^2$ . При декомпрессии значения работы  $L_k$  и тангенциального усилия соответственно снижаются.

По формуле (313) для расчета максимального значения работы  $L_{k \max}$  и значения углов поворота вала, в течение которых должна быть подведена эта работа, можно подсчитать максимальные средние давления. Подсчет показывает, что

$$\begin{array}{l} \text{для шестицилиндрового двигателя} \dots\dots\dots p_{k \max} = 1,34 \text{ кг/см}^2 \\ \text{, четырехцилиндрового} \dots\dots\dots \quad \quad \quad 4,0 \quad \quad \quad \end{array}$$

Аналогичных данных по величинам  $L_k$  и  $p_k$  для четырехтактных двигателей с другим числом цилиндров, а также для двухтактных не имеется, и мощности стартера выбирают на основании практических данных.

Работа  $L_j$ , затрачиваемая при разгоне двигателя на увеличение кинетической энергии движущихся масс,

$$L_j = \frac{J}{2} (\omega^2 - \omega_0^2),$$

где  $J$  — приведенный момент инерции движущихся масс двигателя, который с достаточной степенью точности может быть принят постоянным и равным

$$J \approx (1,2 \div 1,4) J_{\max}, \quad (314)$$

где  $J_{\max}$  — момент инерции маховика.

Так как разгон начинается из состояния покоя  $\omega_0 = 0$ , то

$$L_j = \frac{J}{2} \omega^2.$$

Если двигатель разгоняется постоянным моментом  $M$ , то его величину определяют из условия

$$Mt = J\omega,$$

где  $t$  — время разгона в сек. от 0 до  $n$  оборотов вала; в минуту

$$M = J \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{1}{t} \quad (315)$$

Для расчета величины необходимого момента задаются временем разгона. По величинам момента и работы может быть подсчитано среднее давление, соответствующее работе разгона. Для четырехтактного шестицилиндрового автотракторного двигателя с воспламенением от сжатия при разгоне от 0 до 200 об/мин в течение 3 сек. получим среднее давление  $p_j = 0,58 \text{ кг/см}^2$ .

Таким образом, для двигателей указанного типа при температуре пуска  $+10^\circ \text{C}$  на масле ДЗ с разгоном до 200 об/мин в 3 сек. отдельные составляющие среднего давления механических потерь, отнесенного к площади поршня, имеют следующие значения:  $p_{T \max} = 4,7 \text{ кг/см}^2$ ;  $p_{k \max} = 1,34 \text{ кг/см}^2$ ;  $p_j = 0,58 \text{ кг/см}^2$ .

В течение первого оборота вала необходимое среднее давление должно быть  $p = 4,7 + 1,34 + 0,58 = 6,62 \text{ кг/см}^2$ , а при последующих  $p = 4,7 + 0,58 = 5,28 \text{ кг/см}^2$ .

Если среднее давление механических потерь больше среднего индикаторного давления, которое может быть получено в цилиндрах, то пуск двигателя невозможен даже при наличии вспышек; в этом случае необходим прогрев двигателя для уменьшения сопротивлений. Так как момент сопроти-

влений не остается постоянным по углу поворота вала, разгон двигателя будет происходить не при плавном возрастании угловой скорости, а с большими или меньшими колебаниями ее значения. В периоды сжатия в цилиндрах будет происходить уменьшение или замедление нарастания скорости.

Для стационарных и судовых двигателей аналогичных экспериментальных и расчетных данных по значениям работы механических потерь не имеется. Необходимо отметить, что, согласно правилам Регистра СССР, реверсирование и пуск двигателя необходимо осуществлять не более чем за 15 сек. считая от момента начала выполнения маневра до достижения заданного числа оборотов вала при работе двигателя в заданном направлении вращения. Таким образом, время разгона двигателя до пусковых оборотов должно быть не более 5—6 сек., так как на остальные операции реверсирования необходимо 9—10 сек.

При пуске сжатым воздухом двигателя с небольшим числом цилиндров вследствие периодичности подвода энергии средний момент на валу за период впуска и расширения воздуха должен быть больше, чем при приложении постоянного момента. При этом колебания угловой скорости будут более значительными.

### § 3. ВЫБОР МОЩНОСТИ СТАРТЕРА

Полное сопротивление в начале проворачивания вала двигателя при заданной температуре, сорте масла и длительности разгона выражается суммой

$$p_{нач} = p_{T_{max}} + p_{к_{max}} + p_j \text{ кг/см}^2.$$

По этой величине определяют момент, который должен развивать стартер при трогании с места:

$$M_{нач} = 3,18 \frac{p_{нач} V_d}{\tau}.$$

После преодоления первой компрессии сопротивление проворачиванию уменьшается до величины

$$p = p_{T_{max}} + p_j.$$

Соответственно необходимый пусковой момент составит

$$M = 3,18 \frac{p V_d}{\tau}$$

и мощность стартера

$$N = \frac{p V_d n}{225 \tau \eta_n},$$

где  $n$  — пусковое число оборотов вала двигателя;

$V_d$  — литраж двигателя;

$\tau$  — число тактов;

$\eta_n$  — к. п. д. передачи между стартером и двигателем, равный для зубчатых передач 0,85—0,90.

По характеристике электрического стартера, представляющего собой серийный электродвигатель, можно выбрать мощность стартера с учетом проворачивания двигателя после преодоления первой компрессии, так как необходимый для трогания с места момент заведомо будет обеспечен при малом числе оборотов вала.

Передаточное число между валом двигателя и валом стартера выбирают таким, чтобы при вращении вала двигателя с пусковым числом  $n_d$  оборотов стартер, развивая необходимый момент, работал при максимальном значении

к. п. д. Вал стартера обычно соединен через одноступенчатую зубчатую передачу с валом двигателя, причем приводная зубчатка стартера сцепляется с зубчатым венцом на маховике двигателя. По конструктивным условиям такая передача имеет передаточное число в пределах  $i = 10 \div 15$ .

Таким образом, по выбранному передаточному числу и характеристикам стартеров подбирают такой стартер, который при числе оборотов  $n_{ст} = in_p$ , развивал бы момент

$$M_{ст} = \frac{M}{i\eta_n}, \quad (316)$$

где  $M$  — пусковой момент двигателя;  
 $i$  — передаточное число;  
 $\eta_n$  — к. п. д. передачи.

Для предупреждения разноса стартера после пуска двигателя и повышения числа оборотов вала двигателя до рабочего передаточного выполняют расцепными, автоматически отключающимися, когда число оборотов вала стартера превысит предельное.

Практические данные о мощности электрических стартеров и об аккумуляторных батареях, применяемых в современных автомобильных и тракторных двигателях, приведены в табл. 43.

Таблица 43

Электрические стартеры и аккумуляторные батареи, применяемые в автомобильных и тракторных двигателях

Параметры	Двигатели	
	карбюраторные	с воспламенением от сжатия, быстроходные
Мощность стартера в л. с. . . . .	0,4—2,8	2—6
Удельная мощность в л. с./л. с. . . . .	0,01—0,022	0,025—0,07
Емкость аккумуляторной батареи в а-ч. . . . .	85—150	150
Напряжение в в . . . . .	6—12	12—24

Мощность пусковых карбюраторных двигателей, применяемых, в частности, для пуска тракторных двигателей с воспламенением от сжатия, определяют аналогично. Мощность таких пусковых двигателей составляет около 20% мощности пускаемого двигателя.

Пусковые карбюраторные (бензиновые) двигатели выполняют как четырех-, так и двухтактными с числом оборотов вала 2500—3500 в минуту, ограниченным предельным регулятором. Передаточный механизм к валу двигателя имеет расцепную муфту и редуктор с передаточным числом около 15, а в некоторых конструкциях—двухступенчатую коробку передач с передаточными числами около 30 для начального проворачивания двигателя и около 15 для пуска.

#### § 4. ВОЗДУШНЫЙ ПУСК

Систему пуска в ход сжатым воздухом путем превращения двигателя внутреннего сгорания в пневматический применяют почти для всех стационарных и судовых двигателей, а также для мощных быстроходных двигателей в качестве дополнительной (дублирующей) системы.

Основным преимуществом этой системы является возможность создания большого пускового момента.

К недостаткам системы относятся большой вес пусковых устройств, необходимость иметь компрессор для получения сжатого воздуха и резкое повы-

шение давления в цилиндре при одновременном впуске в цилиндры пускового воздуха и впрыске топлива. Кроме того, сильное охлаждение пускового воздуха при расширении может вызвать появление трещин в нагретых деталях камеры сгорания при пуске горячего двигателя и затрудняет пуск при холодном двигателе.

Процессы воздушного пуска судовых и стационарных двигателей до настоящего времени изучены весьма слабо, и экспериментальных данных для расчета таких систем не имеется. Размеры пусковых устройств выбирают на основании практических данных.

Системы пневматического пуска включают следующие устройства.

**Компрессор** для получения сжатого воздуха с приводом или непосредственно от двигателя (навешенный компрессор), или с приводом от постороннего источника энергии (например, от электродвигателя или особого двигателя внутреннего сгорания). В двигателях некоторых типов вместо сжатия воздуха в отдельном компрессоре производят отбор сжатого газа из рабочего цилиндра во время работы двигателя на холостом ходу.

**Баллоны** (обычно два) для хранения сжатого воздуха с соответствующей арматурой: вентилями на трубопроводах (от компрессора, к двигателю, для продувки баллона), предохранительным клапаном и манометром.

**Трубопроводы** от компрессора и к двигателю с комплектом вентилей и клапанов на посту управления (главный пусковой клапан или вентиль, маневровый клапан, редуцирующий клапан).

**Комплект пусковых клапанов** в рабочих цилиндрах с соответствующим распределительным механизмом и устройством для выключения его после пуска двигателя или распределителем пускового воздуха с приводом.

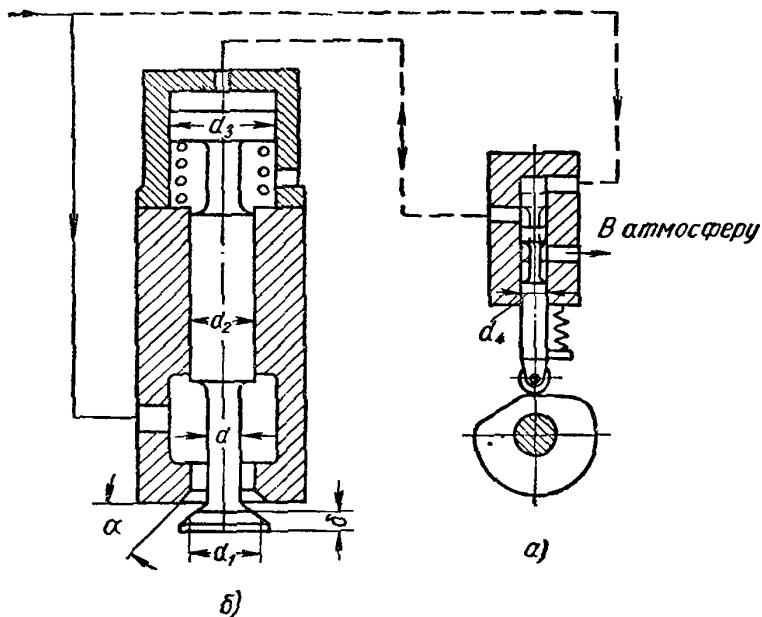
Для пуска из любого положения коленчатого вала судовых реверсивных двигателей, непосредственно соединенных с гребным валом, пусковые клапаны необходимо устанавливать во всех цилиндрах. Однако и при выполнении этого условия пуск из любого положения возможен только в том случае, если продолжительность открытия пускового клапана по ходу расширения больше угла сдвига рабочих циклов последовательно работающих цилиндров. Это определяет минимальное число цилиндров двигателей, для которых возможен пуск из любого положения коленчатого вала. Максимальная продолжительность открытия пускового клапана по ходу расширения, ограниченная моментом открытия выпускного клапана или окон, составляет для четырехтактных двигателей около  $140^\circ$ , а для двухтактных — около  $120^\circ$ . Соответственно угол сдвига циклов равен  $720 : i$  и  $360 : i$ . Следовательно, минимальное число цилиндров, при котором двигатель пускается из любого положения, для четырехтактных двигателей должно быть больше  $720 : 140$ , т. е. 6, а для двухтактных больше  $360 : 120$ , т. е. 4, поэтому судовые реверсивные двигатели с числом цилиндров меньше указанного не строят. Для двигателей с большим числом цилиндров желательно уменьшать продолжительность открытия пускового клапана для снижения расхода воздуха, однако продолжительность открытия должна оставаться больше угла сдвига циклов.

В стационарных двигателях пусковые клапаны ставят часто не на всех цилиндрах, для того чтобы упростить двигатель и уменьшить расход воздуха на пуск. Такие двигатели перед пуском необходимо ставить в пусковое положение, при котором поршень цилиндра, имеющего пусковой клапан, находится в положении, соответствующем повороту коренного вала на  $20\text{—}30^\circ$  после в. м. т. по ходу расширения.

По способу распределения пускового воздуха различаются следующие системы пневматического пуска.

1. С механическим приводом пусковых клапанов в крышках цилиндров, в которых открытие и закрытие пусковых клапанов осуществляется при помощи кулачков на распределительном валу, толкателей, штанг и рычагов аналогично приводу органов газораспределения. Эту систему в настоящее время почти не применяют.

2. С пневматическим приводом пусковых клапанов, в которых управление клапанами осуществляется сжатым воздухом, причем собственно пусковой воздух подводится непосредственно к пусковым клапанам, а через пусковой



Фиг. 327. Схема золотникового распределителя и пускового клапана с пневматическим управлением.

распределитель проходит только воздух, открывающий пусковые клапаны. Эту систему применяют для тихоходных двигателей с большим диаметром цилиндров.

3. С автоматическими (обратными) пусковыми клапанами и пропуском всего пускового воздуха через распределитель. Эту систему применяют для быстроходных двигателей.

Схема распределителя и пускового клапана с пневматическим приводом показана на фиг. 327. На фиг. 327, а изображен распределитель золотникового

типа. Золотники отдельных цилиндров располагают или в ряд вдоль распределительного вала с приводом от отдельных шайб, или звездообразно вокруг вала, причем все распределители приводятся в действие одной шайбой. Кулачки шайб распределителя делают в виде впадины на начальной окружности. Во время стоянки и работы двигателя золотники подтянуты внутрь втулок пружинами и их ролики не касаются распределительных шайб. В этом положении канал, ведущий к пусковому клапану, соединен через выточку на плунжере золотника с атмосферой. При открывании пускового вентиля воздух поступает в золотники и, преодолевая сопротивление пружин, прижимает ролики плунжеров к шайбам, причем те из плунжеров, против которых приходится впадина шайбы, опустятся ниже и откроют доступ воздуху к приводным поршням соответствующих пусковых клапанов (фиг. 327, б), в результате этого пусковые клапаны открываются и впускают основной поток пускового воздуха в цилиндры. При поворачивании распределительной шайбы золотник сдвигается вверх в положение, показанное на фиг. 327, а пунктиром, перекрывает доступ воздуха к поршеньку пускового клапана и «стравливает» через выточку на золотнике в атмосферу воздух из трубопровода и полости приводного поршенька пускового клапана, причем пружина закрывает пусковой клапан. После окончания пуска двигателя и прекращения доступа воздуха к золотникам пружины плунжеров отводят ролики от приводных шайб.

Конструктивные размеры пусковых устройств принимают на основании практических данных.

Для тихоходных судовых и стационарных двигателей диаметр  $d_1$  пускового клапана составляет от 0,09 до 0,11 диаметра цилиндра двигателя.

Остальные конструктивные соотношения приведены в табл. 44.

Таблица 44

Конструктивные соотношения для судовых и стационарных двигателей

Параметры	Условные обозначения	Значения
Ход клапана . . . . .	$H$	$H = (0,23 \div 0,27) d_1$
Диаметр направляющей . . . . .	$d_2$	$d_2 = d_1$
Диаметр приводного поршенька . . . . .	$d_3$	$d_3 = (1,1 \div 1,4) d_1$
Диаметр стержня клапана . . . . .	$d$	$d = (0,55 \div 0,75) d_1$
Толщина тарелки клапана . . . . .	$\delta$	$\delta = (0,20 \div 0,25) d_1$
Угол седла . . . . .	$\alpha$	$\alpha = 45^\circ$
Диаметр золотника . . . . .	$d_4$	$d_4 = (0,45 \div 0,55) d_1$
Ход золотника . . . . .	$h$	$h = (0,80 \div 0,85) d_4$

Для ускорения пуска одновременно с подачей пускового воздуха обычно производят впрыск топлива. Поэтому с началом воспламенения топлива давление в цилиндре может подниматься выше давления пускового воздуха, вследствие чего может произойти заброс пламени в пусковой клапан и трубопровод, а следовательно, возможны взрывы паров масла, находящихся в пусковом воздухе. Во избежание этого конструктивные размеры клапана необходимо выбирать в соответствии с выбранным давлением пускового воздуха. Заброса пламени не произойдет, если при открытии клапана давление пускового воздуха  $p_1$  будет больше или равно давлению в цилиндре  $p_u$ , при котором уже возможно воспламенение топлива ( $p_u \approx 20 \text{ кг/см}^2$ ).

Условие равновесия сил, действующих на закрытый пусковой клапан, может быть написано в виде

$$p_u F_1 + p_1 (F_2 - F) + P_n = p_1 F_3 + p_1 (F_1 - F), \quad (317)$$

где  $p_u$  и  $p_1$  — избыточные давления в цилиндре и пускового воздуха в  $\text{кг/см}^2$ ;

$P_n$  — сила пружины в кг;

$F, F_1, F_2$  и  $F_3$  — сечения в  $\text{см}^2$  соответственно диаметрам  $d, d_1, d_2$  и  $d_3$ .

Таким образом, для выполнения условия  $p_1 \geq p_u$  необходимо, чтобы

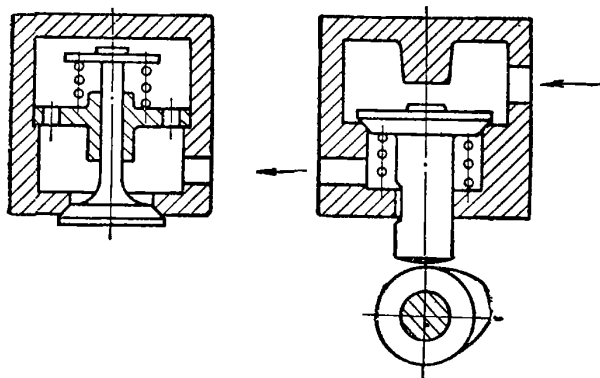
$$\frac{P_n}{p_1} \geq F_3 - F_2 \approx F_3 - F_1. \quad (318)$$

Описанную систему воздушного пуска с пневматическим управлением пусковыми клапанами применяют для судовых и стационарных двигателей с большими диаметрами цилиндров и, следовательно, с большими расходами воздуха при пуске. Преимущество ее заключается в том, что через распределитель пропускается только воздух, открывающий пусковые клапаны, а собственно пусковой воздух подводится непосредственно к пусковым клапанам; поэтому необходимые размеры распределителей незначительны, и исключаются потери давления воздуха вследствие дросселирования в каналах распределительных устройств.

Кроме описанной золотниковой конструкции, применяют также дисковые распределители, рассмотренные ниже.

Для быстроходных двигателей широко распространена система с пропуском всего пускового воздуха через распределитель. В этом случае пусковой клапан в крышке выполнен в виде простого автоматического обратного клапана, препятствующего перетеканию газов из цилиндра в пусковой трубопровод. Схема пусковых устройств такой системы показана на фиг. 328.

Для увеличения проходных сечений распределители выполняют или клапанного типа, или дискового. В подобно рассмотренной схеме золотникового распределителя и в случае клапанного, толкатель подводится к кулачку под действием давления воздуха. При прекращении доступа воздуха клапан поднимается пружиной, отводящей толкатель от кулачка. В периоды посадки клапана распределителя на седло трубопровод и полость обратного клапана соединяются с атмосферой каналом или лыской на стержне толкателя.

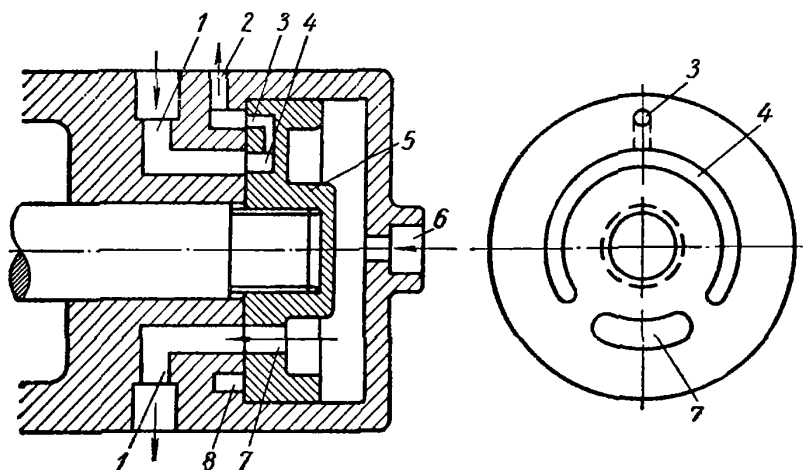


Фиг. 328. Схема клапанного распределителя и обратного пускового клапана.

выполнено одно сквозное отверстие 7, через которое воздух может поступать к соответствующим пусковым обратным клапанам при совпадении этого отверстия с каналами 1 в корпусе. Кроме сквозного отверстия, в диске выполнена канавка 4, а в торце корпуса кольцевая канавка 8, сообщающаяся с атмосферой каналом 2. При помощи этой системы каналов и отверстия 3

пусковой обратный клапан может открыться только тогда, когда давление в цилиндре ниже давления пускового воздуха.

Одна из схем дисковых распределителей показана на фиг. 329. Диск 5 распределителя насажен на конце распределительного вала на шлицах и может несколько перемещаться в продольном направлении. Поверхность диска притерта к опорной поверхности в корпусе распределителя и плотно прижимается к ней давлением воздуха, впускаемого в корпус через штуцер 6. В диске



Фиг. 329. Схема дискового пускового распределителя.

происходит «стравливание» воздуха из пространства над обратным клапаном и из трубопровода между клапаном и распределителем.

При проектировании систем воздушного пуска основными параметрами обычно задаются на основании практических данных. Давление в пусковых баллонах стационарных и тихоходных судовых двигателей принимают равным  $20-30 \text{ кг/см}^2$ , а для быстроходных мощных двигателей  $50-60 \text{ кг/см}^2$ . Потери давления воздуха в пусковых устройствах составляют около 50%, так что при давлении в баллоне  $20-30 \text{ кг/см}^2$  давление пускового воздуха в цилиндре в начале впуска составляет около  $8-15 \text{ кг/см}^2$ , а в конце  $6-7 \text{ кг/см}^2$ . Среднее давление первой пусковой индикаторной диаграммы колеблется в пределах  $3-7 \text{ кг/см}^2$ . Число оборотов вала, которое двигатель



делает на пусковом воздухе до первой вспышки, составляет от 1 до 10, причем к этому моменту средняя скорость поршня достигает около  $\frac{1}{3}$  скорости, соответствующей нормальному числу оборотов вала. Длительность пускового периода составляет около 3 сек.

Расход воздуха на один пуск составляет в среднем 6—8 л/1 л объема рабочих цилиндров двигателя. Емкость пусковых баллонов для судовых двигателей выбирают из расчета возможности осуществления 10—12 последовательных пусков без подкачки воздуха.

## § 5. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОБЛЕГЧЕНИЯ ПУСКА

Для облегчения и ускорения пуска двигателей применяют ряд методов и специальных устройств. Существенное облегчение пуска достигается прогревом двигателя, вследствие чего уменьшается вязкость масла, а также снижаются потери тепла в процессе сжатия. Карбюраторные двигатели чаще всего прогревают заливкой системы охлаждения горячей водой, а системы смазки — горячим маслом. В стационарных и судовых двигателях для той же цели пропускают пар через рубашки охлаждения. В тракторных двигателях устройства для прогрева воды и масла иногда предусматривают в самой конструкции двигателя, как это было указано при описании систем охлаждения. Для прогрева двигателей воздушного охлаждения применяют специальные грелки, дающие поток горячего воздуха, направляемый под кожух (капот), закрывающий двигатель. Для пуска калоризаторных двигателей обязателен предварительный разогрев калоризатора.

В дополнение к обогреву деталей в автомобильных и тракторных двигателях с воспламенением от сжатия применяют также подогрев воздуха. Этот подогрев осуществляется или во впускном коллекторе обычно при помощи специальной горелки, в которой сжигается топливо, или внутри цилиндра двигателя при помощи электрических нагревательных элементов или запальных патронов.

Внутренний электрический подогрев, который предназначен также для создания внутри цилиндра раскаленного очага, осуществляется свечами накала. Эти свечи отличаются от свечей зажигания тем, что вместо электродов с искровым промежутком в них установлена спираль из нескольких витков толстой проволоки, разогревающейся при пропускании тока низкого напряжения от аккумуляторной батареи. Этот способ облегчения пуска преимущественно распространен в быстроходных двигателях с разделенными камерами, в которых охлаждение заряда наиболее интенсивно. В тихоходных двигателях большее распространение имеют запальные патроны.

Для уменьшения работы сжатия в период прокручивания двигателя стартером применяют декомпрессионные устройства, которые состоят или из специальных декомпрессионных клапанов, сообщающих полости цилиндров с атмосферой, или из механизмов, удерживающих впускные и выпускные (или только впускные) клапаны в приоткрытом положении в период раскручивания вала двигателя при пуске. Полное открытие клапанов недопустимо, так как это вызвало бы удары поршня по клапанам.

Для уменьшения мощности стартера и для обеспечения возможности ручного пуска мощных двигателей применяют устройства для аккумуляции работы, совершаемой в течение длительного промежутка времени с последующим расходом ее для проворачивания двигателя в более короткий период его пуска. Такое аккумулярование в виде кинетической энергии вращающейся массы осуществляется в так называемых инерционных стартерах, в которых собственно источником энергии является электростартер или мускульная энергия человека.

## § 6. РЕВЕРСИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Необходимость изменения направления вращения вала, от которого отбирают мощность, возникает при соединении двигателя с машиной или движителем, причем по условиям их работы необходимо менять направление вращения вала.

Изменение направления вращения приводного вала осуществляют двумя методами:

1) введением между двигателем и приводимой в действие машиной механического, гидравлического или электрического привода; в этом случае коленчатый вал двигателя всегда вращается в одном направлении, в то время как валу привода, соединенного с приводимой в действие машиной, может быть дано любое направление вращения;

2) устройством специального реверсного механизма, позволяющего изменять направление вращения коленчатого вала.

Каждый из этих методов имеет свои преимущества и недостатки. Отдельные реверсивные муфты весьма сложны и пока еще относительно малонадежны, в особенности при больших мощностях двигателей. Однако при наличии такой муфты при реверсировании двигатель не останавливается и постоянно работает в одном направлении вращения. Таким образом, отпадает процесс пуска в новом направлении вращения, в результате чего существенно уменьшаются износы двигателя и устраняется возможность разрушения деталей вследствие большой скорости нарастания давления при сгорании, обычно наблюдающейся во время пуска двигателей.

Поэтому в настоящее время с реверсными механизмами строят в основном только относительно мощные тихоходные судовые двигатели, непосредственно соединяемые с валом гребного вилта. Двигатели же быстроходные высоконапряженные выполняют с реверсивными муфтами, механическими или гидравлическими, или с электрическими приводами. Реверсивные муфты применяют почти для всех маломощных судовых двигателей, а также для двигателей наземного транспорта. В двигателях наземного транспорта, кроме изменения направления вращения, необходимо еще изменять скорость вращения приводного вала, что обуславливает неизбежность введения особого передаточного механизма (коробки передач). На таких двигателях обычно предусматривают возможность непосредственного сопряжения с реверсивными муфтами и коробками передач.

Реверсные устройства для непосредственного реверсирования двигателя относятся к механизмам управления пуском и работой двигателя. Они обеспечивают правильное чередование фаз распределения как при прямом, так и при обратном направлении вращения вала двигателя. Устройство единого поста управления достигаются быстрота и надежность проведения маневра и исключается возможность неправильной последовательности выполнения операций. Для этого реверсные устройства объединяют с пусковыми и топливоподающими и с машинным телеграфом; в некоторых случаях штурвалы поста управления устанавливают непосредственно в ходовой рубке судна.

При реверсировании четырехтактных двигателей правильность фаз распределения при прямом и обратном направлении вращения вала достигается установкой двух комплектов распределительных кулачков для прямого и обратного хода. Для двухтактных двигателей с поршневыми продувочными насосами необходимо осуществлять реверсирование только пусковых распределителей и топливных насосов. В двухтактных двигателях с ротативными продувочными насосами необходимо также реверсирование этих насосов, осуществляемое обычно при помощи перекидных заслонок или кранов, изменяющих направление движения воздуха через насос.

В двухтактных двигателях с газовыми толкателями топливных насосов, а также при симметричном профиле кулачка топливной шайбы, необходимо реверсировать только пусковые распределители. В этом случае вместо отдельных кулачков для прямого и обратного хода в некоторых системах реверса применяют дифференциальные или другие механизмы для поворачивания распределительного вала на определенный угол, чтобы обеспечить правильное чередование фаз при выбранном направлении вращения. Естественно, все вспомогательные механизмы (масляные и водяные насосы, подкачивающие топливные насосы и др.) реверсивных двигателей должны быть сконструированы для работы при любом направлении вращения коренного вала двигателя.

В двигателях большой мощности реверсирование требует больших усилий, вследствие чего механизмы реверса имеют масляные или пневматические сервомоторы.

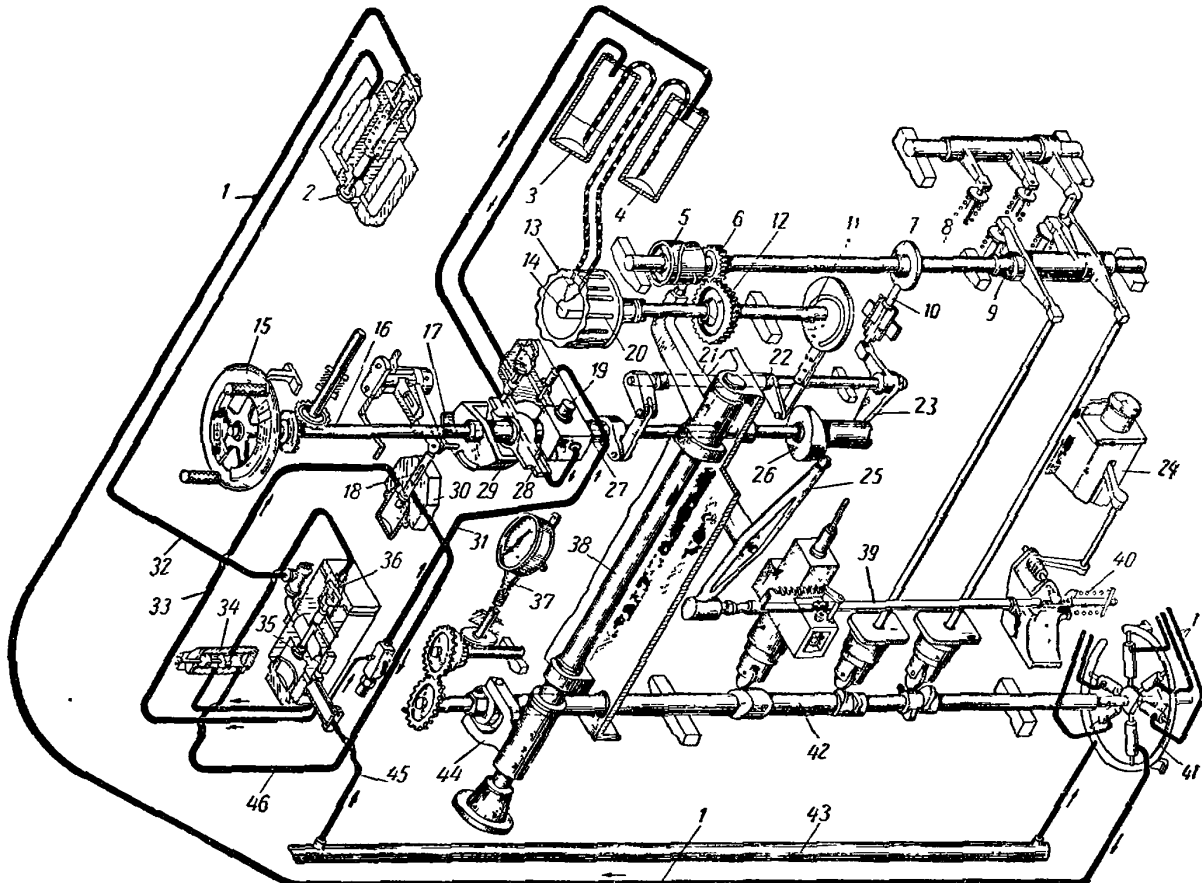
Посты управления судовых двигателей состоят из следующих устройств:

- 1) главного пускового клапана и устройства для управления им;
- 2) механизма реверсирования газораспределения, пусковых распределителей, топливных насосов и вспомогательных агрегатов;
- 3) сервомоторов (в двигателях большой мощности) для приведения в действие механизма реверсирования с устройствами для управления работой сервомоторов;
- 4) механизма управления топливоподачей;
- 5) блокировочных устройств, препятствующих неправильному выполнению пуска и реверсирования или проведению маневра, не соответствующего команде.

На фиг. 330 показана схема реверсных устройств и поста управления четырехтактного двигателя Коломенского завода имени Куйбышева. Все управление двигателем осуществляется одним штурвалом 15, на котором обозначены положения его при пуске, реверсировании, работе и остановке двигателя, для хода вперед и назад. При помощи этого штурвала управляют клапанами, впускающими сжатый воздух в различные реверсные и пусковые устройства, и регулируют подачу топлива насосами. Перемещение реверсных механизмов осуществляется масляным сервомотором 20. Сервомотор представляет собой барабан с неподвижной перегородкой 13 и вращающимся крылом 14. При впуске масла между неподвижной перегородкой и крылом последнее поворачивается в соответствующем направлении, вращая валик с шестерней 12. Впуск масла под давлением около 12 *атм* в сервомотор осуществляется выдавливанием масла из сосудов 3 или 4 сжатым воздухом. Шестерня 12 сцеплена с шестерней 6, сидящей на валике 8 рычагов привода клапанов, причем клапанные рычаги сидят на эксцентричных шейках 9 валика 8. Таким образом, при повороте валика 8 ось качания рычагов сначала приподнимается, а затем вновь приходит в первоначальное положение.

Передаточное число между шестернями 12 и 6 подобрано таким, что при полном повороте крыла сервомотора на 270° валик 8 поворачивается на 360°. На валике 8 насажена шайба 5. На внешней поверхности этой шайбы выполнен улиткообразный паз, в котором скользит палец рычага 21. При вращении шайбы рычаг поворачивает колонку 38, имеющую внизу вильчатый рычаг 44, который и служит для передвигания распределительного валика 42 в осевом направлении и подведения под ролики толкателей клапанов газораспределения и пускового распределителя 41 кулачков переднего и заднего хода. Топливные насосы в данной системе не реверсивные ввиду симметричности кулачков, ширина которых выполнена больше обычной на величину передвигки распределительного валика. Паз шайбы 5 выполняют такого профиля, что в течение первых 120° поворота валика 8, когда происходит основная часть подъема клапанных рычагов и толкателей,

рычаги *21* и *44* остаются неподвижными, затем, когда ролики уже отведены от кулачков, в течение следующих  $120^\circ$  поворота происходит передвижка распределительного вала и, наконец, при последних  $120^\circ$  поворота, когда передвижка закончена, ролики толкателей вновь опускаются на кулачки. После окончания реверсирования положение валика *8* фиксируется стопором *10*, входящим в вырез шайбы *7*. Во время реверсирования отжатый стопором *10* конец рычага *23* фиксирует положение валика *16*, на котором си-



Фиг. 330. Схема реверсных устройств и поста управления двигателя ЧР  $\frac{30}{38}$ .

дит штурвал *15* управления, препятствуя таким образом пуску двигателя до завершения реверсирования.

Сжатый воздух подводится по магистрали *43* к воздухораспределителю *41*, по трубе *45* в корпус главного пускового клапана *35*, по трубе *31* в корпус клапанов *19* реверса и по трубе *33* в корпус клапана *30* управления. Схема (фиг. 330) соответствует положению механизма для хода «Вперед», причем штурвал управления находится в положении «Стоп». Для реверсирования двигателя необходимо повернуть штурвал против часовой стрелки. При этом будет повернут сидящий на валике *16* сектор *29*, который нажмет на правое плечо плавающего коромысла *28*, последнее, в свою очередь, нажмет на хвостовик правого клапана *19* реверса, откроет его, и воздух начнет поступать в правый сосуд *4*, вытесняя из него масло в сервомотор и производя перестановку механизма реверса. Масло из другой полости сервомотора будет одновременно вытесняться в сосуд *3*, воздушная труба которого в это время соединена с атмосферой. До тех пор, пока не будет завершено реверсирование, дальнейший поворот штурвала невозможен, так как край сектора *29* упирается в плавающее коромысло *28*. Однако к моменту окончания реверсирования сидящая на валике сервомотора шайба *11* при помощи системы рычагов и валика *22* повернет свободно сидящую на валике *16*

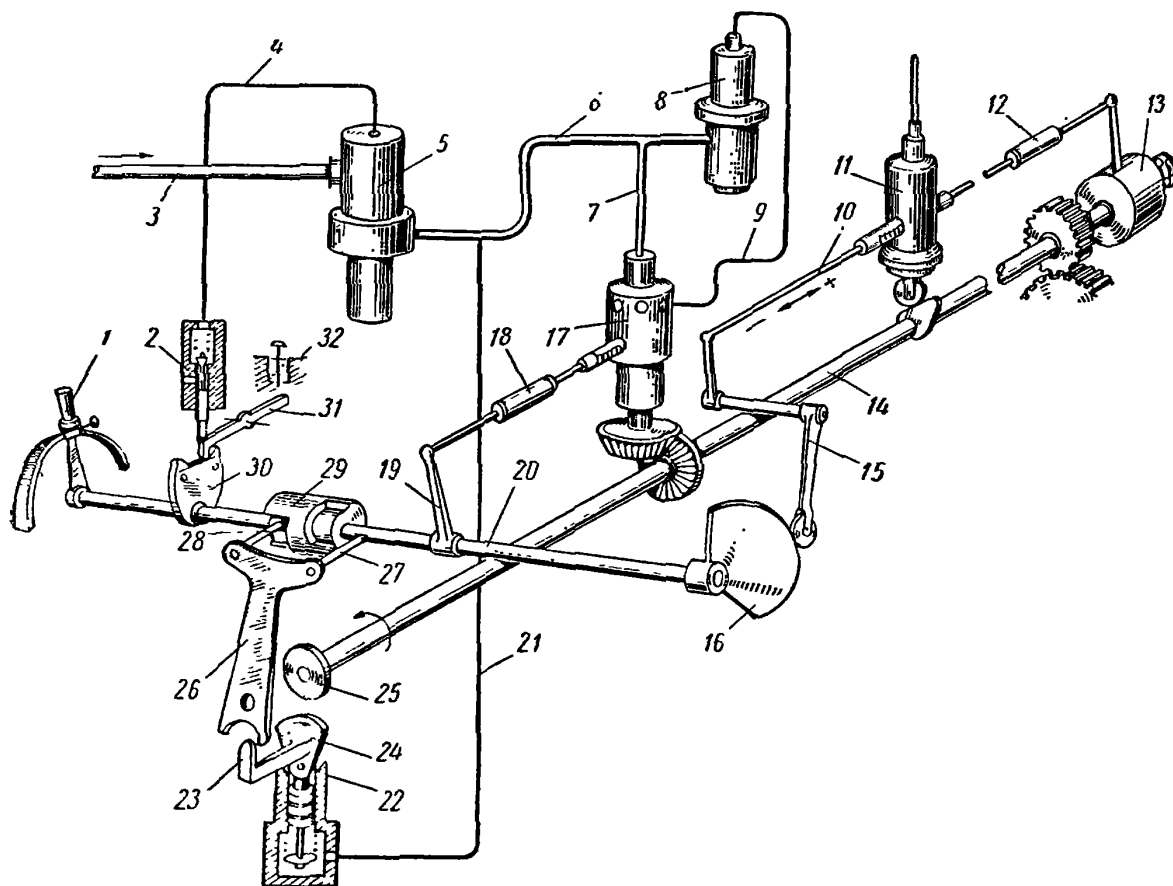
штулку 27. Плавающее коромысло свободно сидит на эксцентричной шейке этой штулки и при ее поворачивании сдвигается в стороны, в данном случае при реверсировании с переднего хода на задний — влево. При этом против сектора 29 оказывается вырез на плавающем коромысле, оно уже не имеет опоры и поворачивается; его отжимает закрывающийся под действием пружины клапан 19 реверса, который после прекращения доступа воздуха в баллон стравливает из него воздух в атмосферу. Возникает возможность дальнейшего поворота штурвала против часовой стрелки для пуска двигателя. При переводе штурвала на положение «Пуск» левый кулачок 17 сектора 29 через рычаг нажимает на шпindel 18 клапана управления и сжатый воздух направляется по трубе 46 к поршеньку 36 пневматического управления главным пусковым клапаном 35. Этот клапан открывается и пропускает воздух по трубе 32 к пусковым клапанам 2 в крышке цилиндра. Пусковые клапаны имеют пневматическое управление воздухом, поступающим по трубам 1 из воздухораспределителя 41. Одновременно с пуском двигателя воздухом в цилиндры впрыскивается небольшое количество топлива; как только в цилиндрах начнутся вспышки, штурвал переводят в следующее положение «Работа». При этом рычаг клапана управления соскальзывает с кулачка 17 сектора 29, клапан управления закрывается пружинной и выпускает воздух из трубы 46 и из полости поршенька управления главным пусковым клапаном, последний закрывается и выпускает воздух из трубы 32. После закрытия вентиля на магистрали 43 и выпуска из нее воздуха золотники пускового распределителя оттягиваются пружинами от пусковой шайбы, как это было указано при описании пусковых устройств. При низком давлении воздуха и неплотностях клапана 30 управления поршеньки 36 управления главного пускового клапана не могут полностью открыть этот клапан, и разворачивание двигателя при пуске затрудняется. Поэтому в схеме предусмотрена кнопка 34 автономного пуска, что позволяет в случае необходимости соединить полость управляющего поршенька непосредственно с трубой 45, по которой сжатый воздух подводится из магистрали 43, т. е. полностью открыть главный пусковой клапан. Кнопкой автономного пуска пользуются лишь в случае неудачи нормального пуска.

Дальнейший поворот штурвала служит для регулирования количества топлива, впрыскиваемого в цилиндры двигателя. Механизм этого регулирования состоит из сидящей на валике 16 фасонной шайбы 26, по которой скользит конец двуплечего рычага 25, другой конец которого передвигает тягу 39, соединяющую рейки топливных насосов. Рычаг 25 прижат к шайбе 26 пружинной 40. Подача топлива увеличивается при сдвиге тяги 39 вправо. Регулятор 24 двигателя действует как предельный. При увеличении числа оборотов вала выше допустимого тяга регулятора опускается вниз и при помощи кулачной муфты, шестеренки и зубчатой рейки сдвигает тягу 39 влево, преодолевая усилие пружины 40 и отводя конец рычага 25 от шайбы 26, вследствие чего уменьшается количество топлива, впрыскиваемого в цилиндры, а следовательно и число оборотов вала двигателя.

При обратном вращении штурвала для остановки двигателя кулачки 17 сектора 29 проходят под пальцем рычага клапана управления и не открывают его. Для наблюдения за числом оборотов вала установлен тахометр 37.

Схема реверсного механизма двухтактного двигателя показана на фиг. 331, а на фиг. 332 — разрезы главного пускового клапана 5, реверсивного пускового распределителя 17 и пускового клапана 8 с пневматическим управлением. В данном двигателе в связи с применением поршневых продувочных насосов и симметричных кулачков привода топливных насосов 11 для изменения направления вращения необходимо реверсирование только пускового распределителя 17, приводящегося в действие через пару конических шестерен от распределительного вала 14. Ввиду незначительности необходимого для

реверсирования усилия в схеме не предусмотрен сервомотор и все операции пуска и реверсирования осуществляются одной рукояткой 1, поворачивающей валик 20. Среднее (вертикальное) положение рукоятки соответствует положению «Стоп». Перемещение рукоятки по сектору в ту или другую сторону обеспечивает пуск и управление двигателем при ходе «Вперед» или «Назад». На фиг. 331 рукоятка 1 изображена несколько сдвинутой против часовой стрелки. При таком повороте рычаг 19, сидящий на валике 20,



Фиг. 331 Схема реверсных устройств и поста управления двигателя ДР  $\frac{31}{51}$ .

перемещает рейку пускового распределителя 17, вследствие чего устанавливаются фазы впуска пускового воздуха, соответствующие заданному направлению вращения. При дальнейших операциях рейка распределителя остается неподвижной на упоре, рычаг же 19, благодаря наличию упругого элемента 18, может поворачиваться. При дальнейшем повороте рукоятки 1 правый зуб кулачка 30 отжимает рычаг 31, который приподнимает хвостовик разгрузочного клапана 2, и воздух начинает выходить по трубке 4 из полости над главным пусковым клапаном 5, главный пусковой клапан открывается и пусковой воздух из магистрали 3 поступает в трубопровод 6 к пусковому клапану 8, в распределитель 17 по ответвлению 7 и к блокировочному устройству по ответвлению 21. Дальнейший поворот рукоятки 1 в этот момент невозможен, так как этому препятствует палец 28 блокировочного рычага 26, находящийся в вырезе муфты 29.

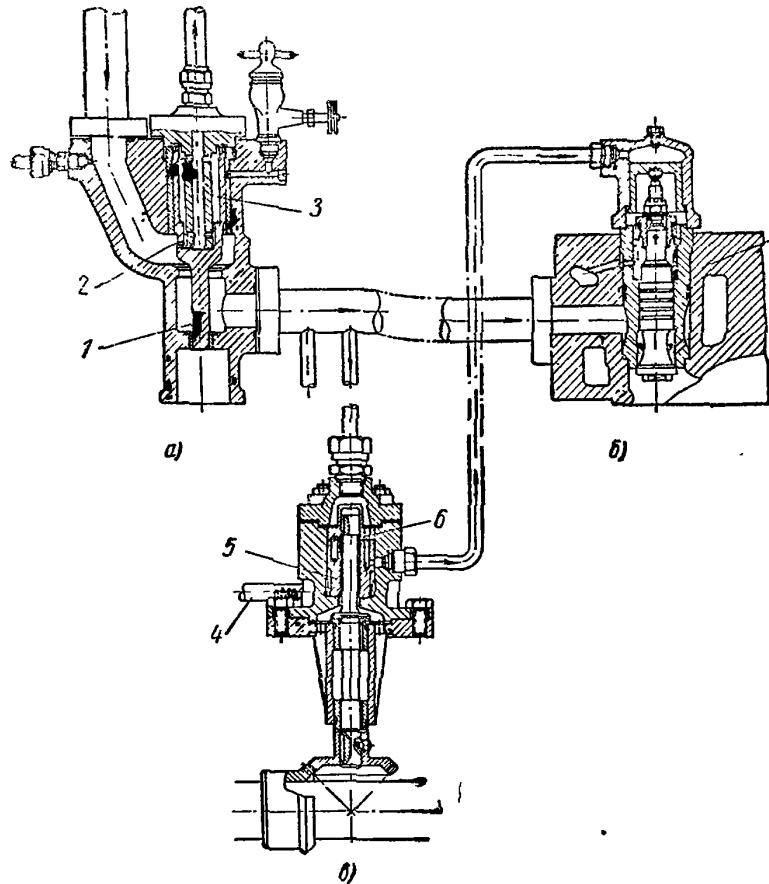
Воздух, управляющий открытием пусковых клапанов, направляется распределителем 17 по трубопроводам 9 к управляющим поршням соответствующих клапанов, двигатель пускается, и распределительный вал 14 начинает вращаться. Одновременно сжатый воздух поступает под поршенок 22 блокировочного устройства. Поршенок выдвигается вверх и прижимает шарнирно скрепленный с ним сектор 24 к цилиндрической шайбе 25,

насаженной на распределительный вал. Вращающаяся шайба вследствие трения отбрасывает сектор 24 вправо (или влево при пуске в обратном направлении), и палец 23 перебрасывает блокировочный рычаг 26 таким образом, что палец 28 выходит из паза муфты 29, а палец 27 входит в другой паз с правой стороны. При этом возможен дальнейший поворот рукоятки 1. С этого момента начинается впрыск топлива в цилиндры, так как ролик рычага 15 переходит с круговой части сектора 16 на понижающуюся, в результате чего регулятор 13 может через упругий элемент 12 сдвигать рейку 10 топливных насосов в сторону увеличения подачи (+). При дальнейшем повороте рукоятки 1 подача топлива увеличивается при одновременно продолжающемся впуске пускового воздуха. Затем рычаг 31 соскальзывает с зуба кулачка 30, разгрузочный клапан 2 закрывается и вследствие прекращения выпуска воздуха закрывается главный пусковой клапан 5 и прекращается подача пускового воздуха в цилиндры.

Одновременно с этим из трубопровода 6 выпускается воздух и поршень 22 блокировочного устройства опускается под действием пружины в первоначальное положение. Остальной участок поворота рукоятки 1 служит для регулирования количества топлива, впрыскиваемого в цилиндры двигателя. В случае недопустимого повышения числа оборотов вала двигателя регулятор 13 сдвигает рейку топливных насосов в сторону уменьшения подачи (—), отводя рычаг 15 от сектора 16. При переводе рукоятки 1 на положение «Стоп» для остановки двигателя зуб кулачка 30 поворачивается на шарнире и не поднимает рычаг 31, в результате чего предупреждается открытие главного пускового клапана. Кнопка 32, аналогичная кнопке автономного пуска, служит для более интенсивного открытия главного пускового клапана.

Описанное блокировочное устройство служит для предупреждения перевода на топливо в случае, если двигатель на пусковом воздухе начал вращаться не в том направлении, которое соответствует положению рукоятки 1. Такие случаи возможны при пуске двухтактных двигателей, если к моменту начала реверсирования вал двигателя еще продолжает вращаться по инерции в первоначальном направлении.

Устройство главного пускового клапана, пускового клапана и пускового распределителя показано на фиг. 332. Главный пусковой клапан изображен в открытом положении (фиг. 332, а), т. е. при выпуске воздуха из верхней по-



Фиг. 332. Пусковые устройства двухтактного двигателя:

а — главный пусковой клапан; б — пусковой клапан; в — пусковой распределитель.

лости 3, в которой расположена клапанная пружина. При прекращении выпуска воздуха происходит выравнивание давлений с обеих сторон клапана через небольшое отверстие 2 и клапан садится на седло под действием пружины, поступление воздуха к пусковым клапанам прекращается. Одновременно через лыску 1 на стержне клапана происходит выпуск воздуха из подклапанной полости и трубопроводов. Пусковой клапан (фиг. 332, б) выполнен по схеме на фиг. 329.

Пусковой распределитель (фиг. 332, в) — дискового типа, принцип работы его был рассмотрен выше. Изменение фаз впуска управляющего воздуха при реверсировании осуществляется поворотом барабана 5 при помощи зубчатой рейки 4, вследствие чего изменяются моменты совпадения отверстия б в диске с каналами в барабане, по которым управляющий воздух поступает к поршням пусковых клапанов.

В развитии систем пуска и управления режимом работы двигателя характерны следующие направления:

1) расширение областей применения электрических систем пуска взамен пневматической с сохранением последней в качестве резервной;

2) применение карбюраторных пусковых двигателей для пуска быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия при низких температурах окружающего воздуха;

3) замена механического привода пусковых клапанов пневматическим с распределителями воздуха;

4) отказ от непосредственного реверсирования напряженных двигателей с передачей функций изменения направления движения реверсивной муфте или движителю (винты с поворотными лопастями);

5) централизация, блокировка и автоматизация управления режимом работы двигателя.



## ГЛАВА XVII

# КОНСТРУКЦИИ СТАЦИОНАРНЫХ И СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

### § 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Специфические требования, выдвигаемые условиями эксплуатации, определяют возможность выделения стационарных и судовых двигателей в особую группу, объединяющую двигатели сходных конструктивных форм. Вместе с тем существенные различия эксплуатационных условий даже только внутри одной и той же области не позволяют строго разграничить двигатели по областям применения, и нередко двигатели одного и того же типа в разных модификациях служат как для наземного, так и для водного транспорта и в стационарных установках, особенно передвижного типа.

К двигателям рассматриваемой группы предъявляются следующие общие требования: возможность длительной работы при номинальном скоростном и нагрузочном режимах, большой срок работы до капитального ремонта, высокая экономичность. Поэтому стационарные и судовые двигатели общего назначения отличаются более низкими форсировками при номинальном режиме как по величине среднего эффективного давления, так и по быстроходности. Общим требованием является также возможность проведения ремонтов двигателя на месте установки в отличие от двигателей наземного транспорта, ремонт которых производят в специальных мастерских и на заводах.

Для двигателей с меньшими форсировками можно применять менее качественные материалы и более простые методы обработки, вследствие чего существенно снижаются затраты на производство, не имеющие обычно характера массового и даже крупносерийного. Относительно малый объем производства стационарных двигателей и отсутствие специфических эксплуатационных требований сравнительно с судовыми, за исключением точного регулирования числа оборотов вала, определяют общность их конструктивных форм.

Большая часть стационарных и судовых двигателей относится к тихоходным двигателям со средней скоростью поршня до  $6,5$  м/сек. С другой стороны, напряженные (форсированные) судовые двигатели специального назначения по своим показателям примыкают к двигателям наземного транспорта, в частности тепловозным, весьма близким по конструктивным формам. Следует также отметить применение в стационарных и судовых установках быстроходных двигателей наземного транспорта. При этом для увеличения срока службы и экономичности двигателя значения показателей номинального режима обычно снижают.

Из различных двигателей жидкого топлива для стационарных и судовых установок применяют в основном только двигатели с воспламенением от сжатия и калоризаторные. Карбюраторные двигатели применяют ограниченно лишь для установок самой малой мощности (передвижных силовых

агрегатов и моторных лодок), а также для судов специального назначения. Ограниченное применение карбюраторных двигателей связано с меньшей их экономичностью, а также пожарной опасностью.

Конструктивные особенности двигателей рассматриваемой группы в значительной степени определяются скоростным режимом работы. Стационарные двигатели, двигатели судовых электростанций (вспомогательные судовые), а также некоторые главные судовые двигатели при электроприводе винта работают при постоянном числе оборотов вала и переменном нагрузочном режиме. Главные же судовые двигатели при непосредственном приводе винта, а также при других схемах электропривода, должны работать при различных числах оборотов вала по винтовой характеристике. В качестве дополнительного требования при непосредственном приводе винта выдвигается требование изменения направления вращения. При непосредственном приводе винта необходимо или уменьшать число оборотов коренного вала двигателя, или вводить между валом двигателя и гребным валом редуктор, понижающий число оборотов для получения достаточно высокого к. п. д. винта.

Выбор схемы привода определяет, следовательно, конструктивные формы двигателя, методы регулирования и управления режимом его работы, а также конструктивные особенности вспомогательных агрегатов. Таким образом, особенностью главных судовых двигателей, работающих при переменном скоростном режиме, отличающей их от стационарных, является наличие устройств для изменения скорости и направления вращения (реверсирования). В настоящее время в большинстве случаев на такие двигатели ставят всережимные регуляторы для работы при любом заданном скоростном режиме. Реверсные же механизмы выполняют или для изменения направления вращения вала двигателя или только приводного вала (см. гл. XI).

Наряду с указанными выше общими требованиями к двигателям рассматриваемой группы, к судовым двигателям предъявляются некоторые дополнительные требования, связанные со специфическими условиями работы в судовых установках. Сюда относятся повышенные требования легкости пуска и управления, уравновешенности двигателя, отсутствия резонансных крутильных колебаний, возможность появления которых в судовых установках особенно велика, и, наконец, требования к конструкции двигателя, связанные с ограниченностью габарита машинного помещения. Существенное значение могут иметь также высота центра тяжести двигателя над осевой линией вала и расстояние нижней точки двигателя от этой линии, определяющие возможность установки двигателя в заданном корпусе.

Требование маневренности, легкости пуска и уравновешенности обеспечивается выбором многоцилиндровых конструкций, причем судовые двигатели с воспламенением от сжатия в большинстве случаев выполняют однокамерными. Возможность монтажа и ремонта в условиях стесненных габаритов машинного помещения обеспечивается увеличением числа стыков крупных деталей и такой конструкцией двигателя, при которой можно выполнять необходимую разборку двигателя в заданном помещении (например, выемку поршней не через цилиндры вверх, а через картер вниз).

Для судов некоторых типов более рациональным оказывается полный отказ от разборки и ремонта двигателя в машинном помещении и проведение этих операций в специальных ремонтных мастерских, как и для двигателей наземного транспорта. В этом случае в машинном помещении должна быть обеспечена возможность выемки всего двигателя.

Недостаточная жесткость фундамента вследствие деформаций корпуса судна определяет необходимость повышенной жесткости остова (корпуса) судового двигателя. Наряду с этим при непосредственном приводе винта ось вала должна быть расположена по возможности низко. Оба эти требования

определяют большое распространение рамных конструкций вместо конструкций с подвесным валом, имеющих меньшую продольную жесткость и меньшую доступность к коренным подшипникам, что затрудняет их обслуживание в условиях судовых и стационарных установок.

Судовые двигатели имеют некоторые особенности вспомогательных агрегатов и систем. При реверсивных двигателях, естественно, и вспомогательные агрегаты (насосы систем охлаждения и смазки, продувочные насосы и др.) должны быть реверсивными. Масляные системы, как правило, выполняют с сухим картером для обеспечения надежности работы при качке. Предусматриваются также более совершенные устройства для очистки масла из-за возможности попадания воды в систему смазки. В системах охлаждения морской водой устанавливают защищающие от коррозии устройства (протекторы). Для обеспечения безопасности обслуживания судовые двигатели выполняют полностью закрытой конструкции с выпускными трубопроводами, покрытыми изоляцией или имеющими водяные рубашки. Особое внимание уделяется глушению шума, возникающего при работе ротативных и центробежных продувочных и наддувочных насосов.

Ниже описан ряд конструкций стационарных и судовых двигателей с воспламенением от сжатия и калоризаторных.

## §2. ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

### Двигатель 6ЧР $\frac{30}{38}$

Двигатель 6ЧР  $\frac{30}{38}$  (условное обозначение 18Д) представляет собой шестицилиндровый четырехтактный бескомпрессорный судовой двигатель.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	300
Ход поршня в мм . . . . .	380
Степень сжатия . . . . .	14,5
Номинальная мощность двигателя (при 300 об/мин) в э. л. с.	300
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,6
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	3,8
Удельный эффективный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	170
Удельный вес двигателя в кг/л. с. . . . .	30—35
Порядок работы цилиндров двигателя:	
с правым вращением вала . . . . .	1—4—2—6—3—5
с левым . . . . .	1—5—3—6—2—4

Конструкция двигателя 18Д показана на фиг. 333. Фундаментная рама 2 чугунная. Раму крепят к судовому фундаменту двумя полками с помощью болтов. Для правильной установки рамы при монтаже часть болтов делают призонными. На поперечных балках фундаментной рамы покоятся нижние толстостенные вкладыши 3 коренных подшипников коленчатого вала. В гнездо каждого вкладыша снизу ввернут штуцер 14 подвода масла от основной масляной магистрали, проложенной внутри фундаментной рамы со стороны выпуска. Рамовый подшипник состоит из трех основных частей: нижнего и верхнего вкладышей и крышки подшипника с деталями крепления. Вкладыши подшипника стальные, с баббитовой заливкой. Нижний вкладыш удерживается от осевых перемещений буртиками, верхний — штифтами, запрессованными в стыковые поверхности нижнего вкладыша и входящими в соответствующие отверстия верхнего вкладыша. От проворачивания оба вкладыша удерживаются штифтами, вставленными в отверстие верхнего вкладыша. Крышка подшипника и оба вкладыша прижимаются к гнезду

фундаментной рамы двумя домкратиками, упирающимися в поперечины картера.

Блок-картер 6 представляет собой монолитную чугунную отливку и соединяется с фундаментной рамой анкерными связями 1; плотность стыка обеспечивается также болтами 4, расположенными на нижней полке блок-картера. Часть этих болтов делают призонными для точной фиксации блок-картера относительно рамы. В верхней части блок-картера размещены рабочие цилиндрические втулки 8. Нижняя часть блок-картера, образующая верхнюю полость кривошипной камеры, имеет с двух сторон люки, закрытые алюминиевыми щитами 5. Под горизонтальной полкой блок-картера расположен распределительный вал 13. В каждой вертикальной стойке блок-картера имеется гнездо, в которое вставлены подшипники распределительного вала. Подшипник состоит из двух стальных частей, залитых баббитом. Подшипники плотно вставлены в отверстия перегородок блока и закреплены двумя болтами. Обе половины каждого вкладыша соединены между собой болтами.

Против каждого цилиндра, со стороны выпуска, на блок-картере имеются прямоугольные отверстия 7 для очистки зарубашечного пространства от осадков. Два крайних отверстия используются для подвода воды, остальные закрыты заглушками. Перепуск воды в крышки производится через отверстия в верхней части блока через специальные литые колена 9. На горизонтальной полке блока над распределительным валом имеются по три отверстия против каждого цилиндра, куда вставляются толкатели впускных и выпускных клапанов и привода топливного насоса.

Цилиндрические втулки 8 чугунные, вставные. Вверху втулка имеет фланец, которым прижимается к блоку. Для водонепроницаемости под бурт втулки подложена медная прокладка. На верхнем торце втулки сделана кольцевая выточка прямоугольного сечения, в которую входит буртик крышки цилиндра. Стык между ними уплотнен прокладкой из красной меди. Нижний пояс втулки имеет выточки для резиновых уплотнительных колец; чтобы предупредить разъедание, на наружной поверхности втулки установлены цинковые протекторы: два кольца вверху и внизу, скрепленных вертикальной полосой. Для фиксации втулки от поворота во фланце сделана выемка, в которую входит стопорный винт, ввернутый в верхнюю полку блока.

Цилиндрическая крышка 10 чугунная, прямоугольной формы, прикреплена к блоку четырьмя шпильками. Водяная полость крышки разделена горизонтальной полкой на две части. Вода из блока поступает в нижнюю полость, омывает все днище и через отверстия в горизонтальной полке поступает в верхний отсек, откуда отводится в рубашку выпускного трубопровода. Патрубки впускных и выпускных каналов выведены на противоположные стороны крышки. С двух других сторон сделаны окна для очистки водяного пространства; они закрываются крышками, имеющими цинковые протекторы. В крышке цилиндра размещены по два впускных и выпускных клапана, пусковой клапан, форсунка и штуцер, в котором установлены индикаторный кран и предохранительный клапан. Клапаны впускные и выпускные вставлены в крышку снизу. Седла для клапанов выполнены непосредственно в днище крышки.

Коленчатый вал имеет шесть шатунных и семь коренных шеек. Вспышка происходит через каждые  $120^\circ$ ; колена первого и шестого, второго и пятого, третьего и четвертого цилиндров попарно расположены под одинаковым углом. Все шейки вала пустотелые и закрыты крышками с прокладками на стяжных связях с глухими гайками. Полости шеек сообщаются наклонными каналами через щеки. Задний конец вала имеет фланец 16, на котором крепится маховик. На этом же конце насажена разъемная шестерня для при-

вода распределительного вала и регулятора. На передний конец насажена шестерня для привода масляного и топливоподкачивающего насоса, а также крепится кривошип для привода циркуляционного и трюмного насосов. Поршневая головка шатуна неразъемная, с бронзовой втулкой. Стержень шатуна круглого сечения, имеет центральный канал для подвода масла к поршневому пальцу. Нижняя головка разъемная. В верхней части головки вставлен стальной вкладыш, залитый баббитом. Нижняя часть головки отдельного вкладыша не имеет, прикреплена к шатуну двумя болтами и фиксируется от сдвига двумя штифтами.

Чугунный поршень имеет пять компрессионных и три маслосъемных кольца, из которых одно находится сверху под компрессионными кольцами и два внизу на юбке. В бобышки поршня вставлены бронзовые втулки, в которых лежит палец плавающего типа. Отверстия бобышек закрыты алюминиевыми заглушками, препятствующими осевому перемещению пальца. Поршневые кольца прямоугольного сечения с косым замком. Рабочая поверхность маслосъемных колец в верхней части сточена на конус. Поршневые кольца на поршне не фиксируются.

Распределительный вал 13 двигателя состоит из двух частей, скрепленных между собой на фланцах. На задний конец вала насажены шестерня привода и пусковая распределительная шайба. Передний конец имеет кольцо, охватываемое вилкой вертикального вала механизма реверса. На распределительный вал насажены в нагретом состоянии двойные (для переднего и заднего хода) кулачковые шайбы впускных и выпускных клапанов и одинарные для топливных насосов. Топливные шайбы сидят на втулках, надетых на вал подобно распределительным шайбам в нагретом состоянии. Втулки имеют буртик с торцевыми шлицами, в которые входят зубцы, имеющиеся на торцевой поверхности топливных шайб. С другой стороны на втулку накручена гайка, прижимающая топливную шайбу к буртику втулки. Поворот топливной шайбы на один зубец соответствует изменению подачи топлива на  $4^\circ$  поворота коленчатого вала.

Каждый цилиндр двигателя имеет свою топливную аппаратуру, состоящую из форсунки 11 закрытого типа и топливного насоса 12 с золотниковым регулированием количества подаваемого топлива. Топливо к впрыскивающим насосам подается подкачивающим шестеренчатым насосом под давлением  $3 \text{ кг/см}^2$ . На пути от подкачивающего до впрыскивающего насоса топливо фильтруется предварительно в фильтре первичной очистки, затем в щелевом фильтре низкого давления. Для предохранения сопла форсунки от засорения твердыми частицами перед форсункой поставлен щелевой фильтр высокого давления.

Масляный насос, установленный на переднем торце двигателя, забирает масло из сточной цистерны. Из насоса масло направляется в масляный фильтр, затем в масляный холодильник, и, наконец, в двигатель, где оно распределяется по различным узлам. На насосе стоит регулирующий перепускной клапан, поддерживающий в нагнетательной магистрали давление  $1,5\text{—}2,3 \text{ кг/см}^2$ . Параллельно с шестеренчатым насосом поставлен ручной насос для прокачки и заполнения всей системы маслом после продолжительной стоянки или после монтажных работ. Масло, скапливающееся в фундаментной раме, отводится в сточную цистерну самотеком. Все управление двигателем производится одним штурвалом 15, находящимся на посту управления.

Двигатель 18Д обладает хорошей конструктивной компоновкой и высокой надежностью в работе вследствие относительно небольших нагрузок, действующих на основные детали. В таких двигателях можно осуществлять дальнейшую форсировку мощности путем повышения числа оборотов вала или применением наддува.

К недостаткам конструкции следует отнести:

- 1) способ крепления коренных подшипников коленчатого вала домкратами, не обеспечивающими достаточной жесткости и усложняющими укладку вала при монтаже;
- 2) толстостенные вкладыши с баббитовой заливкой, вследствие чего необходима ручная пришабровка подшипников;
- 3) выемка распределительного вала в осевом направлении, вследствие чего приходится увеличивать габаритные размеры машинного отделения.

### Двигатели Ч $\frac{23}{30}$ .

Судовые и стационарные двигатели Ч  $\frac{23}{30}$  предназначены для привода электрических генераторов или в качестве главных — на малые суда морского флота с реверсивно-редукционной передачей (типа БРРП-450). Двигатели строят с шестью и восемью цилиндрами. Рабочий диапазон числа оборотов коленчатого вала 500—1000 в минуту.

При эксплуатации на судах морского флота, когда требуется длительная надежная работа, число оборотов вала устанавливают около 700 в минуту. Двигатели этого типа строят также с наддувом. Среднее эффективное давление без наддува 5,64—5,6 кг/см<sup>2</sup>, с наддувом — 7,0—7,4 кг/см<sup>2</sup>.

На фиг. 334 показаны поперечный и продольный разрезы двигателя Ч  $\frac{23}{30}$ . Двигатель вертикальный, тронковый, четырехтактный с неразделенной камерой сгорания.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	230
Ход поршня в мм . . . . .	300
Номинальная мощность (при 1000 об/мин) в э. л. с. . . . .	450
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	10
Удельный вес двигателя в кг/л. с. . . . .	~10
Степень сжатия . . . . .	14
Максимальное давление цикла в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	64
Удельный эффективный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	180
Порядок работы цилиндров двигателя:	
с правым вращением вала . . . . .	1—5—3—6—2—4
с левым . . . . .	1—4—2—6—3—5

Корпус двигателя чугунный. Фундаментная рама 10 цельная, корытообразной формы, имеет поперечные внутренние перегородки, усиленные ребрами жесткости. К днищу рамы прикреплен легкий поддон 1, служащий маслосборником. С обеих сторон по всей длине рамы имеются полые лапы для крепления рамы на фундаменте. Рабочие цилиндры и картер отлиты в одном блоке. Блок-картер 9 коробчатого сечения, разделен перегородками, образующими отсеки отдельных цилиндров. В верхней и нижней плоскостях блока сделаны гнезда для вставных цилиндрических втулок 8, отлитых из чугуна. Полость охлаждения втулок в нижней части уплотнена двумя резиновыми кольцами, а вверху бурты втулки притирают к выточкам в блоке. Каждый цилиндр имеет отдельную крышку. Фундаментная рама, блок-картер и крышки связаны анкерными болтами 3. Дополнительно блок-картер имеет болтовое крепление к фундаментной раме, а каждая крышка, помимо анкерных болтов, крепится еще четырьмя шпильками. Между крышкой цилиндра и втулкой для уплотнения поставлена алюминиевая прокладка. В чугунной крышке цилиндров размещены по два впускных и выпускных клапана. В центре крышки между клапанами крепится форсунка закрытого

типа. С боков крышки установлены индикаторный кран со стороны впуска и пусковой клапан со стороны выпуска.

Кривошипно-шатунный механизм двигателя тронкового типа. Коленчатый вал изготовлен из хромистой стали за одно целое с противовесами (по одному на каждое колено). Шейки вала выполнены полыми. Коленчатый вал лежит на семи опорах фундаментной рамы. Вкладыши коренных подшипников залиты баббитом. Крышка подшипника и оба вкладыша прижимаются к своему гнезду домкратами, упирающимися в поперечные перегородки блок-картера. Стальной шатун круглого сечения, сверленный. В нижней головке шатуна вставлены два стальных вкладыша, залитые баббитом. Крышку нижней головки шатуна крепят двумя шатунными болтами. В верхней неразъемной головке шатуна запрессована бронзовая втулка. Поршень откован из специального алюминиевого сплава, имеет пять компрессионных и два маслосъемных кольца. Поршневой палец — плавающего типа, фиксируется от продольных перемещений двумя пружинными кольцами.

Двигатель имеет два распределительных вала 4, симметрично расположенных по обеим сторонам блок-картера; распределительные валы приводятся от коленчатого вала цилиндрическими шестернями. Один вал служит для приведения в действие впускных клапанов 6, топливных насосов 5 и регулятора, другой вал — выпускных клапанов, воздухораспределителя пусковых клапанов и привода датчика тахометра. Впускные и выпускные кулачки имеют одинаковый профиль и изготовлены за одно целое с валами. Топливные кулачковые шайбы разъемные, закреплены на валу гайками. Распределительные валы состоят из трех частей, соединенных между собой при помощи муфт. Подшипники распределительных валов имеют разъем, поэтому вал можно вынимать с боковой стороны двигателя.

На двигателе установлены три двухплунжерных топливных насоса золотникового типа. Топливо к насосам подается подкачивающим шестеренчатым насосом через сдвоенный сетчатый фильтр. Подкачивающий насос приводится в движение от валика циркуляционного масляного насоса, который, в свою очередь, имеет привод от коленчатого вала цилиндрическими шестернями. Масляный насос шестеренчатого типа имеет две секции: откачивающую и нагнетательную. На откачивающей магистрали установлены сдвоенный сетчатый фильтр и холодильник. Из нагнетательной полости масляного насоса масло поступает в масляную магистраль 2, расположенную вдоль всей фундаментной рамы в нижней ее части. Из магистрали масло отводится трубками к подшипникам коленчатого вала. Смазка всех движущихся частей циркуляционная, смазка рабочих цилиндров — разбрызгиванием. Давление в циркуляционной масляной системе  $3 \text{ кг/см}^2$ . Центробежный водяной насос системы охлаждения приводится от коленчатого вала и поддерживает давление в нагнетательной магистрали  $0,5 \text{ кг/см}^2$ . Пуск двигателя производится сжатым воздухом давлением  $20\text{—}30 \text{ кг/см}^2$ , причем одновременно с пусковым воздухом в цилиндры подается и топливо.

Двигатель Ч  $\frac{23}{30}$  обладает хорошей экономичностью, компактностью и небольшим удельным весом. Детали газораспределения и топливной системы закрыты кожухами, что обеспечивает безопасность эксплуатации и чистоту. Конструкция и способ крепления деталей остова создают повышенную жесткость и надежность работы двигателя.

К недостаткам двигателя следует отнести наличие двух распределительных валов, усложняющих конструкцию, а также способ крепления коренных подшипников при помощи домкратов и баббитовую заливку вкладышей, что затрудняет монтажные работы и снижает надежность работы данного узла.

### Двигатели Ч $\frac{10,5}{13}$

Двигатель Ч  $\frac{10,5}{13}$  принадлежит к ряду двигателей с воспламенением от сжатия мощностью 10, 20, 40 и 60 э. л. с. при 1500 об/мин соответственно в одно-, двух-, четырех- и шестицилиндровых моделях. Двигатель — вертикальный, тронковый, четырехтактный, с камерой сгорания вихревого типа.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	105
Ход поршня в мм . . . . .	130
Номинальная мощность (при 1500 об/мин) в э. л. с. . . . .	10
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	6,5
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,35
Удельный вес двигателя в кг/л. с. . . . .	21
Степень сжатия . . . . .	16
Удельный расход топлива (при номинальной мощности) в г/э. л. с. ч. . . . .	215

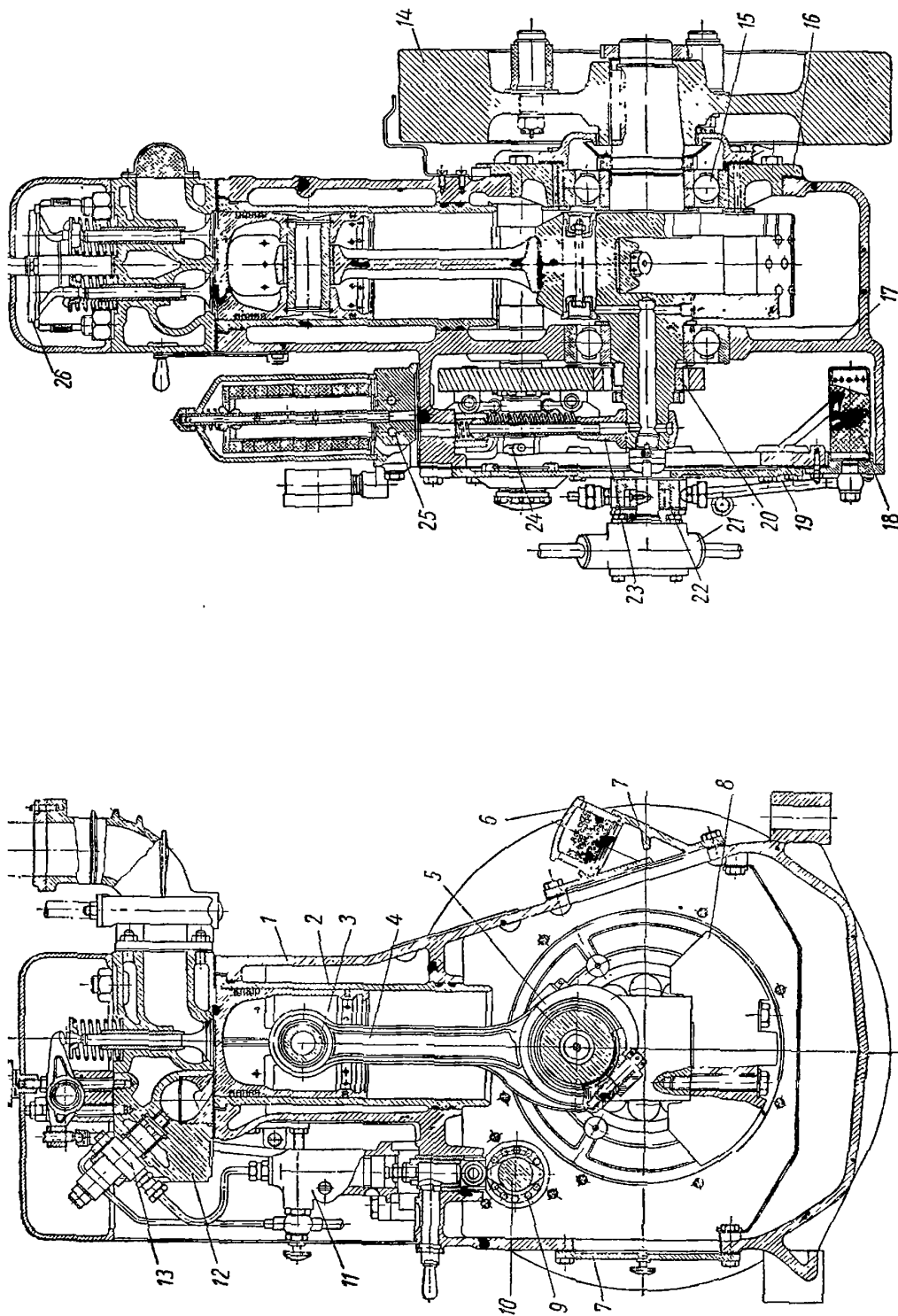
Двигатель предназначен в основном для работы в качестве стационарного или вспомогательного в судовых установках в агрегате с динамо, насосом или компрессором.

Конструкция двигателя показана на поперечном и продольном разрезах (фиг. 335). Чугунный блок-картер 1 цельнолитой, туннельного типа. Картер имеет изготовленную за одно целое с боковыми стенками внутреннюю перегородку 17, в которой расточены отверстия для шарикоподшипников коленчатого и распределительного валов. В наружной торцевой стенке блок-картера со стороны маховика, кроме отверстия под шарикоподшипник распределительного вала, сделано отверстие для крышки 16, служащей для монтажа коленчатого вала. В крышке 16 установлен шарикоподшипник 15, являющийся второй опорой коленчатого вала и упорным подшипником. С противоположной стороны блок-картер имеет полость, в которой помещены шестерни распределения и регулятор. Эта полость закрывается крышкой 19, на которой монтируют водяной 21 и масляный 22 насосы. На боковых стенках блок-картера сделаны люки 7 для осмотра и монтажа кривошипно-шатунного механизма. Одна из крышек люков имеет сапун 6 для вентиляции полости картера и заливки циркуляционной системы маслом. Цилиндровая втулка 2 вставная, изготовлена из термически обработанного чугуна, в нижней части уплотнена резиновыми кольцами. В верхней части для уплотнения между крышкой и цилиндром поставлена медноасбестовая прокладка. Крышка 12 цилиндра чугунная, крепится к блок-картеру четырьмя шпильками. В крышке расположены вихревая камера, впускной и выпускной клапаны. Верхняя часть вихревой камеры отлита в крышке, нижняя часть выполнена в виде отдельной неохлаждаемой вставки из жаростойкой стали. Для улучшения наполнения цилиндра впускной клапан выполняют большего диаметра, чем выпускной.

Коленчатый вал имеет противовесы 8. На задний конусный конец коленчатого вала насажен маховик 14, обеспечивающий степень неравномерности вращения коленчатого вала одноцилиндрового двигателя, равную  $\frac{1}{76}$ . С противоположного конца вала укреплена гайкой шестерня 20 привода распределения, возле которой на шейке вала свободно посажена маслоподводящая втулка 23.

Штампованный стальной шатун 4 двутаврового сечения, с разъемом нижней головки под углом 45°. Крышка нижней головки шатуна 5 прикреплена двумя болтами, ввинченными в тело шатуна. Вкладыши шатунного подшипника выполнены из алюминиевого сплава. Подшипник поршневой головки шатуна 3 представляет собой бронзовую втулку, запрессованную в верх-





Фиг. 335. Поперечный и продольный разрезы двигателя 14  $\frac{10,5}{13}$ .

ную головку шатуна. Поршень литой из чугуна, имеет четыре компрессионных и два маслосъемных кольца. Поршневой палец плавающего типа, фиксируется от осевого перемещения стопорными стальными кольцами.

Топливная система двигателя состоит из закрытой форсунки 13 со штифтовым распылителем, одноплунжерного секционного насоса 11 золотникового типа с приводом плунжера от кулачковой шайбы 9 на распределительном валике 10, подкачивающего насоса и войлочного фильтра<sup>1</sup>.

Охлаждение двигателя водяное, пресной или морской водой с помощью насоса коловратного типа. Водяной насос 21 приводится во вращение от промежуточной шестерни при помощи вставки.

Система смазки двигателя комбинированная: под давлением смазываются шатунный подшипник коленчатого вала, разбрызгиванием — цилиндр, поршень, поршневой палец, шарикоподшипники, шестерни и прочие детали. Рычаги клапанов смазываются при помощи фитилей, помещенных в масляной ванночке 26. Масляный насос 22 шестеренчатый, приводится во вращение от торца коленчатого вала. Все поступающее в циркуляционную систему масло фильтруется сетчатым 18 и войлочным 25 фильтрами. Пуск двигателя осуществляется вручную при помощи рукоятки, которая вводится в торец распределительного валика, имеющего храповик 24 или электро-стартером. Для облегчения пуска применяют декомпрессионное устройство и свечу накала.

Особенностью двигателя являются простота и надежность конструкции, что достигается применением цельнолитого блок-картера туннельного типа с установкой коленчатого и распределительного валов на подшипниках качения.

К недостаткам двигателя следует отнести невысокую экономичность, подвод смазки к кривошипно-шатунному механизму при помощи маслоподводящей втулки, а также недостаточную прочность и жесткость отдельных деталей регулирования.

### § 3. ДВУХТАКТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

#### Двигатели ДР<sup>43</sup>/<sub>61</sub>

Двигатель 8ДР<sup>43</sup>/<sub>61</sub> предназначен для установки на транспортные и наливные суда морского флота. Двигатель реверсивный, двухтактный, восьмицилиндровый, с рядным расположением цилиндров, бескомпрессорный, однокамерный, с петлевой продувкой.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	430
Ход поршня в мм . . . . .	610
Мощность двигателя (при 250 об/мин) в э. л. с. . . . .	2000
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,1
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	5,1
Степень сжатия . . . . .	13,5
Давление сжатия в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	39,5
Максимальное давление цикла в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	60
Давление продувочного воздуха в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1,25
Удельный эффективный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	175
Удельный вес двигателя в кг/л. с. . . . .	35

Конструкция двигателя показана на фиг. 336. Остов двигателя чугунный. Фундаментная рама 3 состоит из трех частей, две части находятся под двигателем и одна — под продувочным насосом. Снизу к фундаментной раме

<sup>1</sup> Топливоподкачивающий насос и фильтр на фиг. 335 не показаны.

прикреплен поддон 2, служащий маслосборником. На внутренних перегородках фундаментной рамы расположены десять коренных подшипников, вкладыши которых залиты баббитом. Крышки подшипников крепят к раме четырьмя шпильками. Подвод масла к подшипникам осуществлен через штуцеры в крышках. На верхнюю горизонтальную плоскость рамы установлен картер 4, состоящий из трех частей, скрепленных болтами. Форма картера коробчатая, сужающаяся кверху. Картер имеет полку, на которой монтируют распределительный вал 18, топливные насосы, лубрикаторы, воздухораспределитель и др. Люки картера закрыты щитами 5; со стороны выпуска эти щиты имеют предохранительные клапаны.

Чугунный блок цилиндров состоит из двух частей. В каждой части блока сделано по четыре отверстия под цилиндрические втулки и полости для продувочного воздуха и выпускных газов. Водяная рубашка имеет люки, закрываемые крышками с цинковыми протекторами. К блоку прикреплен ресивер 17 продувочного воздуха со стороны топливных насосов и выпускной коллектор 6, со стороны выпуска. Фундаментная рама, картер и блок цилиндров связаны анкерными болтами 1. Цилиндрическая вставная втулка 16 вверху имеет бурт, которыми опирается на промежуточное кольцо 15, установленное в кольцевой выточке на верхней полке блока. Бурт втулки, в свою очередь, является опорой чугунной крышки цилиндра, которая прикреплена к блоку шестнадцатью шпильками 14. Промежуточное кольцо имеет два прилива с отверстиями для перепуска воды из рубашки в крышку цилиндра. В крышке расположены форсунка 13, пусковой клапан 11, индикаторный кран и предохранительный клапан 12 и выводной водяной вентиль. На боковых стенках сделаны два отверстия для перепускных патрубков и шесть лючков, закрытых крышками с протекторами.

Кривошипно-шатунный механизм двигателя — тронкового типа. Поршень двигателя состоит из головки 10, вставки 7, направляющей 8 и вытеснителя 9. Все составные детали поршня чугунные. Головка поршня имеет верхнюю поверхность соответственно форме факелов впрыскиваемого топлива. В головке установлены пять компрессионных поршневых колец. На нижней части головки имеется шесть глухих нарезных отверстий для болтов, скрепляющих все части поршня. Вставка 7 служит для передачи давления газов на цапфу шатуна. Направляющая 8 поршня цилиндрической формы имеет внизу два маслосъемных кольца. Поршень охлаждаемый. Масло для охлаждения подводится по телескопическим трубкам 20 от особой магистрали. Вытеснитель 9 в поршне служит для направления потока охлаждающего масла. Верхняя часть вытеснителя имеет ребра, выполненные по спирали.

Цапфу шатуна (поршневой палец) с развитой опорной поверхностью крепят к стержню шатуна четырьмя шпильками. Шатун в средней части круглого сечения сплошной. Нижняя головка шатуна отъемная, прикреплена двумя шатунными болтами. Коленчатый вал стальной, состоит из трех частей; две части вала имеют по четыре шатунных и по пять коренных шеек. Колена развернуты под углом  $45^\circ$  по порядку работы цилиндров. Третья часть вала лежит в упорном подшипнике и имеет фланец для присоединения к редуктору. Все три части скреплены болтами. Диаметры шатунных и коренных шеек одинаковы. Средняя опора вала двойная. Девятая и вторая коренные шейки упорные. Со стороны носа на вал надет гаситель крутильных колебаний с шестерней привода продувочного насоса. Установленный на двигателе продувочный насос ротативного типа с двухлопастными роторами. Детали корпуса продувочного насоса и средняя часть роторов чугунные. Головки роторов изготовлены из алюминиевого сплава. Продувочный насос имеет воздушный фильтр и глушитель.

Двигатель имеет четыре двухплунжерных клапанных топливных насоса. Количество впрыскиваемого топлива насосом регулируют путем изменения

момента закрытия впускных клапанов при нагнетательном ходе плунжера. Форсунки установлены закрытого типа, со щелевыми фильтрами. Цилиндры двигателя смазываются посредством лубрикаторов. Смазка других движущихся частей — циркуляционная.

Масляный насос циркуляционной системы приводится во вращение от электродвигателя. В систему смазки включены сдвоенный фильтр и холодильник. Центробежный вертикальный водяной насос для охлаждения двигателя имеет привод от электродвигателя. Пуск двигателя осуществляется сжатым воздухом при давлении  $30 \text{ кг/см}^2$ . Пуск, остановку и реверсирование производят штурвалом 19 поста управления.

По своим производственным, конструктивным и эксплуатационным качествам двигатель является одним из лучших типов судового двигателя для продолжительной службы. Длительные испытания показали следующие результаты: расход топлива  $163 \text{ г/л. с. ч.}$  и цилиндровая мощность более  $300 \text{ э. л. с.}$  при  $300 \text{ об/мин.}$  Таким образом, мощность двигателя  $8\text{ДР} \frac{43}{61}$ , обеспечивающая длительную и надежную работу, получается больше номинальной и составляет примерно  $2200 \text{ э. л. с.}$  при  $275 \text{ об/мин.}$

### Двигатели $\text{Д} \frac{30}{50}$

Двигатели  $\text{Д} \frac{30}{50}$ , двухтактные, бескомпрессорные, предназначены для судовых и стационарных установок самого разнообразного назначения.

Двигатели  $\text{Д} \frac{30}{50}$  строят с четырьмя, шестью и восемью цилиндрами. При изменении номинального числа оборотов в диапазоне от 240 до 375 в минуту этот ряд дизелей обеспечивает мощности от 320 до 1000 э. л. с.

Конструкция шестицилиндрового двигателя  $6\text{Д} \frac{30}{50}$  показана на фиг. 337.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	300
Ход поршня в мм . . . . .	500
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	300
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	5
Номинальная мощность двигателя (при 300 об/мин) в э. л. с.	600
Давление в $\text{кг/см}^2$ :	
среднее эффективное (при номинальной мощности) . . . . .	4,25
максимальное цикла . . . . .	58—62
сжатия . . . . .	34—37
Давление продувочного воздуха в ата . . . . .	1,19
Удельный вес двигателя в $\text{кг/л. с.}$ . . . . .	30
Порядок работы цилиндров двигателя:	
с правым вращением вала . . . . .	1—5—3—4—2—6
с левым . . . . .	1—6—2—4—3—5

Остов двигателя чугунный. Фундаментная рама 2 отлита цельной для всего двигателя. Снизу рама закрыта легким стальным сварным поддоном 1. Поддон служит маслосборником. Блок-картер 6 литой, состоит из двух половин, скрепленных болтами. Чугунные втулки 12 рабочих цилиндров вставлены в блок и уплотнены резиновыми кольцами и медными поясами. Во втулках выфрезерованы окна продувочные 5 и выпускные 13. Блок цилиндров соединен с фундаментной рамой двигателя болтами. К блоку цилиндра прикреплен ресивер 7 продувочного воздуха, выпускной коллектор и трубопроводы: топливной, масляной, водяной и пусковой систем. Крышка 10 рабочего цилиндра изготовлена чугунной, для большей жесткости ее верхняя полость и нижнее огневое днище соединены тремя ребрами.

В крышке расположены форсунка 11, пусковой клапан 8, индикаторный кран с предохранительным клапаном 9. Вода для охлаждения поступает из блока цилиндров в крышки по наружным переливным патрубкам.

Коленчатый вал двигателя стальной (цельнокованный), имеет приставное колено для привода продувочного насоса. Вкладыши подшипников стальные с баббитовой заливкой. Чугунные поршни неохлаждаемые. В головке поршня расположены пять компрессионных и одно маслосъемное кольцо, второе маслосъемное кольцо расположено снизу на юбке. Поршневой палец плавающий. Две заглушки, стянутые шпилькой с гайкой, ограничивают перемещение пальца в осевом направлении. Шатуны стальные, кованные с отъемной нижней головкой. Втулка верхней головки шатуна бронзовая, разъемная, нижняя головка — с баббитовой заливкой. Тело шатуна круглого сечения, с внутренним каналом, по которому подводится масло для смазки головного подшипника.

Топливные впрыскивающие насосы 4 установлены на выступе блока, по одному на каждый цилиндр, и приводятся в действие от кулачковых шайб распределительного вала 3 толкателями. Кулачковые шайбы привода топливных насосов изготавливают с симметричным профилем, разъемные; крепят их на распределительном валу на торцевых конусах. Регулирование подачи топлива и полное выключение осуществляют воздействием на впускные клапаны тягами, связанными с регулятором и постом управления. Форсунки ставят закрытого типа, охлаждаемые маслом, со щелевыми фильтрами.

Система продувки двигателя петлевая. Поршневой продувочный насос типа тандем, с золотниковым распределением, расположен на носовом торце двигателя. Два поршня насоса, сидящие на одном штоке, приводятся в движение через крейцкопф и шатун от приставного кривошипа коленчатого вала. Привод вращающихся золотников продувочного насоса осуществляется от распределительного вала через эластичную муфту и валик с винтовой шестерней. На верхней крышке продувочного насоса установлен компрессор 14 пускового воздуха. Поршень компрессора посажен на конец штока продувочного насоса. Компрессор имеет автомат, включающий и выключающий компрессор и поддерживающий постоянное давление в пусковых баллонах.

Смазка подшипников коленчатого вала, распределительного вала, толкателей топливных насосов и других деталей осуществляется маслом, подаваемым реверсивным шестеренчатым насосом. Масляный насос приводится от шестерни, установленной на конце коленчатого вала. Масло засасывается насосом из поддона фундаментной рамы и подается к местам смазки через сетчатый фильтр и трубчатый масляный холодильник. Для смазки поршней, рабочих цилиндров компрессора и продувочного насоса установлены два лубрикатора.

Водяной насос поршневого типа приводится от крейцкопфа продувочного насоса через балансир и подает воду через масляный холодильник и выпускной коллектор в блок рабочих цилиндров и далее в крышки.

К особенностям конструкции двигателя относятся неохлаждаемые поршни. Умеренное число оборотов вала и большая прочность узлов двигателя обеспечивают длительную надежную работу в тяжелых условиях. Наряду с этим двигатель обладает достаточно хорошей экономичностью.

К недостаткам конструкции следует отнести неполную уравновешенность двигателя вследствие наличия поршневого продувочного насоса, а также высокую тепловую напряженность поршня.

### Двигатели Д $\frac{22,2}{26,7}$

Потребность в мощных малогабаритных двигателях привела к распространению в судовых установках также двигателей с V-образным расположением цилиндров. На фиг. 338 показан поперечный разрез двухтактного двигателя 16Д  $\frac{22,2}{26,7}$  с прямоточной продувкой (марка 16-278А, Дженера Моторс). Двигатели этого типа применяли в качестве главных судовых с приводом винта через реверсивную муфту, так как сами двигатели не имеют устройств для непосредственного реверсирования.

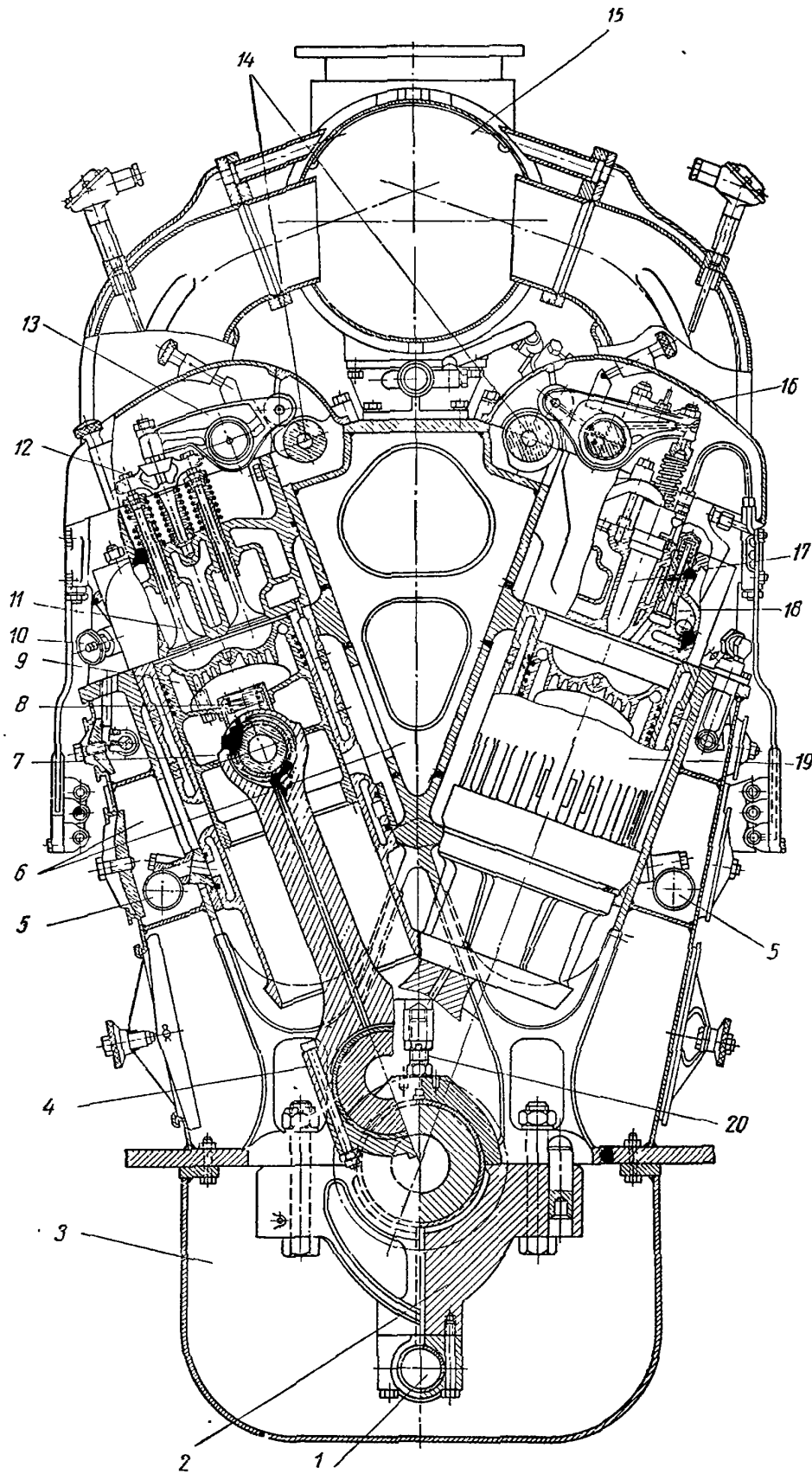
Цилиндры двигателя расположены в два ряда по восемь цилиндров, угол развала между осями рядов  $45^\circ$ . Ряды смещены вдоль оси двигателя один относительно другого, и шатуны противоположащих цилиндров расположены рядом на одной шейке коленчатого вала.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	222,3
Ход поршня в мм . . . . .	266,7
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	690
Средняя скорость поршня (при номинальном числе оборотов) в м/сек . . . . .	6,14
Номинальная мощность в э. л. с. . . . .	1600
Давление в кг/см <sup>2</sup> :	
среднее эффективное . . . . .	6,4
максимальное цикла . . . . .	65—70
сжатия . . . . .	40—45
Давление продувочного воздуха в ата . . . . .	1,16
Удельный вес двигателя в кг/л. с. . . . .	~9,0
Порядок работы цилиндров двигателя с правым вращением вала . . . . .	1—9—8—16—2—10—6—14— —4—12—5—13—3—11—7—15

Оба блока цилиндров вместе с картером составляют единый остов двигателя, сваренный из стальных поковок и листов. Цилиндровые втулки 19 вставлены в отверстия верхней и нижней плит блока. Полости между втулками и между блоками б служат ресивером продувочного воздуха. Коленчатый вал расположен на массивных поперечных опорах 2, которые крепятся болтами к нижней плите блок-картера. Верхняя крышка коренного подшипника прижимается при помощи домкрата 20, упирающегося в поперечину картера. Снизу картер закрыт сварным поддоном 3, служащим маслосборником. Цилиндровая втулка, отлитая за одно целое с рубашкой, прикреплена к крышке цилиндра шестью шпильками. В свою очередь, крышку крепят к блоку четырьмя шпильками, и положение ее на блоке фиксируется направляющими штифтами. Охлаждающая вода подводится по магистрали б, расположенной внутри полости блока, и поступает в обечайки, приваренные к нижней полке блока. В эти обечайки входят нижние части рубашек цилиндров, имеющие уплотнения из резиновых колец. Вода проходит внутри рубашек, омывая цилиндрические втулки, и по внутренним штуцерам переходит в полости крышек, а затем в рубашки выпускных патрубков и выпускного коллектора 15, расположенного над двигателем. Стык между втулкой и крышкой цилиндра уплотнен медной прокладкой, а водяные полости имеют резиновые уплотнения.

Коленчатый вал имеет восемь колен под углом  $45^\circ$  и лежит на девяти коренных подшипниках, из которых кормовой выполнен упорным. Смазка подводится по магистрали 1, подвешенной к балкам коренных подшипников, через отверстия во вкладышах и по коренным шейкам, а затем через два отверстия к валу — к соединительным шейкам колен. Коленчатый вал соединен с валом реверсивной муфты (или электрического генератора) при помощи



Фиг. 338. Поперечный разрез двигателя 16-278А (тип 16Д  $\frac{22,2}{20,7}$ ).

упругой муфты с радиальными пакетами плоских пружин. Шестерня привода распределения, а также откачивающего и магнететельного масляных насосов приводится во вращение от обода упругой муфты, что улучшает условия работы зубчатых передач.

Передача движения от шестерни привода к шестерням двух распределительных валов 14 осуществляется через две промежуточные шестерни. Оба распределительных вала вращаются в одном направлении, обратном вращению коленчатого вала. На носовом конце вала расположен привод продувочного насоса и двух водяных насосов (пресной и забортной воды). Ведущая шестерня привода соединена на шлицах длинным упругим валиком с носовым концом коленчатого вала. Вкладыши коренных подшипников, а также вкладыши нижней головки шатуна — тонкостенные с заливкой свинцовистым сплавом. В поршневой головке шатуна расположена плавающая бронзово-стальная втулка 7 поршневого пальца; смазка подводится к пальцу через отверстие в шатуне, кольцевую канавку в верхней головке и ряд отверстий во втулке. Нижняя крышка шатуна крепится четырьмя болтами 4. Поршни 9 отлиты из легированного чугуна. Втулки плавающего пальца бронзовые. Днище поршня на внутренней стороне имеет ряд кольцевых ребер для усиления охлаждения маслом, подаваемым из верхней головки шатуна через ползун 8, прижатый к головке пружинной. Нагретое масло вытекает из поршня через два отверстия. Поршень имеет пять компрессионных колец, расположенных выше пальца, и два маслосъемных — на юбке.

В крышке расположены четыре выпускных клапана 11, насос-форсунка 17, комплект рычажных приводов, сервомотор максимального автомата, выключающего подачу топлива при увеличении числа оборотов вала сверх допустимого, индикаторный кран 10, предохранительный и пусковой (обратный) клапан 18. Комплект рычагов состоит из двух рычагов 13 привода клапанов и одного 16 для привода насос-форсунки. Каждый клапанный рычаг воздействует на два клапана через траверсу 12, имеющую направляющий стержень, движущийся во втулке с шаровой опорой на цилиндрической крышке. Траверса отжимается вверх особой пружинной. Распределительные валы 14 расположены в корытах остова, выше ресивера продувочного воздуха. Валы разъемные, из двух частей. Вкладыши подшипников распределительных валов с баббитовой заливкой. Кулачки выполнены за одно целое с валом. Для каждого цилиндра предусмотрены четыре кулачка, из которых два для привода клапанов, один для насос-форсунки и один для пускового распределительного клапана.

#### Фазы распределения

Открытие выпускных клапанов . . . . .	79° до н. м. т.
Закрытие " " . . . . .	46,5° после н. м. т.
Открытие пускового клапана . . . . .	5° до в. м. т.
Закрытие " " . . . . .	10,5° после в. м. т.
Открытие продувочных окон . . . . .	50° до н. м. т.
Закрытие " " . . . . .	50° после н. м. т.

От концов распределительного вала приводятся в действие топливный подкачивающий насос, тахометр и два регулятора: всережимный изодромный и максимальный автомат.

При повышении числа оборотов вала выше допустимого автомат впускает масло в сервомоторы, расположенные на крышках каждого цилиндра, причем рычаги сервомоторов отжимают рычаги привода насос-форсунок от кулачков, прекращая подачу топлива. Продувочный насос, расположенный на носовом торце двигателя, изготовлен со спиральными трехлопастными роторами, вращающимися в подшипниках скольжения с баббитовой заливкой. Для вентиляции картер соединен с впускным патрубком продувочного насоса



через маслоуловитель; наружный воздух подсасывается через специальные отверстия в колпаках крышек цилиндров.

Компоновка остова данного двигателя достаточно продумана. Устройство съемных верхних крышек коренных подшипников существенно упрощает уход за коленчатым валом в эксплуатации.

Наиболее слабыми узлами являются цилиндрические втулки и крышки. Отливка втулок за одно целое с рубашками приводит к значительным термическим напряжениям вследствие различий в температурах стенок втулки и рубашки и появлению трещин в рубашках, а также к короблению втулок и задирам поршней. Уплотнение полости сгорания креплением втулки к крышке дополнительно усложняет конструкцию крышки, и без того весьма сложную вследствие наличия четырех выпускных клапанов. Это приводит к уменьшению надежности работы крышек и увеличению возможности появления трещин. Недостаточно надежна также конструкция траверс для привода выпускных клапанов.

### Двигатели Д<sub>2</sub><sup>20,6</sup>/<sub>25,4</sub>

Двухтактный двигатель 10Д<sub>2</sub><sup>20,6</sup>/<sub>25,4</sub> с расходящимися поршнями (заводское обозначение Д-100) показан на фиг. 339. Двигатели этого типа применяют в качестве главных на тепловозах и на судах с электроприводом.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	206,4
Ход поршня в мм . . . . .	254
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	720
Скорость поршня в м/сек . . . . .	6,1
Номинальная мощность двигателя в э. л. с. . . . .	1600
Давление в кг/см <sup>2</sup> :	
среднее эффективное . . . . .	5,92
максимальное цикла . . . . .	80—90
сжатия . . . . .	~50
Давление продувочного воздуха в ата . . . . .	1,4
Удельный вес двигателя в кг/л. с. . . . .	9,4
Порядок работы цилиндров двигателя с правым вращением вала . . . . .	1—6—10—2—4—9—5—3—7—8

Двигатель имеет два коленчатых вала 2, которые связаны передачей, состоящей из двух пар конических шестерен 1 и 4 и вертикального вала 5. От верхнего коленчатого вала приводится в действие продувочный насос 8 и распределительные валы 20. На хвостовике коленчатого вала сидит кулачок распределителя 11 пускового воздуха. Мощность отбирается от нижнего коленчатого вала; кроме того, от него приводятся в действие регулятор и вспомогательные агрегаты.

Верхние поршни управляют открытием продувочных окон, нижние — выпускных.

Угол смещения (вперед) колен нижнего вала относительно верхнего составляет 12°.

#### Фазы распределения

Начало выпуска . . . . .	56° до н. м. т.
Конец выпуска . . . . .	56° после н. м. т.
Начало продувки . . . . .	40° до н. м. т.
Конец продувки . . . . .	64° после н. м. т.
Начало подачи топлива . . . . .	14° до в. м. т.

Остов двигателя представляет собой единый блок, сваренный из стальных листов. Опоры верхнего коленчатого вала и подвески нижнего, прива-

ренные к вертикальным перегородкам-стойкам, штампованные. Вертикальными перегородками блок разделяется на 13 отсеков, из которых в первом (от носа) расположены привод распределительных валов, регулятора и некоторые вспомогательные агрегаты, затем следует десять цилиндрических отсеков, отсек конической передачи вертикального вала; в последнем отсеке-кронштейне расположен привод продувочного насоса. Горизонтальными перегородками блок делится на верхний картер 26, в котором расположены верхний коленчатый и распределительные валы, ресивер 27 продувочного воздуха, отсек 29 форсунок топливных насосов и предохранительных клапанов, отсек 31 выпускных коллекторов и нижний картер с нижним коленчатым валом и маслосборником 33. На переднем торце нижнего картера расположены насосы 17: масляный, подкачивающий топливный, пресной воды и забортной воды. Выше этих агрегатов к торцу картера крепят патрубки выпускных трубопроводов 16 и изодромный регулятор 14. Охлаждаемые выпускные коллекторы, прямоугольного сечения, вставлены в продольные отсеки цилиндрического блока и прикреплены внутренними болтами к нижней части рубашек цилиндров.

Рубашки цилиндров состоят из двух частей. Нижние части 25 крепят на фланцах к горизонтальной полке блока; в них расположены, по одному в каждую сторону, широкие каналы, соединяющие выпускные окна с полостями коллектора. В эти каналы введены термодары 24 для измерения температуры выпускных газов. Нижняя часть рубашки имеет внутреннюю стенку, вследствие чего часть цилиндрической втулки ниже выпускных окон не омывается непосредственно водой. Верхняя часть 23 рубашки охлаждения представляет собой гильзу, надетую в нагретом состоянии на ребра средней части цилиндрической втулки, которая, таким образом, в этой части непосредственно охлаждается водой. Охлаждающая вода из рубашек выпускных коллекторов поступает в нижнюю часть рубашки цилиндров, омывает выпускные каналы и затем по перекидному патрубку переходит в верхние рубашки цилиндров, откуда отводится в обратную водяную магистраль 28, проложенную вдоль двигателя под выступом ресивера продувочного воздуха. Цилиндрическая втулка 21 крепится болтами к верхней полке блока прямоугольным фланцем. Верхняя часть втулки выше продувочных окон имеет кольцевые ребра для охлаждения продувочным воздухом, средняя часть втулки — продольные ребра для более интенсивного охлаждения водой, проходящей в рубашке.

Продувочные окна прямоугольные, с тангенциальным переменным по высоте, а также и небольшим осевым наклоном. Выпускные окна выполнены с осевым наклоном в соответствии с конфигурацией выпускных каналов и размещены двумя группами, по пять окон на каждый канал. В среднюю часть втулки ввернуты на резьбе штуцеры двух форсунок 15, пускового клапана 30 и предохранительного клапана с каналом индикаторного крана 13.

Поршень 6 состоит из стакана, внутри которого при помощи четырех длинных шпилек крепят вставку с бобышками поршневого пальца. Степень сжатия регулируют изменением толщины прокладки между днищем поршня и вставкой. Поршень имеет масляное охлаждение. Масло подается из шатунной шейки коленчатого вала по каналу в стержне шатуна и через его верхнюю головку и уплотняющую подвижную втулку поступает в полость между днищем поршня и вставкой, а затем сливается из поршня в картер.

Поршень имеет четыре компрессионных и три маслосъемных кольца. Компрессионные кольца сделаны с поясками из антифрикционного сплава. Верхняя головка шатуна имеет бронзовый неразъемный вкладыш, нижняя головка — разъемные стальные вкладыши с заливкой свинцовистой бронзой. Стержень шатуна 32 двутаврового сечения.

Коленчатые валы литые, изготовлены из специального чугуна, механически обработаны только по поверхностям трения. Валы вращаются в противоположных направлениях. Вследствие смещения нижнего вала относительно верхнего по фазе вперед на  $12^\circ$  нижний шатунно-кривошипный механизм передает около 72% мощности. Остальная мощность (28%, т. е. около 450 л. с.) передается на верхний вал, от которого примерно 150 л. с. затрачивается на привод продувочного насоса.

Таким образом, через конические передачи и вертикальный вал передается всего лишь около 300 л. с. Каждый коленчатый вал лежит на 12 коренных подшипниках, причем ближайшие к коническим шестерням подшипники выполнены упорными. Крышки верхних коренных подшипников крепят шпильками, а нижних — болтами. Вкладыши коренных подшипников залиты свинцовистой бронзой. На переднем конце нижнего коленчатого вала помещены маятниковый гаситель 19 крутильных колебаний и упругая муфта 18 привода агрегатов. Маховиком двигателя является упругая муфта 3, имеющая зубчатый венец для проворачивания вала двигателя при помощи поворотного механизма, включение которого заблокировано с рукояткой управления. Вертикальный передаточный вал 5, состоящий из двух частей, соединенных упругой муфтой 7, вращается в четырех роликовых подшипниках. В конструкции соединительной муфты предусмотрена возможность некоторого относительного смещения частей вертикального вала при тепловой деформации блока. Продувочный насос 8 приводится в действие от цилиндрической шестерни 10 с упругим элементом, сидящей на конце верхнего коленчатого вала. Роторы насоса трехлопастные, спиральные, вращаются в роликовых подшипниках 9. Насос установлен на кормовом торце двигателя.

Два распределительных вала 20 служат для привода топливных насосов 22, размещенных по обеим сторонам двигателя, по два на каждый цилиндр. Кроме того, от распределительных валов приводится в действие особый предельный регулятор числа оборотов и два тахометра: механический и электрический. Привод обоих распределительных валов осуществляется от переднего конца верхнего вала посредством одной зубчатой цепи 12 с приспособлением для регулирования момента подачи топливных насосов путем поворота распределительных валов.

Распределительные валы выполнены составными для облегчения монтажа. Подшипники распределительных валов скользящие, прикреплены в стенках блока. Впрыскивающие топливные насосы 22 установлены в перевернутом положении на корпусах своих толкателей, которые фиксируются в горизонтальных полках блока, ограничивающих ресиверы продувочного воздуха. Топливные насосы золотникового типа регулируются на конец подачи при помощи зубчатой рейки, связанной с регуляторными тягами, идущими вдоль всего двигателя с каждой стороны. Форсунки 15 закрытого типа имеют сопла с тремя отверстиями, дающими плоский факел распыленного топлива. В корпусе форсунки расположен щелевой фильтр. Форсунки (по две на каждый цилиндр) крепят на фланцах в штуцерах, ввернутых на резьбе в стенку втулки цилиндра. Пусковые клапаны 30 имеют пневматическое управление. Воздух, открывающий клапаны, направляется пусковым распределителем 11, приводящимся в действие от верхнего коленчатого вала. Двигатель имеет замкнутую систему охлаждения с циркулирующей пресной воды через охлаждающие полости двигателя и водо-водяной холодильник, где она охлаждается забортной водой.

Конструкция данного двигателя имеет следующие положительные качества: компактность, легкость и достаточную жесткость остова, представляющего единую сварную конструкцию. В случае применения схемы с расходящимися поршнями существенно сокращается высота машинного помещения над двигателем, необходимая для выемки поршней. Хорошо обеспечен доступ

к топливным насосам, форсункам к пусковым клапанам, а также к верхнему коленчатому валу. Чугунные коленчатые валы практически не имеют износов шеек в эксплуатации.

Наиболее слабым узлом являются коническая передача и вертикальный вал, передающий мощность от верхнего коленчатого вала к нижнему. Необходимость упругого элемента в этом валу вызывает появление крутильных колебаний и возможность поломок передачи. Существенно затруднено также обслуживание нижнего подвесного коленчатого вала; усложняет эксплуатацию выемка нижних поршней через картер. К недостаткам также необходимо отнести низкое расположение выпускных коллекторов и колен выпускных трубопроводов, в результате чего загромождается торец двигателя, неохлаждаемые крышки лючков коллекторов нагреваются до высокой температуры, что затрудняет обслуживание. В отношении производства значительные трудности представляют предупреждение коробления и усадки при сварке остова, а также сложная конфигурация втулок цилиндров.

#### § 4. ДВИГАТЕЛИ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

##### Двигатели ДД $\frac{45}{120}$

Принцип двойного действия используется в настоящее время лишь в незначительном числе двигателей, в основном в тихоходных двухтактных, предназначенных для судовых установок с непосредственным приводом винта. На фиг. 340 показаны разрезы двигателя ДД  $\frac{45}{120}$  двойного действия (марки DM-845WF-120, Бурмайстер и Вайн).

##### Техническая характеристика двигателя

Число цилиндров . . . . .	8
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	450
Ход поршня в мм . . . . .	1200
Эффективная мощность двигателя в л. с. . . . .	4400
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	125
Давление в кг/см <sup>2</sup>	
среднее индикаторное:	
в верхних полостях . . . . .	6,4
в нижних . . . . .	6,7
максимальное цикла . . . . .	45—50
Механический к. п. д. в % . . . . .	~80

Схема газораспределения — прямоточная щелевая, с продувкой обеих полостей цилиндра через один ряд окон, открываемых рабочим поршнем, и с выпуском газов через окна выпускных золотников, расположенных в крышках цилиндров.

##### Фазы газораспределения

В верхней полости:	
начало продувки . . . . .	37° до н. м. т.
конец . . . . .	37° после н. м. т.
начало выпуска . . . . .	62° до н. м. т.
конец . . . . .	48° после н. м. т.
В нижней полости:	
начало продувки . . . . .	30,7° до в. м. т.
конец . . . . .	30,7° после в. м. т.
начало выпуска . . . . .	55,5° до в. м. т.
конец . . . . .	41,5° после в. м. т.

Фундаментная рама двигателя 2 сборная из коротких чугунных балок, скрепленных болтами. Снизу рама закрыта сварным поддоном-маслосборником 1. На раме установлены А-образные стойки 26, связанные между собой направляющими 6 ползунов основного шатуно-кривошипного механизма; в верхней части стойки связаны балками 24, несущими плиты 23 с сальниками для уплотнения полости картера в месте выхода штоков 22 поршней. Направляющие 27 эксцентрикового привода выпускных золотников укреплены на приливах стоек. На стойках установлены фонари нижних полостей цилиндров, собранные из вертикальных стоек 21 и нижних цилиндрических рам 18 в две секции по четыре цилиндра каждая. Обе секции связаны между собой чугунным жестким кожухом 34 цепной передачи к распределительному валу 33 и к продувочным насосам 5. В нижних цилиндрических рамах расположены цилиндры, собранные с нижними и верхними головками. На верхние части цилиндров надеты верхние цилиндрические рамы 12. Последние связаны с фундаментной рамой двигателя длинными составными анкерными связями, стягивающими остов двигателя.

Цилиндрические чугунные втулки состоят из двух частей 29 и 30. Плоскость разъема расположена выше пояса тангенциальных продувочных окон 13 и уплотнена путем притирки. Стальные цилиндрические головки 11 и 19 прикреплены к втулкам на фланцах. Уплотнение достигается притиркой торцов фланца. На фланцах головок установлены втулки 10 и 20 выпускных золотников с окнами, ведущими в камеры, которые соединены патрубками со сварными выпускными коллекторами 9 и 7. Продувочные камеры расположены в средней части каждого цилиндра и соединены со сварным ресивером 8 продувочного воздуха.

Двигатель охлаждают пресной водой, которая поступает в полость охлаждения нижней головки цилиндра, охлаждает нижнюю часть втулки, затем по перекидным патрубкам переходит в верхнюю рубашку и далее поступает на охлаждение верхней головки цилиндра. Смазка цилиндров осуществляется от лубрикаторов.

Коленчатый вал 36 состоит из двух четырехколенных секций. Расположение колен для двигателя правой модели при переднем ходе 1—8—3—4—7—2—5—6. Эксцентрики 35 для привода выпускных золотников заклинены с опережением относительно в. м. т. соответствующих колен на 7°. Коренные подшипники имеют стальные вкладыши с заливкой высокооловянистым баббитом. Смазка подшипников циркуляционная. Поршень состоит из средней чугунной части 15 и двух головок 14 и 17 из жароупорной стали, крепящихся болтами к фланцу штока. Поршневой шток имеет защитную чугунную рубашку 25, ввернутую в нижнюю головку поршня. Наружный диаметр штока по рубашке равен 175 мм. Шток и головки поршня охлаждаются маслом. В каждой поршневой головке установлено по шесть компрессионных поршневых колец. Канавки поршневых колец образованы чугунными полукольцами, завальцованными в выточках стальных головок. На средней части поршня установлены два маслораспределительных кольца. Крейцкопф 3 с односторонним башмаком. Шток крепят к крейцкопфу двумя специальными гайками.

Масло для охлаждения поршня подводится через телескопическую трубу 4, укрепленную на крейцкопфе, поступает в рубашку штока, охлаждает нижнюю головку, затем верхнюю и, наконец, по каналу штока через трубу, отводящую масло, и контрольную коробку сливается в маслосборник. Шатун 37 вильчатый, со вкладышами, имеющими баббитовую заливку. Головки шатуна отъемные, с регулировочными прокладками.

Выпускные золотники приводятся в действие эксцентриками 35 при помощи тяг 31 и траверс 32 и 28. Ход золотников 330 мм. Верхний золотник диаметром 250 мм имеет пять уплотнительных колец. В верхней части

его втулки установлено сжимное маслоуплотнительное кольцо. Нижний золотник диаметром 300 мм имеет шесть уплотнительных колец и такое же маслоуплотнительное кольцо. Внутри нижнего золотника расположен сальник штока с чугунными уплотнительными кольцами. Верхний и нижний золотники охлаждаются маслом, которое подводится и отводится через полые тяги и каналы в траверсах.

Распределительный вал 33 лежит в подшипниках на кронштейнах верхних стоек и приводится в действие роликовой цепью от цепной шестерни, расположенной между передней и задней секциями коленчатого вала. На распределительном валу насажены симметричные кулачки привода топливных насосов и шестерни приводов предельного регулятора и вала пускового распределителя, а также кулачки индикаторных приводов и шестерни привода лубрикаторов. Реверсирование осуществляется поворотом вала привода пускового распределителя на  $120^\circ$  при помощи кулачковой муфты.

Топливные насосы 16 выполнены золотникового типа, по одному на каждую полость цилиндра, с регулированием на конец подачи. Подкачивающий насос двухплунжерный. Каждая полость имеет две форсунки, в которые топливо подается одним насосом через распределительный тройник. Форсунки закрытого типа, охлаждаемые топливом, имеют щелевые фильтры. Затяжка пружины форсуночной иглы составляет  $315 \text{ кг/см}^2$ . Верхние форсунки имеют три сопла, нижние два, просверленные наклонно. Кроме форсунок, в каждой головке расположены по одному пусковому клапану с пневматическим приводом от воздухораспределителя, предохранительному клапану и индикаторному крану. Продувочные насосы 5 расположены сбоку, со стороны, противоположной распределительному валу. Два продувочных насоса с четырехлопастными роторами приводятся в действие от коленчатого вала цепными передачами с упругими муфтами. Число оборотов вала насосов 470 в минуту. Давление продувочного воздуха  $1,1 \text{ ата}$ . Насосы систем смазки и охлаждения установлены отдельно и приводятся в действие от электродвигателей.

При оценке конструкции необходимо отметить, что из подобных двигателей данную модель можно рассматривать как одну из наиболее отработанных и зарекомендовавших себя в эксплуатации. В качестве оригинальных конструктивных особенностей следует указать интенсивное охлаждение головок цилиндров, конструкцию стальных головок поршней с чугунными канавками для поршневых колец, защитные рубашки на штоках, предохраняющие от износов и коррозии, цепные приводы к распределительному валу и продувочным насосам.

Однако при использовании принципа двойного действия с выпуском газов при помощи золотников требуются чрезвычайно большие размеры двигателя по высоте (около 10 м), и без того значительные у судовых двигателей (с большим отношением хода поршня  $S$  к диаметру цилиндра  $D$ ). Несмотря на применение этого принципа, вес двигателя вследствие наличия крейцкопфного главного механизма и механизма привода золотников получается достаточно большим (около  $65 \text{ кг/л. с.}$ ), и при современных направлениях развития двигателестроения в сторону всемерного облегчения и уменьшения габаритов двигателя данную конструкцию нельзя считать прогрессивной, тем более что специфические конструктивные элементы нижних рабочих полостей (сальники штока, форсунки и др.) требуют большого внимания и тщательного ухода при эксплуатации. Следует также отметить, что в данной конструкции поддержание плотности (на притирке) нескольких разъемов рабочих цилиндров представляет значительные трудности и в эксплуатации получают обрывы анкерных связей вследствие их перетяжки.

### Двигатели ДД $\frac{32}{44}$

Несмотря на отмеченные выше недостатки двигателей двойного действия, до последнего времени продолжались попытки использования этого принципа для создания сверхмощных судовых двигателей.

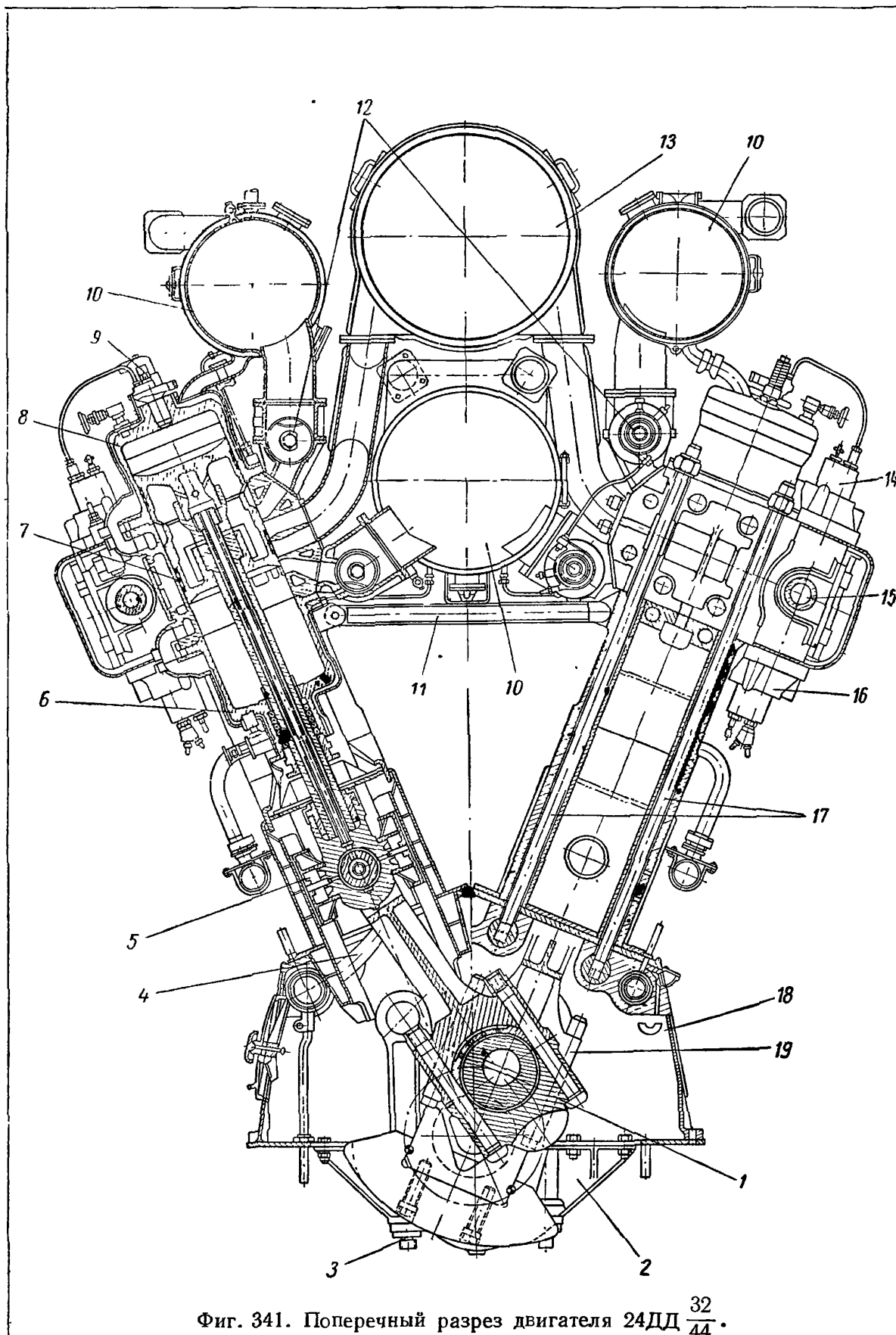
На фиг. 341 показаны поперечные разрезы по цилиндру и по анкерным связям двухтактного двигателя двойного действия типа 24ДД  $\frac{32}{44}$  (марка V12232/44, МАН). Двигатели этого типа предназначались для военных кораблей.

#### Техническая характеристика двигателя

Мощность двигателя в э. л. с.:	
номинальная . . . . .	10 000
максимальная . . . . .	12 000
Число оборотов вала в минуту . . . . .	600
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	8,8
Давление в кг/см <sup>2</sup> :	
среднее эффективное . . . . .	4,6
максимальное цикла . . . . .	65
Удельный вес двигателя в кг/л. с. . . . .	6,7

Картер двигателя 18 сварной, без поддона. Маслосборником служит полость судового фундамента. Цилиндры расположены V-образно в два ряда, по 12 цилиндров в каждом. Блоки цилиндров сварные, связаны с картером анкерными связями 17, а в верхней части скреплены между собой горизонтальными тягами 11. Коленчатый вал подвешен на балках 2, притянутых к картеру особыми анкерными связями 3. Верхние крышки коренных подшипников крепятся домкратами. Шатуны двух противоположных цилиндров — нормального 1 и вильчатого 19 охватывают одну шейку коленчатого вала. Крейцкопф 5 выполнен двусторонним. Цилиндр состоит из трех частей: средней 7, в которой расположены пояса продувочных и выпускных окон (по односторонней петлевой схеме), и двух колпачковых крышек 8 и 6 с волнообразным разъемом, крепящихся к средней части фланцами. Рубашка цилиндра и крышек сварная. Поршни охлаждаются через полый шток и палец крейцкопфа 5, к которому охлаждающее масло поступает по шарнирным трубам 4 и отводится от него по таким же трубам. Распределительные вала 15 расположены на уровне середины цилиндров. Топливные насосы 14 верхних полостей установлены над распределительными валами, а топливные насосы 16 нижних полостей расположены (в перевернутом положении) под валами. В верхнюю полость подача топлива производится одной форсункой 9, в нижние — двумя через тройник. В развале цилиндровых блоков расположены три выпускных коллектора 10 и один ресивер 13 продувочного воздуха. В выпускных каналах установлены золотники 12 для управления выпуском. Продувочный центробежный насос имеет привод от коленчатого вала. Для наддува используется турбокомпрессор с приводом от газовой турбины, подающий воздух в продувочный насос.

Несмотря на то, что двигатели данного типа имеют относительно низкий удельный вес и малые габариты, подобные конструкции нельзя считать перспективными вследствие большой сложности и наличия малонадежных узлов, обязательных для двигателей двойного действия (сальники штока, сами штоки, крейцкопфные механизмы и т. п.).



Фиг. 341. Поперечный разрез двигателя 24ДД  $\frac{32}{44}$ .



## § 5. КАЛОРИЗАТОРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Калоризаторные двигатели отличаются простотой конструкции и ухода, нетребовательностью к качеству топлива и надежностью в работе. Калоризаторные двигатели выполняют преимущественно двухтактными, с использованием в качестве продувочного насоса кривошипной камеры двигателя. Расход топлива в соответствии с более низкой степенью сжатия ( $\epsilon \approx 4 \div 6,5$ ), более грубым распыливанием и несовершенной продувкой лежит в пределах 250—340 г/л. с. ч. Несмотря на невысокую экономичность, калоризаторные двигатели еще широко применяют в различных отраслях народного хозяйства, в качестве стационарных и судовых двигателей малой мощности, где основным требованием к двигателю являются несложная конструкция, простота ухода и надежность в работе.

Вследствие низкой степени сжатия в калоризаторных двигателях температура сжатого воздуха недостаточна для воспламенения впрыскиваемого топлива. Поэтому в камере сгорания предусматривают аккумулятор тепла (калоризатор), нагретый до температуры, обеспечивающей надежное воспламенение. Факел топлива обычно направляется на горячую поверхность калоризатора, что способствует не только подогреву топлива для его воспламенения, но и лучшему смесеобразованию при низких давлениях распыливания (60—80 кг/см<sup>2</sup>). Температура калоризатора, при которой происходит нормальное сгорание топлива, ограничена пределами 350—600° С. При температуре выше 600° С получают преждевременные вспышки, сгорание сопровождается дымным выпуском и двигатель теряет мощность. При температуре ниже 350° С появляются пропуски вспышек и двигатель останавливается.

Таким образом, для нормальной работы двигателя температура калоризатора должна находиться в указанных пределах. Однако температура калоризатора сильно зависит от нагрузки двигателя и повышается с увеличением ее. Поэтому, чтобы двигатель мог работать на всех нагрузках, необходимо регулировать температуру калоризатора.

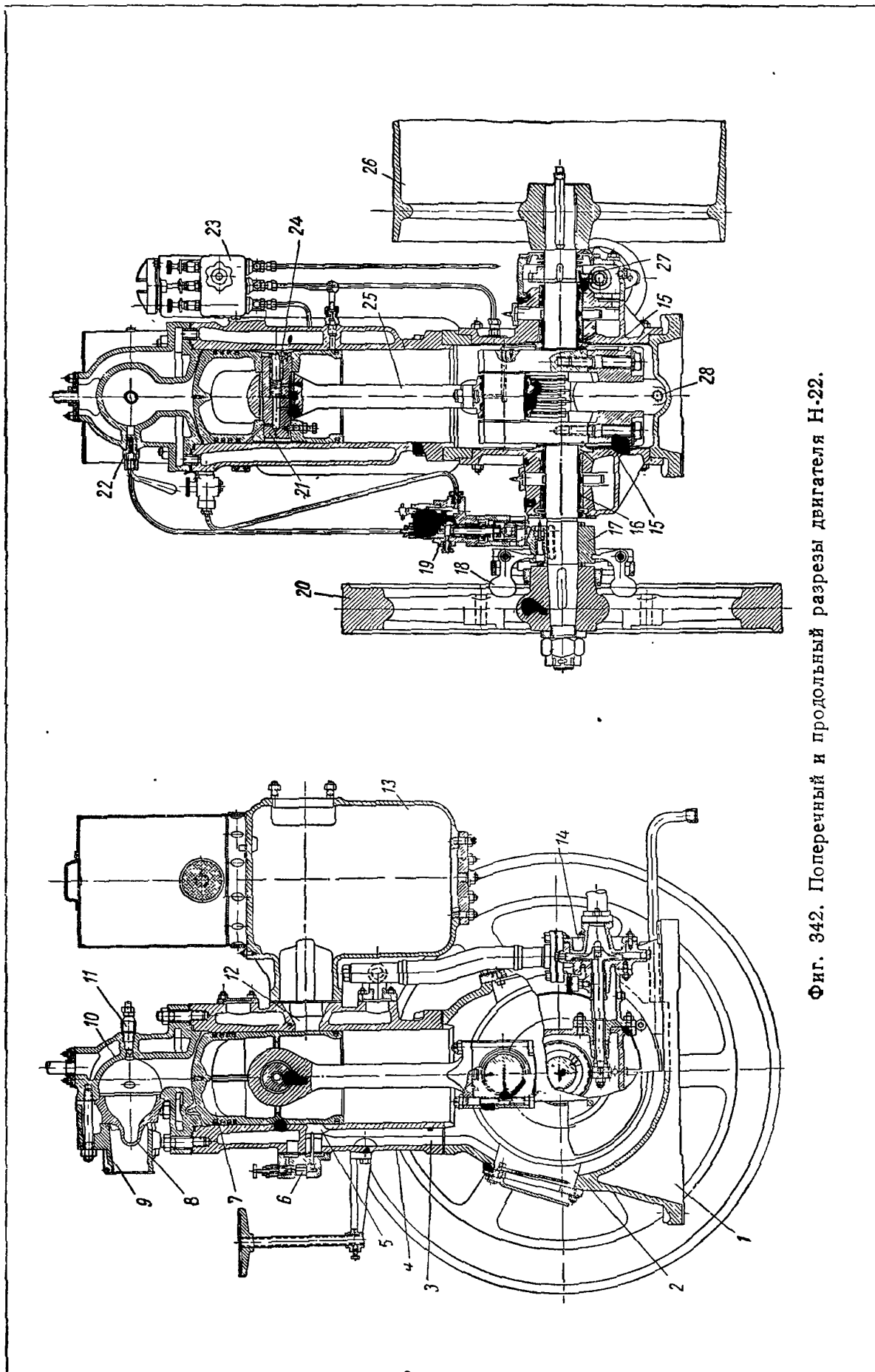
### Двигатель Н-22

Большое распространение имеют калоризаторные двигатели Н-22, выпускаемые рядом заводов. Поперечный и продольный разрезы одноцилиндрового двигателя Н-22 показан на фиг. 342. Двигатель Н-22 стационарный, с кривошипно-камерной продувкой.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	200
Ход поршня в мм . . . . .	240
Номинальная мощность в э. л. с. . . . .	22
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	500
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	4
Давление в кг/см <sup>2</sup> :	
среднее эффективное . . . . .	2,64
сжатия . . . . .	8—9
максимальное цикла . . . . .	22
Степень сжатия . . . . .	5,2
Удельный эффективный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	290
Удельный вес двигателя в кг/л. с. . . . .	50

Двигатель не имеет отдельной фундаментной рамы. Закрытый чугунный картер 1, расширяясь книзу, образует площадку, которой двигатель крепится к фундаменту на четырех болтах. С торцов картер имеет две отъемные боковины 15 с неразъемными стальными втулками 16, залитыми баббитом, служащими коренными подшипниками. С двух противоположных



Фиг. 342. Поперечный и продольный разрезы двигателя Н-22.

сторон на картере сделаны люки 2, закрытые крышками с установленными на них пластинчатыми воздушными клапанами. Цилиндр двигателя 4, отлитый из серого чугуна заодно с рабочей втулкой, крепят к картеру четырьмя шпильками. Цилиндр имеет продувочные окна 5, соединенные каналом 3 с кривошипной камерой, и выпускные окна 12, сообщающиеся с глушителем 13. Крышка цилиндра 10 чугунная, имеет внутри камеру сферической формы с горловиной, сообщающей камеру с цилиндром. Одна сторона сферической камеры с грушевидным отростком 8 выполнена отъемной и неохлаждаемой, она является калоризатором. Против калоризатора в горизонтальном положении установлена форсунка 11. Калоризатор закрыт чугунным кожухом 9 с заслонкой для нагрева калоризатора перед пуском и для наблюдения за нагревом во время работы. В крышке установлен декомпрессионный кран 22 для сообщения цилиндра с атмосферой при проворачивании двигателя.

Чугунный поршень 7 имеет четыре компрессионных кольца на головке и одно на юбке. Два нижних компрессионных кольца одновременно являются и маслосъемными. Со стороны продувочных окон на днище поршня сделан выступ для направления продувочного воздуха и уменьшения его потерь при продувке. Поршневой палец 21 установлен в бобышках поршня с напряженной посадкой. Внутри пальца вставлен скребок-маслоуловитель 24, который прижимается к зеркалу цилиндра пружиной, и собирает масло для смазки подшипника поршневого пальца. Шатун 25 круглого сечения, кованный, с отъемной нижней головкой. Стальные половинки нижней головки залиты баббитом и образуют шатунный подшипник. Подшипником поршневого пальца служит бронзовая втулка, запрессованная в верхнюю головку шатуна. Коленчатый вал, стальной цельнокованный, имеет чугунные противовесы на щеках. На одном конце вала посажен на конус и закреплен корончатой гайкой маховик 20 с грузами 18 регулятора и насажена на шпонке муфта 17 привода топливного насоса. На другом конце вала находятся шкив 26 для отбора мощности и шестерня 27 привода водяного насоса 14.

Топливный насос 19 плунжерный, с регулированием количества топлива изменением хода плунжера, приводимого в действие от кулачка муфты 17 со скошенным профилем. Толкатель плунжера имеет ролик конической формы. Форсунка 11 открытого типа, имеет одно распыливающее отверстие диаметром 0,6 мм. В корпусе форсунки помещен щелевой фильтр. Пуск двигателя производится вручную вращением маховика. Перед пуском калоризатор должен быть нагрет паяльной лампой до вишнево-красного цвета. Температуру калоризатора во время работы регулируют капельницей 6, установленной на продувочном канале цилиндра и сообщающейся с водяной полостью.

Коренные подшипники имеют кольцевую смазку, шатунный подшипник — центробежную — от кольца, установленного на щеке кривошипа. Смазка к цилиндру и центробежному кольцу поступает от масленки 23 с капельным регулированием. Масло, скопившееся в камере картера, удаляется через отверстие 28 по трубке, имеющей на конце краник.

Двигатель Н-22 отличается простотой и надежностью в работе.

Существенным недостатком двигателя является его невысокая экономичность, а также применение подачи воды в цилиндр для регулирования температуры калоризатора.

Саратовский механический завод до 1949 г. выпускал калоризаторные двигатели Н-15 мощностью 15 э. л. с. при 650 об/мин, подобные описанному выше двигателю Н-22. В результате проведенной модернизации двигателя Н-15 была улучшена экономичность и повышена мощность до 22 л. с. путем увеличения среднего эффективного давления при сохранении главных конструктивных параметров и числа оборотов вала. Эти результаты получены

были путем улучшения системы продувки и увеличения степени сжатия. Петлевая поперечная продувка, которую имел двигатель Н-15, была изменена на петлевую эксцентричную (с боковым расположением продувочных окон).

### Двигатели ПД $\frac{18}{20}$ 22

Конструкция модернизированного калоризаторного двигателя 1ПД  $\frac{18}{20}$  22 показана на фиг. 343. Этот двигатель также имеет кривошипно-камерную продувку.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	180
Ход поршня в мм . . . . .	200
Номинальная мощность в э. л. с. . . . .	22
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	650
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	4,34
Давление в кг/см <sup>2</sup> :	
среднее эффективное . . . . .	3
сжатия . . . . .	12—14
максимальное цикла . . . . .	28—30
Удельный эффективный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	270—280
Степень сжатия . . . . .	6,5
Удельный вес двигателя в кг/л. с. . . . .	32

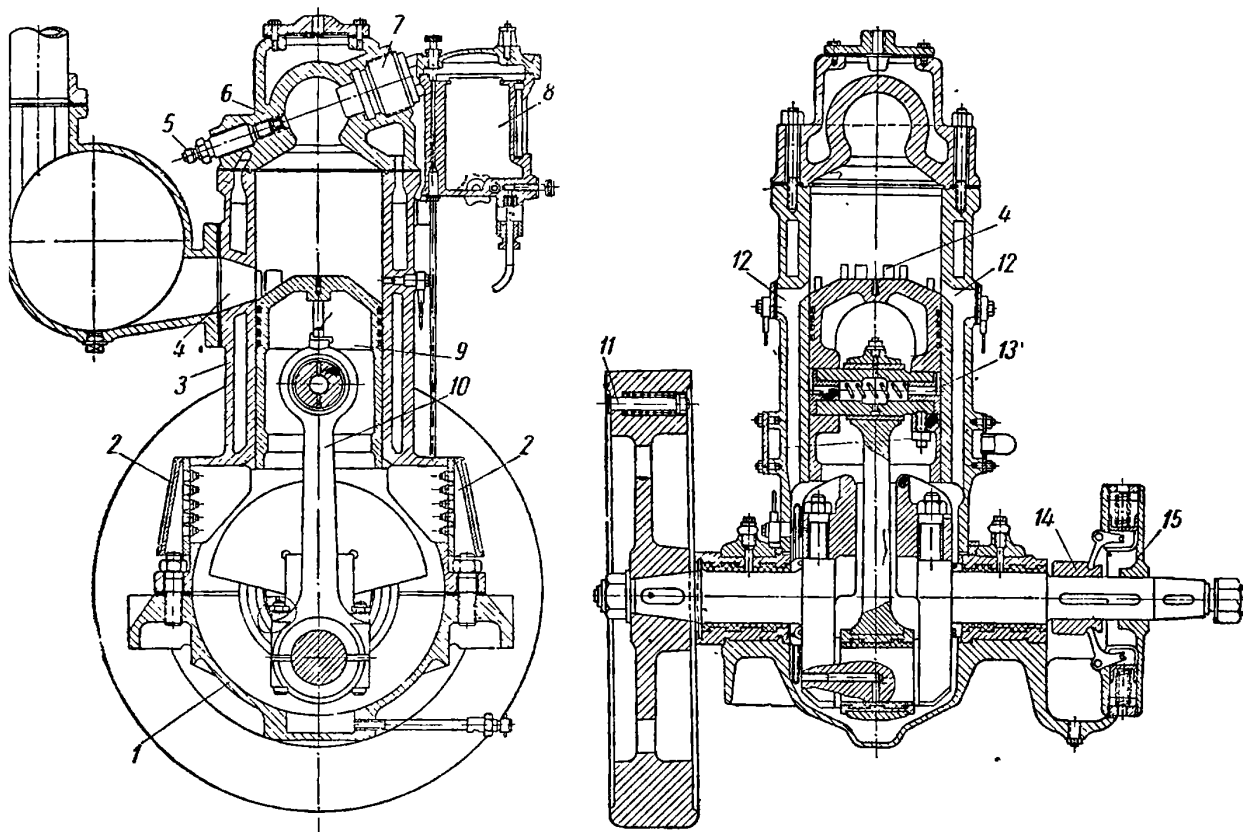
Остов двигателя чугунный, состоит из фундаментной рамы 1, цилиндра 3, отлитого за одно целое с картером и рабочей втулкой, и крышки 6. Чугунные вкладыши коренных подшипников залиты баббитом. На двух люках картера установлены пластинчатые воздушные клапаны 2 с горизонтальными щелями для прохода воздуха и стальными пластинами, прикрывающими щели. Продувочные окна 12 в цилиндре расположены с двух сторон в направлении оси коленчатого вала, по два окна на каждую сторону, и соединены общими каналами с кривошипной камерой. Четыре выпускных окна 4 расположены между продувочными окнами. Цилиндр с картером крепится к фундаментной раме четырьмя шпильками. Крышка цилиндра имеет сферическую камеру сгорания с водяным охлаждением и вставной неохлаждаемый запальник 7 (калоризатор). Против запальника в крышке установлена форсунка 5.

Чугунный поршень 9 имеет четыре компрессионных кольца на головке и одно на юбке. Днище поршня выполнено в виде усеченного конуса, поэтому форма поршня и крышки получается простая, что способствует улучшению очистки цилиндра. Поршневой палец 13 установлен в гнездах поршня с напряженной посадкой и стопорится одним болтом от осевого перемещения. Внутри пустотелого пальца вставлены два алюминиевых скребка-ловушки, разжатые стальной пружиной для собирания масла с поверхности цилиндра и смазки поршневого пальца. Шатун 10 стальной, круглого сечения. Втулка верхней головки шатуна бронзовая. Нижняя головка разъемная, имеет стальные вкладыши, залитые баббитом. Коленчатый вал цельнокованный, изготовлен из стали 45, имеет укрепленные на кривошипе чугунные противовесы. На одном конце вала посажен на конусе и шпонке и закреплен гайкой маховик 11, на другом — диск 15 регулятора и подвижная кулачковая шайба 14 топливного насоса.

На двигателе установлен топливный насос <sup>1</sup> плунжерного типа, с регулированием количества топлива изменением хода плунжера. Форсунка выполнена открытого типа, с одним распыливающим отверстием диаметром

<sup>1</sup> На фиг. 343 не показан.

0,4 мм. Смазка ко всем смазочным штуцерам поступает из центральной масленки 8 с капельным регулированием. Для охлаждения двигателя на фундаментной раме установлен центробежный насос с приводом через ременную передачу. Двигатель пускается вручную. Перед пуском запальник 7 калоризатора должен быть вынут, нагрет до вишнево-красного цвета и уста-



Фиг. 343. Поперечный и продольный разрезы двигателя 1ПД  $\frac{18}{20}$  22 (головка условно повернута).

новлен на место. Так как двигатель работает с повышенной степенью сжатия, поверхность нагрева запальника небольшая. Запальник обеспечивает нормальное воспламенение топлива на переменных нагрузках без какого-либо регулирования его температуры. Для работы двигателя при холостом ходе в калоризаторе имеется штифт холостого хода, который представляет собой стержень, ввернутый в расточку калоризатора. Вследствие меньшей отдачи тепла температура штифта холостого хода выше, чем температура всего калоризатора, что обеспечивает воспламенение при малых подачах топлива.

## ГЛАВА XVIII

### КОНСТРУКЦИИ СУДОВЫХ И СТАЦИОНАРНЫХ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

#### § 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Относительно малый объем производства газовых двигателей сравнительно с двигателями жидкого топлива определяет их конструктивное развитие в основном на базе двигателей жидкого топлива выпускаемых типов. Такое направление обеспечивает возможность производства газовых двигателей на том же станочном оборудовании, что и двигателей жидкого топлива. Однако использование всех основных деталей двигателя с воспламенением от сжатия, вполне обоснованное для газовых двигателей с повышенной степенью сжатия и воспламенением от впрыскиваемого в цилиндр жидкого топлива (газожидкостных), при проектировании газосмесительного двигателя с посторонним зажиганием приводит к излишнему утяжелению конструкции. Поэтому производство двигателей, которые могут работать как на жидком топливе с воспламенением от сжатия, так и (после смены некоторых деталей) на газообразном топливе с посторонним зажиганием, может быть оправдано только для двигателей малой мощности.

Это положение не отвергает, однако, необходимость при конструировании двигателей жидкого топлива учитывать возможности конвертирования их для использования газообразного топлива в случае возникновения потребности.

Таким образом, для серийного производства газовых двигателей с посторонним зажиганием более рациональными в отношении снижения веса являются двигатели, специально сконструированные для работы на газообразном топливе с учетом меньших расчетных давлений по сравнению с расчетными давлениями для двигателей с воспламенением от сжатия.

Конструктивные формы основных деталей современных четырехтактных газосмесительных двигателей с посторонним зажиганием мало отличаются от соответствующих конструкций двигателей жидкого топлива. Основное различие — только в органах топливоподдачи, регулирования и зажигания.

Конструкции газо-жидкостных двигателей отличаются от двигателей с воспламенением от сжатия лишь добавлением газосмесителя и некоторыми дополнительными деталями органов регулирования.

Непосредственное использование конструктивных схем двухтактных двигателей жидкого топлива при конструировании газовых двухтактных двигателей приводит к непроизводительным потерям газа при продувке цилиндра рабочей смесью. Такое конструктивное решение может быть допущено только для газовых двигателей малой мощности, которые строят на базе калоризаторных двигателей жидкого топлива, так как возможность повышения степени сжатия в газовом двигателе определяет практически такую

же экономичность, что и для базового двигателя жидкого топлива, несмотря на потери газа при продувке. Однако принципиально подобное конструктивное решение не может считаться рациональным. Осуществление же внутреннего смесеобразования при газообразном топливе представляет значительные трудности вследствие больших удельных объемов газа, непостоянства теплотворности газа и малой длины факела газовых струй при вдувании газа в сжатый воздух. Вследствие этих особенностей, а также необходимости значительно более высоких степеней сжатия для воспламенения газа сравнительно с жидким топливом, от создания чисто газовых двигателей с внутренним смесеобразованием и воспламенением от сжатия отказались. Поэтому современные газовые двухтактные двигатели обычно разрабатываются как самостоятельные конструкции с использованием в той или иной степени конструктивных элементов двигателей жидкого топлива для использования того же производственного оборудования.

Специфической особенностью таких двигателей являются устройства для впуска газа в цилиндр после завершения (или в конце) продувки цилиндра воздухом. При впуске газа в период начала сжатия необходимо наличие некоторого избыточного давления газа. В двигателях, работающих на естественном газе, для впуска в цилиндр используется давление в трубопроводе (после соответствующего редуцирования). Двигатели же, предназначенные для работы на генераторном газе, должны иметь компрессор, сжимающий газ до давления, необходимого для впуска в цилиндры двигателя.

Вследствие низкой теплотворности генераторного газа и соответственно необходимости значительной затраты работы на сжатие больших объемов газа такая схема с механическим компрессором осуществляется редко. Однако использование гидродинамических явлений дает возможность создания достаточно эффективных устройств (пульсатора), обеспечивающих впуск газа в цилиндр в результате колебаний давления продувочного воздуха.

Развитие газовых двигателей определяется следующими направлениями:

1) расширением областей применения газо-жидкостных двигателей на генераторном газе в судовых и тепловозных установках;

2) повышением мощности двигателя путем замены всасывания газа через газогенератор питанием двигателя газом при помощи нагнетателя, компенсирующего потери давления в генераторе и газоочистительных устройствах;

3) применением наддува для повышения мощности газовых двигателей; одной из перспективных схем наддува является схема с наддувом газогенератора;

4) совершенствованием конструкций двухтактных газовых двигателей.

Типичные конструкции газовых судовых и стационарных двигателей описаны ниже.

## § 2. КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ

### Двигатели ГЧ $\frac{18}{26}$

Газовые двигатели 2ГЧ  $\frac{18}{26}$  и 4ГЧ  $\frac{18}{26}$  по своему устройству однотипны, имеют большинство одинаковых узлов и деталей и предназначены для работы на генераторном газе в стационарных условиях. Двигатели четырехтактные, с внешним смесеобразованием и электрическим зажиганием. Расположение цилиндров рядное, вертикальное.

## Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	180
Ход поршня в мм . . . . .	260
Степень сжатия . . . . .	8,75
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	750
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	6,5
Номинальная цилиндровая мощность (при номинальном числе оборотов вала) в э. л. с. . . . .	22,5
Давление в кг/см <sup>2</sup> :	
среднее эффективное . . . . .	4,1
максимальное цикла . . . . .	45
Расход топлива:	
антрацита в кг/э. л. с. ч. . . . .	0,5
дров (при относительной влажности до 25%) в кг/э. л. с. ч. . . . .	1,2
Удельный вес двигателя (сухой без маховика) в кг/л. с. . . . .	19,5—22

На фиг. 344 показаны поперечный и продольный разрезы двигателя 4ГЧ<sup>18</sup>/<sub>26</sub>.

Остов двигателя чугунный. Фундаментная рама 1 цельнолитая, разделена поперечными перегородками на четыре отсека. В поперечных перегородках расположены пять коренных подшипников коленчатого вала. Вкладыши коренных подшипников выполнены из алюминиевого сплава АН-2,5. Рабочие цилиндры и картер выполнены в одной отливке; блок-картер скреплен с фундаментной рамой при помощи внутренних и наружных шпилек. Цилиндровые втулки 8 вставные, в нижней части имеют вырезы для свободного прохода шатуна при его движении, в верхней части — установочные пояски для центрирования втулки в цилиндрическом блоке.

Для периодической очистки зарубашечного пространства от накипи против каждого цилиндра сделаны отверстия, закрываемые пробками. Через люки 2, расположенные на боковой поверхности картера, обеспечен доступ к шатунным и коренным подшипникам. На одном из люков со стороны газосмесителя расположен сапун 10. Передний и задний торцы блок-картера и фундаментной рамы закрыты чугунными крышками. Каждый цилиндр имеет отдельную крышку, в которой размещены впускной, выпускной и пусковой клапаны, свеча и продувочный краник. Уплотнение между крышкой и втулкой достигается постановкой в месте стыка прокладки из листовой меди. Водяная полость крышки сообщается с водяной рубашкой цилиндрического блока при помощи коротких трубок 6 с надетыми на них резиновыми кольцами.

Коленчатый вал лежит на опорах фундаментной рамы и закреплен крышками коренных подшипников, которые можно снимать без разборки блок-картера. Шатунные шейки полые, закрытые торцов заглушками. Поршень 5 чугунный, выполнен с четырьмя компрессионными и двумя маслосъемными кольцами. Замки колец ступенчатые. Шатун 4 стальной, кованный, круглого сечения. Вкладыши нижней головки изготовлены из алюминиевого сплава. В верхней головке запрессована стальная втулка, залитая баббитом. В полое тело шатуна вставлена деревянная трубка, в середине которой находится металлическая трубка 13 для подвода смазки к поршневому пальцу. Поршневой палец плавающего типа, пустотелый, для предотвращения осевого смещения имеет с обеих сторон алюминиевые заглушки.

Привод в действие клапанов, магнето, регулятора и распределителя пускового воздуха осуществляется от распределительного вала 3.

Горючая смесь газа и воздуха из общего смесителя 9 через впускной трубопровод 14 поступает в цилиндры. Зажигание производится электрической искрой, для чего на двигателе установлены свечи зажигания 7 марки АС-17 или 4 марки ЭМГ и магнето СС-4 с ускорителем. Магнето соединяется со свечами проводами, пропущенными через специальное отверстие в блок-картере двигателя. Регулятор 12 центробежного типа, смонтированный на ше-



стерне распределительного вала, изменяет количество горючей смеси, поступающей в цилиндры. Состав смеси регулируют вручную.

Смазка цилиндров производится разбрызгиванием, смазка всех других движущихся частей — циркуляционная. Шестеренчатый масляный насос 14 приводится от коленчатого вала. На впускном трубопроводе установлен грубый фильтр, на нагнетательном — тонкий сетчатый фильтр 15 и холодильник. Давление в циркуляционной системе смазки  $1,5-2 \text{ кг/см}^2$ . Пуск двигателя осуществляется сжатым воздухом.

Компрессор пускового воздуха приводится или от руки или от двигателя через ременную передачу. Воздух из баллонов через распределитель пускового воздуха поступает в автоматические пусковые клапаны, установленные в крышках двух цилиндров. Двигатель имеет декомпрессионное устройство. Отбор мощности производится со стороны маховика, через упругую муфту или через ременную передачу.

Особенностью двигателей ГЧ  $\frac{18}{26}$  являются простота их конструкции и применение доступных материалов. Около 70% веса составляют детали чугунные (рама, блок-картер, крышка, втулка, поршень). Детали из цветных металлов составляют всего лишь  $\sim 1\%$  веса.

### Двигатель ДВ-35

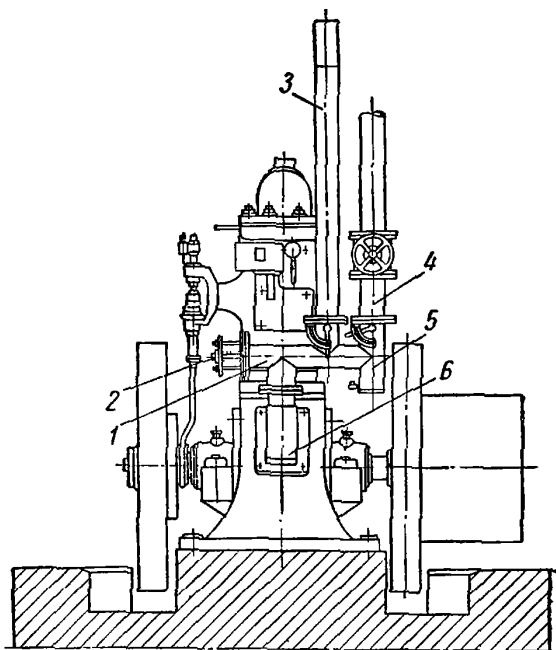
Работу двухтактных двигателей на газе можно осуществить двумя способами. Первый способ — наиболее совершенный по экономичности процесса, когда рабочий цилиндр двигателя продувается воздухом, а газ вводят в цилиндр в конце или после завершения продувки. При этом способе предупреждаются потери газа, но необходима подача газа под давлением.

Второй способ, менее экономичный, заключается в осуществлении продувки цилиндра газо-воздушной смесью. При этом методе часть газа теряется при продувке, но сам двигатель конструктивно не отличается от двигателя жидкого топлива.

Примером двухтактного газового двигателя с осуществлением рабочего процесса по второму способу может служить двигатель ДВ-35.

Двигатель ДВ-35 двухтактный, калоризаторный, одноцилиндровый, с кривошипно-камерной продувкой, предназначен для работы на генераторном газе.

Внешний вид двигателя показан на фиг. 345. Конструктивное устройство



Фиге. 345. Внешний вид двигателя ДВ-35:

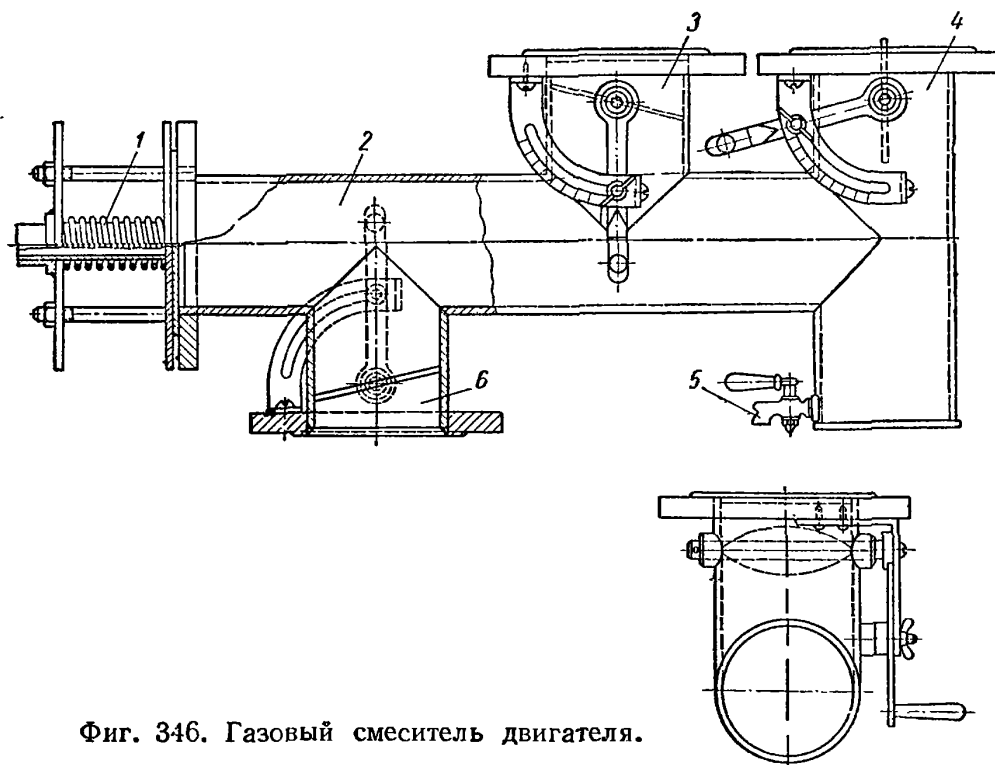
1 — корпус смесителя; 2 — предохранительный клапан; 3 — патрубок для подвода воздуха; 4 — патрубок для подвода газа; 5 — отстойник; 6 — патрубок для газо-воздушной смеси.

### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	260
Ход поршня в мм . . . . .	300
Мощность двигателя (при работе на газогенераторном газе) в э. л. с. . . . .	30—32
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	400
Среднее эффективное давление в $\text{кг/см}^2$ . . . . .	2,3
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	4,0

двигателя мало чем отличается от калоризаторного двигателя Н-22 (см. фиг. 342).

На двигателе имеется топливоподающая система для работы на жидком топливе (топливный насос и форсунка) и газосмесительное устройство для работы на газе. Газовый смеситель (фиг. 346) представляет собой камеру 2, к которой приварены три патрубка: патрубок 3 для подвода воздуха, патрубок 4 для подвода газа и патрубок 6 для газо-воздушной смеси. В патрубках установлены дроссельные заслонки для качественной и количественной регулировок горючей смеси.



Фиг. 346. Газовый смеситель двигателя.

Для спуска конденсата под патрубком 4 в смесителе предусмотрен отстойник с краником 5, а на случай взрыва газо-воздушной смеси в смесителе имеется предохранительный клапан 1. Предохранительный клапан, кроме того, устанавливаются также на картере на случай взрыва газа в кривошипной камере. Патрубок с готовой горючей смесью от смесителя присоединяют к автоматическому впускному клапану обычной конструкции, установленному на одной из крышек люка картера. Смесь в цилиндре воспламеняется от калоризатора с уменьшенным объемом по сравнению с объемом калоризатора, необходимым для работы двигателя на жидком топливе.

Пуск двигателя осуществляется на жидком топливе. Длительная работа на жидком топливе под нагрузкой невозможна из-за перегрева калоризатора и появления преждевременных вспышек. При работе же на газе получается устойчивое воспламенение.

Существенными недостатками данного двигателя являются: низкая экономичность из-за потерь смеси в процессе продувки, утечки газа из кривошипной камеры в машинное помещение через сальники коренных подшипников, а также возможность взрывов в кривошипной камере и смесителе.

### Двигатель 10ГК

Примером двухтактного газового двигателя с продувкой цилиндра свежим всасываемым воздухом и вводом газа под давлением является двигатель 10ГК. Двигатель 10ГК представляет собой газовый двухтактный десятицилиндровый

двигатель простого действия с непосредственно навешенными пятью компрессорными цилиндрами. Двигатели ЮГК устанавливаются на газокompрессорных станциях.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	355,6
Ход поршня в мм . . . . .	355,6
Номинальная мощность двигателя при работе на естественном газе в э. л. с. . . . .	1000
Номинальное число оборотов вала в минуту	300
Давление в кг/см <sup>2</sup> :	
среднее эффективное . . . . .	4,17
сжатия . . . . .	7,5
максимальное цикла . . . . .	30
Порядок работы цилиндров <sup>1</sup> двигателя . . .	1—2—9—10—3—4—5—6—7—8

На фиг. 347 показан поперечный разрез двигателя. Цилиндры двигателя расположены V-образно в два ряда под углом 60°. Цилиндры продувочных насосов и компрессоров, расположенные горизонтально в плоскости каждого кривошипа коленчатого вала, прикреплены к раме двигателя<sup>2</sup>. Фундаментная рама двигателя отлита из чугуна за одно целое с картером. Со стороны, противоположной креплению продувочных насосов и компрессоров, рама раскрыта в форме «челюстей», что позволяет производить укладку коленчатого вала сбоку рамы без снятия цилиндров. Внутренние поперечные перегородки рамы образуют девять отсеков, из которых пять используются для размещения кривошипных механизмов, а четыре промежуточных — для размещения распределительных механизмов.

В раме имеется десять коренных подшипников, т. е. для каждого колена вала предусмотрено по два подшипника. Стальные вкладыши с баббитовой заливкой вставлены в свои гнезда в осевом направлении, со стороны промежуточных отсеков.

Рама и подшипник сконструированы так, что в случае необходимости можно вынимать нижнюю половину подшипника из его постели без подъема вала.

Цилиндры двигателя выполнены чугунными. Водяная рубашка отлита за одно целое с цилиндрической втулкой, в которой имеются продувочные и выпускные окна. Чугунная крышка цилиндра — достаточно простой конструкции, в ней расположены клапан 11, для впуска газа, свеча 10 и пусковой клапан. Уплотнения между крышкой и цилиндром достигается при помощи медной прокладки. Охлаждающая вода из рубашки в крышку перепускается через наружные колена 9.

Коленчатый вал состоит из двух частей, соединенных при помощи фланцев болтами. Одна часть вала имеет три колена, другая — два колена с противовесами. Поршень 8 двигателя чугунный, охлаждаемый маслом, которое подводится по каналу в шатуне. Четыре компрессионных кольца расположены на головке у поршня и два маслосъемных — на юбке. Поршневой палец 15 вращается в специальной вставке 14, укрепленной внутри поршня. Поршневой палец крепят к шатуну болтами. Шатуны 17 двигателя соединяются посредством пальцев 18 с горизонтально расположенным шатуном 7 компрессора, который является главным шатуном. Конструкция пальцев 15 и 18 и крепление их к шатунам в обеих головках одинаковое.

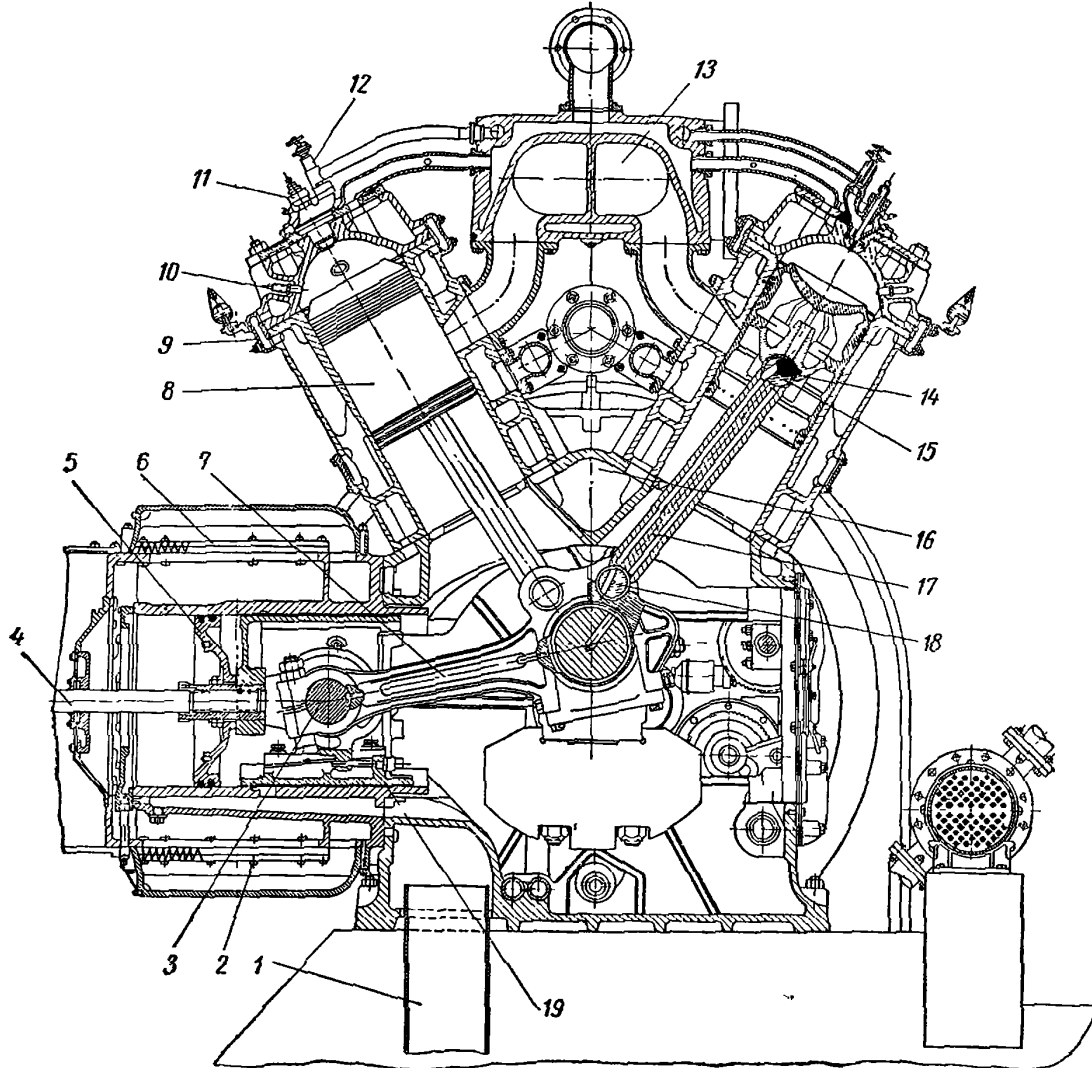
Отличительной особенностью кривошипной головки главного шатуна 7 является наличие бокового разъема. Крейцкопфная головка главного ша-

<sup>1</sup> Порядок работы цилиндров считают от маховика: правый ряд цилиндров имеет четные номера, левый — нечетные.

<sup>2</sup> На фиг. 347 компрессорный цилиндр, расположенный соосно с продувочным насосом, не показан.

туна соединена с ползуном 19, к которому прикреплены шток 4 компрессора и поршень 5 продувочного насоса. Шатун 7 соединен с ползуном пальцем 3, зажатым в головке шатуна и свободно вращающимся в бронзовых втулках ползуна. Верхний башмак ползуна залит баббитом, а нижний изготовлен из алюминиевого сплава.

Поршневой продувочный насос простого действия имеет один автоматический пластинчатый впускной клапан 2 внизу и один нагнетательной 6



Фиг. 347. Поперечный разрез двигателя 10ГК.

вверху. Воздух к продувочному насосу поступает через канал 1 внутри фундамента и подается насосом в общий ресивер 16, отлитый вместе с картером двигателя, откуда распределяется по отдельным цилиндрам. Подача газа в цилиндр производится клапаном 11 для впуска газа в начале процесса сжатия, т. е. после того как кромки поршня перекроют продувочные и выпускные окна в рабочем цилиндре. Клапан 11 открывается рычагом, толкатель которого получает движение от кулачка, установленного на коленчатом валу между коренными подшипниками (в промежуточных отсеках). В систему питания газом помимо газового клапана входят регулятор давления газа, газовый ресивер и клапан-регулятор подачи газа к двигателю. Газ из газопровода вначале проходит через редуктор, снижающий его давление, и поступает в газовый ресивер. Из ресивера газ проходит через клапан-регулятор подачи газа в общий газовый коллектор, из которого поступает к отдельным впускным клапанам. В цилиндр газ поступает под давлением  $3 \text{ кг/см}^2$ .

Газовый ресивер служит для поглощения пульсаций, возникающих при периодическом вдувании газа в цилиндр. С увеличением или уменьшением нагрузки двигателя центробежный регулятор через рычажную передачу устанавливает клапан-регулятор в требуемом положении и соответственно изменяет расход газа. Таким образом, в зависимости от нагрузки меняется количество вдуваемого в цилиндр газа, т. е. меняется качество рабочей смеси. Количество газа, поступающего в отдельные цилиндры, регулируют клапанами 12. Зажигание рабочей смеси в цилиндре производится свечей зажигания от магнето. Каждый ряд рабочих цилиндров обслуживается своим магнето.

Выпускной коллектор 13 установлен над двигателем между двумя рядами цилиндров и охлаждается водой.

Для смазки газокompрессорного агрегата имеются две масляные системы: лубрикаторная — для смазки цилиндров двигателя и компрессора, и циркуляционная — для смазки подшипников, крейцкопфов и поршневых пальцев, а также для охлаждения поршней.

Система охлаждения выполнена двойной. Рубашки двигателя и компрессорных цилиндров имеют замкнутую циркуляционную систему и охлаждаются мягкой водой, а масляный холодильник и водяной теплообменник охлаждения — обычной неумягченной водой.

Двигатель пускается сжатым воздухом при давлении  $17 \text{ кг/см}^2$ .

При компоновке двигателя 10ГК с угловым расположением цилиндров и компрессоров габариты установки получают относительно малыми при хорошей уравновешенности установки и удобстве обслуживания. Фундаментная рама, стлитая за одно целое с картером, получается более жесткой конструкции, однако при этом необходимо отметить усложнение технологии ее изготовления и монтажа коленчатого вала. Отливки цилиндрических втулок за одно целое с рубашками наряду с преимуществами имеют также существенные недостатки. Как показала практика, в случае перегрузки появляется неравномерная деформация цилиндра, вызывающая трещины в перемычках выпускных окон и задиры поршня.

### Двигатели Д-6ГД

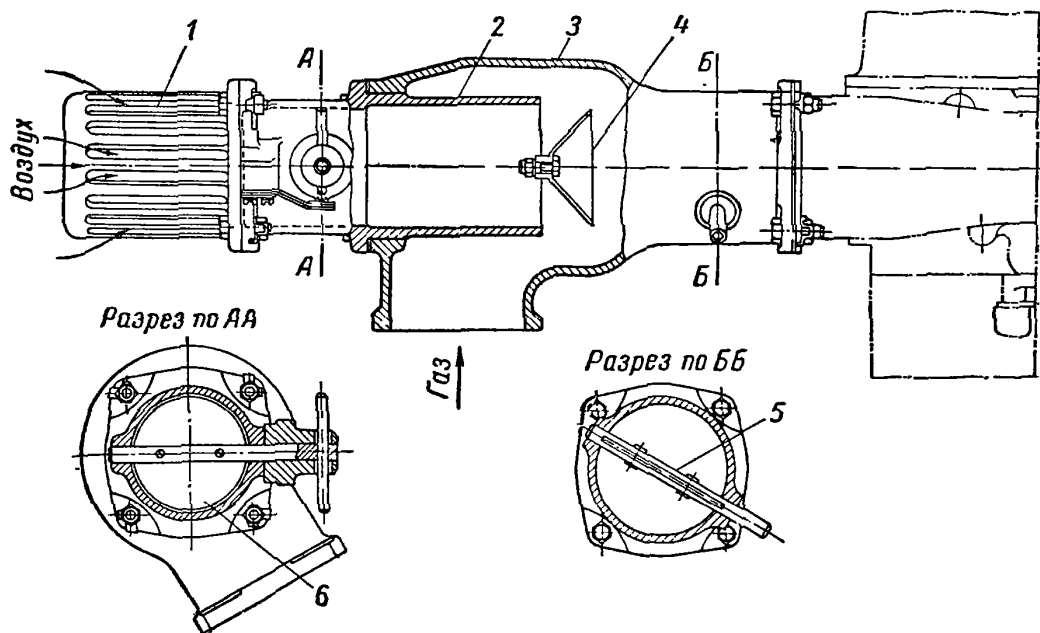
Конструкции газо-жидкостных двигателей отличаются от конструкции двигателей, работающих на жидком топливе, лишь добавлением газосмесителя и некоторым изменением органов регулирования. Судовые и стационарные газо-жидкостные двигатели ЗД-6ГД и 1Д-6ГД, строящиеся на базе двигателей Д-6, работают на генераторном газе с зажиганием газо-воздушной смеси запальным жидким топливом.

#### Техническая характеристика двигателя Д-6ГД

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	150
Ход поршня в мм . . . . .	180
Степень сжатия . . . . .	14—15
Номинальная мощность в л. с. . . . .	120
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	1500
Часовой расход топлива (при номинальном режиме) в кг, час:	
жидкого . . . . .	3,8—4,0
древесного . . . . .	100

Газовый смеситель, устанавливаемый на двигателях (фиг. 348), относится к смесителям инжекторного типа. Корпус 3 смесителя отлит из алюминиевого сплава. Изображенный на фиг. 348 колпак 1 со щелями для подвода воздуха к смесителю ставят на судовых двигателях ЗД-6ГД.

На стационарных двигателях 1Д-6ГД к смесителю присоединяют патрубок воздухоочистителя. Поток воздуха направляется в смеситель по трубе 2, газ поступает в смеситель снизу. В трубе 2 установлена дроссельная заслонка 6 с ручным приводом для регулирования качества смеси. На конце трубы 2 расположен конический отражатель 4, способствующий лучшему перемешиванию воздуха и газа. Дроссельная заслонка 5 для регулирования количества смеси соединена при помощи тяг и рычагов с регулятором. Для предотвращения выбрасывания пламени при обратных вспышках в смесителе, между колпаком 1 и трубой 2 установлен специальный колпачок с сеткой.



Фиг. 348. Газовый смеситель двигателя 1Д-6ГД.

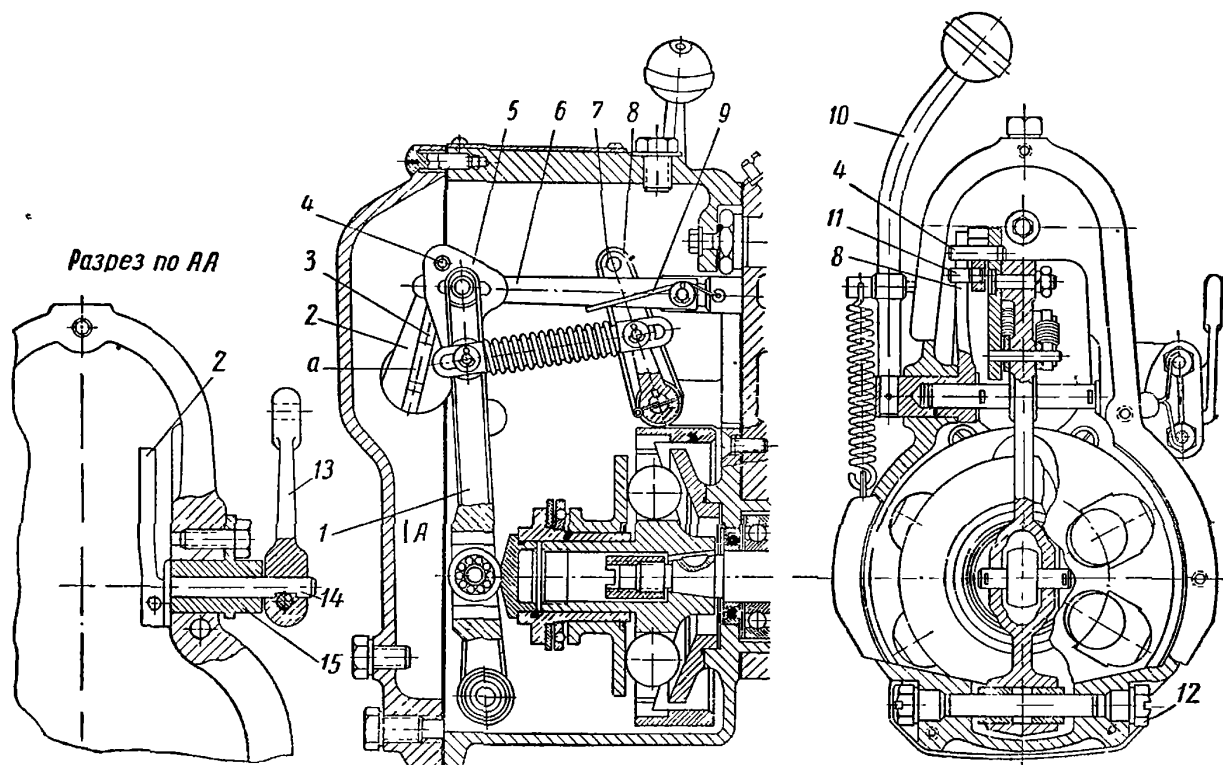
Запальное жидкое топливо подается нормальной топливоподающей системой двигателя Д-6.

Как показал опыт, для бесперебойной работы двигателя Д-6ГД требуется определенная минимальная присадка жидкого топлива. Величина минимальной присадки почти не зависит от нагрузки двигателя, а определяется главным образом тем наименьшим количеством жидкого топлива, которое может подавать без перебоев топливный насос при необходимом качественном распыливании малых порций топлива. Расход запального жидкого топлива для данного двигателя составляет 3,8—4,0 кг/час, т. е. 14—15% от количества расходуемого двигателем на номинальной мощности при работе на жидком топливе; при этом форсунки вместо семи сопловых отверстий имеют только шесть, а топливный насос регулируют на равномерность подачи по цилиндрам отдельными секциями при малых подачах топлива.

Пуск двигателя производится сжатым воздухом на жидком топливе. После прогрева двигатель переводится на газ. Таким образом, регулятор данного двигателя во время пуска и прогрева воздействует на рейку топливного насоса. При работе на газе топливный насос подает запальное жидкое топливо в постоянном нерегулируемом количестве. Насос не связан при этом с регулятором, воздействующим на заслонку смесителя, регуливающую газозвоздушную смесь. Для такого регулирования в двигателе используют регулятор топливного насоса двигателя Д-6 с небольшим изменением конструкции.

Рычаг 1 (фиг. 349) регулятора передает перемещение втулки регулятора через кулисный механизм 3 или на тягу 6, шарнирно соединенную с рейкой

насоса, или через наружный рычажок *13* на тягу, проворачивающую заслонку смесителя. Связь рычага *1* через кулису осуществляется следующим образом. На рычаге *1* закреплена планка *5* с пальцем *4*, который скользит в прямом пазу *3* кулисного механизма *2*. В этом же пазу скользит и палец *11* тяги *6*. При поворачивании рычага *1* вокруг своей оси *12* палец *4* поворачивает кулису и одновременно передвигает рейку насоса. Заодно с кулисой поворачивается и наружный рычажок *13* тяги заслонки, сидящий с ней на общей оси *14*. Кулисный механизм служит также и для отключения рейки насоса от регулятора при переводе двигателя на газ. Это осуществляется при



Фиг. 349. Регулятор двигателя 1Д-6ГД.

помощи рукоятки *10* переключения. При повороте рукоятки *10* влево поворачивается и рычаг *8*, заклиненный на общей оси с рукояткой. При повороте рычаг *8* своим пальцем *7* поворачивает против часовой стрелки тягу *6*, преодолевая при этом усилие пружины *9*, переставляет палец *11* в кулисе в точку *а*, являющуюся центром поворота кулисы. При этом рейка оказывается выдвинутой настолько, чтобы обеспечить минимальную подачу запального топлива. Одновременно с этим кулиса поворачивается вокруг своей оси вправо и с помощью наружного рычажка *13* и тяг открывает заслонку смесителя для регулирования газо-воздушной смеси. Таким образом, при дальнейшем повороте рычага *1* регулятора *4* одновременно будет поворачиваться кулисный механизм *2*, воздействовать на заслонку смесителя, но палец *11* остается неподвижным, так как находится в центре качания кулисы. Количество запального жидкого топлива регулируют перемещением оси качания кулисы при помощи эксцентриковой втулки *15*.

## ГЛАВА XIX

### КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

#### § 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Требования, предъявляемые к автомобильному двигателю, обуславливаются необходимостью эксплуатации автомобиля при разных скоростных и нагрузочных его режимах.

При каждом из этих режимов автомобильный двигатель должен работать экономично, развивать необходимую мощность и обеспечивать автомобилю высокие динамические качества.

Одним из показателей динамических качеств автомобиля служит коэффициент приспособляемости, который при хороших динамических качествах должен находиться в пределах

$$\frac{M_{\max}}{M_e} = 1,1 \div 1,3,$$

где  $M_{\max}$  — максимальный крутящий момент двигателя;  
 $M_e$  — момент при номинальном числе оборотов вала двигателя при полной нагрузке.

В четырехтактных двигателях с воспламенением от сжатия (дизелях), работающих без наддува, это требование удовлетворяется, когда подача топлива отрегулирована так, что коэффициент избытка воздуха (при номинальном числе оборотов  $n_e$  вала двигателя) примерно равен  $\alpha = 1,5 \div 1,6$ , а при числе оборотов вала  $\frac{n_e}{4}$  этот коэффициент [понижается до величины, соответствующей пределу дымления.

Указанный закон изменения подачи топлива, характеризующийся изменением коэффициента избытка воздуха  $\alpha = f(n)$ , осуществляется не только соответствующим устройством впускных органов топливного насоса и трубопроводов, но и применением корректоров, при помощи которых увеличивается подача топлива на один рабочий цикл с уменьшением числа оборотов вала двигателя.

В карбюраторных двигателях, работающих без наддува, изменение коэффициента  $\alpha$  избытка воздуха, определяющее протекание кривой крутящего момента в зависимости от числа оборотов вала двигателя, достигается регулировкой карбюратора.

Тип двигателя карбюраторного или с воспламенением от сжатия выбирают в зависимости от экономичности и удобства эксплуатации при тех или иных скоростных режимах.

Для легковых автомобилей, как известно, требуются легкие и быстроходные двигатели с номинальным числом оборотов вала, доходящим до 3600—4000 и более в минуту. В этом случае объем одного цилиндра по усло-



виям допускаемой инерционной нагрузки и равномерности хода получается обычно меньше 0,8 л.

При таком относительно малом рабочем объеме цилиндра современная топливоподающая аппаратура не обеспечивает равномерной подачи топлива, в особенности при частичных нагрузках. Поэтому в легковых автомобилях двигатели с впрыском топлива в рабочий цилиндр не получили широкого распространения.

Для грузовых автомобилей по условиям их эксплуатации требуется тем меньшая быстроходность двигателя, чем больше грузоподъемность автомобиля. Это означает, что для грузовых автомобилей желательны двигатели с более низким номинальным числом оборотов вала и с большими размерами цилиндров, чем для легковых автомобилей.

Двигатель с воспламенением от сжатия на всем нагрузочном режиме оказывается экономичнее, чем карбюраторный двигатель, особенно при рабочем объеме одного цилиндра, большем 1 л. Поэтому в отечественных грузовых автомобилях с грузоподъемностью более 4 т применяют преимущественно двигатели с воспламенением от сжатия.

При отношении хода поршня к диаметру цилиндра  $\frac{S}{D} > 1,2$  для обеспечения требующегося качества смесеобразования в рабочем объеме, близком к 1 л, применяются преимущественно двухполостные (разделенные) камеры сгорания вихревого, предкамерного и других типов, которые удовлетворительно работают при давлении впрыска около  $150 \text{ кг/см}^2$  и даже ниже.

К тракторному двигателю предъявляются требования постоянства числа оборотов вала при изменении сопротивлений движению трактора в широких пределах. Для этого тракторный двигатель должен иметь регулятор и должен быть отрегулирован так, чтобы его номинальная мощность была при наиболее экономичном режиме работы.

Наибольшая экономичность тракторного двигателя с воспламенением от сжатия, как показывают опыты, получается при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,6 \div 1,8$ . Поэтому необходимый полный объем всех цилиндров тракторного двигателя при проектировании следует определять по среднему эффективному давлению, получающемуся при  $\alpha = 1,6 \div 1,8$ , а не при  $\alpha$  предела дымления.

Число оборотов вала тракторного двигателя по условиям работы трактора при передаточном числе главной передачи не выше 6 должно быть не более 1600 в минуту. Тракторный двигатель должен работать с регулятором, автоматически устанавливающим питание двигателя так, чтобы при колебаниях внешней его нагрузки число оборотов вала менялось не больше чем на  $\pm 5\%$  от номинального.

Особенно жесткие требования в отношении постоянства рабочего режима предъявляются к трактору при работе его с молотилкой или с прицепным комбайном, так как в этих случаях чистота обмолота и дробление зерна зависят от числа оборотов молотильного барабана. При этом чем больше число оборотов барабана, тем чище обмолот, но тем больше дробление зерна. Так как для каждой культуры установлен опытом свой оптимальный скоростной режим, желательна установка на двигатель всережимного регулятора (а не двухрежимного).

Резерв мощности, получающийся при переходе от подачи топлива, соответствующий  $\alpha = 1,6 \div 1,8$ , к максимальной подаче, соответствующей пределу дымления, может быть использован для преодоления кратковременных сопротивлений движению. Рациональное использование этого резерва силы тяги и мощности легче всего достигается в том случае, когда топливная аппаратура тракторного двигателя с воспламенением от сжатия выполнена с корректором подачи топлива в виде упругого упора или с гидродинами-

ческим корректором. Однако снижение оборотов вала при корректировании подачи топлива не должно превышать 5% от номинального. Вследствие этого требуется такая характеристика подачи топлива на один рабочий цикл, при которой с увеличением числа оборотов вала двигателя от минимально устойчивого до максимального его значения коэффициент избытка воздуха увеличивается от предела дымления до значения, соответствующего наибольшей экономичности двигателя.

При этой характеристике топливного насоса коэффициент приспособляемости выполненных тракторных двигателей, как показывают опыты, колеблется в пределах

$$\frac{M_{\max}}{M_e} = 1,1 \div 1,25.$$

Передача мощности от двигателя к трансмиссии осуществляется через фрикционную или гидравлическую муфту сцепления, смонтированную в маховике.

## § 2. КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

### Двигатель Д-7

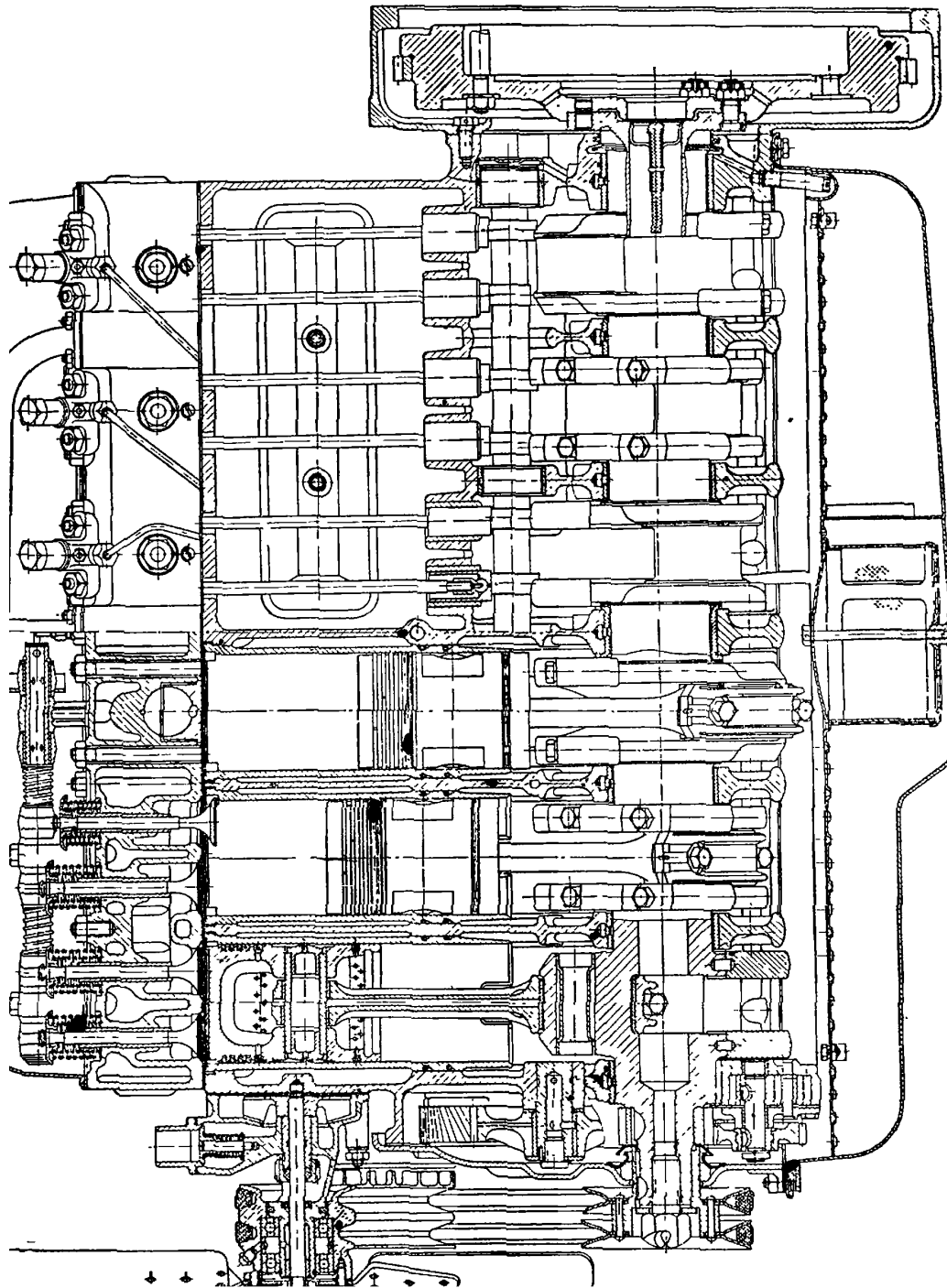
Двигатель Д-7 четырехтактный шестицилиндровый, с воспламенением от сжатия, конструкции московского завода имени Сталина (фиг. 350 и 351), предназначен для трехтонных грузовых автомобилей и автобусов.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	100
Ход поршня в мм . . . . .	130
Эффективная мощность в л. с. . . . .	96
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	2200
Степень сжатия . . . . .	17
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	6,48
Удельный эффективный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	200—210
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	9,5

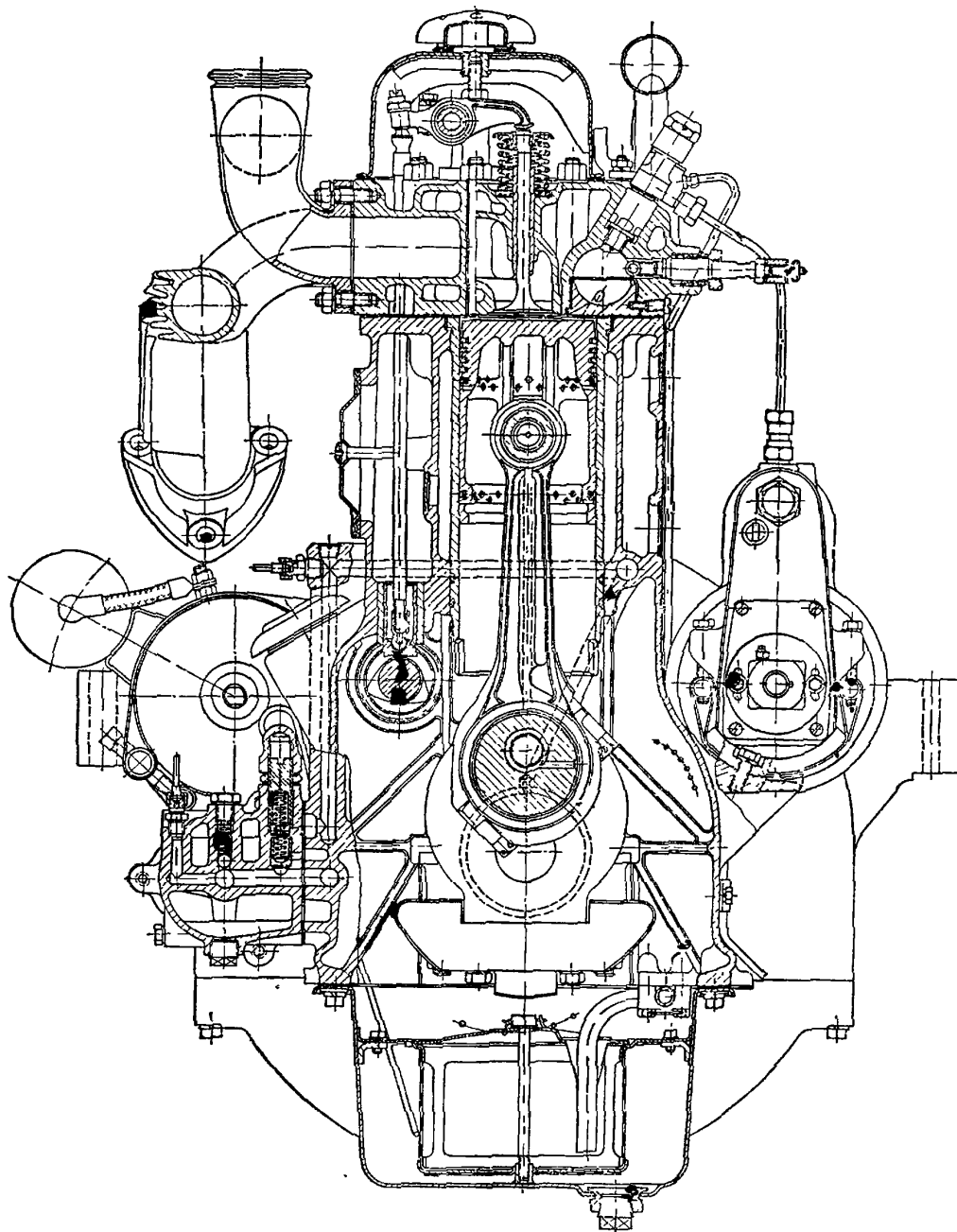
Головка цилиндров съемная, общая для блока шести цилиндров. Вихревая камера выполнена шаровой формы, с тремя каналами, которыми ее полость соединена с надпоршневым пространством. Центральный канал ( $d = 10$  мм) этой камеры наклонен к оси цилиндра под углом  $35^\circ$ , а два боковых ее канала, меньшего диаметра, наклонены к той же оси под углом  $20^\circ$ . Нижняя половина шаровой камеры с каналами выполнена отдельной деталью, и ее вставляют в головку снизу. Форсунка ККАЗ с штифтовым распылителем наклонена к оси цилиндра под углом  $45^\circ$  и смещена от центра сферической полости камеры к оси цилиндра.

Цилиндры двигателя выполнены с вставными гильзами мокрого типа, отлитыми из чугуна. Внутренняя поверхность этих гильз термически обработана. Для уплотнения торца верхнего фланца гильзы поставлена прокладка из красной меди. Нижний центрирующий пояс гильзы выполнен с двумя канавками для резиновых уплотнительных колец. Расстояние между осями цилиндров равно 126 мм, за исключением расстояния между осями третьего и четвертого цилиндров, которое увеличено до 137 мм для размещения среднего упорного подшипника увеличенной длины. Блок цилиндров вместе с верхней половиной картера отлит из чугуна и представляет собой жесткую конструкцию с ребрами. Жесткость блока увеличена еще тем, что плоскость разъема картера смещена вниз от оси вала на 100 мм.



Фиг. 350. Пролонгальный разрез двигателя Д-7.

Коленчатый вал отштампован из стали 45 и подвешен на семи коренных подшипниках с тонкостенными стальными вкладышами, залитыми свинцовистой бронзой толщиной слоя 0,5 мм. В шатунных шейках вала для облегчения сделаны отверстия, расположенные эксцентрично.



Фиг. 351. Поперечный разрез двигателя Д-7.

Коренные шейки полые, просверленные концентрично. Поверхность всех шеек закалена при нагревании током высокой частоты. Центробежные силы колен уравновешены двенадцатью противовесами, привернутыми к щекам. Диаметр коренной шейки  $d_1 = 85$ , диаметр латунной шейки  $d = 75$  мм, ее длина  $l_{ш} = 46$  мм.

Шатун отштампован из стали 45. Кривошипная головка шатуна выполнена с разъемом под углом  $45^\circ$ . Ребра на этой головке увеличивают ее жесткость. В стержне шатуна просверлено отверстие, по которому подается масло на рабочую поверхность поршневого пальца. В малую головку шатуна запрессована бронзовая втулка.

Поршень отлит из алюминиевого сплава. На его головке установлены четыре компрессионных кольца и два маслосъемных, которые расположены в одной канавке. Кроме того, на юбке поршня установлены еще два маслосъемных кольца в одной канавке. Поршневой палец плавающего типа фиксируется грибками. Его диаметр  $d_{\Gamma} = 32$  мм, длина  $l_{\Gamma} = 80$  мм.

Нижний картер двигателя отштампован из листовой стали. Распределительный вал приводится в движение от коленчатого вала через шестерню, насаженную на его переднем конце. Толкатели с плоской тарелкой двигаются в направляющих втулках, запрессованных в картере. Распределительный валик смонтирован на четырех опорных подшипниках. Диаметр горловины впускного клапана равен 42 мм, а выпускного 38 мм. Максимальный подъем впускного и выпускного клапанов  $h_{\max} = 9,5$  мм.

Топливоподающая система двигателя состоит из топливного бака, фильтров грубой и тонкой очистки, трубопроводов низкого и высокого давления, стандартного шестиплунжерного топливного насоса ( $d_{п.н.} = 8$  мм и  $h_{п.н.} = 10$  мм), форсунок с штифтовым распылителем ( $d = 2$  мм) с углом распыливания  $15^{\circ}$ . Давление затяжки иглы форсунки 100—125 кг/см<sup>2</sup>. Угол опережения подачи  $30^{\circ}$ .

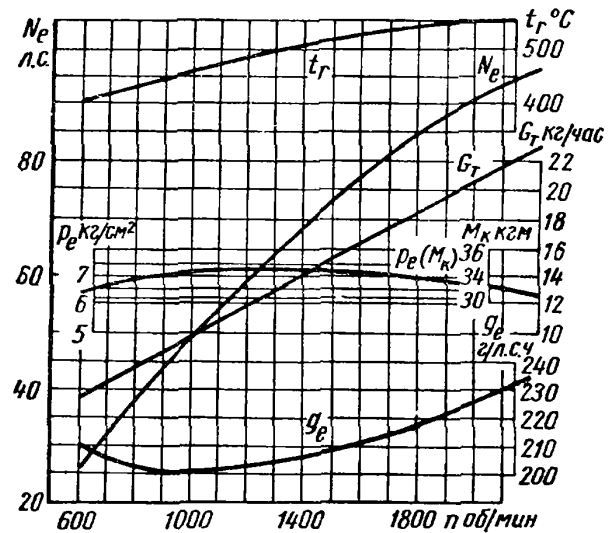
Система охлаждения состоит из радиатора, центробежного водяного насоса и четырехлопастного вентилятора, смонтированных на общем кронштейне и приводящихся в движение при помощи двух клиновидных ремней. Натяжение этих ремней обеспечивается смещением генератора, приводящегося в движение этими же ремнями. Охлаждающая жидкость из блока в головку цилиндров поступает через ряд отверстий. В систему охлаждения включен термостат.

Система смазки комбинированная. Шестеренчатый масляный насос, смонтированный в крышке первого коренного подшипника, подает масло через фильтр к коренным и шатунным подшипникам, к поршневому пальцу, ко втулкам клапанных коромысел, к оси промежуточной шестерни и валику привода топливного насоса. Подвод масла осуществляется через каналы в блок-картере. Рабочий цилиндр, поршень, кулачки и толкатели клапанов смазываются разбрызгиванием. Производительность масляного насоса 28 л/л. с.

Пуск двигателя в ход производится электростартером мощностью 8 л. с., который питается током от двух 12-вольтных аккумуляторных батарей. Для облегчения пуска в вихревых камерах установлены свечи накаливания.

Двигатель Д-7, установленный на шасси грузового автомобиля ЗИС-5, работает с расходом топлива от 11,8 до 19,5 кг на 100 км пробега. Внешняя характеристика двигателя Д-7 показана на фиг. 352.

В двигателе Д-7М диаметр цилиндра увеличен до 108 мм при том же ходе поршня, равном 130 мм, и переконструирована головка цилиндров. В результате этой модернизации мощность двигателя повышена до 120 л. с. при 2200 об/мин. Сухой вес этого двигателя составляет 580—600 кг.



Фиг. 352. Внешняя характеристика автомобильного двигателя Д-7.

### Двигатели В-2, Д-12 и Д-6

Двигатели В-2 и Д-12 четырехтактные двенадцатицилиндровые V-образные (фиг. 353—355), а также четырехтактный шестицилиндровый двигатель Д-6 (фиг. 356 и 357) выполнены однокамерными, с впрыском топлива непосредственно в рабочий цилиндр.

#### Техническая характеристика двигателей В-2 и Д-12

	В-2	Д-12
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	150	
Ход поршня в мм:		
главного цилиндра . . . . .	180	
бокового . . . . .	186,7	
Степень сжатия . . . . .	14	
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	2000	1500
Эффективная мощность в л. с. . . . .	~ 550	~ 300
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	6,0	4,7
Удельный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	176	180
Средняя скорость поршня в м/сек. . . . .	12	9,6

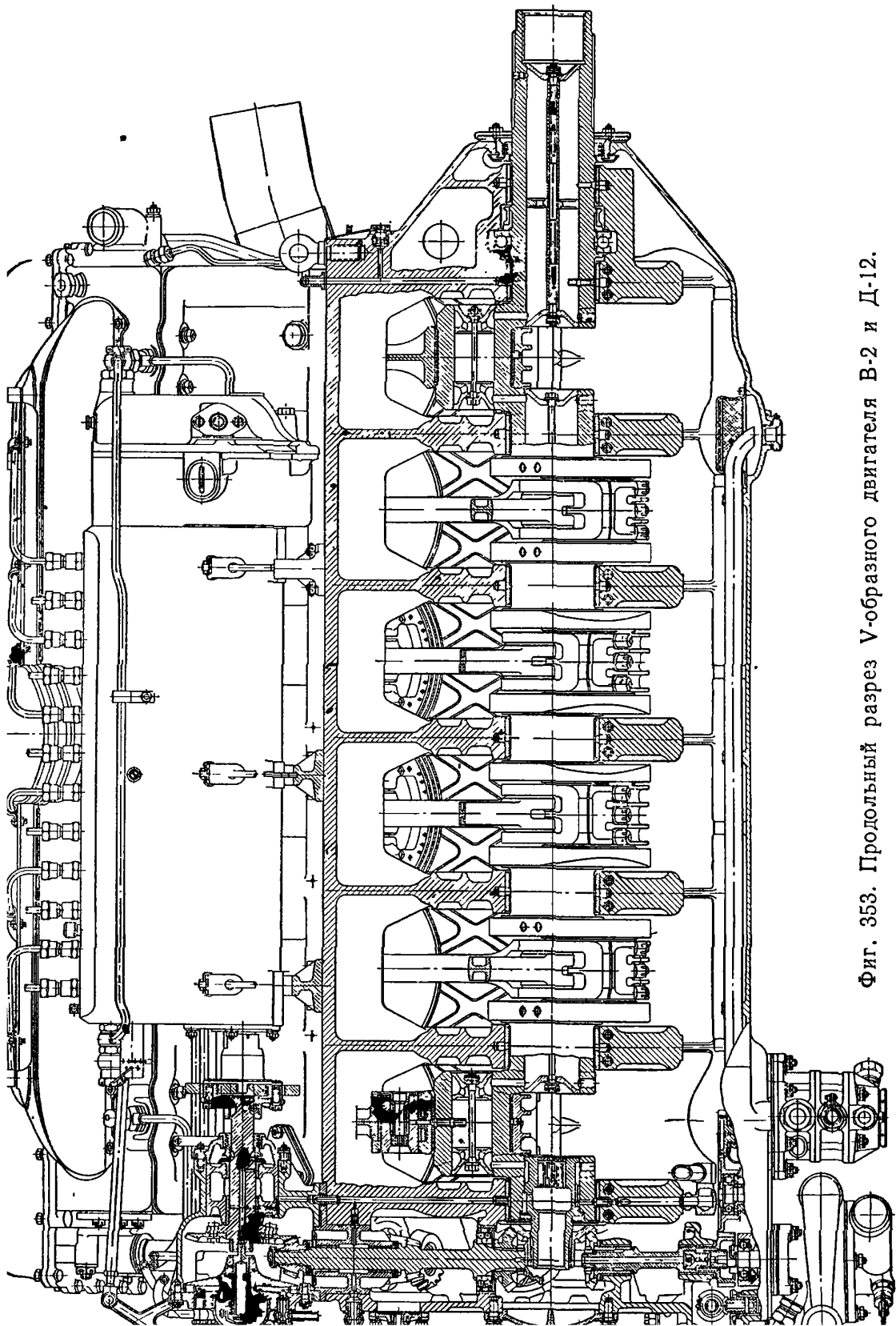
В двигателях В-2 и Д-12 блоки по шесть цилиндров и верхняя несущая половина картера отлиты отдельно, что требуется по условиям сборки и разборки кривошипно-шатунной группы при механизме с прицепным шатуном. Цилиндры двигателя выполнены со вставными азотированными стальными гильзами, непосредственно омываемыми водой. Эти гильзы центрированы в гнездах блока по верхнему и нижнему их поясам. На нижний пояс гильзы надеты три резиновых уплотнительных кольца, которые размещены в общей выточке рубашки цилиндра. Верхние фланцы гильз выступают над плоскостью блока на 0,2 мм. На выступы опирается алюминиевая прокладка, которая деформируется при креплении головки цилиндров к блоку и обеспечивает уплотнение стыка между сопрягаемыми деталями.

Блок шести цилиндров и его головку крепят к верхней половине картера четырнадцатью анкерными шпильками, вследствие чего обеспечивается жесткость конструкции при съемных блоках цилиндров (фиг. 354).

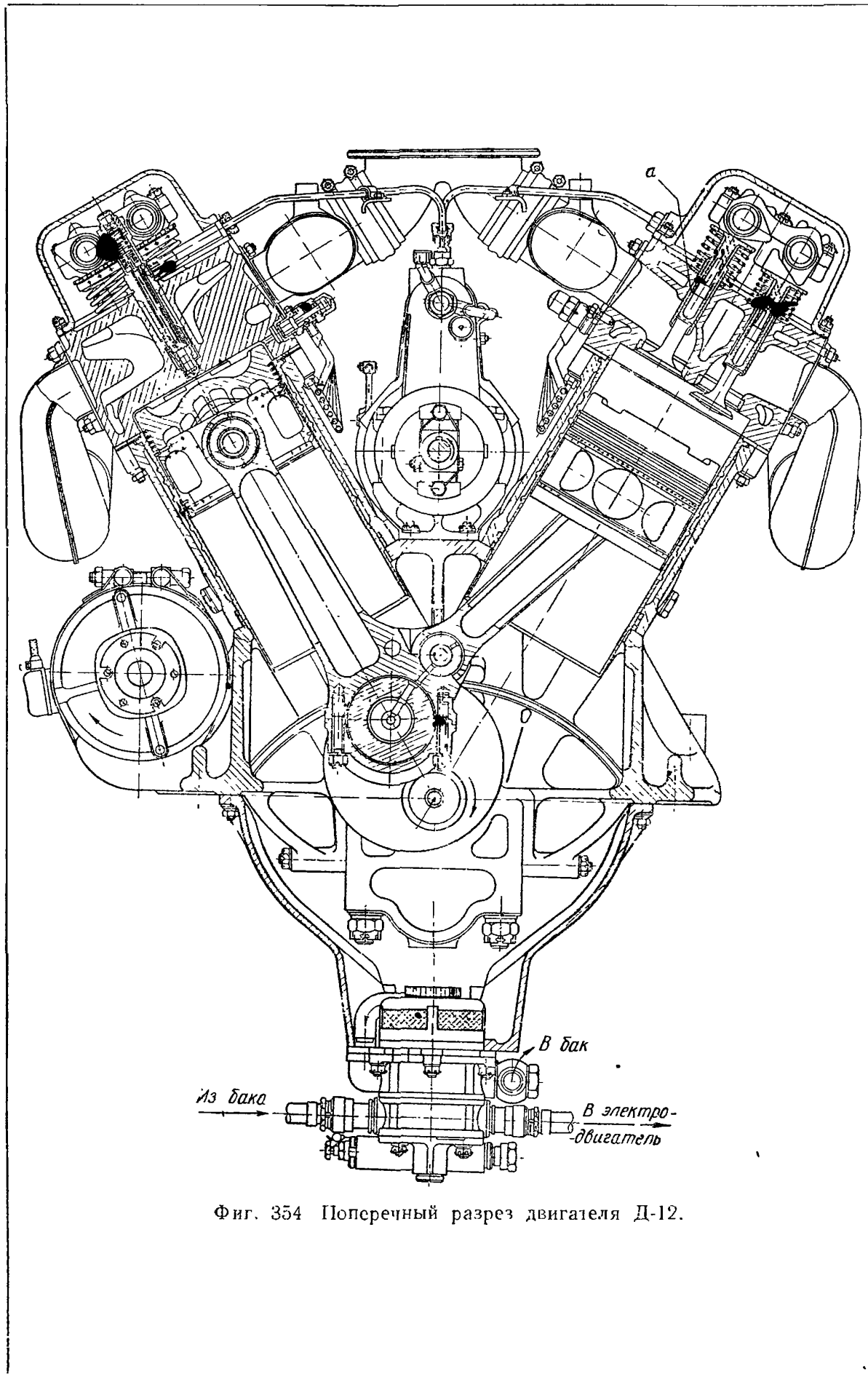
Картер двигателя состоит из верхней и нижней половин, отлитых из алюминиевого сплава. Плоскость разъема этих половин картера проходит через ось коленчатого вала. В поперечных перегородках верхней половины картера сделаны гнезда для семи коренных подшипников коленчатого вала. Для увеличения жесткости узла коренной опоры эти перегородки с гнездами для подшипников опущены ниже плоскости разъема картера, т. е. ниже оси вала, и стянуты поперечными болтами. Кроме того, анкерные шпильки крепления головок цилиндров пропущены настолько глубоко в перегородку картера, что их концы спускаются ниже плоскости, проведенной через концы шпилек коренных подшипников. Вследствие перекрытия концов этих шпилек уменьшается напряжение растяжения поперечной перегородки картера.

Механизм газораспределения включает два верхних распределительных вала, кулачки которых действуют непосредственно на тарелки клапанов. Распределительные валы приводятся в движение от коленчатого вала двигателя при помощи пар конических шестерен и наклонных валиков. Схема механизма передач движения от коленчатого вала к распределительным валам и вспомогательным агрегатам двигателя показана на фиг. 358. Конструкция передач изображена на фиг. 355. Профили впускных и выпускных кулачков одинаковы.

Распределительные валы пустотелые, по их внутренним полостям подводится масло к опорам валиков и тарелкам толкателей клапанов. Ведомые шестерни распределения насажены на внешние треугольные шлицы

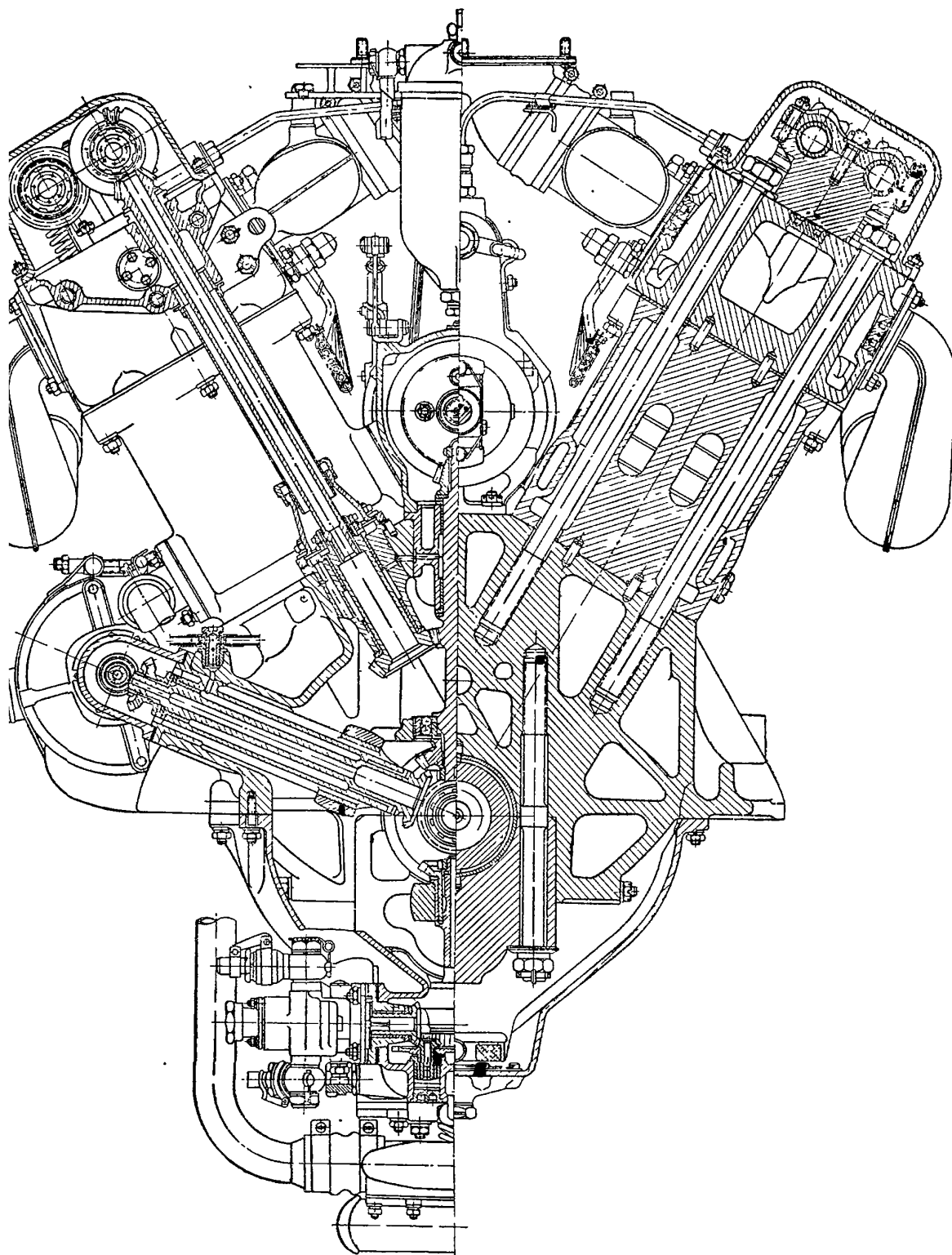


Фиг. 353. Продольный разрез V-образного двигателя В-2 и Д-12.

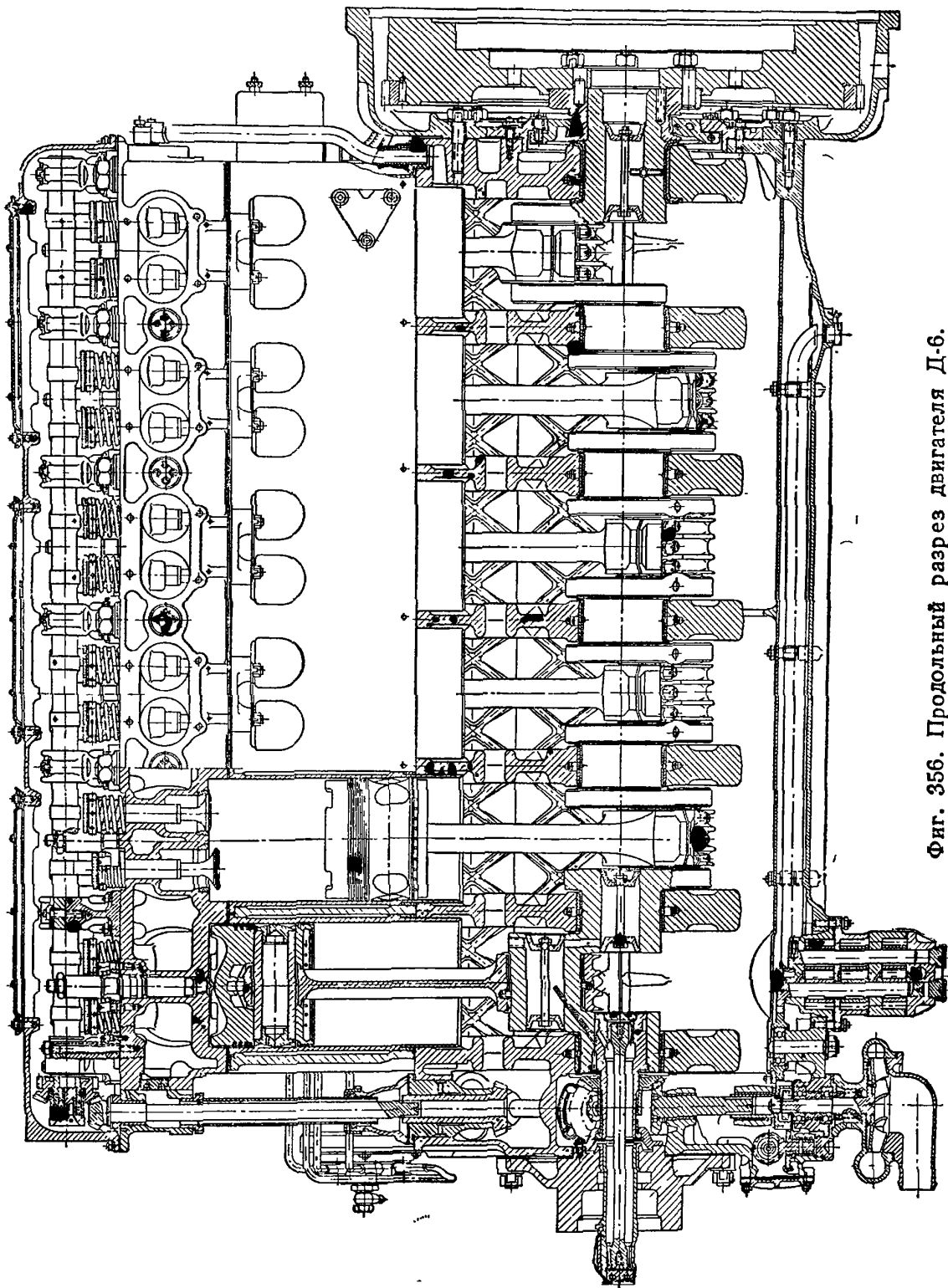


Фиг. 354 Поперечный разрез двигателя Д-12.

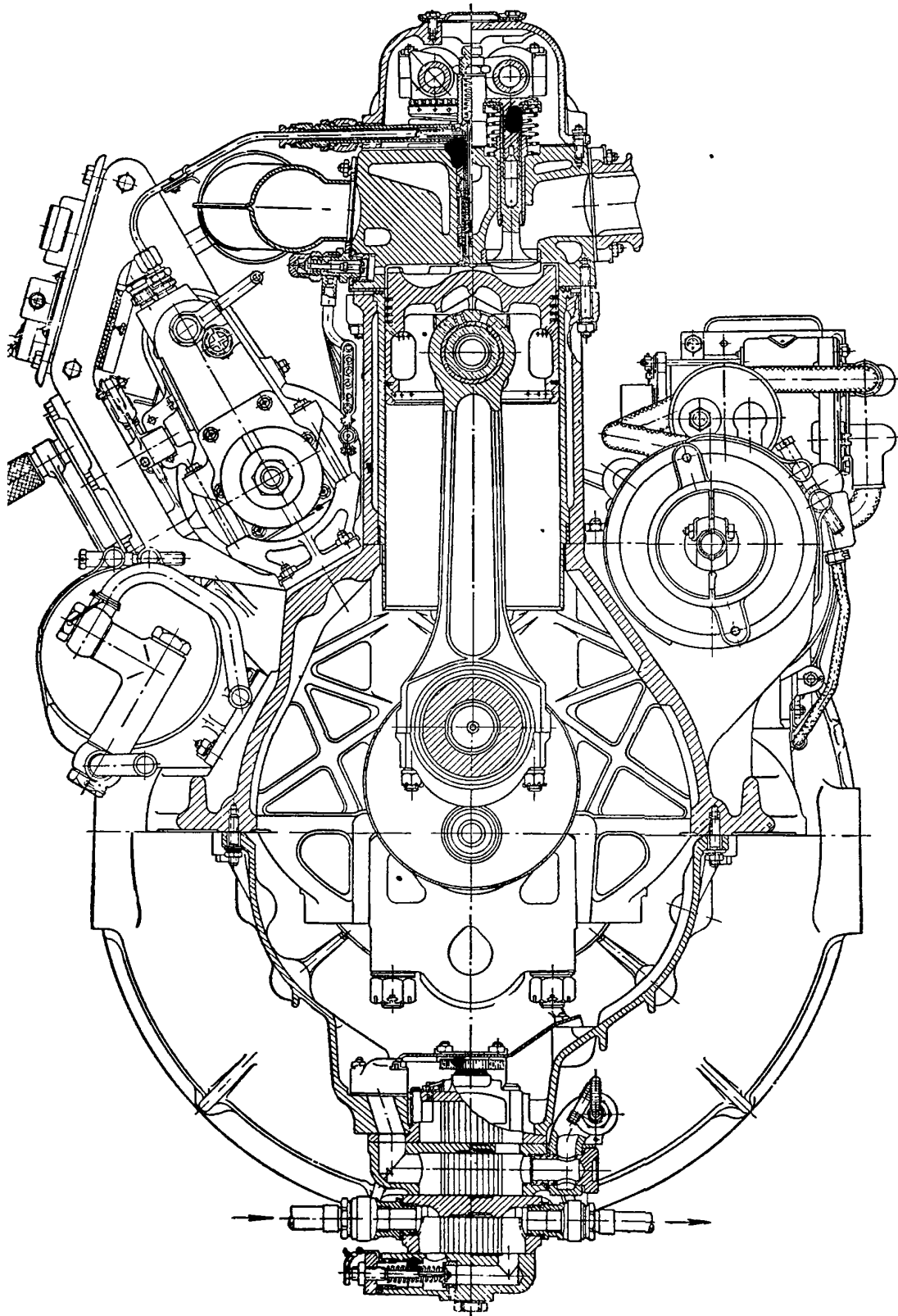




Фиг. 355. Разрез по механизмам привода и анкерным шпилькам двигателя Д-12.



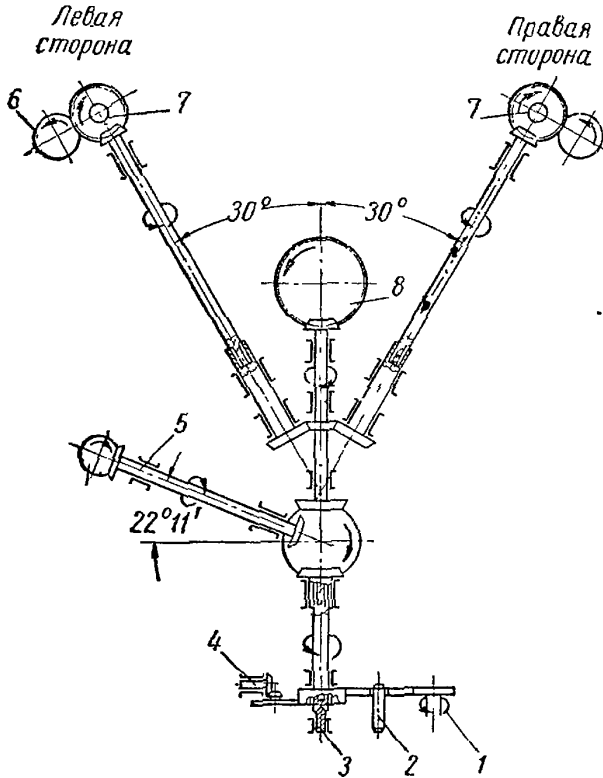
Фиг. 356. Продольный разрез двигателя Д-6.



Фиг. 357. Поперечный разрез двигателя Д-6.

регулирующих втулок. Каждая из этих втулок связана с валиками с помощью десяти внутренних прямоугольных шлицев. Это сложное шлицевое соединение требуется для установки фаз распределения с точностью до  $1,75^\circ$  по углу поворота коленчатого вала.

На фиг. 358 число оборотов валов масляного, водяного, топливного насосов и других передач показано в зависимости от числа оборотов  $n$  вала двигателя.

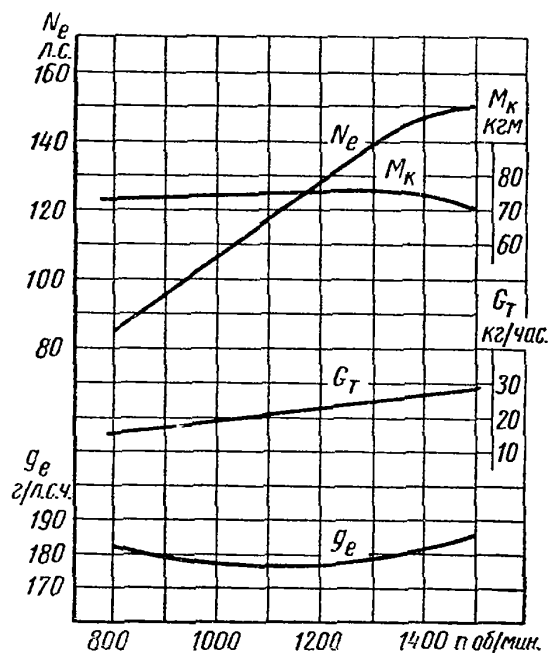


Фиг. 358. Схема механизма передач двигателя В-2 и Д-12:

1 — валик масляного насоса 1,725*n*; 2 — ось; 3 — валик водяного насоса 1,5*n*; 4 — передача к топливоподкачивающему насосу 0,736*n*; 5 — передача к электрогенератору 1,5*n*; 6 — передача к распределительным валикам 0,5*n*; 7 — регулировочные втулки; 8 — валик топливного насоса 0,5*n*.

Диаметры горловин клапанов впускных  $d_{вп} = 48$  мм, выпускных  $d_{вып} = 44$  мм.

Максимальный подъем одинаков как для впускных, так и для выпускных клапанов и равен  $h_{max} = 13$  мм.



Фиг. 359. Внешняя характеристика двигателя Д-6.

Наружный диаметр стержня впускного и выпускного клапанов  $d_v = 18$  мм. В стержне клапана имеется отверстие  $a$  (фиг. 354), которое в выпускном клапане заполнено солью натрия.

В каждом цилиндре двигателя установлено по четыре клапана: два из них впускных и два выпускных. Топливоподающая система состоит из топливных баков, подкачивающего коловратного насоса, фетрового фильтра тонкой очистки топлива, двенадцатиплунжерного насоса НК-1 со всережимным регулятором и форсунок закрытого типа. В распылителе форсунки имеется семь отверстий диаметром 0,25 мм.

Сила затяжки пружины иглы форсунки соответствует давлению подачи топлива около  $180$  кг/см<sup>2</sup>. Диаметр плунжера топливного насоса  $d_{пл} = 10,0$  мм. Топливный насос смонтирован на картере между блоками цилиндров.

Система охлаждения закрытого типа, рассчитана для работы при избыточном давлении 0,6—0,8 кг/см<sup>2</sup>, т. е. при температуре кипения воды 105—110° С. Водяной насос установлен центробежного типа производительностью 450—500 л/мин при числе оборотов вала насоса 2400 в минуту, что соответствует 1600 об/мин вала двигателя.

Система пуска двигателя двойная, воздушная и при помощи электростартера. Пусковой воздухораспределитель установлен на конце распределительного вала, каждый цилиндр имеет пусковой автоматический клапан.

Давление воздуха в  $кг/см^2$ :

максимальное в баллоне . . . . .	150
поступающего в воздухораспределитель . . . . .	90
необходимое для пуска двигателя в летнее время (минимальное) . . . . .	35

В настоящее время двигатель В-2 с небольшими изменениями используют в силовых установках водного транспорта, в рыбной промышленности, на нефтеразработках, солеразработках, на электростанциях и мотовозах.

Двигатель Д-12 устанавливают на самосвал МАЗ-525.

Двигатель Д-6, созданный на базе двигателя В-2, применяют как для стационарных, так и для судовых (фиг. 356 и 357) установок, а также для установок сухопутного транспорта. Этот двигатель развивает 150 л. с. при 1500 об/мин и работает до первого ремонта 2000—3000 час.

На фиг. 359 показана внешняя характеристика двигателя Д-6.

### Двигатель ЯАЗ-204

Двухтактный двигатель ЯАЗ-204 выполнен с нераздельной камерой сгорания (фиг. 360 и 361).

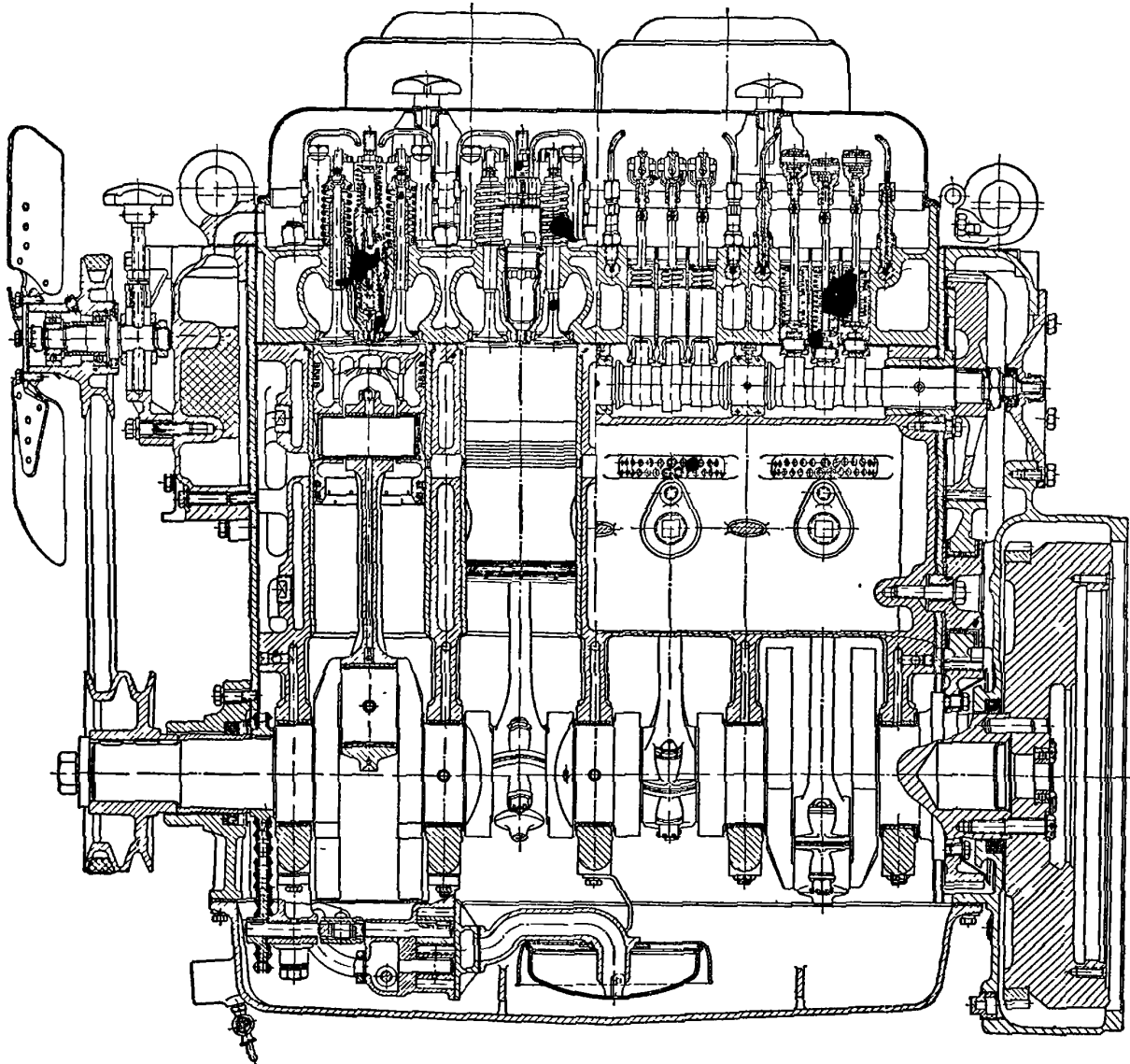
#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	108
Ход поршня в мм . . . . .	127
Номинальная мощность в л. с. . . . .	110
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	2000
Максимальный крутящий момент (при 1000—1200 об/мин) в кгм . . . . .	47
Общая степень сжатия . . . . .	16
Максимальный удельный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	205
Среднее эффективное давление в $кг/см^2$ . . . . .	5,3
Сухой вес двигателя (без коробки передач и сцепления, без глушителя и нагнетателя) в кг . . . . .	790
Удельный вес двигателя в $кг/л. с.$ . . . . .	7,2

Головка блока, общая для всех цилиндров двигателя, отлита из чугуна. Стаканы для насос-форсунок, изготовленные из красной меди и развальцованные в отверстиях головок, непосредственно омываются водой. Патрубки выпускных клапанов охлаждаются струями воды, вытекающими из специальных форсунок. Седла клапанов изготовлены из жароупорной хромомолибденовой стали и запрессованы в гнезда головки с натягом 0,08 мм.

Блок цилиндров отлит из легированного чугуна вместе с верхней несущей половиной картера. Жесткость картера увеличена тем, что плоскость его разъема опущена значительно ниже оси вала. В плоскости, перпендикулярной к оси вала, блок-картер выполнен симметричным относительно оси цилиндра, с плоскими стенками, вследствие чего облегчается крепление к нему вспомогательных агрегатов с обеих сторон двигателя. Торцы блока имеют одинаковую конструкцию, поэтому на любом из них можно крепить картер маховика и кожух привода к кулачковому валу и нагнетателю, монтируя при этом на противоположный торец блока кронштейн привода к вентилятору и кожух для противовесов, расположенных на дополнительном и на кулачковом валах. Цилиндры двигателя окружены водяной рубашкой, кроме средней их части, в которой размещены продувочные окна. Полость ресивера, в которую выходят отверстия продувочных окон, расположена вокруг водяной рубашки блока цилиндров и закрыта снаружи крышками смотровых люков и фланцем продувочного насоса. Гильзы сухого типа, отлитые из хромоникелевого чугуна, посажены в гнезда цилиндров со

скользящей посадкой. Между головкой и гильзой поставлена прокладка из тонких калиброванных стальных листов. Для улучшения уплотнения нижний лист покрыт оловом, а торцевая плоскость бурта гильзы выполнена со спиральными канавками и расположена выше плоскости блока на 0,025 — 0,110 мм.

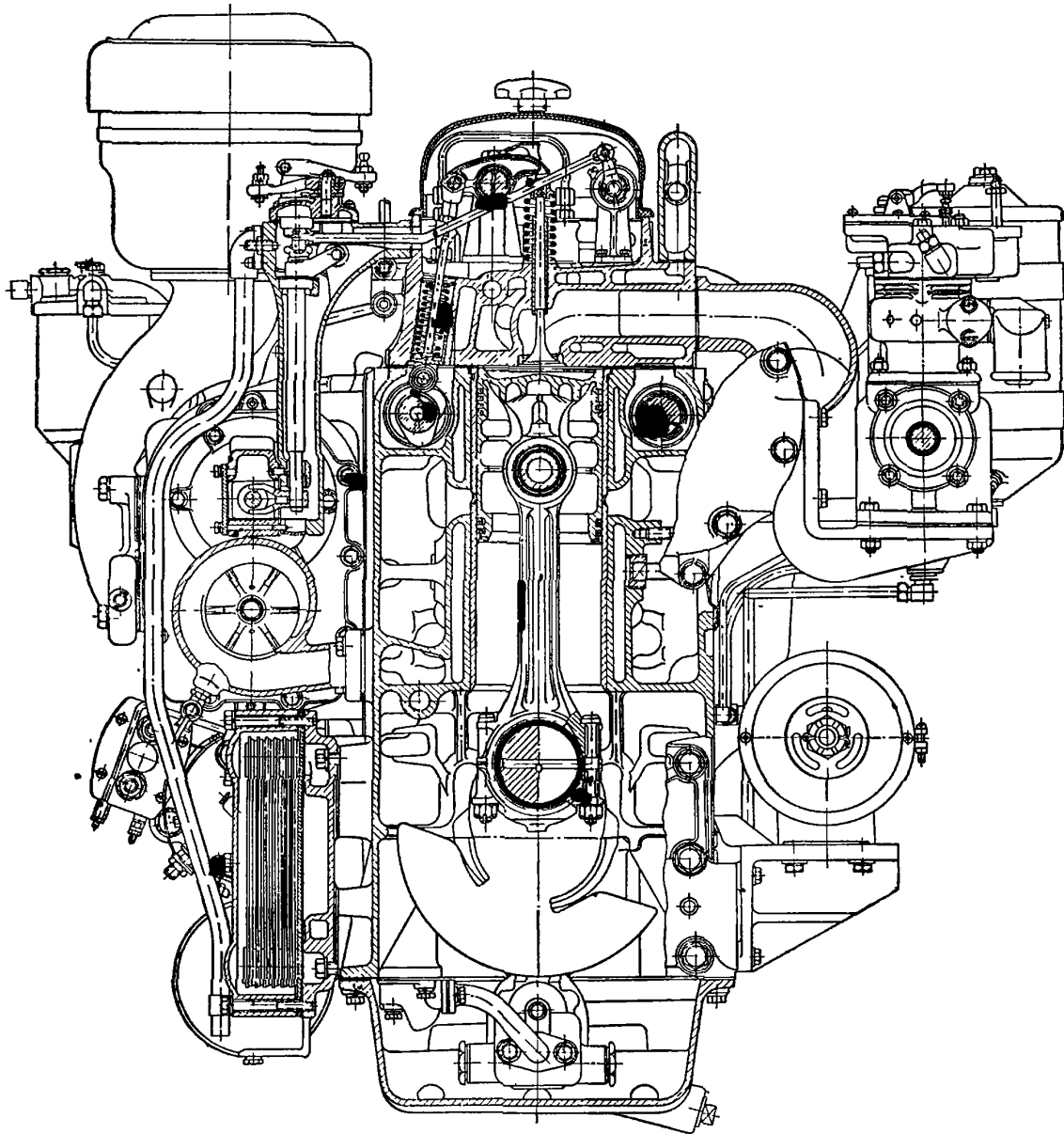


Фиг. 360. Продольный разрез двигателя ЯА3-204.

Коленчатый вал подвешен к верхней половине картера на пяти подшипниках скольжения с тонкостенными стальными вкладышами, залитыми свинцовой бронзой.

Газораспределение двигателя ЯА3-204 выполнено клапанно-щелевым: продувка — через окна в нижней части цилиндра, а выпуск — через клапаны, расположенные в головке цилиндра по два на каждый цилиндр. Продувочные круглые окна диаметром 8 мм (32 окна) расположены в гильзе в два ряда в шахматном порядке, и их оси наклонены к радиусу цилиндра под углом 14°. Продувочный воздух подается ротативным объемным нагнетателем с винтовыми зубьями (фиг. 362). Роторы нагнетателя вращаются в 1,95 раза быстрее коленчатого вала. Давление в ресивере при номинальном числе оборотов коленчатого вала двигателя колеблется в пределах 1,45—1,55 кг/см<sup>2</sup>.

Насос-форсунка размещена между клапанами (фиг. 363). Привод клапанов и насос-форсунки осуществлен от распределительного вала при помощи толкающих штанг и рычагов. Распределительный и уравнивающий валы расположены над ресивером, поэтому толкающие штанги изготовлены короткими, в результате чего привод клапанов, рычаги и толкатели можно снимать с головкой цилиндров, не нарушая регулировки клапанов.



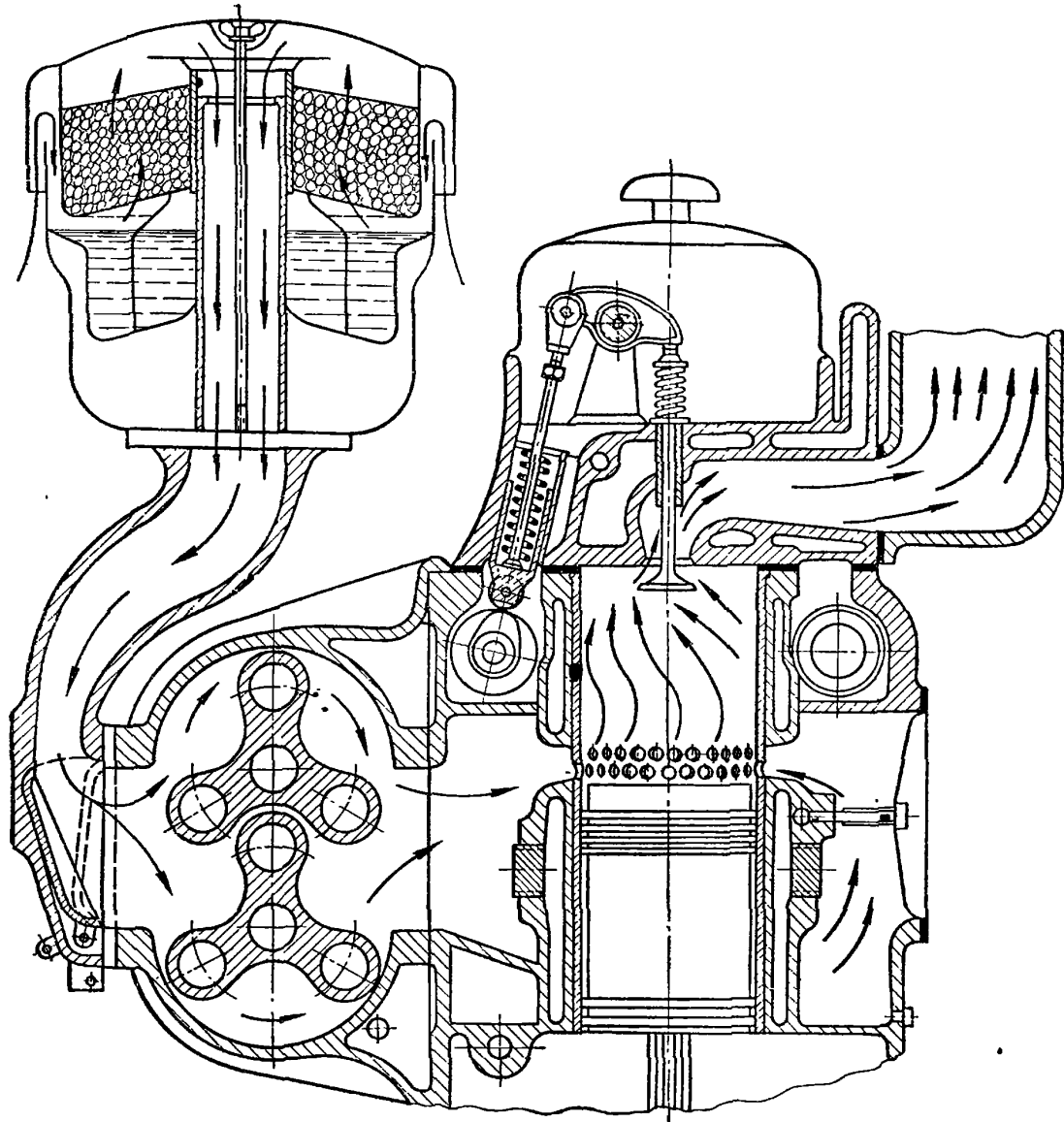
Фиг. 361. Поперечный разрез двигателя ЯАЗ-204

Система пуска двигателя состоит из электростартера СТ-25 мощностью 8 л. с. завода АТЭ-1, двух 12-вольтовых аккумуляторных батарей факельного подогревателя с пусковым топливным насосом, бачком для питания его топливом и пусковой форсункой. Кроме того, на двигателях ЯАЗ-204 установлено устройство для подогрева жидкости в системе охлаждения.

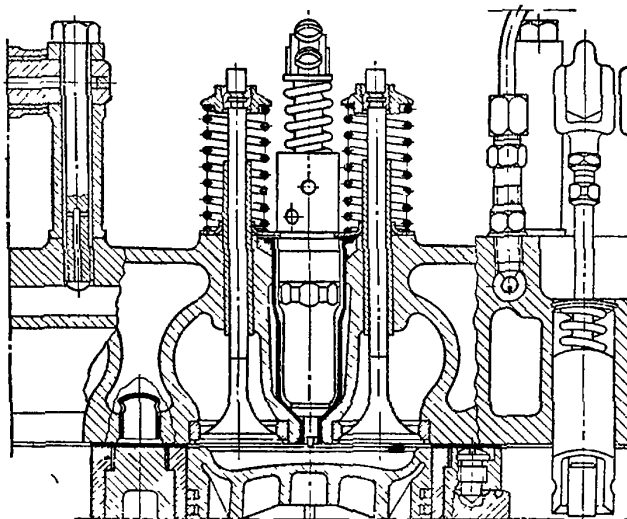
Двигатели ЯАЗ-204А предназначены для установки на автомобили МАЗ-200 и МАЗ-205.

Двигатели ЯАЗ-204Б приспособлены для установки, работающей с большими уклонами (до 25°) и кренами.

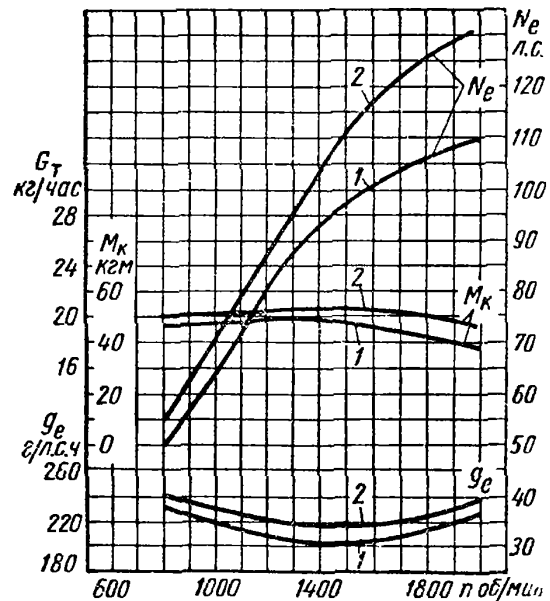
Нижний картер двигателя ЯАЗ-204Б длиннее, чем картер двигателя ЯАЗ-204А, и имеет в средней части большее углубление, вследствие чего



Фиг. 362. Разрез двигателя ЯАЗ-204 по нагнетателю.



Фиг. 363. Размещение насос-форсунки в головке цилиндра двигателя ЯАЗ-204.



Фиг. 364. Внешняя характеристика двигателя: 1—ЯАЗ-204А; 2—ЯАЗ-204В.



маслозаборный патрубок и маслоизмерительный стержень в этом двигателе удлинены по сравнению с двигателями ЯАЗ-204А и емкость масляной системы увеличена с 16,5 до 18,5 л.

Двигатели ЯАЗ-204Г спарены с электрогенераторами и предназначены для стационарных установок.

В двигателях ЯАЗ-204В повышена мощность. Внешние характеристики двигателей ЯАЗ-204А и ЯАЗ-204В показаны на фиг. 364. Повышение мощности в двигателе ЯАЗ-204В достигнуто установкой насос-форсунки с подачей топлива 80 мм<sup>3</sup>/цикл вместо 60 мм<sup>3</sup>/цикл.

Кроме четырехцилиндровых двухтактных двигателей, на Ярославском заводе изготовляют шестицилиндровые двухтактные двигатели ЯАЗ-206. Эти двигатели имеют те же размеры гильз, поршней, шатунов, поршневых пальцев, клапанов и других деталей, что и двигатели ЯАЗ-204.

### Двигатель Заурер GVDM с наддувом

Двигатель Заурер четырехтактный, V-образный, с воспламенением от сжатия, имеет двенадцать цилиндров. Продольный и поперечный разрезы двигателя показаны на фиг. 365 и 366.

#### Техническая характеристика двигателя

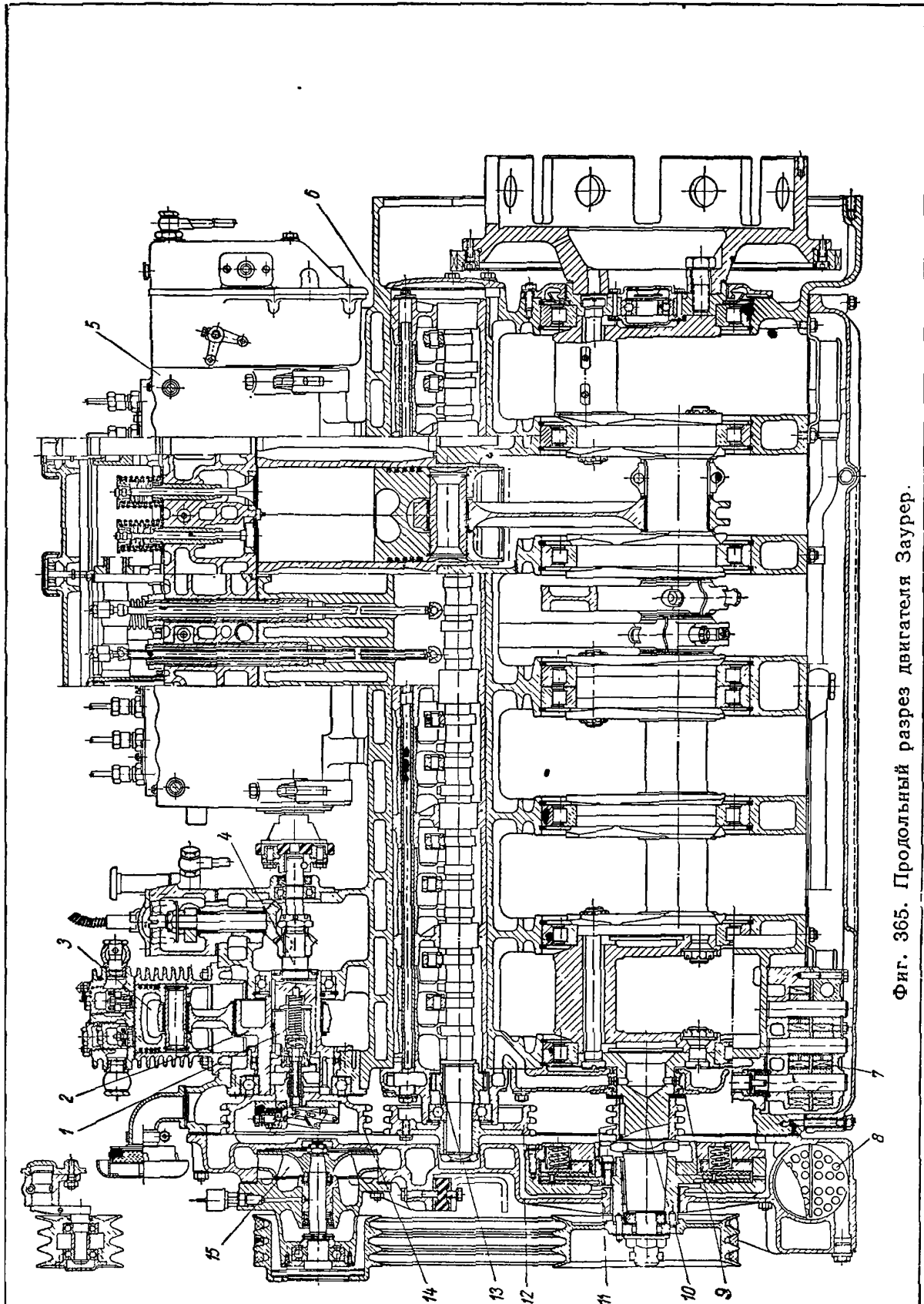
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	110
Ход поршня в мм . . . . .	140
Эффективная мощность в л. с. . . . .	300
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	2200
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	7,7
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	10,2
Сухой вес двигателя в кг . . . . .	1360
Литровая мощность в л. с./л . . . . .	18,9
Рабочий объем всех цилиндров двигателя в л . . . . .	15,96

Камера сгорания двигателя однополостная размещена в поршне, как и в однорядных двигателях, выпускавшихся с подобными конструкциями камер сгорания с 1934 г. Картер и блоки двух рядов цилиндров отлиты из чугуна за одно целое. Картер выполнен туннельным. Коленчатый вал с установленными и закрепленными на нем роликовыми подшипниками монтируют с заднего конца двигателя. В верхней части картера расточено отверстие диаметром 110 мм для установки кожуха б распределительного вала. В нижней части картера по всей его длине в отливке выполнены отдельные резервуары 22 для масла, закрываемые снаружи алюминиевыми крышками 21 с ребрами. Кожух маховика отлит вместе с блок-картером.

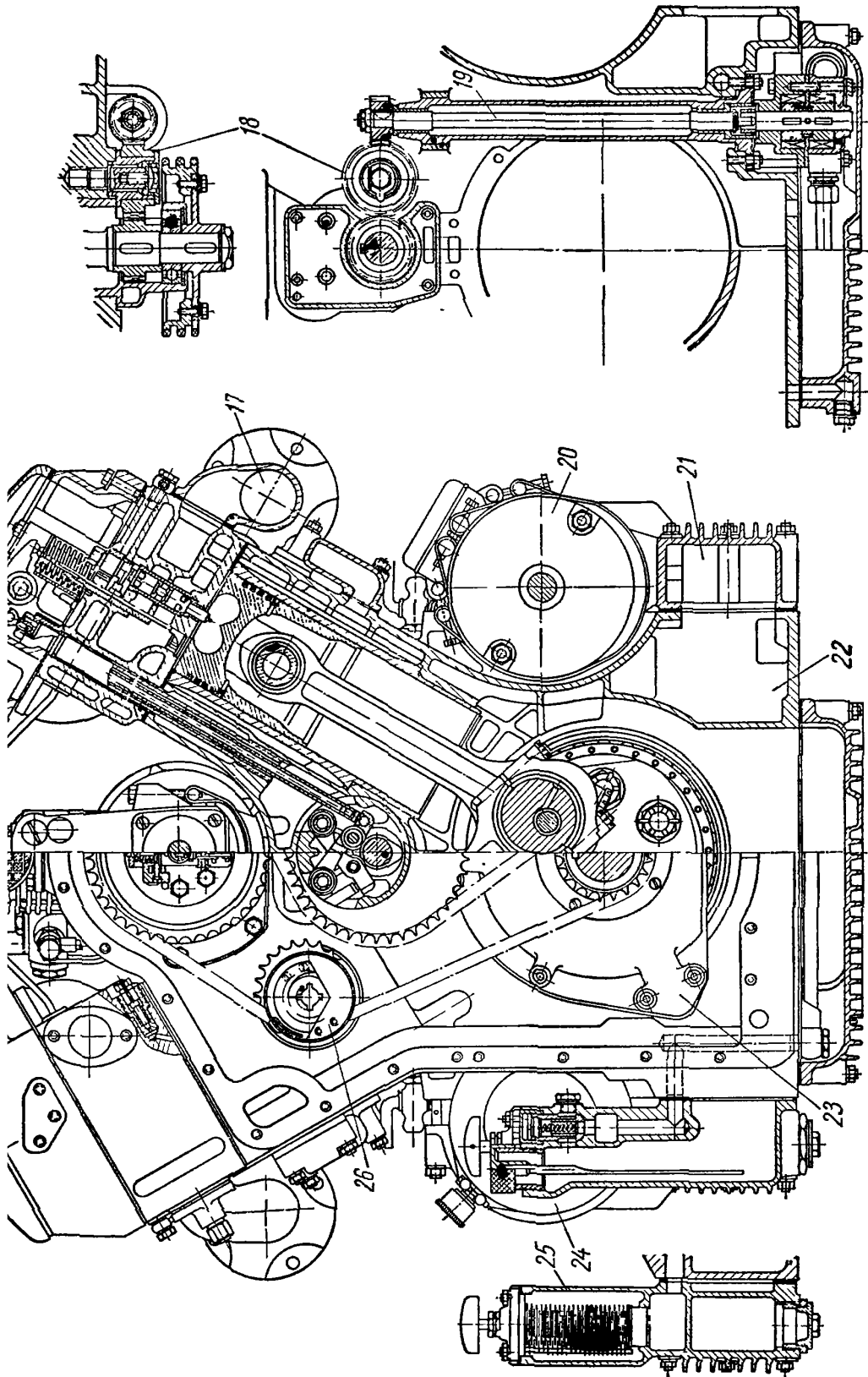
Снизу картер закрыт поддоном с ребрами. Поддон крепят к картеру шпильками; он служит сборником для масла. Вставные гильзы мокрого типа, изготовлены из чугуна.

Коленчатый вал разборный, составлен из восьми деталей, как это показано на фиг. 365. Внутренние обоймы роликовых подшипников насаживают на цилиндрические выступы разъемных щек и закрепляют при свертывании последних призонными болтами. Внешние обоймы этих подшипников установлены в гнездах, расположенных в торцевых и поперечных перегородках картера и зафиксированы в них пружинящими кольцами. Шатунная шейка общая для двух рядов монтируемых шатунов цилиндров левого и правого ряда.

Масло под давлением поступает из каналов распределительной коробки 23 и подводится к хомуту 9, надетому на шейку 10 хвостовика переднего конца вала. Масляный насос 7 двухсекционный. Три верхние его шестерни откачивают из передней и задней частей поддона масло и подают его в масляные резервуары 22 через теплообменник 8, охлаждаемый водой. Эти резервуары



Фиг. 365. Продольный разрез двигателя Заурер.



Фиг. 366. Поперечный разрез двигателя Заурер.

размещены непосредственно в картере, поэтому исключена необходимость в трубопроводах, соединяющих полость масляного бака с секциями насоса. Масляные резервуары сделаны с ребрами, вследствие чего улучшается охлаждение масла.

Нижняя нагнетающая секция масляного насоса подает масло в маслораспределительную систему через щелевой пластинчатый фильтр 25, установленный на правом резервуаре. Маслораспределительные каналы выполнены в отливке блок-картера, в результате чего достигнута компактность маслораспределительной системы.

Механизм распределения состоит из одного распределительного вала, смонтированного в цилиндрическом кожухе, коромысел и толкающих штанг. Впускные клапаны с ширмами, и по одному на цилиндр, поворачиваются с помощью специального поворотного механизма, устанавливающего их в положение, соответствующее тому или иному скоростному режиму работы двигателя.

Вспомогательные механизмы приводятся в движение при помощи тройной роликовой цепи и звездочки 11, насаженной на хвостовик колеччатого вала. Звездочка 12 приводит в движение распределительный вал и винтовой шестерней 13 через промежуточную шестерню 18 вращает вертикальный валик 19 масляного насоса 7. Звездочка 14 предназначена для передачи движения валу 2 компрессора 3 и через валик 4 топливному насосу. Натяжение роликовой цепи производится автоматически звездочкой 26 с пружинным механизмом.

Крыльчатка водяного насоса 15 и генератор 20 приводятся в движение при помощи трех клиновидных ремней и тройного шкива, закрепленного на коническом конце хвостовика.

Охлаждение двигателя водяное, принудительное.

Топливоподающая система состоит из 12-плунжерного топливного насоса 5 и закрытых форсунок с многодырчатыми распылителями. Угол опережения впрыска изменяется в зависимости от числа оборотов вала с помощью муфты 1 с регулятором центробежного типа с гидравлическим управлением. Муфта размещена на валике привода топливного насоса.

Впускные трубопроводы 16 расположены в развале между цилиндрами, а трубопроводы 17 отработавших газов — с внешней стороны.

Наддув двигателя осуществляется двумя турбонагнетателями, смонтированными на кронштейнах.

Пуск двигателя производится электростартером 24 мощностью 13 л. с., 24 в., установленным на картере маховика.

### § 3. КОНСТРУКЦИИ ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТЃСЖАТИЯ

#### Двигатель Д-35

Четырехцилиндровый, четырехтактный двигатель Д-35 имеет следующую техническую характеристику.

##### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	100
Ход поршня в мм . . . . .	130
Эффективная мощность в л. с. . . . .	37
Номинальное число оборотов вала двигателя . . . . .	1400
Степень сжатия . . . . .	17
Максимальный крутящий момент (при 1100 об/мин) в кгм . . . . .	22,4
Удельный эффективный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	200—210
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,82
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	6,1

В двигателях выпуска 1951 г. и более поздних лет диаметр цилиндра увеличен до 105 мм. При увеличении диаметра цилиндра не только увеличивается литраж двигателя, но улучшаются также очистка и наполнение его рабочего цилиндра. Увеличением зазоров между стенками цилиндров и тарелками впускных и выпускных клапанов устранено торможение воздуха в этих зазорах.

Внешняя характеристика двигателя Д-35 показана на фиг. 367, а его продольный и поперечный разрезы — на фиг. 368 и 369.

Ось форсунки наклонена к оси цилиндра под углом  $45^\circ$  и смещена от центра камеры к оси цилиндра. Головка цилиндра изготовлена из легированного чугуна, общая для четырех цилиндров и притягивается к блок-картеру двадцатью тремя шпильками диаметром 12 мм. В стыке между головкой и блок-картерами уложена железоасбестовая графитированная прокладка толщиной 1,8 мм.

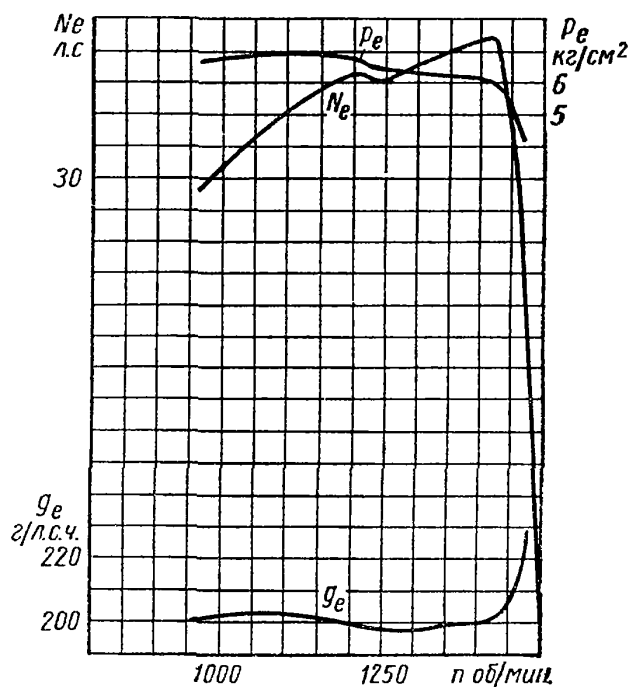
Блок-картер отлит из чугуна; внутренние стенки картера имеют ребра. Плоскость разъема блок-картера расположена ниже оси коленчатого вала на 114 мм. Массивные крышки коренных подшипников коленчатого вала удерживаются от сдвига обработанными боковыми плоскостями, упирающимися в стенки гнезд подшипников.

В блоке установлены гильзы мокрого типа, изготовленные из легированного чугуна. Нижний торец верхнего фланца гильзы уплотнен медным кольцом. Нижняя часть гильзы со стороны водяной рубашки уплотнена двумя резиновыми кольцами, уложенными в канавки, выточенные на внешней поверхности гильзы.

Коленчатый вал отштампован вместе с противовесами из углеродистой стали 45Г. Шатушье и коренные шейки закалены до твердости  $H_{RC} = 55$ .

Механизм распределения состоит из распределительного валика системы цилиндрических зубчатых колес, толкателей, штапг и рычагов. Для разгрузки стержня клапана и его направляющей от боковых усилий предусмотрен стаканообразный толкатель, через который передается усилие от рычага стержню клапана. Во внутренней полости этого толкателя размещен стержень клапана — со стопорной шайбой и пружиной. Толкатель внешней цилиндрической поверхностью скользит в направляющей, отлитой за одно целое со стойкой валиков коромысел.

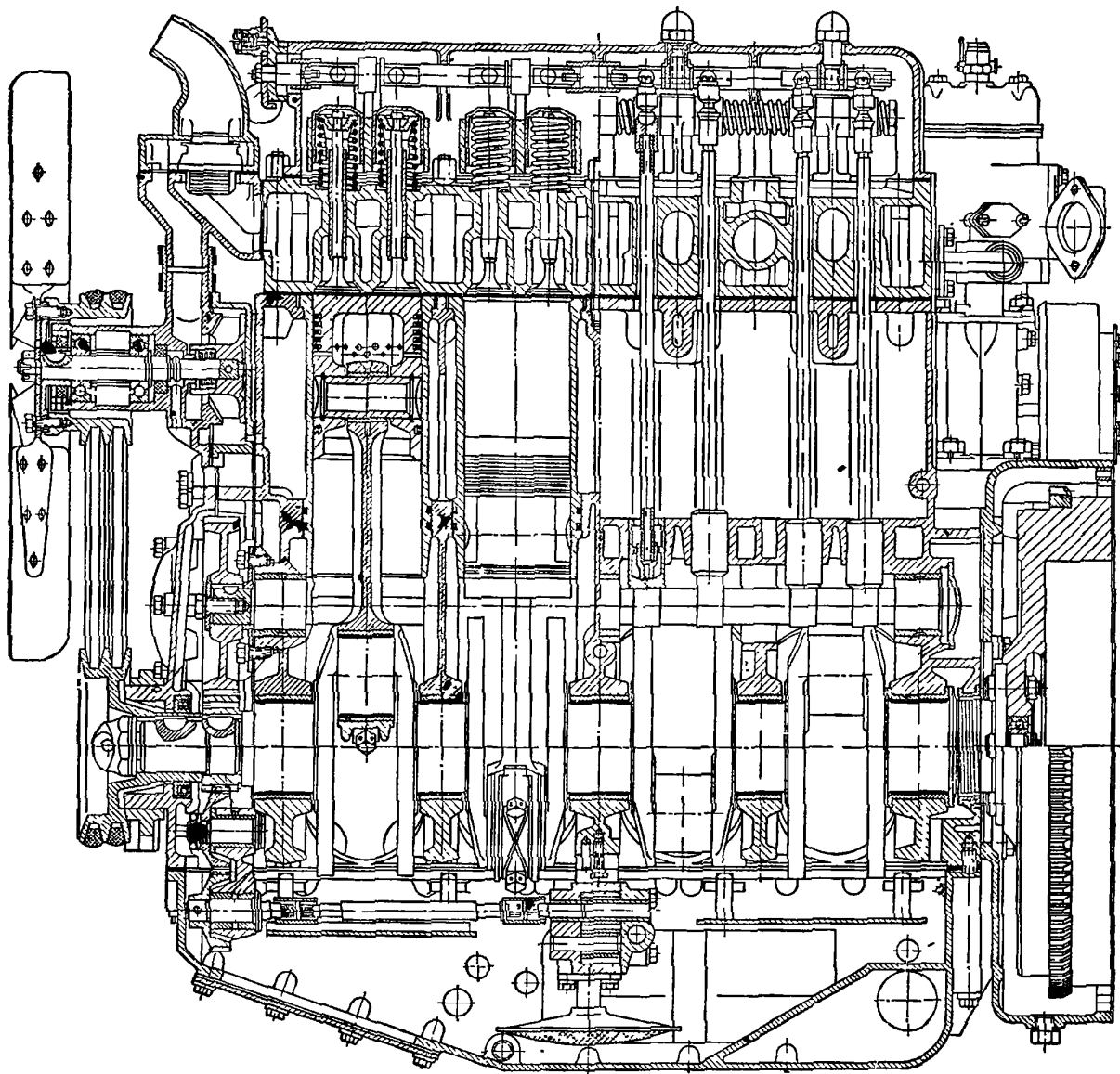
Топливоподающая система двигателя Д-35 состоит из топливного бака емкостью 97 л, щелевого фильтра грубой очистки, топливоподкачивающего насоса, фильтра тонкой очистки с навивкой из хлопчатобумажных концов, трубопроводов низкого давления, четырехплунжерного топливного насоса ( $d_{пл} = 6,5$  мм и  $h_{пл} = 10$  мм) со всережимным регулятором и форсунок закрытого типа со штифтовым распылителем (диаметр сопла форсунки 1,5 мм, угол распыливания  $15^\circ$ , затяжка пружины форсунки отрегулирована на  $125$  кг/см<sup>2</sup>).



Фиг. 367. Внешняя характеристика двигателя Д-35.

Система охлаждения открытого типа. В нее включены радиатор, водяной насос, шестилопастный вентилятор, смонтированные на одном кронштейне, термостат и пусковой подогреватель.

Система смазки комбинированная, причем коренные и шатунные подшипники, подшипники распределительного вала и промежуточная шестерня топливного насоса смазываются под давлением, а поршень, толкатели и другие детали — разбрызгиванием.



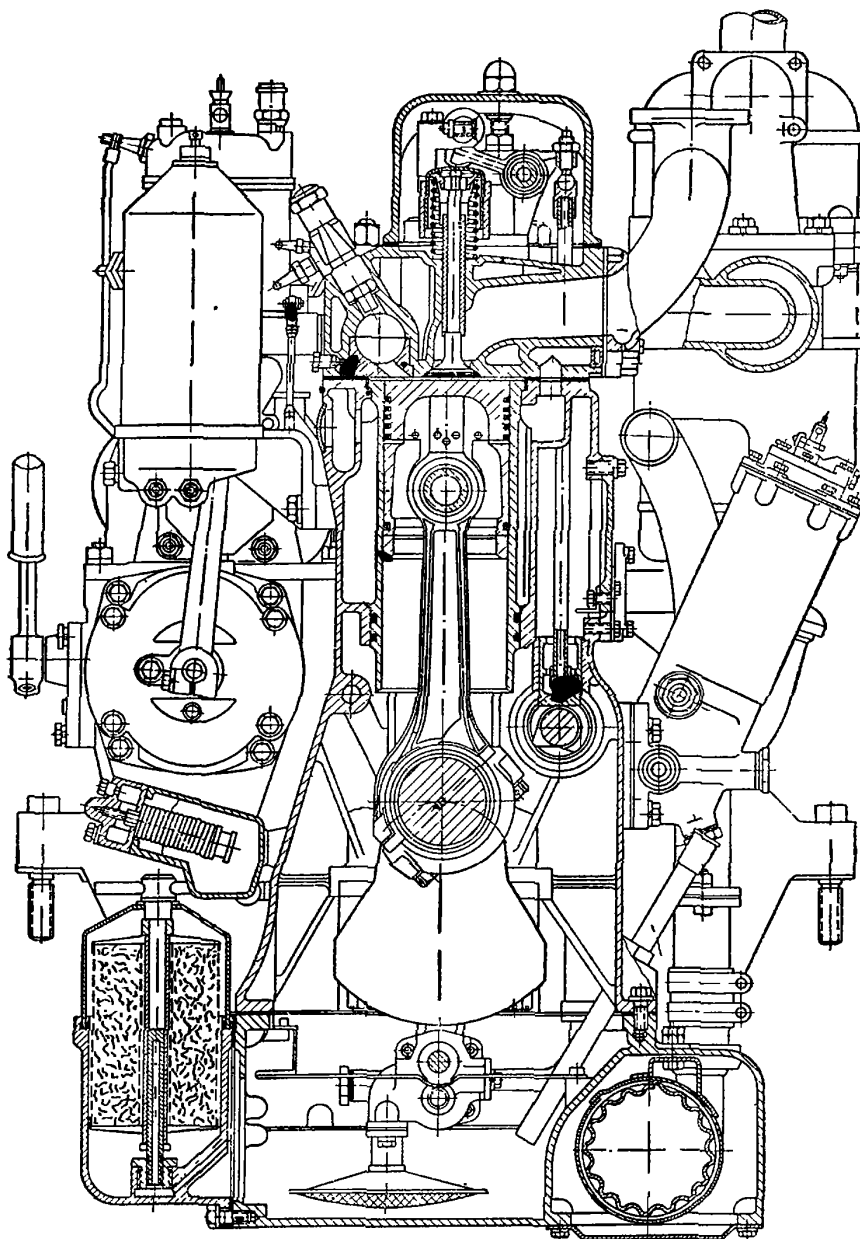
Фиг. 368. Продольный разрез двигателя Д-35.

Масляный насос односекционный, шестеренчатый подвешен к крышке третьего коренного подшипника и приводится в движение от ведущей шестерни привода распределения через промежуточную шестерню. Маслоприемник насоса расположен в нижней половине картера, вследствие чего работа насоса не нарушается при движении трактора на подъем или под уклон  $25^\circ$ .

Корпус масляного фильтра тонкой очистки крепят к нижней половине картера, а корпус грубого фильтра — сбоку двигателя, к верхней половине картера, как это показано на фиг. 363.

Система пуска двигателя Д-35 состоит из одноцилиндрового пускового карбюраторного двухтактного двигателя ( $D = 72 \text{ мм}$ ,  $S = 85 \text{ мм}$ ) мощностью

9,5 л. с. при 3500 об/мин, с одноступенчатым редуктором, муфты сцепления, декомпрессионного механизма и разогревательного устройства. Отработавшие газы пускового двигателя поступают в подогревательную рубашку впускного трубопровода главного двигателя и подогревают воздух, поступающий в рабочие цилиндры. Декомпрессионный механизм в первых конструкциях был приспособлен для открытия только выпускных клапанов на 1,25 мм



Фиг. 369. Поперечный разрез двигателя Д-35.

при расстоянии между головкой и днищем поршня 1,9—1,95 мм, когда поршень наиболее удален от оси вала. После модернизации компрессионный механизм открывает как впускные, так и выпускные клапаны.

Пусковой подогреватель состоит из котла объемом 12 л, в котором вода нагревается паяльной лампой. Этот котел размещен в картере двигателя и не только нагревает воду, но и подогревает масло. При температуре ниже минус 5° С пуск двигателя возможен только после его предварительного прогрева. Двигатель Д-35 устанавливают на гусеничный трактор «Кировец-35».

### Двигатель КДМ-46

Двигатель КДМ-46 — с воспламенением от сжатия четырехтактный четырехцилиндровый предкамерный.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	145
Ход поршня в мм . . . . .	205
Степень сжатия . . . . .	15,5
Номинальное число оборотов в минуту . . . . .	1000
Эффективная мощность в л. с. . . . .	93
Эффективный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	205—220
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	6,2
Максимальный крутящий момент (при 500 об/мин) в кгм . . . . .	69
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	6,8

Продольный и поперечный разрезы двигателя изображены на фиг. 370 и 371, а внешняя его характеристика — на фиг. 372.

Предкамера двигателя КДМ-46 сварена из двух половин, ввернута в бобышку головки каждого цилиндра и застопорена винтом. Ось ее наклонена к оси цилиндра под углом 15°, вследствие чего уменьшается местный перегрев днища поршня от воздействия струи горячих газов, вытекающей из камеры. Объем предкамеры составляет около 25% от всего объема камеры сгорания. Полость предкамеры соединена с надпоршневым пространством каналом диаметром 6,5 мм.

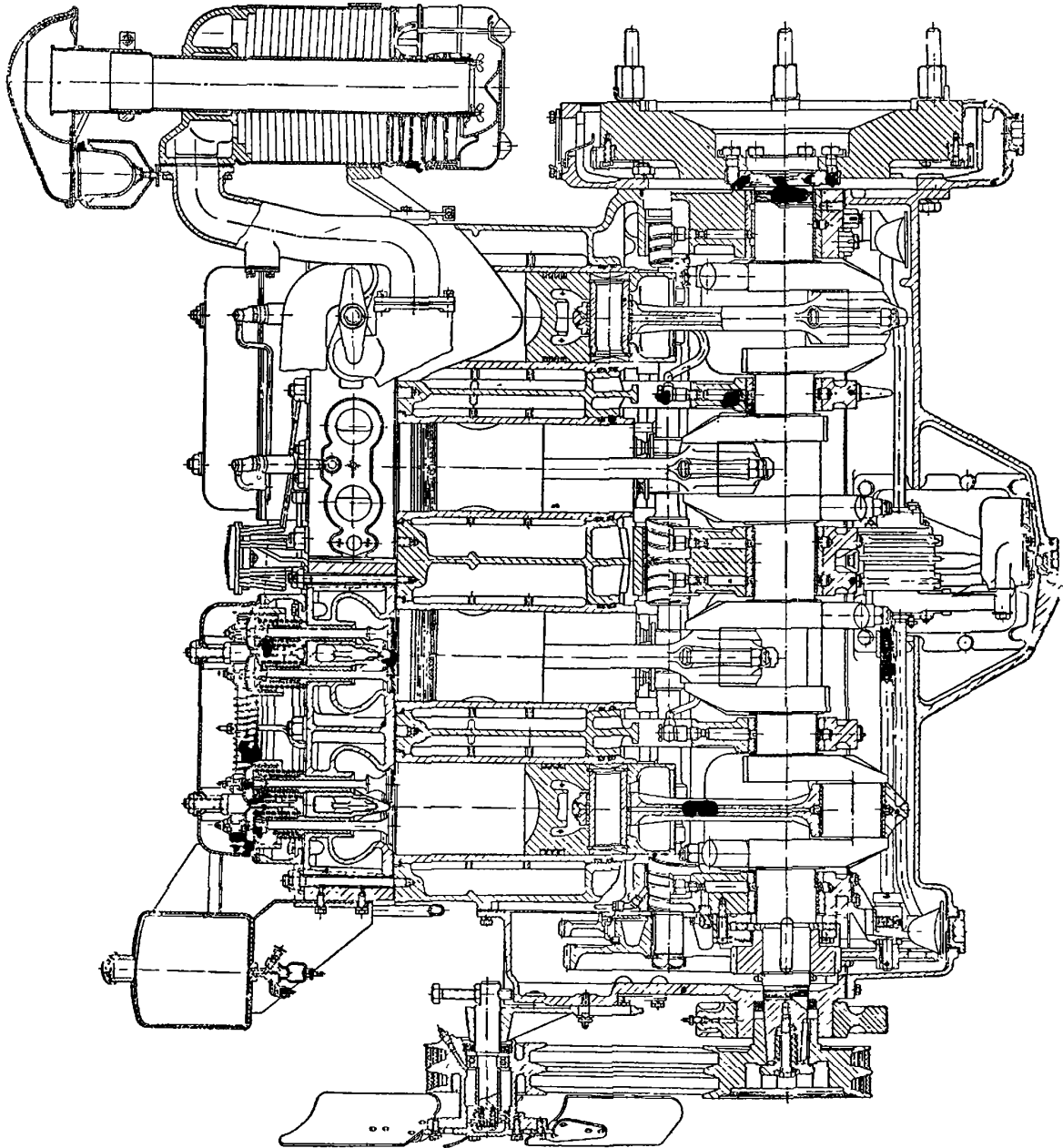
Головки цилиндров изготовлены из серого чугуна, каждая из них закрывает два цилиндра. Стык между блоком и головкой уплотнен сталеасбестовой прокладкой. Для прохода воды из блока в головку предусмотрено восемь отверстий, в которые запрессованы дефлекторы, направляющие воду на наиболее нагретые части головки.

Блок цилиндров вместе с верхней половиной картера отлит из серого чугуна. Внутри блока имеются три вертикальные перегородки, проходящие через середины коренных подшипников. В стенках этих перегородок и в наружных торцевых стенках внизу расточены гнезда для пяти коренных подшипников. Кроме того, в блоке сделана горизонтальная перегородка с ребрами, в которой, как и в верхнем днище блока, расточены гнезда для постановки гильз мокрого типа. В корпусе блок-картера имеются приливы с расточенными в них гнездами для подшипников распределительного вала. С левой стороны блок-картера выполнена наклонная, обработанная площадка с отверстиями для крепления пускового двигателя (фиг. 371). С этой стороны в отливке блок-картера устроена водораспределительная камера с четырьмя отверстиями для впуска охлаждающей воды в рубашки цилиндров. С правой стороны по всей длине блока расположена камера с окнами для прохода штанг и толкателей. В этой камере размещены валик декомпрессора и штанги толкателей.

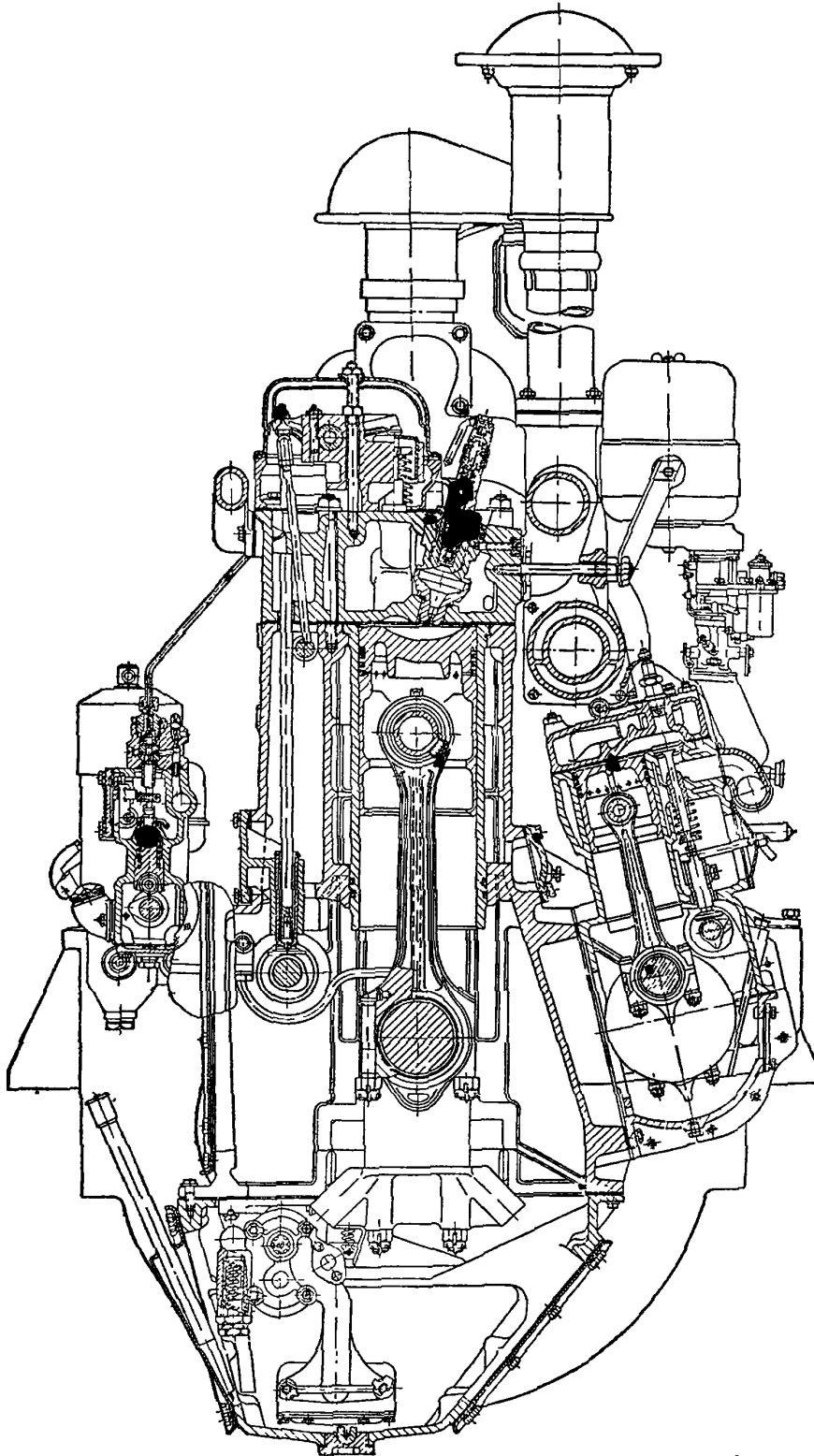
Гильзы цилиндра мокрого типа, чугунные, с толщиной стенки 11 мм. Рабочая поверхность гильз закалена при нагревании токами высокой частоты.

Коленчатый вал пятиопорный, откован из стали 45Г2, его колена расположены под углом 180°. Поверхности шатунных и коренных шеек закалены при нагревании токами высокой частоты на глубину 3,5—5,5 мм до твердости  $H_{RC} = 45 \div 52$ . В первом, четвертом, пятом и восьмом коленах вала просверлены отверстия для подачи масла от коренных подшипников к шатунным. Четыре противовеса привернуты шпильками к первой, четвертой, пятой и восьмой щекам вала. От осевых перемещений коленчатый вал удерживается чугунным диском, зажатым между кольцевым торцом первой коренной шейки и ведущей шестерней распределения. Диск вращается





Фиг. 370. Продольный разрез двигателя КДМ-46.



Фиг. 371. Поперечный разрез двигателя КДМ-46.

между двумя чугунными пластинками, привернутыми к картеру. Диаметр коренной шейки  $d_1 = 95$  мм. Диаметр шатунной шейки  $d = 92$  мм, ее длина  $l = 87$  см. Шатун двутаврового сечения, штампованный из стали 45. В полке стержня шатуна вдоль его оси сделан канал для подвода масла к поршневому пальцу и для охлаждения днища поршня. В малую головку шатуна запрессована втулка, изготовленная из бронзы Бр. СС 10-10. На внутренней поверхности втулки выточена кольцевая канавка, которая проходит через отверстие во втулке, расположенное против масляного канала, в стержне шатуна. Кривошипная головка шатуна выполнена с разъемом, перпендикулярно оси шатуна. Вкладыши этой головки отлиты из бронзы Бр. ОЦС 3,5-6,5 и залиты баббитом БТ. Толщина баббитового слоя вкладышей лежит в пределах 0,15—0,35 мм. Вкладыши фиксируются штифтами. На внутренней поверхности вкладышей выточена кольцевая маслораспределительная канавка, проходящая по середине подшипника. Шатунный подшипник монтируют без регулировочных прокладок.

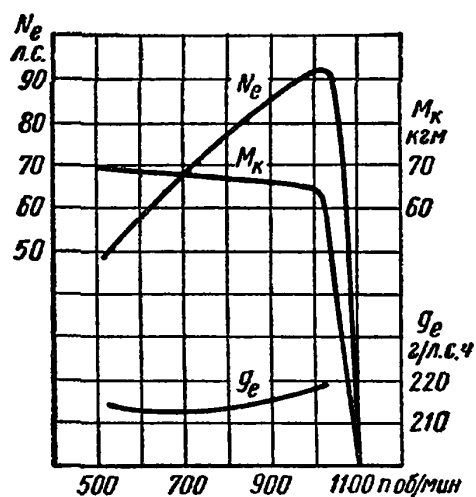
Поршень отлит из алюминиевого сплава. На нем установлено четыре поршневых кольца, из которых три компрессионных и одно маслосъемное. Под маслосъемным кольцом в стенке поршня просверлены отверстия для отвода масла. На днище поршня против оси предкамеры сделана сферическая выемка, в которой происходит смешение газов, вытекающих из предкамеры с воздухом надпоршневого пространства, вследствие чего не только улучшаются смесеобразование и сгорание, но и уменьшается воздействие на днище поршня потока газов.

Поршневой палец плавающего типа изготовлен из стали 20Г. Наружную поверхность пальца цементируют на глубину 1—1,4 мм и закаляют до твердости не менее  $H_{RC} = 55$ . От осевых перемещений палец удерживается стопорными кольцами. Диаметр поршневого пальца  $d_{\Pi} = 60$  мм.

Нижний картер отлит из серого чугуна и прикреплен болтами к блоку, кожуху распределения и к кожуху маховика. Для доступа к масляному насосу в картере сделано два люка, закрываемые штампованными крышками.

Механизм распределения выполнен с нижним распределительным валом, толкателями, штангами и рычагами. Ведущая шестерня, насаженная на переднем конце коленчатого вала, приводит во вращение ведомую шестерню распределительного вала и через промежуточные шестерни вращает вал масляного и водяного насосов и вал генератора. Все шестерни выполнены со спиральными зубьями. Распределительный вал отштампован из стали 20Г. Его кулачки цементованы на глубину 1,7—2,2 мм и закалены до твердости  $H_{RC} \geq 56$ .

Топливоподающая система двигателя КДМ-46 состоит из топливного бака объемом 230 л, топливоподающего шестеренчатого насоса, топливного фильтра тонкой очистки, трубопроводов низкого давления, шестиплунжерного топливного насоса ( $d_{nl} = 10$  мм,  $h_{nl} = 9$  мм) золотникового типа с корректором подачи топлива и всережимным регулятором, топливопроводов высокого давления (внутренним диаметром 2 мм) и форсунок закрытого типа с однодырчатыми распылителями ( $d = 0,645$  мм). Форсунка установлена на предкамере по направлению ее оси. Затяжка пружины иглы форсунки отрегулирована на давление  $120$  кг/см<sup>2</sup>. Подъем иглы



Фиг. 372. Внешняя характеристика двигателя КДМ-46.

форсунки 0,2 мм. Топливный насос, топливоподкачивающий насос, топливный фильтр тонкой очистки и регулятор смонтированы в одном узле и прикреплены к кожуху шестерен распределения.

Система смазки комбинированная: коренные и шатунные шейки, поршневой палец, оси промежуточных шестерен и втулки рычагов смазываются под давлением, а остальные трущиеся детали — разбрызгиванием.

Трехсекционный масляный насос размещен в плоскости третьей коренной опоры вала и прикреплен к нижней плоскости блока при помощи болтов и установочных штифтов. Он приводится в движение длинным валиком с шестерней, находящейся в зацеплении с ведущей шестерней распределения. Число оборотов вала насоса равно числу оборотов вала двигателя. Откачивающие секции насоса засасывают масло через маслоприемники, расположенные на концах картера, и подают его в резервуар, расположенный внизу, в средней части картера (фиг. 370). На двигателе КДМ-46 установлены два параллельно работающих комбинированных фильтра. В корпусе каждого из этих фильтров снаружи расположен элемент щелевого фильтра грубой очистки, а в середине полый цилиндр фильтра тонкой очистки, внутри которого уложены хлопчатобумажные концы. Масляный холодильник установлен в системе перед фильтром. Для вентиляции картера двигателя имеется сапун с фильтром из тонкой железной проволоки, задерживающей пыль.

Система охлаждения закрытого типа состоит из следующих агрегатов: радиатора, водяного центробежного насоса, шестилопастного вентилятора, двух термостатов, паро-воздушного клапана и дистанционного термометра. Для прогрева двигателя перед пуском его в ход водяные рубашки главного и пускового двигателей сообщены между собой. Термостаты включают радиатор в систему охлаждения только после того, как температура охлаждающей воды достигнет 70° С. Паровой клапан открывается при избыточном давлении 0,16—0,3 кг/см<sup>2</sup>, а воздушный клапан пропускает в систему воздух, когда разрежение достигнет 0,1—0,4 кг/см<sup>2</sup>.

Система пуска двигателя состоит из двухцилиндрового карбюраторного четырехтактного двигателя мощностью 19 л. с. при 2600 об/мин, муфты сцепления и редуктора. При пуске двигателя механизмом включения шестерня механизма вводится в зацепление с зубчатым концом маховика. После пуска двигателя, когда вал станет вращаться с числом оборотов 300—350 в минуту, шестерня механизма включения автоматически выключается.

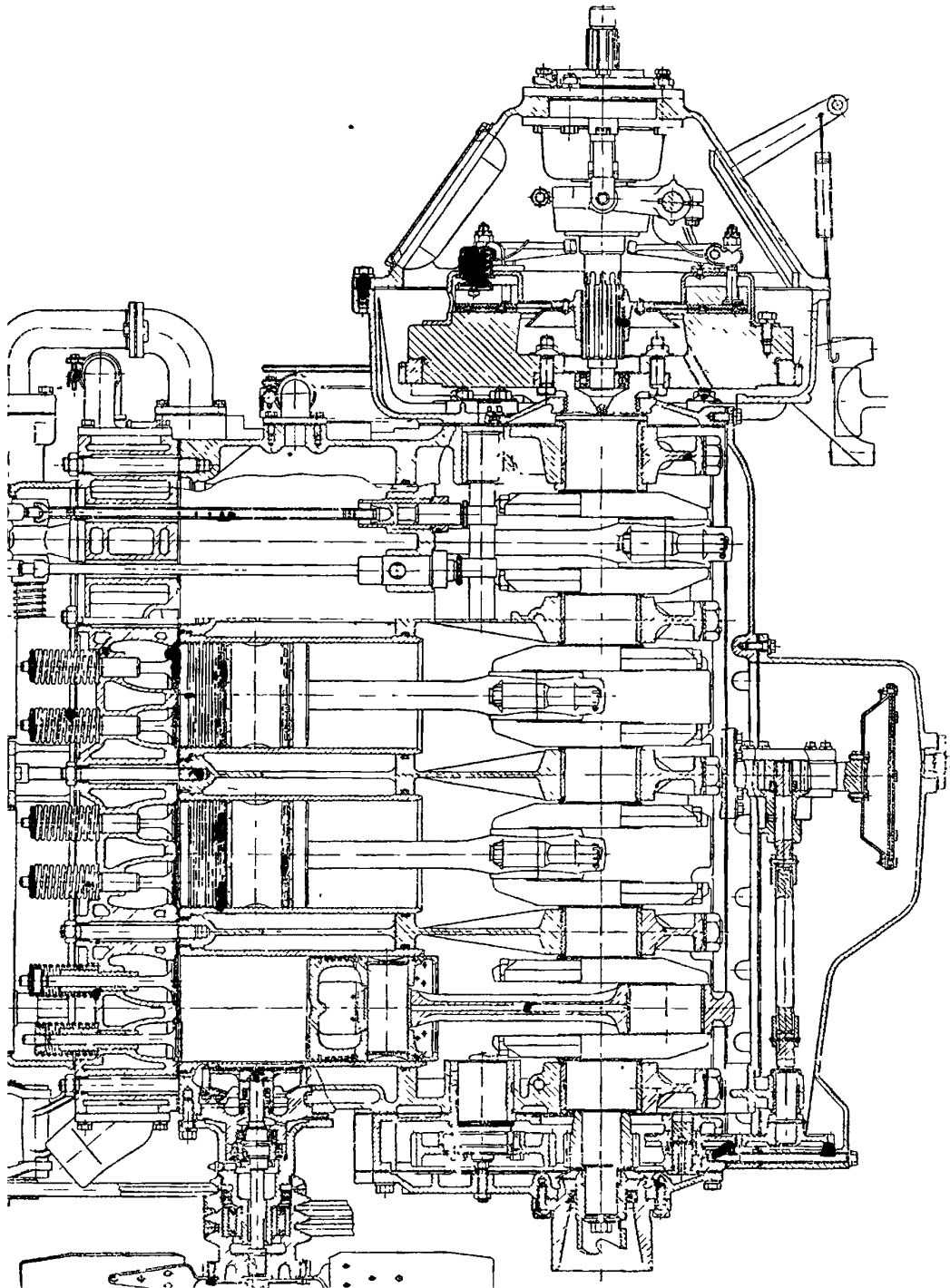
Двигатель КДМ-46 устанавливаются на трактор С-80, а также применяют в силовых установках экскаваторов, камнедробилок, передвижных компрессоров электростанций, железнодорожных кранов и в других установках.

### Двигатель Д-54

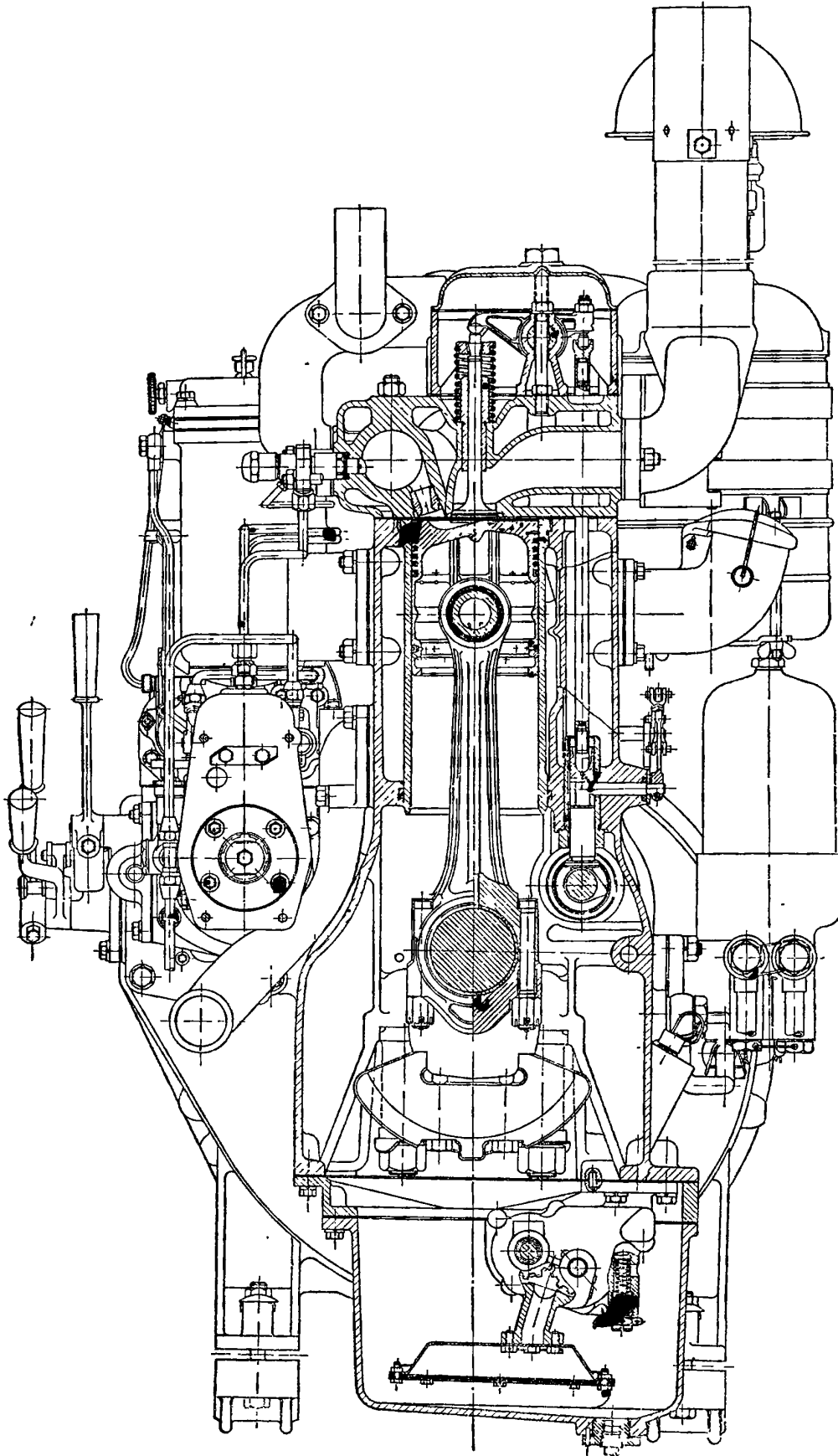
Двигатель Д-54 четырехтактный четырехцилиндровый. Продольный и поперечный разрезы двигателя показаны на фиг. 373 и 374.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	125
Ход поршня в мм . . . . .	152
Степень сжатия . . . . .	16
Номинальная мощность в л. с. . . . .	54
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	1300
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	6,59
Максимальный крутящий момент в кгм . . . . .	34
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,02



Фиг. 373. Продольный разрез двигателя Д-54.



Фиг. 374. Поперечный разрез двигателя Д-54.

Камера сгорания вихревого типа. В соединительный канал ввернута вставка с калиброванным отверстием, изготовленная из жароупорной стали.

На днище поршня предусмотрена выемка, расположенная перед соединительным каналом вихревой камеры. Впрыск топлива в камеру производится штифтовой форсункой.

Диаметр сопла форсунки 1,5 мм. Затяжка пружины иглы форсунки отрегулирована на давление 125 кг/см<sup>2</sup>. Головка цилиндра отлита из чугуна, общая на все четыре цилиндра.

Блок цилиндров отлит из чугуна вместе с верхней половиной картера. Для увеличения жесткости конструкции плоскость разъема картера опущена значительно ниже оси вала.

Коленчатый вал с отъемными противовесами отштампован из стали 45 и подвешен на пяти коренных подшипниках скольжения, залитых свинцовистой бронзой. Крышки коренных подшипников фиксируются от боковых перемещений боковыми шлифованными поверхностями. Поршень отлит из чугуна и имеет четыре компрессионных и два маслосъемных кольца, одно из которых размещено на юбке поршня. Шатун изготовлен с прямым разъемом кривошипной головки, отштампованной из стали 45. В его стержне просверлено отверстие для смазки поршневого пальца. В поршневую головку вставлена бронзовая втулка. Крышка кривошипной головки шатуна фиксируется поясками шатунных болтов. Поршень и шатун монтируют через цилиндр.

Привод клапанов осуществляется нижним распределительным валом при помощи плоских толкателей и штанг. Для облегчения проворачивания коленчатого вала при пуске двигателя предусмотрен декомпрессионный механизм, приподнимающий толкатели впускных клапанов. Привод распределительного вала и валов топливного и масляного насосов осуществляется цилиндрическими шестернями, привод вентилятора, водяного насоса и генератора — клиновидным ремнем, натяжение которого регулируется натяжным роликом.

Система питания двигателя состоит из топливного насоса со всережимным регулятором, подкачивающего насоса, проволочно-щелевого фильтра грубой очистки и фильтра тонкой очистки.

Система охлаждения двигателя открытого типа. Вода из радиатора нагнетается насосом в среднюю часть блока, откуда поднимается в головку цилиндра, из которой по патрубку отводится в верхнюю часть трубчатого радиатора.

Температура охлаждающей воды регулируется шторкой, установленной перед водяным и масляным радиаторами.

Смазка основных трущихся деталей двигателя производится под давлением.

Фильтрующий элемент фильтра тонкой очистки состоит из набора картонных дисков.

Система пуска двигателя состоит из двухтактного одноцилиндрового бензинового двигателя мощностью 9,5 л. с. при 3500 об/мин, двухступенчатого редуктора с муфтой сцепления. Пусковой двигатель заводится вручную.

Крутящий момент пускового двигателя передается на ведущий вал редуктора через муфту сцепления. После пуска и достижения 270—300 об/мин центробежный механизм выводит шестерню механизма включения из зацепления с венцом маховика.

Двигатель Д-54 устанавливают на гусеничные тракторы ДТ-54, выпускаемые Харьковским и Сталинградским тракторными заводами, и используют также для передвижных электростанций.

## § 4. КОНСТРУКЦИИ КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

## Двигатель ГАЗ-51

Двигатель ГАЗ-51 четырехтактный карбюраторный, имеет шесть цилиндров (фиг. 375 и 376).

## Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	82
Ход поршня в мм . . . . .	110
Номинальная мощность в л. с. . . . .	70
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	2800
Максимальный крутящий момент (при 1600 об/мин) в кгм . . . . .	21
Среднее эффективное давление (при 2300 об/мин) в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	6,5
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	10,3
Минимальный удельный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	253

Камера сгорания выполнена Г-образной формы. Свеча зажигания смещена от осевой линии камеры в сторону выпускного клапана на 10 мм. Расстояние от свечи до наиболее удаленной точки камеры, не считая узкого прохода над поршнем, равно 73 мм. Площадь проходного сечения из камеры сгорания в рабочий цилиндр составляет 28% от площади поршня. Головка цилиндров выполнена съемной, из алюминиевого сплава.

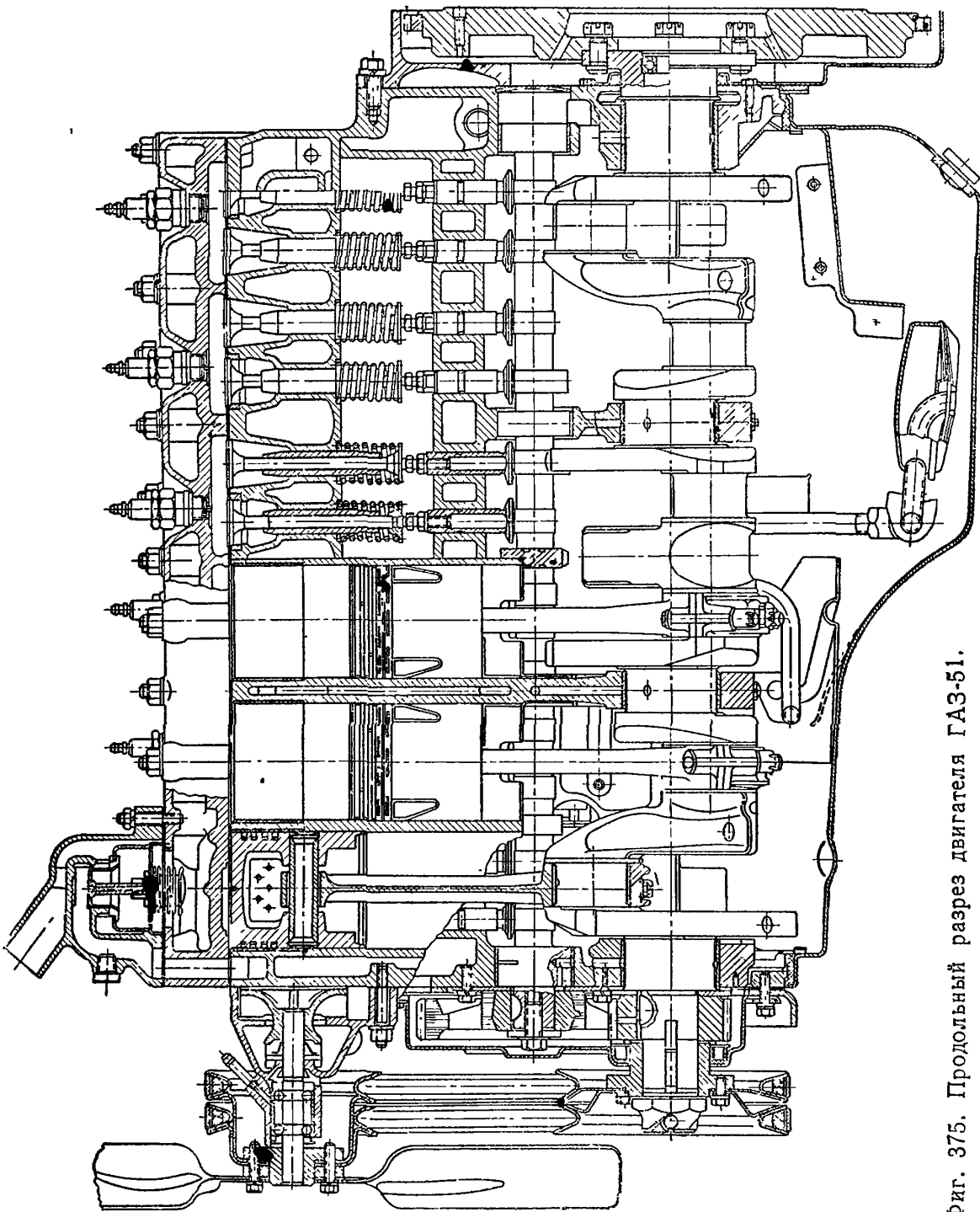
Блок цилиндров отлит из серого чугуна СЧ 40 вместе с верхней половиной картера. В верхней части цилиндров, наиболее подверженных износу, запрессованы сухие гильзы длиной 50 мм и толщиной 2,6 мм, изготовленные из легированного кислотоупорного чугуна с содержанием никеля около 13%. Уплотнение стыка между головкой и блоком достигается железоасбестовой прокладкой. Шестиколесный вал подвешен к блок-картеру на четырех подшипниках скольжения.

Система питания двигателя состоит из топливного бака, бензинового насоса диафрагменного типа и карбюратора К-49А. Система смазки комбинированная, причем шейки коленчатого и распределительного валов смазываются под давлением 2—4 кг/см<sup>2</sup>, а смазка остальных трущихся деталей производится разбрызгиванием и самотеком. Шестеренчатый насос, приводящийся в движение от распределительного вала, засасывает масло из картера двигателя через плавающий маслоприемник.

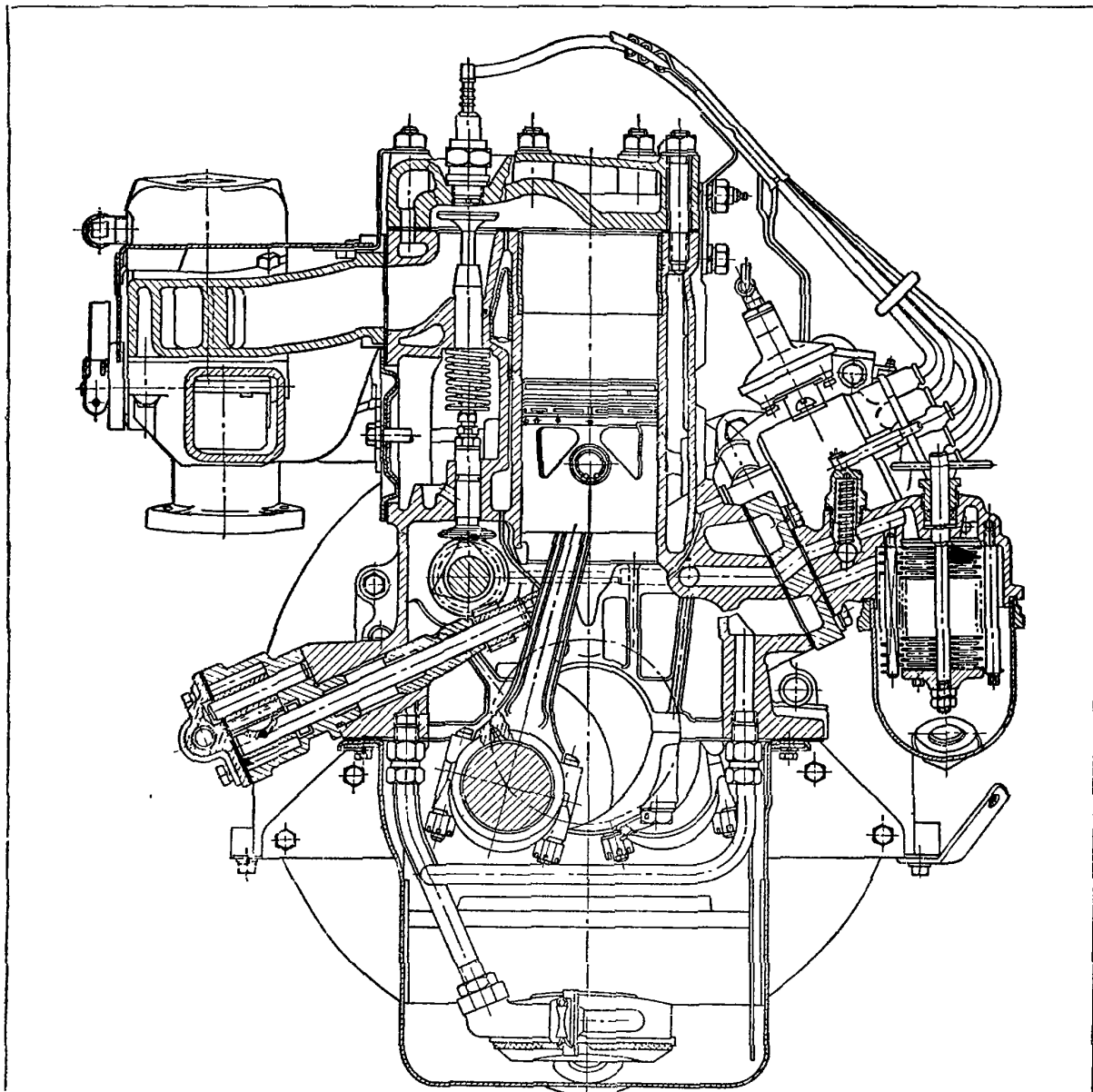
Охлаждение двигателя водяное, принудительное. Вода из радиатора подается центробежным насосом в водораспределительную трубку, расположенную вдоль всего блока между стенками цилиндров и стенками впускных и выпускных патрубков. Из водораспределительной трубки через отверстия в ней вода поступает в первую очередь для охлаждения патрубков выпускных клапанов, а затем проходит в рубашку блока цилиндров. Из рубашки блока цилиндров вода поднимается вверх и охлаждает головку цилиндра. Из водяного пространства головки нагретая вода через термостат и соединительный патрубок поступает в радиатор.

Поток воздуха через радиатор создается вследствие движения автомобиля и при помощи четырехлопастного вентилятора с диаметром лопастей 450 мм. Вентилятор смонтирован на одной оси с водяным насосом, приводимым в движение двумя клиновыми ремнями. Для регулирования интенсивности охлаждения перед радиатором установлены жалюзи, открытие которых водитель регулирует с своего места так, чтобы температура воды, выходящей из рубашки двигателя, поддерживалась в пределах 80—85° С. Для облегчения пуска в зимнее время года двигатель имеет пусковой подогреватель, установленный с правой стороны его на лонжероне рамы. Механизм распределения состоит из распределительного вала одной пары, распределительного вала второй пары, распределительного вала третьей пары, распределительного вала четвертой пары, распределительного вала пятой пары, распределительного вала шестой пары.

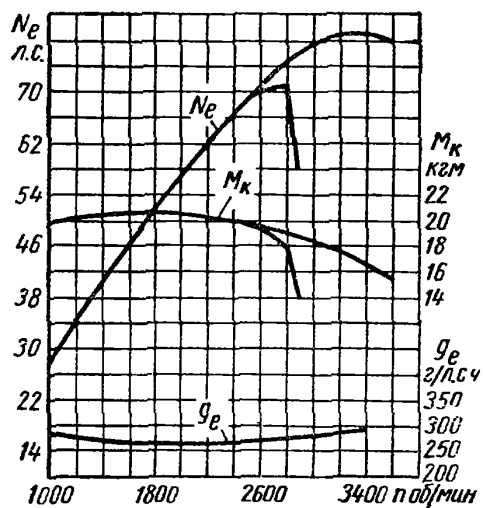




Фиг. 375. Продольный разрез двигателя ГАЗ-51.



Фиг. 376. Поперечный разрез двигателя ГАЗ-51.



Фиг. 377. Внешняя характеристика двигателя ГАЗ-51.

тельных шестерен с винтовыми зубьями и толкателей. Распределительный вал смонтирован в картере двигателя на четырех подшипниках с втулками из сталелеббитовой ленты. В средней его части нарезана винтовая шестерня привода валика масляного насоса и прерывателя-распределителя, расположенного наклонно между третьим и четвертым цилиндрами (фиг. 375). От осевых перемещений распределительный вал удерживается упорным фланцем, привернутым двумя болтами к передней стенке блок-картера. Передний конец распределительного вала проходит в отверстие этого фланца так, что, когда надеты на этот конец дистанционная шайба и распределительная шестерня, обработанные поверхности упорного фланца оказываются между торцами распределительной шестерни и кольцевым выступом шейки первого подшипника.

Диаметр впускного клапана 39 мм, выпускного 36 мм. Высота подъема клапана 9,2 мм. Маховик отлит из серого чугуна и прикреплен на фланце коленчатого вала четырьмя болтами. На его обод насажен зубчатый венец для пуска двигателя в ход электростартером.

Двигатель ГАЗ-51 устанавливают на шасси грузового автомобиля ГАЗ-51 грузоподъемностью 2,5 т. Внешняя характеристика этого двигателя показана на фиг. 377.

Двигатель ГАЗ-51 при оборудовании его газовой аппаратурой без изменения системы питания бензином устанавливают на газобаллонный автомобиль. Благодаря наличию двух систем питания топливом двигатель можно переключать с бензина на газ без всяких переделок. При этом перевод с одного топлива на другое можно производить и во время движения автомобиля.

### Двигатель ЗИМ

Четырехтактный шестицилиндровый карбюраторный двигатель ЗИМ (фиг. 378) представляет собой модернизацию двигателя ГАЗ-51.

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	82
Ход поршня в мм . . . . .	110
Номинальная мощность в л. с. . . . .	90
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	3600
Степень сжатия . . . . .	6,7
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	6,5
Максимальный крутящий момент (при 1800 об/мин) в кгм . . . . .	21,5
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	13,2
Минимальный удельный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	251

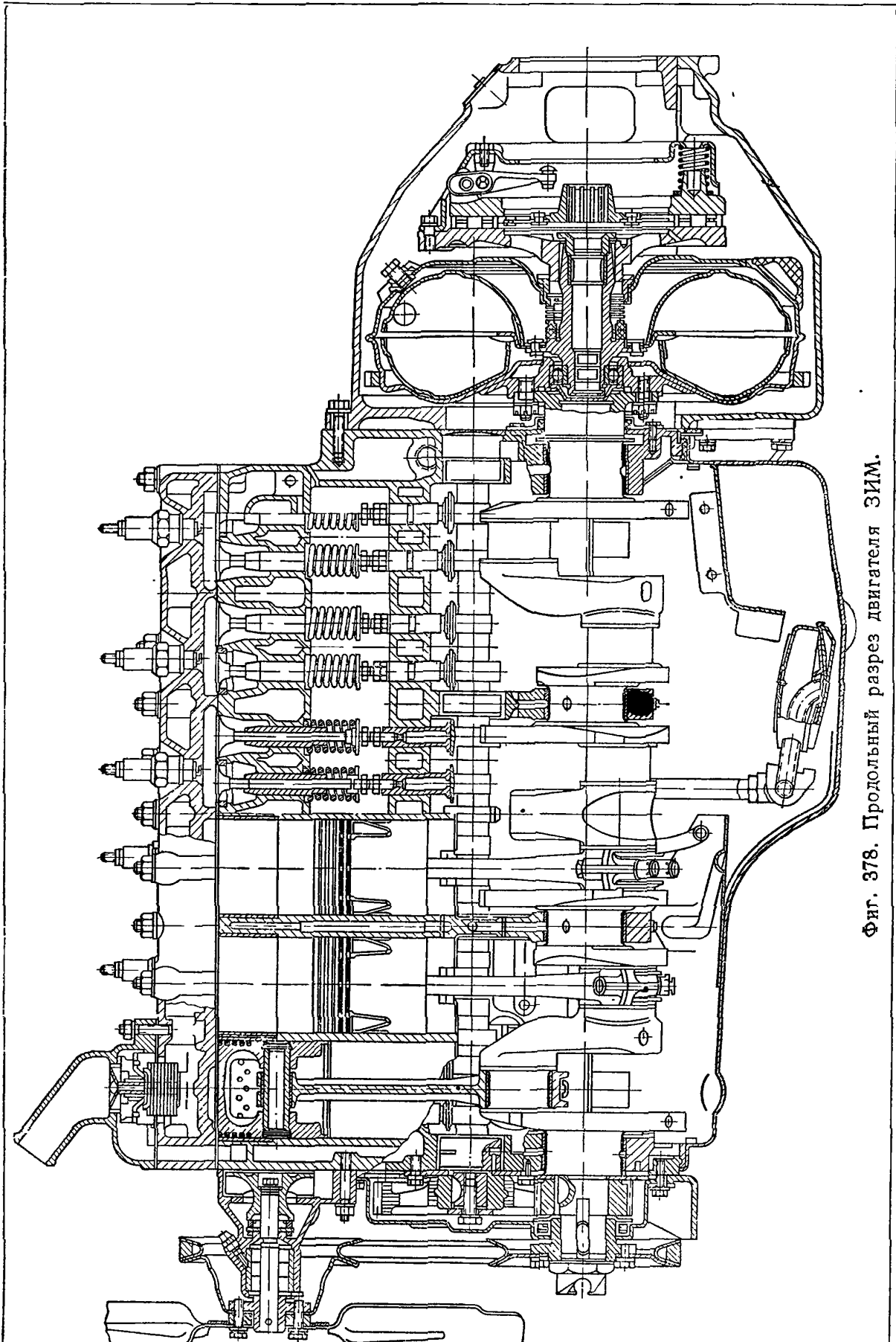
Камера сгорания, головка цилиндров и блок-картер двигателя ЗИМ выполнены по типу двигателя ГАЗ-51 с изменениями, связанными с заменой несимметричных шатунов симметричными. В остальном двигатель ЗИМ подобен двигателю ГАЗ-51.

Двигатель ЗИМ устанавливают на шестиместный легковой автомобиль ЗИМ.

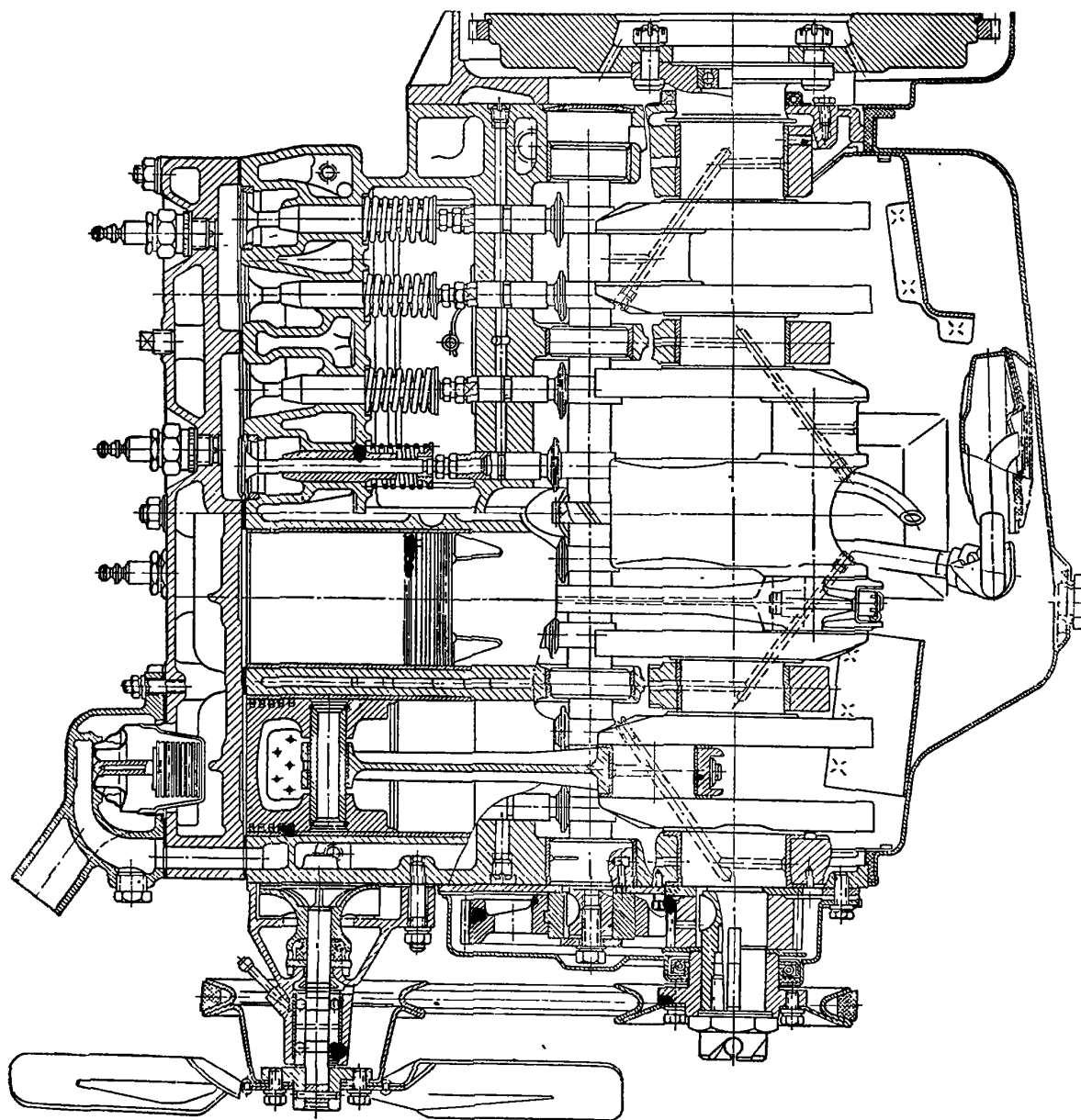
### Двигатель М-20

Четырехтактный четырехцилиндровый двигатель М-20 также принадлежит к рассмотренной группе двигателей ГАЗ-51.

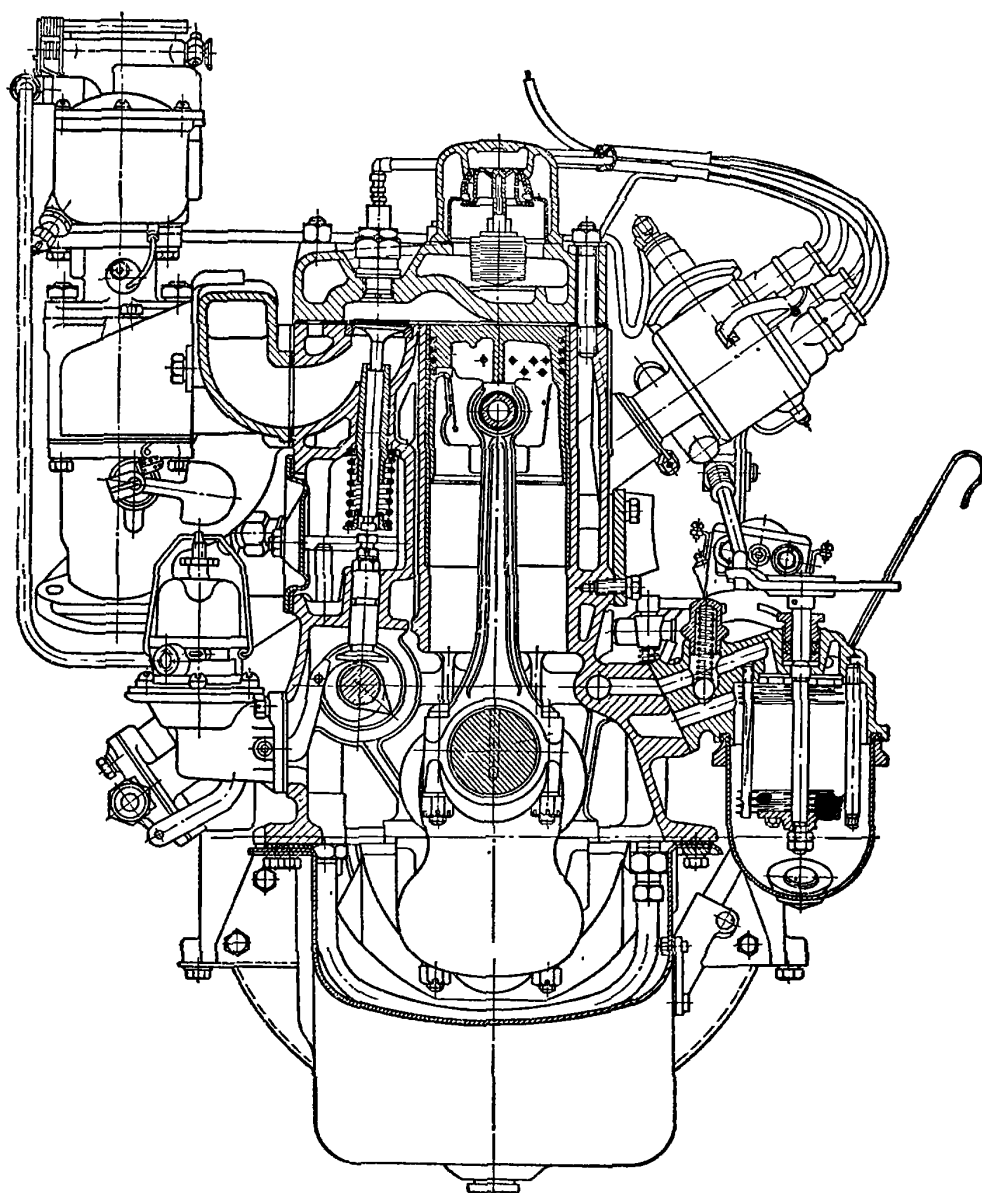
Продольный и поперечный разрезы этого двигателя показаны на фиг. 379, а его внешняя характеристика — на фиг. 380.



Фиг. 378. Продольный разрез двигателя ЗИМ.



Фиг. 379 а. Продольный разрез двигателя М-20.

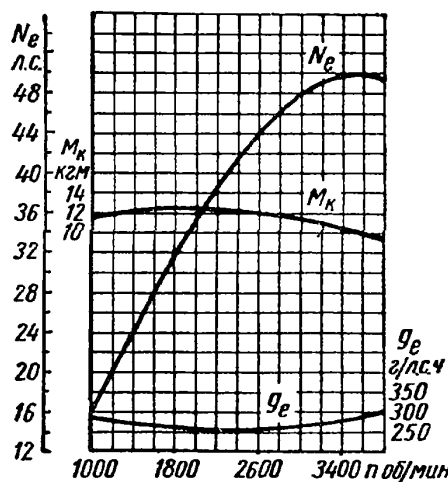


Фиг. 379 б. Поперечный разрез двигателя М-20.

Двигатель М-20 устанавливают на легковой пятиместный автомобиль М-20 «Победа».

**Техническая характеристика двигателя**

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	82
Ход поршня в мм . . . . .	100
Степень сжатия . . . . .	6,2
Эффективная мощность в л. с. . . . .	50
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	3600
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,9
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	12
Максимальный крутящий момент (при 1800 об/мин) в кгсм . . . . .	12,5
Минимальный удельный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	252



Фиг. 380. Внешняя характеристика двигателя М-20.

**Двигатель ЗИС-5**

Двигатель ЗИС-5 четырехтактный карбюраторный имеет шесть цилиндров (фиг. 381).

**Техническая характеристика двигателя**

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	106
Ход поршня в мм . . . . .	114,3
Степень сжатия . . . . .	4,7
Эффективная мощность в л. с. . . . .	73
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	2300
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,2
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	8,8
Минимальный удельный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	280—300

На базе этого двигателя созданы двигатели ЗИС-5М, ЗИС-16, газогенераторный двигатель ЗИС-21, газобаллонный двигатель ЗИС-30 и др. Все двигатели этой группы имеют одинаковые размеры рабочего цилиндра, шеек коленчатого вала, маховиков и других деталей, но различаются конструкцией головки цилиндра и впускной системы, а также степенями сжатия, мощностными и экономическими показателями.

Форма камеры сгорания, степень сжатия, система охлаждения, подвод смазки к коренным подшипникам, конструкция шатунных подшипников и фильтрация масла двигателя ЗИС-5 не соответствуют современному уровню развития конструкций автомобильных карбюраторных двигателей. При модернизации двигателя ЗИС-5 и при создании на его базе новых моделей указанные выше недостатки по возможности устраняются.

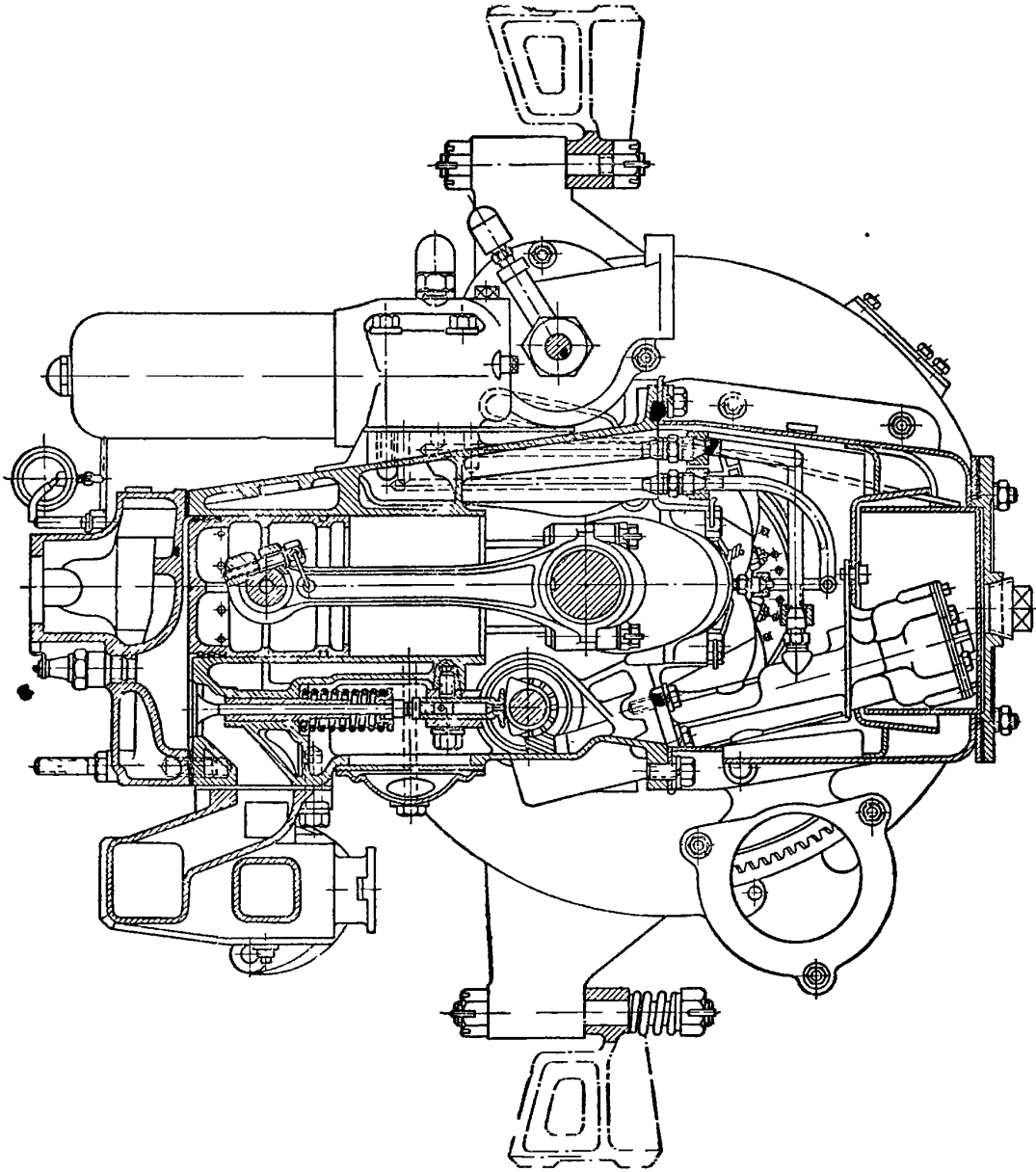
Двигатель ЗИС-5 устанавливают на трехтонный грузовой автомобиль ЗИС-5, на грузовой тягач ЗИС-10 и другие машины.

**Двигатель ЗИС-5М**

Внешняя характеристика двигателя ЗИС-5М изображена на фиг. 382, а продольный и поперечный разрезы — на фиг. 383 и 384.

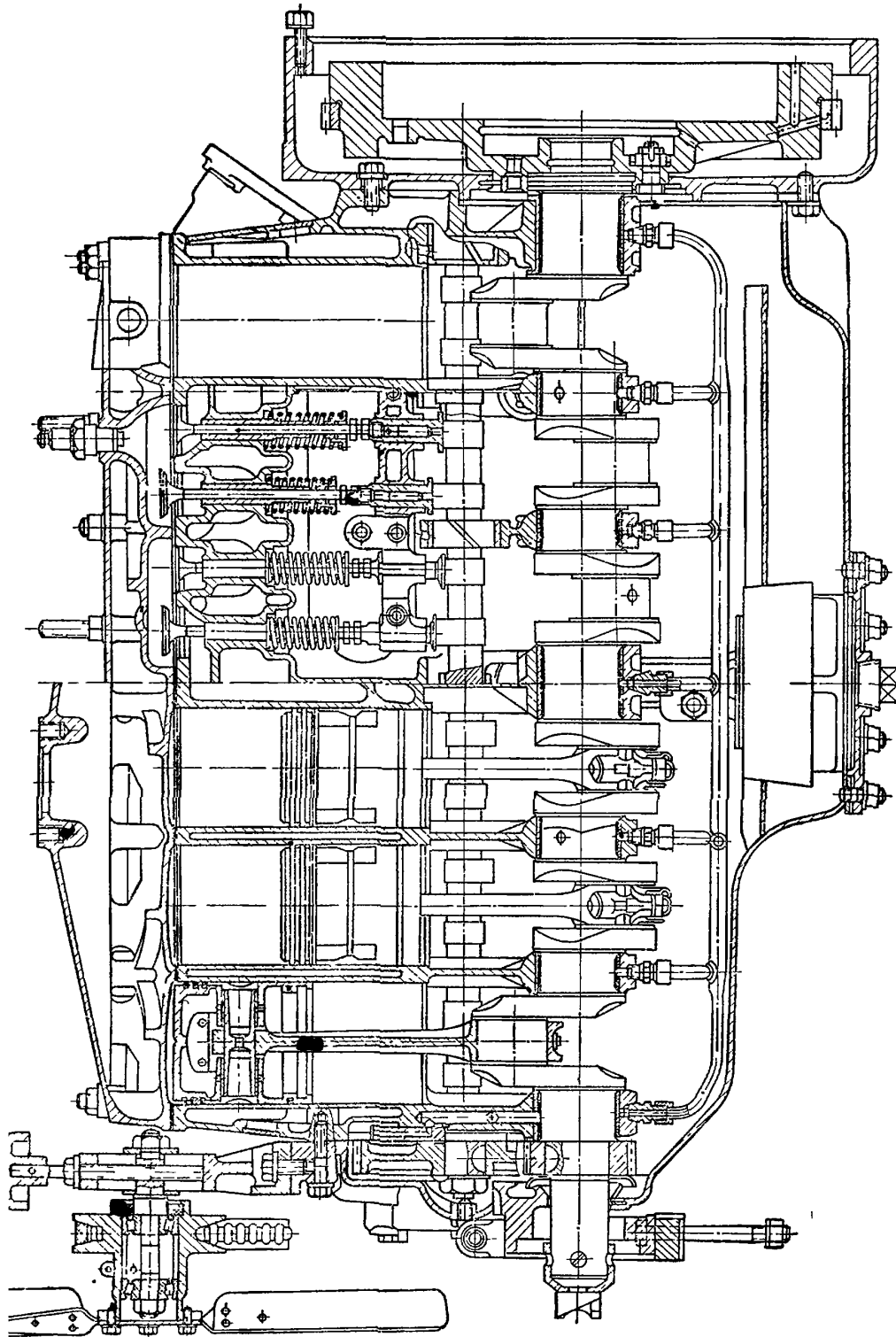
**Техническая характеристика двигателя**

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	106
Ход поршня в мм . . . . .	114,3
Степень сжатия . . . . .	5,3
Эффективная мощность в л. с. . . . .	76
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	2400
Эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	51
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	9,2
Максимальный крутящий момент (при 1000—1200 об/мин) в кгсм . . . . .	28,5



Фиг. 381а. Поперечный разрез двигателя ЗИС-5

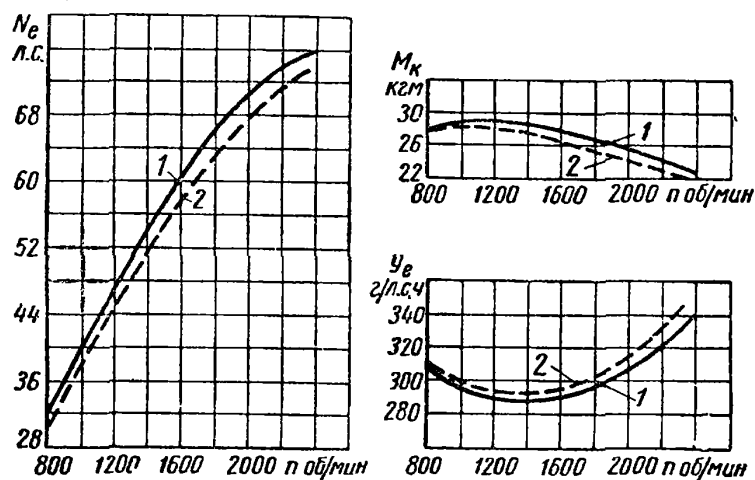




Фиг. 3816. Продольный разрез двигателя ЗИС-5.

Камера сгорания двигателя ЗИС-5М отличается от камеры двигателя ЗИС-5 тем, что в ней проход над выпускным клапаном сжат, а проход от впускного клапана в рабочий цилиндр увеличен путем устройства горбообразного выгиба днища головки, как показано на фиг. 382.

Блок цилиндров отлит из серого чугуна вместе с верхней половиной картера. Плоскость разъема картера совпадает с осью вала. Коленчатый вал откован из стали 45 без противовесов и подвешен к верхней половине картера на семи подшипниках скольжения. Коренные подшипники залиты баббитом. Затяжку их при эксплуатации и ремонте двигателя регулируют



Фиг. 382. Внешние характеристики двигателей:

1 — ЗИС-5М; 2 — ЗИС-5.

при помощи стальных прокладок. При сборке нового двигателя устанавливают не менее семи прокладок на сторону. Толщина одной прокладки 0,08 мм. От осевого перемещения коленчатый вал фиксируется задним упорным подшипником.

Поршень чугунный, выполнен с тремя поршневыми кольцами, из которых одно (третье кольцо) маслосъемное. Шатун двутаврового сечения отштампован из стали 35, изготовлен с разрезной верхней головкой, в которой поршневой палец зажимается стяжным болтом.

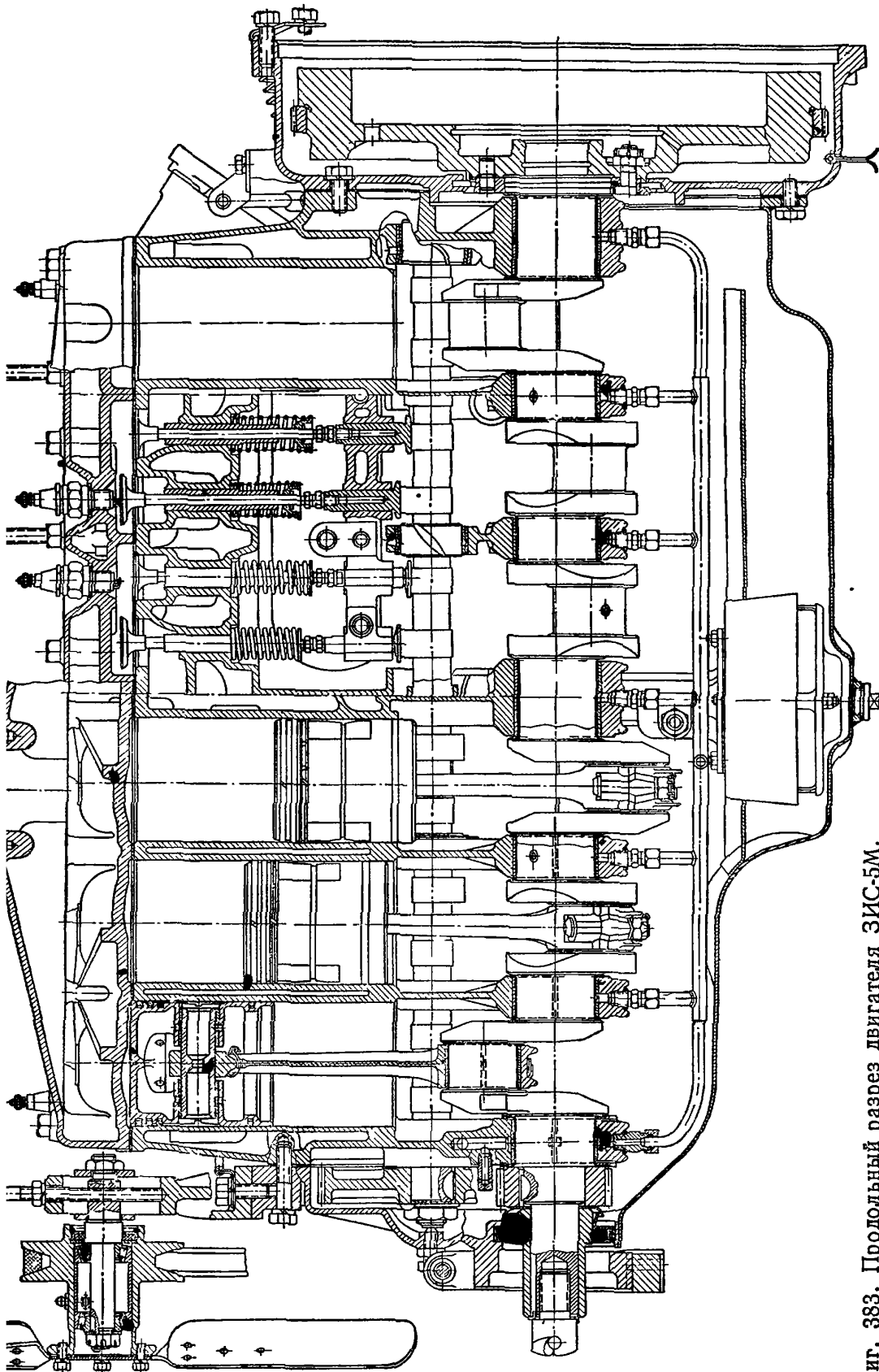
Механизм распределения расположен с правой стороны двигателя. Толкатели выполнены с плоскими тарелками и установлены в двух секциях, привертнутых к блоку цилиндров, по шесть в каждой. От осевого перемещения распределительный вал удерживается регулировочным болтом, ввернутым в крышку шестерен распределения.

Смазка двигателя комбинированная, причем к шейкам коленчатого вала, переднему подшипнику распределительного вала, подшипнику вала привода водяного насоса и шестерням распределения масло подается под давлением, а остальные детали смазываются маслом, выбрасываемым из шатунных подшипников.

Шестеренчатый масляный насос расположен в нижней части картера. Масляный фильтр включен в систему смазки параллельно. Пружина редукционного клапана затянута на давление 3,5 кг/см<sup>2</sup>. Масло к коренным подшипникам подается снизу.

Охлаждение двигателя водяное, принудительное. Валик центробежного водяного насоса приводится в движение от распределительной шестерни через валик привода, с которым он соединен упругой муфтой.

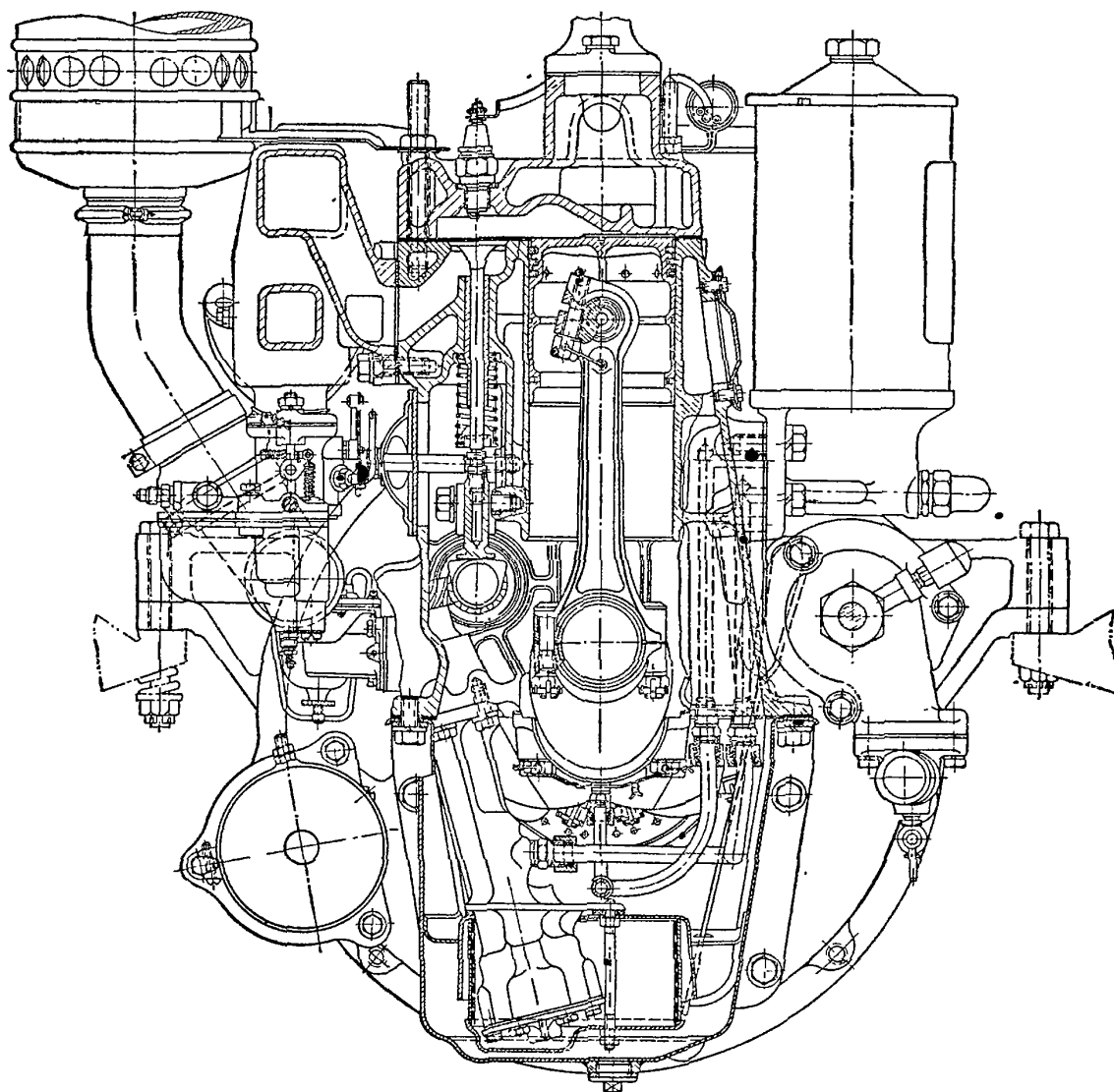
Система питания двигателя состоит из бензинового бака емкостью 60 л, подкачивающего насоса диафрагменного типа и карбюратора МКЗ-6В



Фиг. 383. Продольный разрез двигателя ЗИС-5М.

с восходящим потоком. Пуск двигателя в ход производится электростартером мощностью 0,9 л. с. при 800 об/мин.

Двигатель ЗИС-5М устанавливают на шасси трехтонного автомобиля УралЗИС.



Фиг. 384. Поперечный разрез двигателя ЗИС-5М.

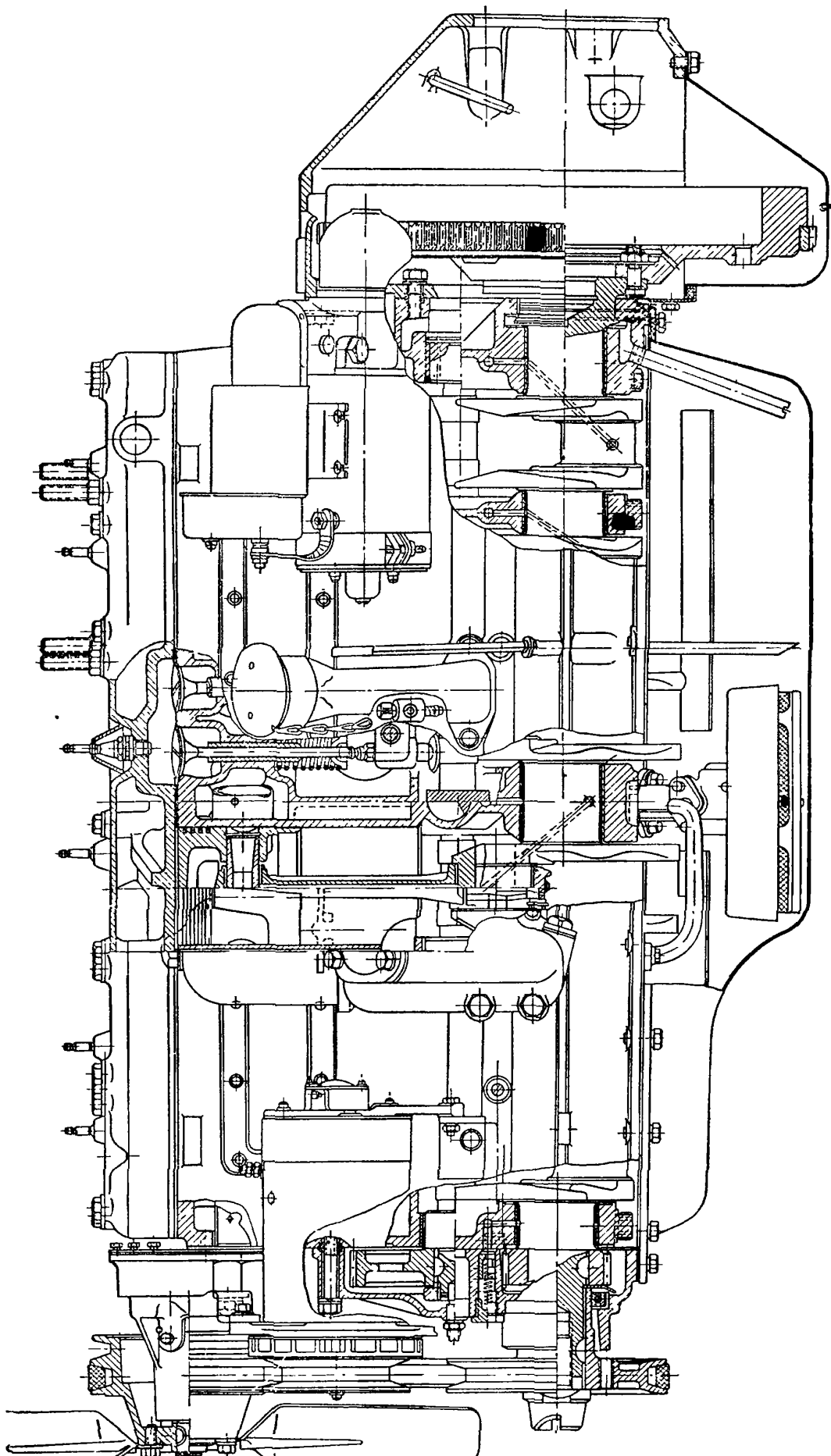
### Двигатели ЗИС-21 и ЗИС-16

На базе двигателя ЗИС-5 создан газогенераторный двигатель ЗИС-21, в котором переоборудована головка цилиндров и степень сжатия увеличена до  $\epsilon = 7$ . При работе на газе из древесных чурок двигатель развивает мощность 47 л. с. при 2400 об/мин.

Максимальный крутящий момент двигателя 20 кгм. Двигатель ЗИС-21 устанавливают на газогенераторный автомобиль ЗИС-21.

Двигатели ЗИС-5, переоборудованные на газ, устанавливают на газобаллонные трехтонные автомобили ЗИС-30. В этих двигателях система питания бензином оставлена без изменения, только в карбюратор МКЗ-6 добавлена газовая форсунка.

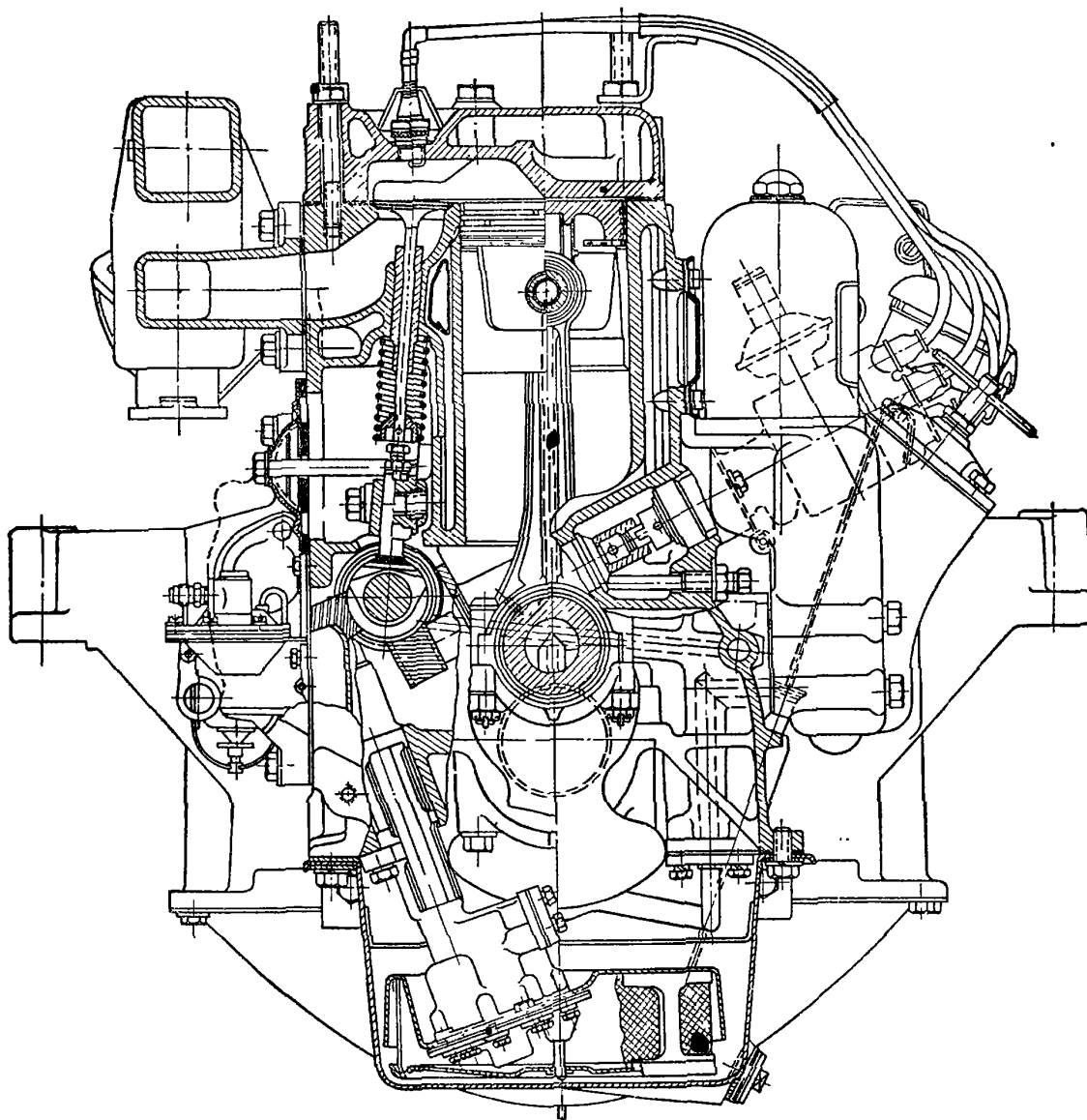
Двигатель ЗИС-16 представляет собой также модернизацию двигателя ЗИС-5. Его номинальная мощность повышена до 88 л. с. при 2700 об/мин в результате изменения фаз распределения и повышения степени сжатия до 5,7. Двигатель ЗИС-16 устанавливают на шасси автомобиля ЗИС-16.



Фиг. 385. Продольный разрез двигателя ЗИС-120.

### Двигатель ЗИС-120

Четырехтактный карбюраторный шестицилиндровый двигатель ЗИС-120 создан на базе двигателя ЗИС-5 с переконструированием ряда основных деталей. Двигатель ЗИС-120 имеет боковое расположение клапанов (фиг. 385 и 386).



Фиг. 386. Поперечный разрез двигателя ЗИС-120.

На фиг. 387 показана внешняя характеристика двигателя ЗИС-120.

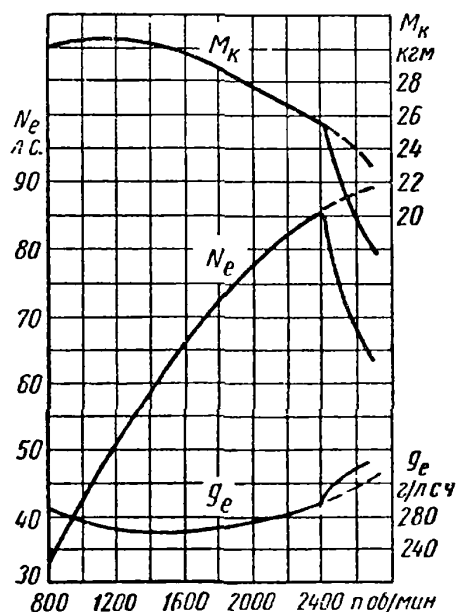
#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	101
Ход поршня в мм . . . . .	114,3
Степень сжатия . . . . .	6
Эффективная мощность в л. с. . . . .	90
Номинальное число оборотов вала в минуту (ограничивается регулятором) . . . . .	2700
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,4
Максимальный крутящий момент (при 1100—1200 об/мин) в кгм . . . . .	31
Минимальный удельный расход топлива в г/э. л. с. ч. . . . .	260
Сухой вес двигателя без сцепления и коробки передач в кг . . . . .	425

Камера сгорания двигателя с опущенным днищем над выпускным клапаном; свеча зажимная расположена над впускным клапаном (фиг. 386).

Проходное отверстие от впускного клапана в рабочий цилиндр выполнено увеличенным, вследствие чего улучшается наполнение рабочего цилиндра. Головка и блок цилиндров вместе с верхней половиной картера изготовлены из серого чугуна СЧ 15-32. Для увеличения жесткости конструкции плоскость разъема картера смещена вниз от оси вала на 70 мм. В отливке блока предусмотрены каналы для подвода масла к подшипникам коленчатого и распределительного валов.

Клапаны расположены сбоку блока цилиндров и наклонены к осям последних. Смазка комбинированная. Подшипники коленчатого и распределительного валов и поршневой палец смазываются под давлением, а остальные трущиеся детали — разбрызгиванием. Редукционный клапан отрегулирован на давление 2,5 кг/см<sup>2</sup>. Охлаждение водяное, закрытого типа, с водораспределительной трубой для подвода воды к патрубкам выпускных клапанов. Система питания двигателя состоит из топливного бака, трубопроводов, диафрагменного бензинового насоса и карбюратора МКЗ-14В с восходящим потоком воздуха.



Фиг. 387. Внешняя характеристика двигателя ЗИС-120.

Пуск двигателя производится электростартером.

Двигатель ЗИС-120 предназначен для четырехтонного грузового автомобиля ЗИС-150. Однако при соответствующем оборудовании двигателя газовой аппаратурой его устанавливают также на шасси газобаллонных автомобилей ЗИС-156.

На базе двигателя ЗИС-120 создан двигатель для автобуса ЗИС-155. В нем изменен впускной трубопровод и поставлен карбюратор МКЗ-К81 с нисходящим потоком и с переменным проходным сечением диффузора.

### Двигатель ЗИС-110

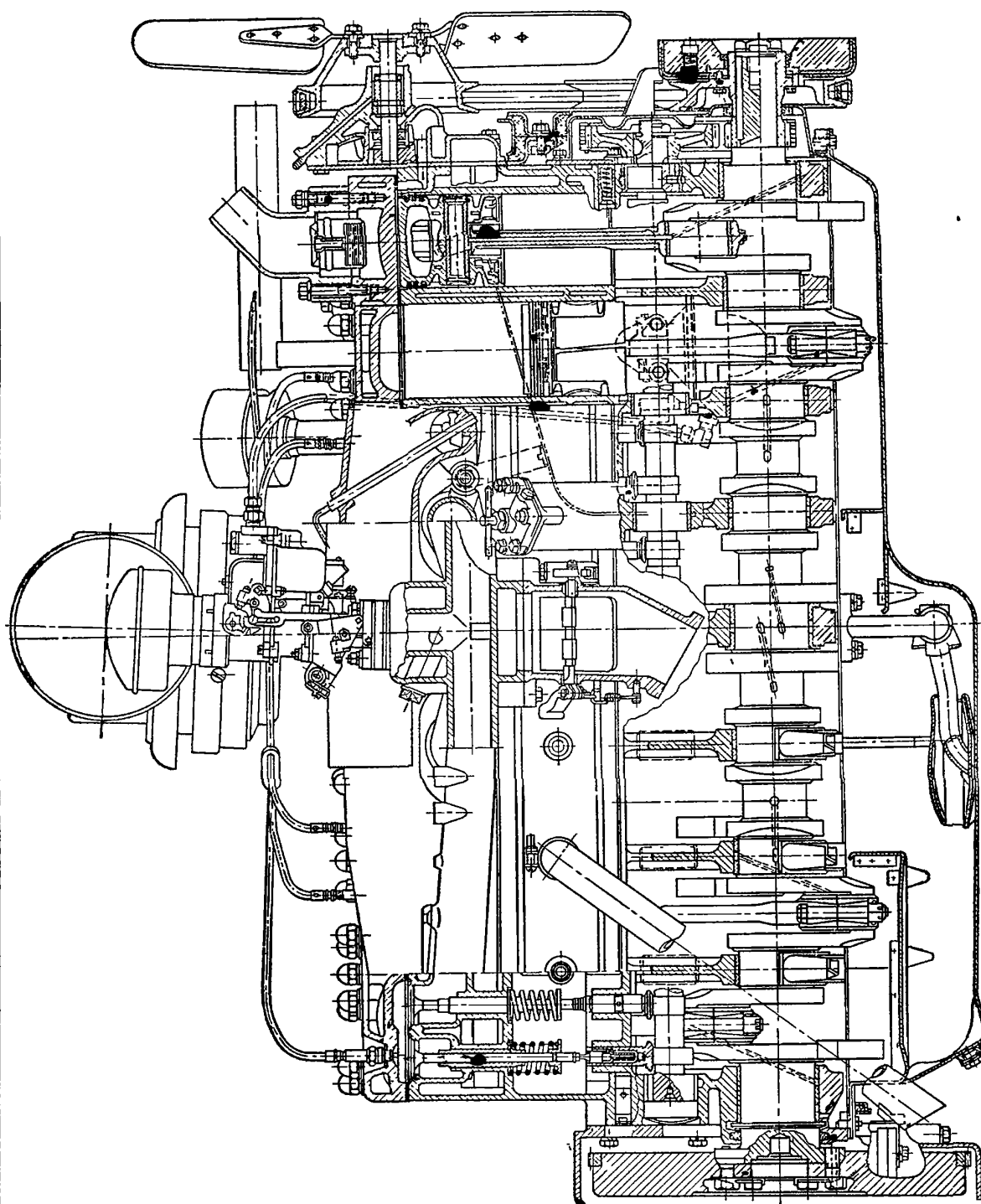
Двигатель ЗИС-110 восьмицилиндровый, рядный, четырехтактный, карбюраторный (фиг. 388 и 389).

#### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	90
Ход поршня в мм . . . . .	118
Степень сжатия . . . . .	6,85
Эффективная мощность в л. с. . . . .	140
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,9
Максимальный крутящий момент (при 2000 об/мин) в кгм . . . . .	40
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	3600
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	14,2
Порядок работы цилиндра . . . . .	1—6—2— 5—8—3— 7—4

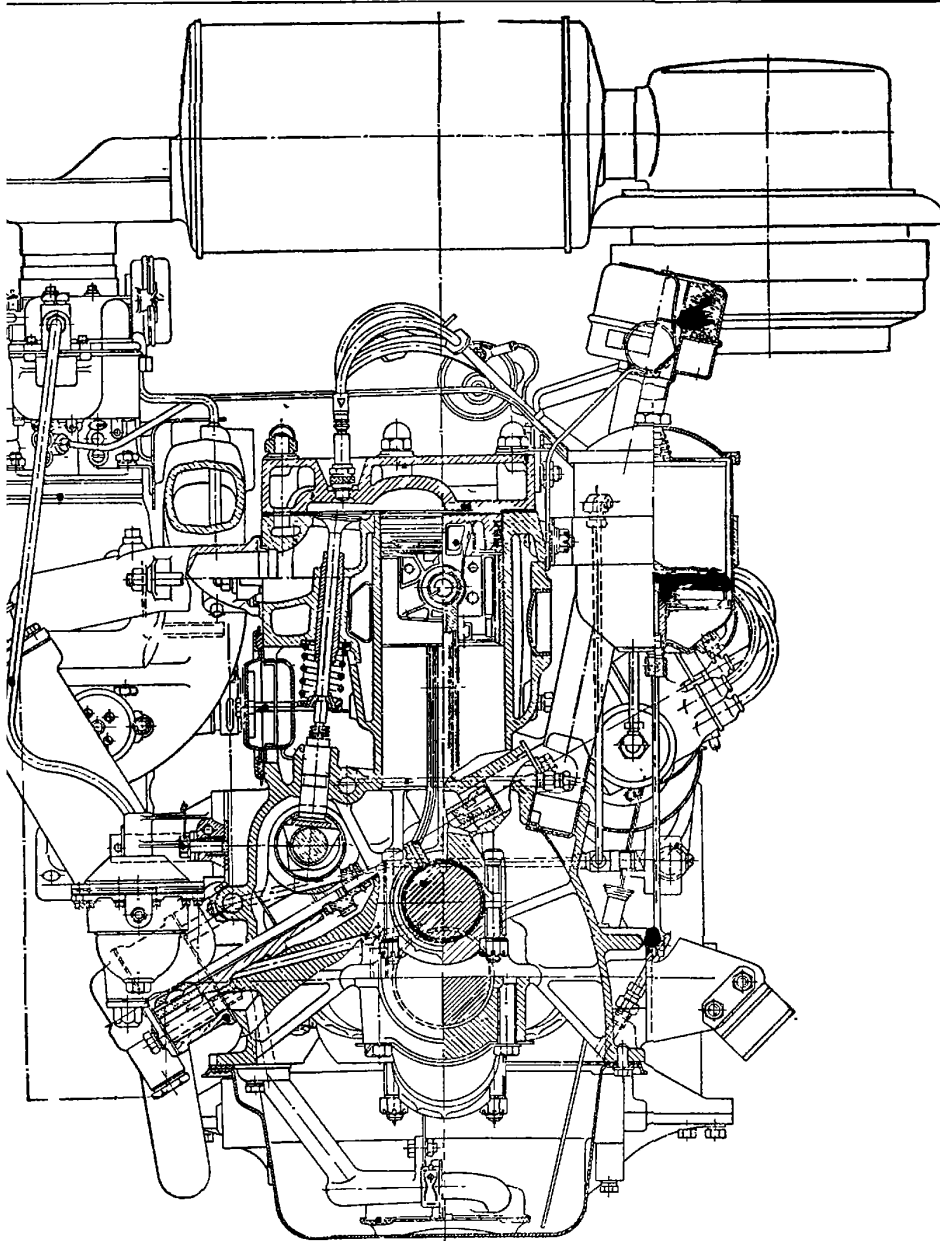
На фиг. 390 показана внешняя характеристика двигателя ЗИС-110.

Камера сгорания имеет Г-образную форму, свеча зажигания поставлена над выпускным клапаном. При этом днище головки над выпускным клапаном опущено так, что в горячей зоне над этим клапаном образуется карман, не продуваемый свежей смесью. В этом кармане около свечи получается повышенная концентрация остаточных газов, вследствие чего замедляется

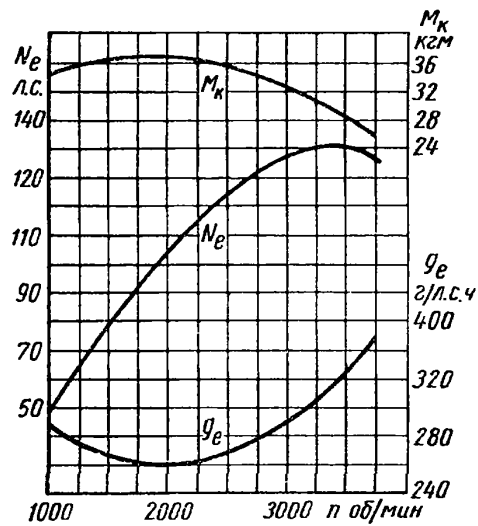


Фиг. 388. Продольный разрез двигателя ЗИС-110.





Фиг. 389. Поперечный разрез двигателя ЗИС-110.



Фиг. 390. Внешняя характеристика двигателя ЗИС-110.

скорость сгорания первой порции смеси. После того как фронт пламени распространится за границы кармана, количество смеси, сгорающей в единицу времени, увеличится не только вследствие увеличения скорости сгорания менее загрязненной смеси в объеме вне этого кармана, но и в результате резкого увеличения фронта пламени в соответствии с формой камеры сгорания (см. фиг. 389). Этим обуславливается плавное нарастание давления в начальный период сгорания, а следовательно плавный ход двигателя.

Головка цилиндра изготовлена из чугуна. Стык между блоком и головкой уплотнен сталеасбестовой прокладкой. Блок вместе с верхней половиной картера отлит из серого чугуна, а нижний картер отштампован из листовой стали.

Коленчатый вал подвешен к блок-картеру на девяти подшипниках скольжения. От осевых перемещений вал удерживается средним подшипником.

Алюминиевый поршень имеет косой разрез на юбке. На нем установлены три поршневых кольца, из которых два компрессионных и одно маслосъемное.

Шатуны двутаврового сечения выполнены с эксцентрично расположенными кривошипными головками. В малую головку шатуна запрессована бронзовая втулка. В стержне шатуна по направлению его оси просверлено отверстие для подвода масла к поршневому пальцу. В кривошипной головке шатуна просверлено колиброванное отверстие, из которого выбрасывается масло для смазки распределительного вала, толкателей и рабочих цилиндров.

Поршневой палец пустотелый, плавающего типа, удерживается от осевых перемещений пружинящими стопорными кольцами.

### Двигатель ХТЗ-7Б

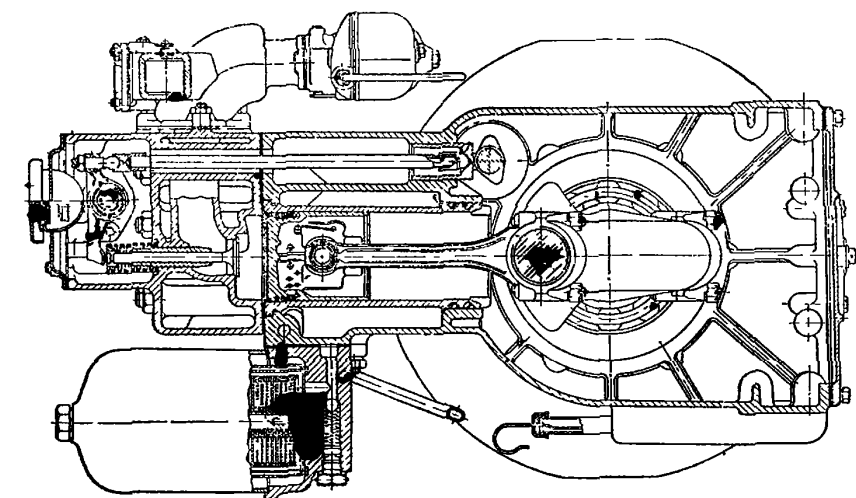
Двигатель ХТЗ-7Б четырехтактный, двухцилиндровый, карбюраторный (фиг. 391 и 392), работает на бензине.

#### Техническая характеристика двигателя

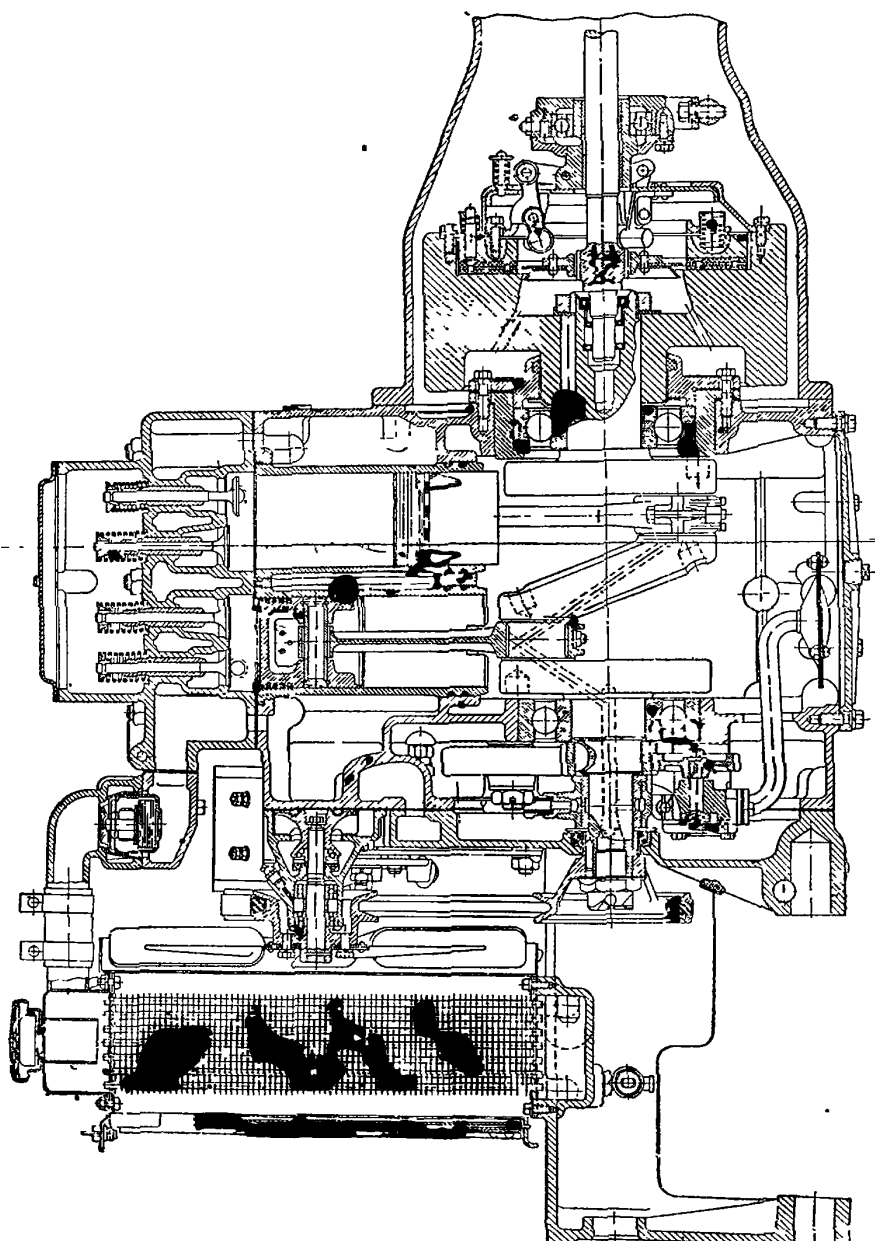
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	81,88
Ход поршня в мм . . . . .	125
Номинальная мощность в л. с. . . . .	12
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	1600
Степень сжатия . . . . .	5
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,1
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	5,7
Максимальный крутящий момент двигателя в кгм . . . . .	6,2

Камера сгорания двигателя цилиндрической формы с расположением свечи зажигания сбоку около выпускного клапана. Головка цилиндра чугунная выполнена съемной для двух цилиндров. Блок цилиндров отлит вместе с картером туннельного типа с отверстиями для передней и задней опор коленчатого вала. В передней стенке блока расточено гнездо для шарикового подшипника. В задней стенке — отверстие для стакана, прикрепляемого болтами к блоку цилиндров вместе с передней крышкой (фиг. 392). В этот стакан вставлен задний шариковый подшипник. С левой стороны блока, в передней и задней его стенках, расточены отверстия для установки шариковых подшипников распределительного вала. Ниже отверстия для переднего коренного подшипника сделана площадка для установки масляного насоса. В передней части блока отлит за одно целое с блоком кожух распределительных шестерен, в котором выполнены каналы, соединяющие водяную рубашку блока с водяным насосом и радиатором. Снизу блок-картер закрыт литым поддоном.

Рабочие цилиндры выполнены со вставными гильзами, непосредственно омываемыми водой. Гильзы изготовлены из чугуна и закалены. В верхней



Фиг. 392. Поперечный разрез двигателя ХТЗ-7Б.



Фиг. 391. Продольный разрез двигателя ХТЗ-7Б.

части каждой гильзы предусмотрен буртик, которым она опирается на кольцевую выточку на верхней плоскости блока (фиг. 382). В верхней и нижней частях гильзы имеются посадочные пояски. На нижнем посадочном пояске выточены две кольцевые канавки для уплотнительных резиновых колец. Между болтом и головкой установлена сталеасбестовая прокладка; буртики гильзы выступают над верхней плоскостью блока на 0,04—0,1 мм.

Коленчатый вал изготовлен с наклонной средней щекой и с противовесами на крайних щеках, он откован из стали и динамически сбалансирован. Колена вала расположены под углом 180°.

На заднем конце вала имеется посадочная шейка, на которой насажен шариковый подшипник. Шпоночная канавка и резьба на заднем конце вала служат для крепления маховика.

Шатун двутаврового сечения взаимозаменяем с шатуном автомобильного двигателя М-20. У двигателей ГАЗ-51 и М-20 поршень с кольцами и поршневым пальцем взаимозаменяемы.

Система питания состоит из топливного бака емкостью 40 л топливопровода, фильтра-отстойника, карбюратора К-14-Б с восходящим потоком и впускной трубы с подогревом горючей смеси выпускными газами. Топливо из бака к карбюратору подается самотеком. Положение дроссельной заслонки при работе двигателя устанавливается центробежным всережимным регулятором в соответствии с нагрузкой.

Впускной и выпускной трубопроводы выполнены из серого чугуна в одной отливке, причем впускной патрубок с фланцем для крепления карбюратора окружен рубашкой для подогрева его с отработавшими газами.

Система смазки двигателя комбинированная. Под давлением смазываются шатунные подшипники, втулка промежуточной шестерни и втулки рычагов привода клапанов, а остальные трущиеся детали смазываются разбрызгиванием. Емкость масляной системы составляет 7 л. Масло забирается насосом через заборник с сетчатым фильтром и подается к фильтру грубой очистки. Редукционный клапан масляного насоса отрегулирован на давление 3,5 кг/см<sup>2</sup>.

Охлаждение двигателя водяное с принудительной циркуляцией воды. Система охлаждения закрытого типа.

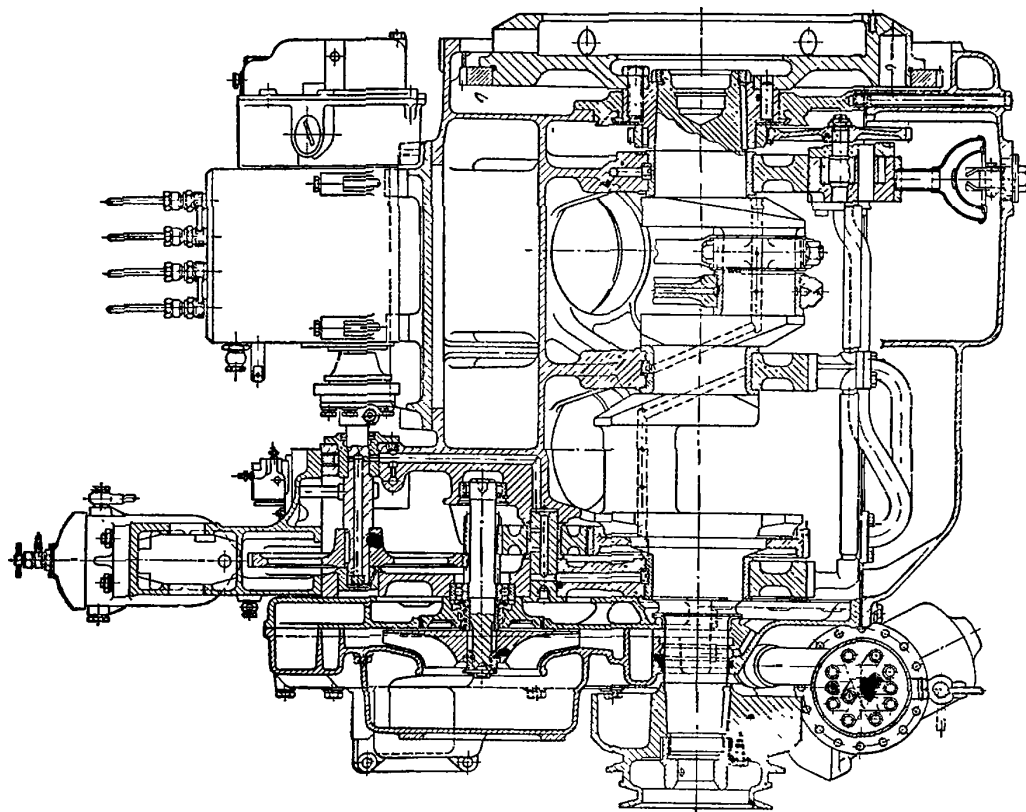
## § 5. ДВУХТАКТНЫЕ V-ОБРАЗНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Все большее распространение получают двухтактные V-образные двигатели автомобильного типа. К числу построенных в последние годы относятся двигатели Фоден, Грэф-Штифт, Краусс-Маффей и др.

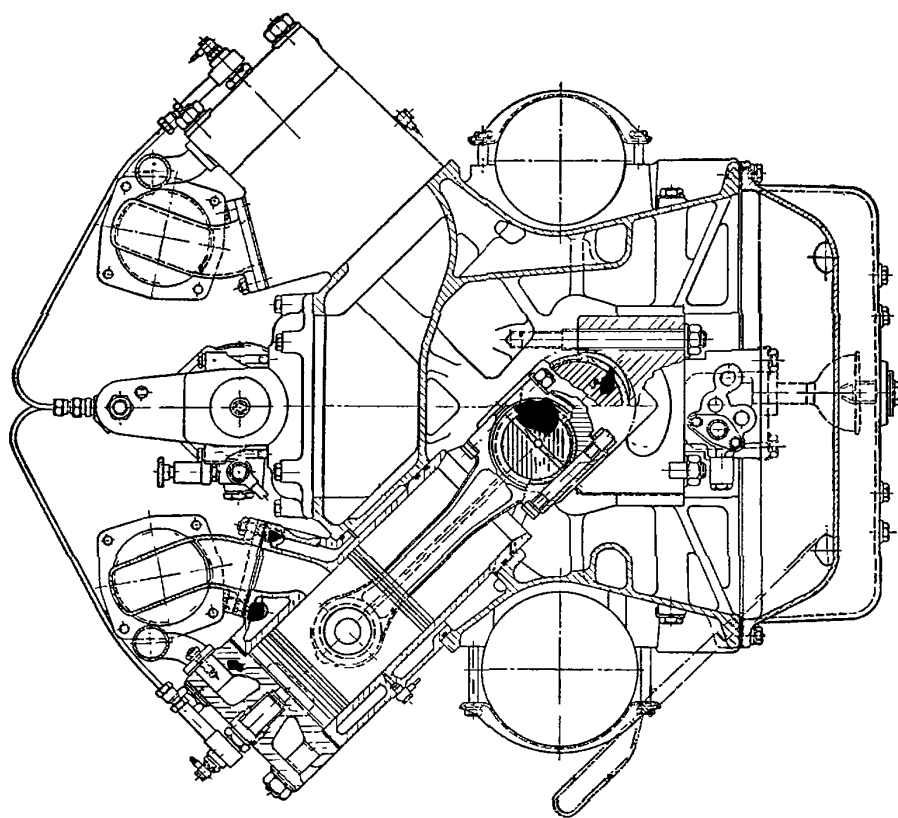
На фиг. 393 и 394 показаны продольный и поперечный разрезы двигателя Краусс-Маффей КМД-6. Двигатель имеет четыре цилиндра, расположенных V-образно с углом развала 90°, вследствие чего получается равномерное чередование вспышек.

### Техническая характеристика двигателя

Диаметр цилиндра в мм . . . . .	120
Ход поршня в мм . . . . .	130
Степень сжатия . . . . .	16
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	2200
Эффективная мощность в л. с. . . . .	145
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	4,9
Удельный эффективный расход топлива в г/л. с. ч. . . . .	162—177
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	8,66
Сухой вес двигателя в кг . . . . .	720
Удельный вес двигателя в кг/э. л. с. . . . .	4,3



Фиг. 394. Продольный разрез двигателя Краусс-Маффей.

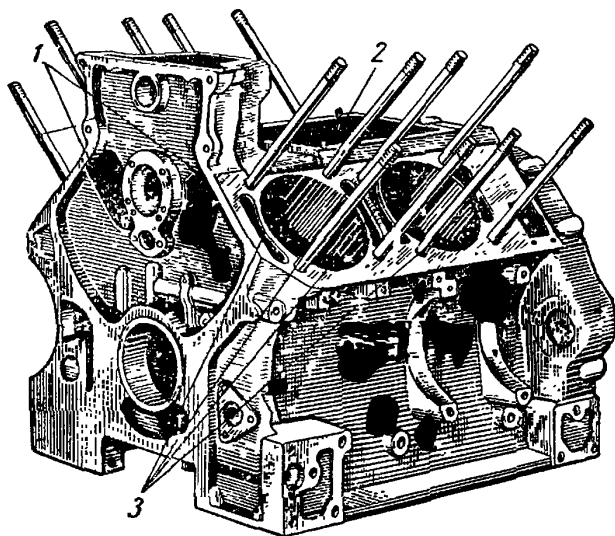


Фиг. 393. Поперечный разрез двигателя Краусс-Маффей.

Кривошипный механизм состоит из коленчатого вала с двумя коленами, четырех шатунов и четырех поршней.

Наиболее важное требование, предъявляемое к двигателю транспортных машин — надежность в эксплуатации — обеспечивается в рассматриваемых двигателях простотой их конструкции. Моменты центробежных сил вращающихся масс и моменты сил инерции первого порядка полностью уравновешиваются противовесами на шкиве со стороны нагнетателя и в маховике — на противоположном конце коленчатого вала.

Картер двигателя представляет собой целую чугунную отливку, к нижнему основанию которого прикреплен поддон из дуралюмина.



Фиг. 395. Картер двигателя Краусс-Маффей.

На фиг. 395 показаны канал 1 от нагнетателя к ресиверу, воздушная рубашка 2 и нагнетательные полости 3 цилиндров. На двух верхних плоскостях картера, имеющих наклон  $45^\circ$ , расположены цилиндры; каждый из них прикреплен четырьмя силовыми шпильками, которые стягивают также головки цилиндров и передают давление вспышки непосредственно на стенки картера, имеющего ребра жесткости.

К передней части картера прикреплен алюминиевый корпус нагнетателя, диффузор которого присоединен к воздушной коробке.

Коленчатый вал короткий, колена его расположены в одной плоскости, поэтому он прост в изготовлении. На коленчатом валу нет никаких противовесов. На одной из щек коленчатого вала расположена шестерня для привода в действие подсобных агрегатов. Три коренных подшипника диаметром 101,6 мм и длиной 50,8 мм смонтированы в картере. Шатунные подшипники имеют диаметр 79,37 мм и длину 47,62 мм.

Цилиндры представляют собой отдельные отливки, выполненные за одно целое с охлаждающими рубашками. Нижняя часть охлаждающей рубашки образуется специальными выемками в картере.

Воздух и вода подаются к цилиндрам через соответствующие каналы в картере, являющемся нижней опорной поверхностью цилиндров. При такой конструкции цилиндров упрощаются сборка и разборка двигателя, а также замена изношенных деталей.

Головка цилиндров изготовлена из кремнистого алюминия и имеет полость для охлаждающей жидкости и отверстия в центре для форсунки. Камера сгорания образуется выемкой в поршне, выполненном из литого чугуна.

Топливный насос приводится в действие от верхней шестерни зубчатой передачи. Малая шестерня служит для привода нагнетателя. Топливный насос Бош подает топливо к форсункам с шестью отверстиями (форсунки фирмы Декель).

Давление затяжки пружины форсунки составляет  $210 \text{ кг/см}^2$ . Масляный насос, установленный в задней части картера, подает масло из маслоотстойника. Масло по трубопроводу поступает к среднему коренному подшипнику коленчатого вала, откуда по разветвленным масляным каналам проходит к каждому крайнему коренному подшипнику. Через отверстия, просверленные в коленчатом валу, масло поступает к четырем шатунным подшипникам и

отсюда по каналам, просверленным в стержнях шатунов, попадает на шейки поршневых пальцев. Смазка зубчатых шестерен и вспомогательных валиков происходит также через специально просверленные отверстия. Смазка зеркала цилиндра осуществляется посредством маслоъемных колец; дополнительная смазка стенок цилиндра происходит с помощью специального плунжерного насоса через небольшое калиброванное отверстие, просверленное в стенке цилиндра. Этот насос приводится в действие с помощью винтовых шестерен от вала топливного насоса и регулируется посредством рейки таким образом, что с увеличением нагрузки количество подаваемого масла увеличивается. Кроме того, имеется второй масляный фильтр (см. фиг. 3СЗ).

Справа на двигателе показаны электрический генератор и водяной насос, которые приводятся в действие от одного и того же вала через промежуточную передачу с помощью шестерни, смонтированной на ступице маховика. Компрессор для тормоза и вентилятор для радиатора приводятся в действие посредством ременной передачи от шкива, расположенного на переднем конце коленчатого вала.

В диапазоне чисел оборотов вала от 1200 до 1900 в минуту и при эффективном давлении от 2,82 до 4,95 кг/см<sup>2</sup> расход топлива (по литературным данным) не превышал 162 г/э. л. с. ч.

После окончания отдельных серий испытаний двигатель был подвергнут 100-часовым непрерывным испытаниям на режиме 145 л. с. при 2200 об/мин. Средний расход топлива за время этих испытаний составил 176,7 г/э. л. с. ч.

## ЛИТЕРАТУРА

- Авиационные поршневые двигатели, под редакцией Т. М. Мелькумова и И. Ш. Неймана, Оборонгиз, 1950.
- Анохин В. И., Советские автомобили, справочник, Машгиз, 1955.
- Анохин В. И. и Розанов В. Г., Колесные тракторы, Сельхозгиз, 1945.
- Белобородов В. А., Современные двигатели и силовые установки морских теплоходов, Судпромгиз, 1949.
- Болтинский В. Н., Тракторные и автомобильные двигатели, Сельхозгиз, 1953.
- Брилинг Н. Р., Вихерт М. М. и Гутерман И. И., Быстроходные дизели, Машгиз, 1951.
- Ваншейдт В. А., Судовые двигатели внутреннего горения, ч. II, Судпромгиз, 1941.
- Гайворонский А. Г., Гасман И. И., Горожанкин В. И. и Мериллов А. Я., Руководство по трактору ДТ-54. Сельхозгиз, 1953.
- Гинцбург Б. Я., Теория и расчет поршневых колец, Машгиз, 1945.
- Дьячков А. К., Подшипники скольжения жидкостного трения, Машгиз, 1955.
- Дьячков А. К., Трение и износ в машинах, сб. X изд. АН СССР, 1955.
- Зайкин А. Е., Гаршин В. Г., Воронцов А. Е. и др., Авиационные двигатели, Оборонгиз, 1941.
- Каратышкин С. Г., Теория и основы конструирования корабельных двигателей внутреннего сгорания, Военмориздат, 1945.
- Клименко Л. В. и Струковский С. И., Проектирование автотракторных двигателей карбюраторного типа, Государственное транспортное издательство, 1937.
- Колычев Н. И., Судовые двигатели внутреннего сгорания, Судпромгиз, 1952.
- Куцаев С. Н., Прокачка масла через подшипники авиационного двигателя, Оборонгиз, 1947.
- Лазарев А. А. и Троицкий И. Ф., Двигатель КДМ-46, Машгиз, 1955.
- Лившиц М. Л., Быстроходные двигатели Д-6, Машгиз, 1954.
- Львов Е. Д., Динамика поршневых двигателей, ОНТИ, 1936.
- Масленников М. М. и Раппорт М. С., Авиационные поршневые двигатели, Оборонгиз, 1951.
- Машиностроение, Энциклопедический справочник, т. 10, Машгиз, 1948.
- Орлин А. С., Калиш Г. Г., Либрович Б. Г., Вырубков Д. Н., Чурсин М. М. и Лебедев С. Е., Двигатели внутреннего сгорания, т. I, Машгиз, 1951.
- Орлин А. С., Двухтактные легкие двигатели, Машгиз, 1950.
- Орлов П. И., Конструирование авиационных двигателей, Оборонгиз, 1940.
- Петров В. А. и Малявинский А. М., Автомобильные двигатели, изд. Минкомхоза, 1947.
- Петровский Н. В., Судовые двигатели внутреннего горания, изд. «Морской транспорт», 1955.
- Пономарев С. Д., Бидерман В. Л., Лихарев К. К. и др., Основы, современных методов расчета на прочность в машиностроении, Машгиз, т. I, 1950 и т. II, 1952.
- Прпов В. Я. и Евсиков А. В., Восстановление топливной аппаратуры дизелей, Воениздат, 1952.



Серенсен С. В., О прочности коленчатых валов в связи с их конструкцией и технологией изготовления, «Вестник машиностроения» № 6—7, 1945.

Серенсен С. В., Когаев В. П., Козлов Л. А. и Шнейдерович Р. М., Несущая способность и расчеты деталей машин, Машгиз, 1954.

Симаков Ф. Ф., Исследование распределения напряжений в закрытой головке шатуна, Сборник трудов МВТУ, Двигатели внутреннего сгорания, Машгиз, 1949.

Судовые быстроходные двигатели 6ЧСП  $\frac{23}{30}$  и 8ЧСП  $\frac{23}{30}$ , Руководство по обслуживанию, Машгиз, 1952.

Танатар Д. Б., Компоновка и расчет быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия изд., Морской транспорт 1952.

Ханин Н. С., Развитие конструкции автомобилей, вып. 8, Машгиз, 1952.

Ханин Н. С., Двигатели ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206, Машгиз, 1954.

Цветков В. Т., Двигатели внутреннего сгорания, Машгиз, 1953.

Чистозвонов С. Б., Сравнение технико-экономических характеристик автомобильных двигателей, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 7, 1952.

Hans List, Verbrennungskraftmaschine, Band, 1—16, Springer-Verlag, Wien 1948—1950.

## О Г Л А В Л Е Н И Е

Предисловие . . . . .	3
Введение . . . . .	7
Основные принятые обозначения . . . . .	5
<b>Глава I. Классификация двигателей и основные показатели . . . . .</b>	<b>11</b>
§ 1. Классификация двигателей внутреннего сгорания . . . . .	11
§ 2. Основные показатели двигателей . . . . .	18
§ 3. Основные этапы проектирования . . . . .	27
<b>Глава II. О расчете деталей двигателей на прочность, жесткость и устойчивость</b>	
§ 1. Общие положения . . . . .	34
§ 2. О расчете деталей на прочность с учетом влияния знакопеременной нагрузки . . . . .	35
<b>Глава III. Материалы, применяемые в двигателестроении . . . . .</b>	<b>42</b>
§ 1. Чугуны . . . . .	42
§ 2. Стали . . . . .	43
§ 3. Легкие сплавы . . . . .	45
§ 4. Медные сплавы . . . . .	46
§ 5. Сплавы для подшипников . . . . .	46
§ 6. Пластические массы . . . . .	46
<b>Глава IV. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме двигателя</b>	<b>48</b>
§ 1. Давление газа, действующее на поршень по оси цилиндра . . . . .	48
§ 2. Инерционные силы . . . . .	51
§ 3. Силы, действующие на детали кривошипно-шатунного механизма . . . . .	54
§ 4. Силы и моменты, действующие на коленчатый вал однорядного двигателя . . . . .	56
§ 5. Выбор опасных положений для расчета коленчатого вала на прочность . . . . .	65
§ 6. Векторная диаграмма сил, действующих на кривошипную шейку коленчатого вала . . . . .	66
§ 7. Векторная диаграмма сил, действующих на кривошипный подшипник шатуна . . . . .	65
§ 8. Векторная диаграмма сил, действующих на коренную шейку коленчатого вала . . . . .	69
§ 9. Векторная диаграмма сил, действующих на коренной подшипник . . . . .	72
§ 10. Кривошипно-шатунный механизм с прицепным шатуном V-образного двигателя . . . . .	73
§ 11. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме бокового цилиндра . . . . .	76
§ 12. Силы, действующие на кривошип V-образного двигателя . . . . .	78
§ 13. Последовательность работы цилиндров V-образного двигателя . . . . .	79
§ 14. Силы и моменты, действующие на коленчатый вал многоцилиндрового V-образного двигателя . . . . .	81
§ 15. Векторные диаграммы сил, действующих на шейки и подшипники коленчатого вала V-образного двигателя . . . . .	81
<b>Глава V. Коленчатый вал . . . . .</b>	<b>86</b>
§ 1. Общие положения . . . . .	86
§ 2. Применяемые материалы . . . . .	86
§ 3. Основные конструктивные формы вала . . . . .	87

§ 4. Статический расчет коленчатого вала . . . . .	95.
§ 5. Расчет коленчатого вала с учетом влияния знакопеременной нагрузки . . . . .	100
§ 6. Способы повышения прочности коленчатых валов . . . . .	105.
§ 7. Примеры выполненных конструкций . . . . .	109.
<b>Глава VI. Маховик . . . . .</b>	<b>115</b>
§ 1. Конструкция маховика . . . . .	115.
§ 2. Определение размеров маховика . . . . .	117.
<b>Глава VII. Шатун . . . . .</b>	<b>122.</b>
§ 1. Применяемые материалы . . . . .	122.
§ 2. Стержень шатуна . . . . .	122
§ 3. Поршневая головка шатуна . . . . .	131
§ 4. Кривошипная головка шатуна . . . . .	137
§ 5. Примеры выполненных конструкций . . . . .	148
<b>Глава VIII. Поршневая группа . . . . .</b>	<b>156</b>
§ 1. Общие положения . . . . .	156
§ 2. Применяемые материалы . . . . .	157
§ 3. Основные конструктивные формы днища . . . . .	158
§ 4. Конструкция и расчет корпуса поршня . . . . .	160
§ 5. Поршневой палец . . . . .	169
§ 6. Поршневые кольца . . . . .	176.
§ 7. Способы повышения надежности поршневой группы . . . . .	186
§ 8. Примеры выполненных конструкций . . . . .	188
<b>Глава IX. Распределение . . . . .</b>	<b>197</b>
§ 1. Расположение клапанов и распределительного вала . . . . .	197
§ 2. Детали распределительного механизма . . . . .	204
§ 3. Конструктивные соотношения параметров механизма распределения . . . . .	220.
§ 4. Силы, действующие в клапанном механизме . . . . .	234
§ 5. Расчет пружин клапана . . . . .	236
§ 6. Расчет деталей передачи . . . . .	239.
§ 7. Распределение в двухтактных двигателях . . . . .	244
§ 8. Золотниковое распределение . . . . .	249.
<b>Глава X. Головка цилиндра . . . . .</b>	<b>253</b>
§ 1. Общие сведения о корпусе и головке цилиндра . . . . .	253.
§ 2. Головки двигателей с зажиганием от электрической искры . . . . .	255.
§ 3. Головки двигателей с воспламенением от сжатия . . . . .	261.
<b>Глава XI. Корпус двигателя . . . . .</b>	<b>270.</b>
§ 1. Силовые схемы корпусов . . . . .	270
§ 2. Конструкции корпусов . . . . .	276
§ 3. Конструкции блок-картера . . . . .	277
§ 4. Конструкции моноблока и блока цилиндров . . . . .	280
§ 5. Гильзы цилиндров . . . . .	286
§ 6. Анкерные связи . . . . .	294
<b>Глава XII. Системы питания топливом . . . . .</b>	<b>303</b>
§ 1. Общие положения . . . . .	303
§ 2. Системы питания двигателей с внешним смесеобразованием . . . . .	307
§ 3. Топливоподающие системы двигателей с внутренним смесеобразованием . . . . .	320
§ 4. Топливные фильтры . . . . .	352
§ 5. Определение производительности и основных размеров топливного насоса и форсунки . . . . .	355
<b>Глава XIII. Конструкции и расчет подшипников скольжения . . . . .</b>	<b>362</b>
§ 1. Подшипники двигателей внутреннего сгорания . . . . .	362
§ 2. Расчет подшипников скольжения . . . . .	371
§ 3. Истечение масла из подшипника . . . . .	379
§ 4. Сила жидкостного трения . . . . .	381
§ 5. Баланс тепла подшипника скольжения . . . . .	383

<i>Глава XIV. Системы впуска и выпуска</i> . . . . .	385
<i>Глава XV. Системы смазки и охлаждения</i> . . . . .	389
§ 1. Системы смазки . . . . .	389
§ 2. Системы охлаждения . . . . .	405
<i>Глава XVI. Системы пуска и реверсирования</i> . . . . .	415
§ 1. Системы пуска . . . . .	415
§ 2. Динамика пуска . . . . .	416
§ 3. Выбор мощности стартера . . . . .	421
§ 4. Воздушный пуск . . . . .	422
§ 5. Устройства для облегчения пуска . . . . .	427
§ 6. Реверсирование двигателей . . . . .	428
<i>Глава XVII. Конструкции стационарных и судовых двигателей жидкого топлива</i>	435
§ 1. Общие положения . . . . .	435
§ 2. Четырехтактные двигатели . . . . .	437
§ 3. Двухтактные двигатели . . . . .	444
§ 4. Двигатели двойного действия . . . . .	454
§ 5. Калоризаторные двигатели . . . . .	459
<i>Глава XVIII. Конструкции судовых и стационарных газовых двигателей</i> . . . . .	464
§ 1. Общие положения . . . . .	464
§ 2. Конструкции двигателей . . . . .	465
<i>Глава XIX. Конструкции автомобильных и тракторных двигателей</i> . . . . .	474
§ 1. Общие положения . . . . .	474
§ 2. Конструкции автомобильных двигателей с воспламенением от сжатия	476
§ 3. Конструкции тракторных двигателей с воспламенением от сжатия	494
§ 4. Конструкции карбюраторных двигателей . . . . .	506
§ 5. Двухтактные V-образные двигатели . . . . .	526
<i>Литература</i> . . . . .	530

Технический редактор *Б. И. Модель*  
Корректор *Л. Ф. Никифорова*

---

Сдано в производство 19/VII 1955 г.

Подписано к печати 3/XII 1955 г.

T-08400 Тираж 10 000 экз.

Печ. л. 47,27. Уч.-изд. л. 46,8.

Бум. л. 17,25. Формат 70×108/16.

Заказ № 2383

---

1-я типография Машгиза,  
Ленинград, ул. Моисеенко, 10

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
29	23-я снизу	двухтактный двойного действия,	двухтактный, ДД — двухтактный двойного действия,
51	1-я "	$p_j \approx -m_n \omega^2 R (1 - \lambda).$	$p_j \approx m_n \omega^2 R (1 - \lambda).$
78	5-я "	(17) или (18)	(25) или (26)
132	15-я "	$P_{j\Pi} = M_{\Pi} R \omega^2 (1 + \lambda),$	$P_{j\Pi} = -M_{\Pi} R \omega^2 (1 + \lambda),$
134	1-я "	$(\sin \gamma - \cos \beta),$	$(\sin \gamma - \cos \gamma),$
135	4-я сверху	$(0,00038\gamma - 0,297);$	$(0,00033\gamma - 0,0297);$
135	6-я снизу	$\left( M_z \frac{6\rho + s_2}{s_2(2\rho + s_2)} - N_z s \right)$	$\left( 2N_z \frac{6\rho + s_2}{s_2(2\rho + s_2)} + N_z z \right)$
136	6-я "	$\frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{uj} - \sigma_z + \psi_\sigma (\sigma_{uz} + 2\sigma_3)}$	$\frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{uj} - \sigma_{uz} + \psi_\sigma (\sigma_{uj} + \sigma_z + 2\sigma_3)}$
161	14-я сверху	наибольшие	небольшие
222	5-я снизу	$d_1$	$d_2$
381	10-я сверху	$r \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \tau_H d\varphi dz$	$r \int_{\varphi_1 - \frac{l}{2}}^{\varphi_2 - \frac{l}{2}} \tau_H d\varphi dz$
516	4-я "	фиг. 382	фиг. 384