

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН  
КАСПИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГИЙ И  
ИНЖИНИРИНГА ИМ. Ш. ЕСЕНОВА

ИНСТИТУТ МОРСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ

КАФЕДРА «МОРСКАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ»

**БИСЕНОВ А.Р.**

**ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДИЗЕЛЯХ И ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ДИЗЕЛЕЙ**

**Методические указания по проведению практических занятий  
по дисциплине «Судовые двигатели внутреннего сгорания»**

специальность: 050715 – Морская техника и технологии  
(специализация Судовые энергетические установки)

АКТАУ 2012

УДК 629.12.02.09

Общие сведения о дизелях и основные детали дизелей: Методические указания по проведению практических занятий по дисциплине «Судовые двигатели внутреннего сгорания»/ Сост.: А.Р. Бисенов. – Актау: КГУТиИ им.Ш.Есенова, 2012. – 32стр.

РЕЦЕНЗЕНТ: ктн, доцент

Табылов А.У.

В методических указаниях в качестве помощи студентам при выполнении практических занятий по дисциплине «Судовые двигатели внутреннего сгорания», приведены общие сведения о дизельных двигателях и описание основных деталей судовых дизельных двигателей, применяемых на морских судах.

Печатается по решению Учебно-методического Совета Каспийского государственного университета технологии и инжиниринга имени Ш.Есенова

© КГУТиИ им. Ш.Есенова,2012

## ВВЕДЕНИЕ

Методические указания были созданы в соответствии с программой курса «Судовые двигатели внутреннего сгорания».

В настоящей методической указании приведены материалы в виде общие сведения о дизельных двигателях и основных деталях судовых дизельных двигателей, применяемые на морских судах для изучения и получения студентами практических навыков при выполнении практических работ по дисциплине «Судовые двигатели внутреннего сгорания».

В качестве машин, преобразующих тепловую энергию в механическую, на судах речного и морского флота используют преимущественно поршневые двигатели внутреннего сгорания с самовоспламенением топлива в среде сжатого в цилиндре воздуха. Такие двигатели получили наименование дизелей по фамилии их изобретателя - немецкого инженера Р.Дизеля.

Процессы, обеспечивающие преобразование химической энергии топлива в тепловую и механическую, называют циклом, а часть цикла, осуществляемую в цилиндре за один ход поршня,— тактом. Цикл у поршневых двигателей внутреннего сгорания может совершаться за четыре или два хода поршня (два или один оборот кривошипа). Поэтому двигатели называют соответственно четырех- или двухтактными, у четырехтактных дизелей рабочий цикл осуществляется за четыре такта (два оборота коленчатого вала), причем, только один ход поршня является рабочим, а остальные три совершаются в результате работы, расширения продуктов сгорания топлива.

В двухтактных дизелях рабочий цикл совершается за два такта (один оборот коленчатого вала).

Основными движущимися частями кривошипно-шатунного механизма дизельных двигателей, являются поршневая группа, шатуны и коленчатый вал с маховиком и гасителем колебаний.

Поршни, поршневые кольца, поршневые пальцы, крепежные детали, а также устройства для охлаждения (в отдельных случаях) образуют поршневую групп), (поршневой комплект) ДВС. Кроме перечисленных групп деталей, механизмов и систем, в конструкции дизелей могут быть и другие устройства, например средства приготовления и хранения сжатого воздуха, утилизации (использования теплоты выпускных газов), нейтрализации (обезвреживания) выпускных газов и т.п.

# 1 ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ДИЗЕЛЕЙ

## 1.1 Основные детали, механизмы и системы дизелей

В качестве машин, преобразующих тепловую энергию в механическую, на судах речного и морского флота используют преимущественно поршневые двигатели внутреннего сгорания с самовоспламенением топлива в среде сжатого в цилиндре воздуха. Такие двигатели получили наименование дизелей по фамилии их изобретателя - немецкого инженера Р.Дизеля.

Судовые дизели состоят из большого количества различных устройств, выполняющих в процессе их эксплуатации определенные функции. Основы дизеля образуют фундаментная рама 6 (Рисунок 1), станина и цилиндры 3, закрытые сверху крышками 5. У судовых дизелей станина и цилиндры чаще всего выполнены в виде общей отливки, называемой блок-картером [1].

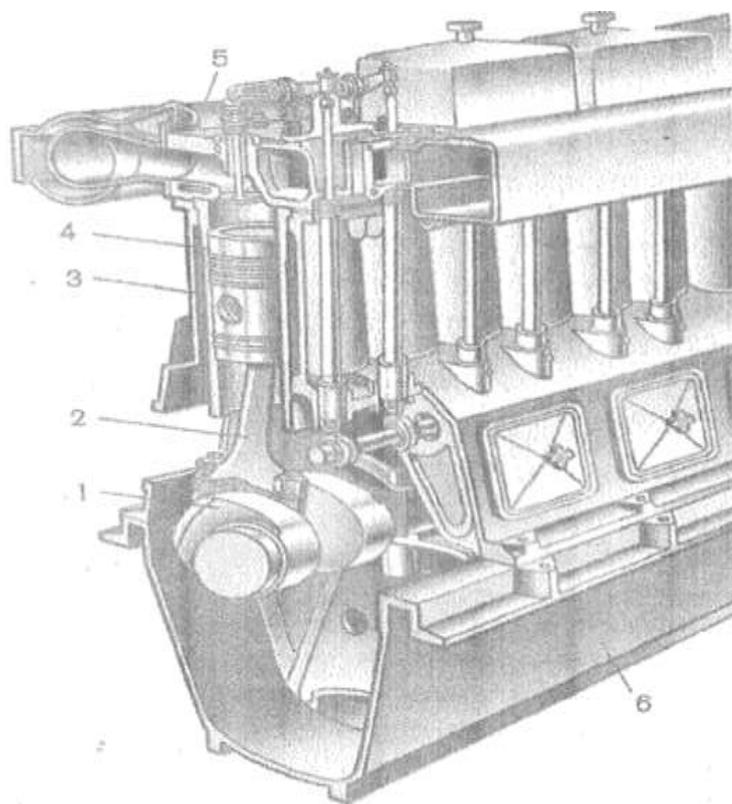


Рисунок 1. Судовой дизель

Внутри цилиндра передвигается поршень 4, шарнирно связанный с шатуном 2, нижняя часть которого шарнирно соединена с коленчатым валом 1. Поршень, шатун и коленчатый вал образуют кривошипно-шатунный механизм, преобразующий поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Крайние положения поршня в цилиндре называют мертвыми точками, а расстояние, проходимое поршнем при его движении от одной мертвой точки до другой,— ходом поршня. Каждом ходу поршня соответствует поворот коленчатого вала на  $180^\circ$ .

Кроме перечисленных основных деталей остова, поршней, шатунов и коленчатого вала, дизель имеет еще целый комплекс механизмов, узлов, аппара-

тов и приборов, обеспечивающих его работу, называемых системами. Заполнение цилиндров воздухом (свежим зарядом) и очистку их в нужный момент от продуктов сгорания топлива осуществляет, например, система газораспределения. Очистку, хранение и подачу топлива в цилиндры выполняют устройства топливной системы. Непрерывное смазывание трущихся деталей дизеля обеспечивает смазочная система [2].

При работе дизеля цилиндры и их крышки, поршни, выпускной коллектор и другие детали интенсивно нагреваются. Для отвода теплоты от этих деталей дизеля используется система охлаждения. С помощью системы регулирования автоматически поддерживается с определенной точностью заданная частота вращения коленчатого вала.

В процессе эксплуатации судна возникает необходимость в изменении частоты вращения коленчатого вала, а также в пуске, реверсировании (обеспечении хода судна вперед или назад) и остановке дизеля. Эти операции выполняет система управления. Нормальная и безаварийная работа дизеля контролируется с помощью системы предупредительно-аварийной сигнализации и защиты.

Кроме перечисленных групп деталей, механизмов и систем, в конструкции дизелей могут быть и другие устройства, например средства приготовления и хранения сжатого воздуха, утилизации (использования теплоты выпускных газов), нейтрализации (обезвреживания) выпускных газов и т.п.

## **1.2 Четырехтактные дизели**

При работе двигателя в его цилиндрах происходят термодинамические процессы впуска (наполнения цилиндров свежим зарядом воздуха), сжатия заряда, воспламенения и сгорания топлива, расширения газообразных продуктов сгорания топлива и выпуска их из цилиндров. Названные процессы в определенной последовательности периодически повторяются в каждом цилиндре двигателя. В комплексе все эти процессы, обеспечивающие преобразование химической энергии топлива в тепловую и механическую, называют циклом, а часть цикла, осуществляемую в цилиндре за один ход поршня,— тактом. Цикл у поршневых двигателей внутреннего сгорания может совершаться за четыре или два хода поршня (два или один оборот кривошипа). Поэтому двигатели называют соответственно четырех- или двухтактными.

Рассмотрим принцип действия четырехтактного дизеля. Предположим, что поршень б (Рисунок 2 а) при вращении коленчатого вала 8 через шатун 7 перемещается от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ). Впускной клапан 2 системой газораспределения открыт, а выпускной клапан 4 закрыт.

По мере движения поршня вниз объем над ним увеличивается, а давление падает, и когда оно становится ниже атмосферного (менее 0,1МПа), в пространство между крышкой, стенками цилиндра 5 и поршнем б поступает воздух. Осуществляется такт впуска (наполнения) цилиндра. Объем цилиндра, освобождаемый поршнем при его движении от ВМТ к НМТ, называется рабочим

$V_s$  а объем над поршнем, когда последний находится в НМТ - полным объемом цилиндра  $V_a$ .

Чем больше воздуха будет в цилиндрах дизеля, тем больше можно сжечь в них топлива и, следовательно, получить большую мощность. Всасывание воздуха из атмосферы не может начаться сразу же с началом движения поршня от ВМТ, так как давление остаточных газов в цилиндре в первый момент выше атмосферного. Поэтому для увеличения массы воздуха в цилиндре дизеля впускные клапаны открываются несколько раньше (до прихода поршня в ВМТ), когда кривошип (колесо) вала  $\delta$  не доходит до ВМТ на угол  $\alpha_i$ . О том, как протекает рабочий цикл в цилиндрах дизеля, можно судить по индикаторной диаграмме (замкнутой кривой), которую получают во время работы дизеля с помощью специального прибора (индикатора). По вертикальной оси диаграммы можно определить давление газов  $p$  в зависимости от их объема  $V$  т. е. положения поршня в цилиндре. Изменение давления в период впуска воздуха на индикаторной диаграмме изображено линией *ram*. Давление при впуске воздуха в цилиндры остается практически постоянным. Когда поршень придет в НМТ, всасывание воздуха не прекратится и даже продолжается при движении поршня вверх, пока давление в цилиндре не станет выше атмосферного. Процесс впуска завершается по диаграмме в точке  $t$ , когда поршень перейдет НМТ и начнет двигаться вверх, а кривошип коленчатого вала повернется от НМТ на угол  $\alpha_2$ . Последовательность открытия и закрытия клапанов показана на круговой диаграмме распределения. Моменты открытия и закрытия их называют фазами газораспределения. Значения углов опережения открытия клапанов и запаздывания их закрытия устанавливают в каждом конкретном случае при заводских испытаниях дизелей [1,2].

В момент закрытия впускного клапана поршень, двигаясь к ВМТ (Рисунок 2б), будет сжимать поступивший в цилиндр воздух. Процесс сжатия, сопровождаемый повышением давления и температуры воздуха, показан на индикаторной диаграмме линией *mc*. Температура воздуха в конце сжатия должна находиться в пределах достаточных для самовоспламенения топлива. Обычно избыточное давление воздуха в конце сжатия достигает 3 ч 10МПа, а температура 580ч800°С.

С приходом поршня в ВМТ объем над ним уменьшается до  $V_s$  - объема камеры сжатия. Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сжатия  $V_a/V_c$  называют степенью сжатия - *жс*.

Степень сжатия - *жс* показывает, во сколько раз уменьшается объем газов в цилиндре за ход сжатия. У дизелей  $\epsilon$  колеблется от 12 до 18.

Так как топливо самовоспламеняется не сразу в момент впрыскивания, оно подается в цилиндр через форсунку 3 (Рисунок 2в) в конце такта сжатия (до прихода поршня в ВМТ). На индикаторной диаграмме момент подачи топлива соответствует точке  $c_1$ .

Кривошип коленчатого вала в этом случае не доходит до ВМТ на угол  $\alpha_3$ , называемый углом опережения подачи топлива. При сгорании топлива избыточное давление и температура газов в цилиндрах дизеля (в точке  $z$  по

диаграмме) возрастают соответственно до  $6415 \text{ МПа}$  и  $1400 \text{ ч } 1900^\circ\text{C}$ . Поршень под давлением газов смещается вниз к НМТ, поворачивая через шатун коленчатый вал.

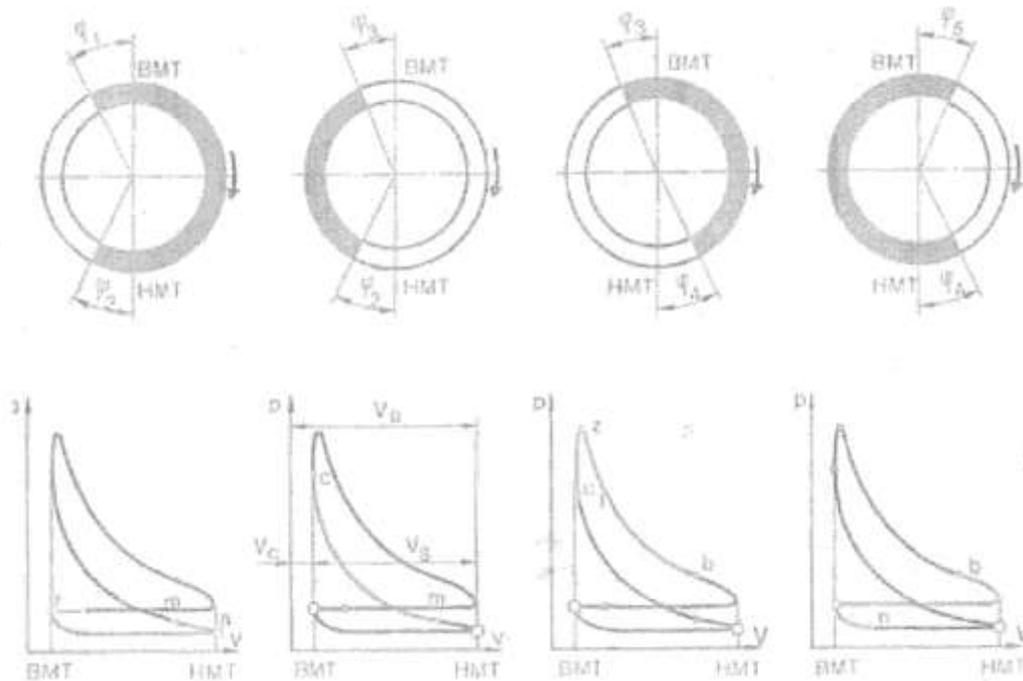


Рисунок 2. Рабочий цикл четырехтактного дизеля

Объем рабочего газа увеличивается, а давление его понижается. Происходит процесс расширения продуктов сгорания топлива. По индикаторной диаграмме он заканчивается в точке  $e$  до прихода поршня в НМТ. Так как газ при расширении совершает полезную работу, этот ход поршня называют рабочим.

До прихода поршня в НМТ (в конце рабочего хода) открывается выпускной клапан 4 (Рисунок 2г), и продукты сгорания топлива вытесняются из цилиндра в выпускной коллектор. Чем большая масса газов будет удалена из цилиндра, тем, следовательно, при последующем такте впуска в него больше поступит воздуха.

Поэтому процесс выпуска (линия  $bn$ ) начинается с опережением на угол  $\alpha_4$  и заканчивается с опозданием на угол  $\alpha_5$  с запаздыванием закрытия выпускного клапана продукты сгорания топлива даже при движении поршня вниз еще некоторое время, вследствие большой скорости истечения, вытесняются в выпускной коллектор по инерции.

Избыточное давление газов в начале выпуска (в точке  $b$  по индикаторной диаграмме) составляет  $0,3 \text{ ч } 1,0 \text{ МПа}$ , а температура  $800 \text{ ч } 1050^\circ\text{C}$ .

В период выпуска давление и температура газов понижаются соответственно до  $0,11 \text{ ч } 0,25 \text{ МПа}$  и  $450 \text{ ч } 650^\circ\text{C}$ . Затем цикл повторяется. Как видно, из рассмотренной схемы работы, в конце такта выпуска и начале такта впуска цилиндры четырехтактного дизеля при открытых впускных и выпускных клапанах некоторое время сообщаются как с впускным, так и выпускным коллектором. За этот период происходит продувка (принудительная вентиляция) камеры сгорания свежим зарядом воздуха.

Продолжительность одновременного открытия клапанов должна быть достаточной для завершения очистки цилиндра от продуктов сгорания топлива при условии восстановления потерь свежего заряда воздуха, уходящего с выпускными газами в период вентиляции камеры сгорания [1,2,3].

### 1.3 Двухтактные дизели

У четырехтактных дизелей рабочий цикл осуществляется за четыре такта (два оборота коленчатого вала), причем, только один ход поршня является рабочим, а остальные три совершаются в результате работы, расширения продуктов сгорания топлива.

В двухтактных дизелях рабочий цикл совершается за два такта (один оборот коленчатого вала). Такие дизели в простейшем варианте не имеют впускных и выпускных клапанов в крышках 3 (Рисунок 3а). Воздух в цилиндры 2 двухтактных дизелей нагнетает продувочный насос. Окна б поэтому называют продувочными. Газы выпускаются из цилиндров через окна а.

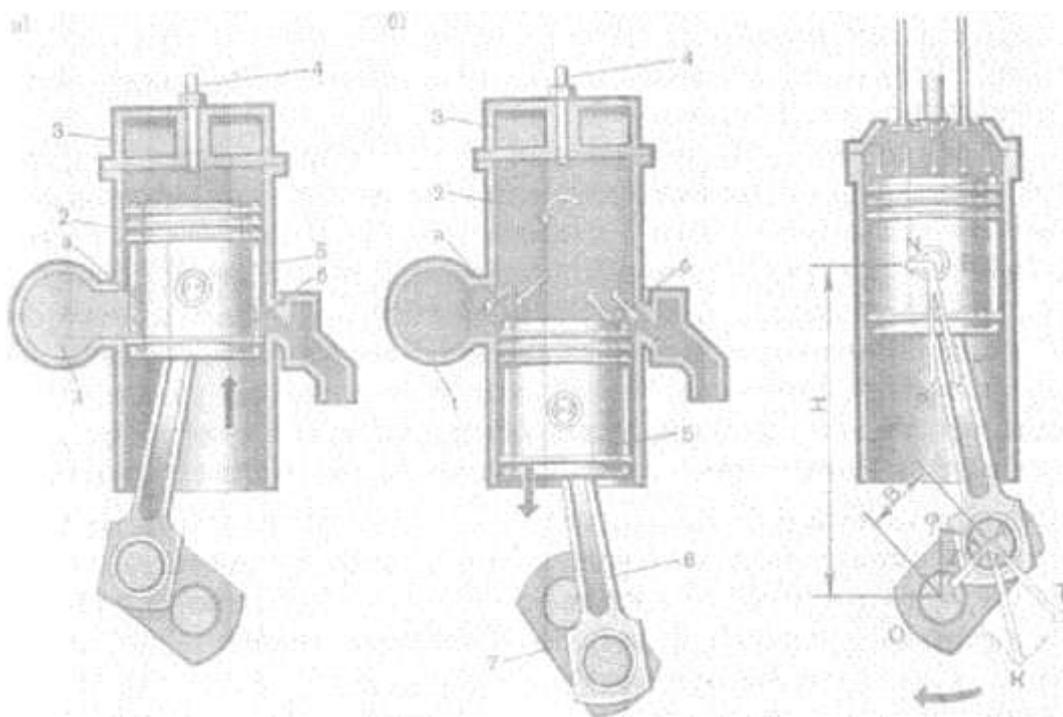


Рисунок 3. Схема двухтактного дизеля и схема сил, действующих на основные детали дизеля.

Процессы сжатия, сгорания и расширения в двухтактных дизелях осуществляются так же, как и в четырехтактных. Предположим, что поршень 5 движется вверх, как показано на рисунке 3а. В конце хода поршня через форсунку 4 в цилиндр 2 дизеля впрыскивается топливо. Смесь топлива с воздухом самовоспламеняется, и образовавшиеся при его сгорании газы, расширяясь, перемещают поршень 5 вниз. В момент открытия поршнем выпускных окон, а газы выходят в выпускной коллектор и давление в цилиндре 2 падает. Процесс выпуска газов продолжается до тех пор, пока поршень 5 при движении к НМТ не откроет продувочные окна б (Рисунок 3б). С этого момента в цилиндре бу-

дуг происходить одновременно два процесса: выпуск продуктов сгорания топлива и впуск воздуха (продувка цилиндров). Так как расширение газов является в данном такте основным процессом при движении поршня от ВМТ к НМТ, его называют рабочим ходом. Работа расширения газов при помощи шатуна 6 передается кривошипу 7.

При движении поршня вверх от НМТ к ВМТ процесс продувки цилиндра осуществляется до тех пор, пока поршень верхней кромкой не закроет продувочные окна. После продувочных перекрываются выпускные окна, и происходит сжатие заряда, т. е. свежего воздуха и оставшихся в цилиндре продуктов сгорания топлива. Процесс сжатия является основным при движении поршня от НМТ к ВМТ, поэтому и такт называют тактом сжатия. С приближением поршня к ВМТ в цилиндр через форсунку 4 впрыскивается топливо и цикл повторяется [2,3].

#### **1.4 Сравнительная характеристика четырех- и двухтактных дизелей**

Сравнение рабочих циклов дизелей показывает, что при одних и тех же размерах (диаметре цилиндра, ходе поршня) и при равной частоте вращения коленчатых валов двухтактные дизели должны развивать вдвое большую мощность, чем четырехтактные.

С точки зрения работы газа, часть хода поршня двухтактного дизеля, используемая на продувку цилиндров, считается потерянной, поэтому практически двухтактный дизель при указанных выше одинаковых условиях развивает мощность не вдвое, а только в 1,7 ч 1,8 раза больше четырехтактного. Устройство двухтактных дизелей с продувкой через окна в цилиндре проще четырехтактных, поэтому их легче обслуживать. Так как, рабочий цикл в двухтактных дизелях совершается за один оборот коленчатого вала, последний вращается равномернее, чем у четырехтактных дизелей.

Однако в связи с более частым повторением процесса сгорания детали двухтактных дизелей испытывают большие температурные напряжения. Несмотря на простоту устройства и обслуживают двухтактные дизели вследствие худшей очистки цилиндров, дополнительных затрат энергии на привод продувочного насоса и более высокий расход топлива менее экономичны, чем четырехтактные. Поэтому на речном транспорте получили наибольшее распространение четырехтактные дизели [1, 2].

Следует отметить, что с увеличением мощности и уменьшением частоты вращения коленчатых валов двухтактных дизелей их экономичность резко возрастает и приближается к экономичности четырехтактных, поэтому дизели с рабочим объемом цилиндра более  $215\text{дм}^3$  делают, как правило, двухтактными.

#### **1.5 Силы и моменты, действующие в дизеле**

Во время работы дизеля на поршни действуют силы давления газов, силы инерции, вес движущихся частей и силы трения. Первые определяют как произведение давления газов на площадь поршня, вторые равны произведению масс движущихся деталей на их ускорение и направлены в сторону, противополож-

ную ускорению. Значение сил тяжести подвижных деталей находят опытным путем. Силы трения вычислить точно невозможно, поэтому их относят к сопротивлению того механизма, который приводится в действие.

Наиболее значительными являются силы от давления газов и силы инерции движущихся масс. Предположим, что в какой-то момент к поршню приложена равнодействующая всех указанных сил  $P$  (Рисунок 3). Силу  $P$  направленную по оси цилиндра, можно разложить на две составляющие: силу  $K$  направленную по оси шатуна АВ, и силу  $N$  перпендикулярную к оси цилиндра. Если силу  $K$  перенести по оси шатуна в точку А, то ее также можно разложить па две составляющие: радиальную силу  $Z$ , направленную по радиусу АО к центру коленчатого вала, и касательную  $T$ . Сила  $N'$  прижимает поршень к стенке цилиндра и, умноженная на плечо, создает опрокидывающий момент, стремящийся «оторвать» неподвижные детали дизеля от судового фундамента.

Радиальная сила  $Z$  увеличивает давление подвижных деталей на подшипники коленчатого вала. Касательная сила  $T$  действуя на плече ОА, равном радиусу кривошипа коленчатого вала  $R$  создает вращающий момент. Так как сила  $P$  не является постоянной, в зависимости от угла поворота  $\varphi$  кривошипа вала изменяется и вращающий момент, причем, когда поршень находится в мертвых точках, его значение равно нулю. С изменением вращающего момента меняются и нагрузки на детали дизеля, значительное колебание которых нежелательно. Если считать момент сопротивления вращению вала постоянным, то ясно, что при вспышках топлива в цилиндрах вращающий момент будет превышать момент сопротивления, а в периоды между вспышками, наоборот, будет меньше момента сопротивления.

Изменение вращающего момента в течение цикла приводит к изменению и частоты вращения коленчатого вала. Неравномерность вращения вала оценивают степенью неравномерности -  $\delta$  которую определяют как отношение разности максимальной и минимальной частоты вращения коленчатого вала за цикл работы дизеля к средней частоте вращения, т.е.:

$$\delta = (n_{max} - n_{min}) / n_{cp}$$

Значения степеней неравномерности приводятся в формулярах дизелей: при работе дизелей на гребной винт  $\delta=1/20$ ч  $1/40$ ; на генератор  $\delta=1/100$ ч  $1/300$ .

Для достижения необходимой степени неравномерности вращения на коленчатом валу устанавливают маховик, представляющий собой диск с массивным ободом. С увеличением вращающего момента, когда он превышает момент сопротивления, маховик накапливает кинетическую энергию. При уменьшении вращающего момента аккумулярованная в маховике энергия расходуется на преодоление сопротивления. На частоту вращения вала оказывает влияние и число цилиндров дизеля. В многоцилиндровых дизелях касательные силы на коленчатый вал передаются поочередно от всех цилиндров, и он вращается равномернее. Для выравнивания вращающего момента вспышки топлива в различных цилиндрах чередуют равномерно по углу поворота вала.

Последовательность (порядок) работы цилиндров может быть различной. Ее выбирают с учетом равномерного распределения нагрузки на подшипники

коленчатого вала, что возможно только в том случае, если одноименные такты совершаются в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания, например, в такой последовательности 1—5—3—6—2—4; 1—4—2—6—3—5. Нумерацию цилиндров производят от места отбора мощности (для вспомогательных дизелей от электрогенератора, для главных - с кормы на нос) [1, 2].

### **1.6 Классификация четырехтактных дизелей**

В технике используют поршневые двигатели внутреннего сгорания самых разных типов. Приводимая классификация дана по наиболее существенным признакам применительно к судовым четырехтактным дизелям, которые имеют большое распространение на речном и морском транспорте.

Четырехтактные судовые дизели по назначению подразделяют на главные и вспомогательные. Главные дизели являются источниками энергии для привода движителей (на транспортных судах), перемещения грунта (на судах технического флота), перекачки нефтепродуктов (на топливоперекачивающих станциях). Вспомогательные дизели вырабатывают энергию для привода в действие электрических генераторов, компрессоров и других рабочих механизмов.

В зависимости от мощности дизели могут быть маломощными (менее 74кВт), средней мощности (от 74 до 736кВт) и мощными (свыше 736кВт).

Четкой классификации дизелей по этому признаку нет, поэтому деление их по группам мощности чисто условное. По поршневой мощности (степени форсирования) дизели также условно подразделяют на нефорсированные с мощностью менее 14,7кВт/дм<sup>2</sup> форсированные — с мощностью 14,7444 кВт/дм<sup>2</sup> и высокофорсированные с мощностью более 44кВт/дм<sup>2</sup>. На речных судах в качестве главных используют в основном нефорсированные и форсированные дизели средней мощности.

По способу наполнения цилиндров свежим воздухом на речном флоте применяют дизели с наддувом и без наддува. У дизелей с наддувом воздух в цилиндр подается под давлением, создаваемым специальным компрессором. С помощью наддува можно увеличить массу воздуха в том же объеме цилиндра а, следовательно, сжечь больше топлива за цикл и повысить мощность дизеля. В зависимости от степени наддува различают дизели с низким наддувом (при давлении надувочного воздуха менее 0,19 МПа), со средним наддувом (при давлении 0,19 ч 0,25 МПа) и высоким наддувом (при давлении более 0,25 МПа).

В дизелях без наддува цилиндры заполняются воздухом вследствие разрежения в пространстве над поршнем при его движении вниз. Строительство новых дизелей без наддува допускается только при их цилиндровой мощности менее 30кВт и рабочем объеме цилиндра до 3,5 л (3500см<sup>3</sup>).

Дизели по виду используемого топлива могут быть однопаливными, работающими на дизельном, газотурбинном или моторном топливе, и двухпаливными, для которых основным видом топлива является, например, моторное, а пуск их осуществляется на дизельном топливе.

В последнее время проводятся исследования по переводу дизелей на газообразное топливо. В зависимости от числа цилиндров дизели подразделяют на одно- и многопоршневые. На судах преимущественное распространение получили 4-, 6-, 8- и 12- цилиндровые дизели. По расположению цилиндров дизели делят на одно- и двухрядные. У первых цилиндры располагаются вертикально вдоль оси коленчатого вала, у вторых — V-образно.

Судовые дизели строят с однокамерным и двухкамерным смесеобразованием. У первых форма камер сгорания определяется конфигурацией днищ поршней, у вторых днища поршней имеют, как правило, плоскую форму и основная камера (обычно сферической формы) располагается в крышке цилиндра.

Дизели могут быть нереверсивные (с одним постоянным направлением вращения коленчатого вала) и реверсивные (с вращением вала в разных направлениях).

Реверсивные дизели выполняются с коленчатым валом, вращающимся по часовой или против часовой стрелки. Направление вращения при этом определяют со стороны потребителя мощности, т.е. со стороны гребного винта или генератора. Если коленчатый вал при работе дизеля на передний ход вращается по часовой стрелке, дизель считается правого вращения, если против часовой стрелки — левого вращения. Не следует отождествлять их с дизелями правой и левой модели, которые по своей компоновке являются зеркальным отображением один другого. Дизель левой модели устанавливают в машинном помещении по левому борту, а правой - по правому борту [1, 2, 3].

По частоте вращения коленчатого вала дизели классифицируют на три группы: менее  $240\text{мин}^{-1}$  - малооборотные; от 240 до  $750\text{мин}^{-1}$  - среднеоборотные; свыше  $750\text{мин}^{-1}$  - высокооборотные.

В зависимости от средней скорости поршня, определяемой по формуле  $C_m = 2Sn/60$ , дизели подразделяют на тихоходные со средней скоростью поршня до 10 м/с и быстроходные со средней скоростью поршня выше 10 м/с. При высокой средней скорости поршня сокращается срок службы дизеля, снижается экономичность и повышается шум во время его работы, поэтому суда в основном оснащены среднеоборотными тихоходными дизелями.

По объему автоматизации в соответствии с ГОСТ 14228—80 главные дизели подразделяют на четыре степени. Дизели с 1-й степенью автоматизации имеют как минимум регуляторы частоты вращения (скорости) коленчатого вала, регуляторы температуры смазочного масла и воды в системе охлаждения, средства автоматической предупредительной сигнализации и защиты.

Время их необслуживаемой работы не менее 4 час.

Дизели с 2-й степенью автоматизации могут работать без обслуживания не менее 24 час. Кроме средств, предусмотренных для дизелей с 1-й степенью автоматизации, они имеют как минимум устройства для дистанционного автоматизированного управления с производством предупредительных и после остановочных операций, автоматизированное управление для перехода с одного вида топлива на другой, средства для автоматической совместной

работы с другими агрегатами. Дизели с 3-й степенью автоматизации имеют период необслуживаемой работы не менее 150 час. Кроме операций 2-й степени, на этих дизелях должны обеспечиваться как минимум автоматическое пополнение топливных, масляных, водяных расходных цистерн и воздушных баллонов, автоматическая подзарядка аккумуляторных батарей, автоматизация работы вспомогательных агрегатов, обслуживающих дизель.

Дизели с 4-й степенью автоматизации, кроме соответствия 3-й степени, должны быть оборудованы средствами для автоматического управления, регулирования, контроля и диагностирования из одного центра с помощью управляющих машин.

С установкой названных средств, время необслуживаемой работы дизеля должно составлять не менее 250 час. Подробная характеристика дизелей приводится в формулярах, где указывают их мощность, частоту вращения коленчатого вала, сорта топлива и смазочного масла, расходы последних на единицу мощности в час и другие сведения [2, 3].

## 2 ОСТОВ ДИЗЕЛЕЙ

### 2.1 Фундаментные рамы и картеры

Детали остова при работе дизеля подвергаются действию больших сил, поэтому во избежание недопустимых деформаций их соединяют между собой в одну общую жесткую конструкцию. Корпус дизеля в общем виде образуют фундаментная рама, станина, цилиндры и их крышки. Фундаментные рамы служат основанием для всех других деталей дизеля. Их, как правило, отливают из чугуна. У высокооборотных дизелей рамы могут быть и из алюминиевых сплавов. Чугунная цельнолитая рама четырехтактного дизеля 6ЧН16/22,5 (6Л160ГШ) представляет собой массивную деталь корытообразной формы. Она состоит из двух стенок 4 (Рисунок 4) и семи поперечных перегородок 1. Последние делят раму на ряд отсеков, в которых могут свободно вращаться кривошипные коленчатого вала.

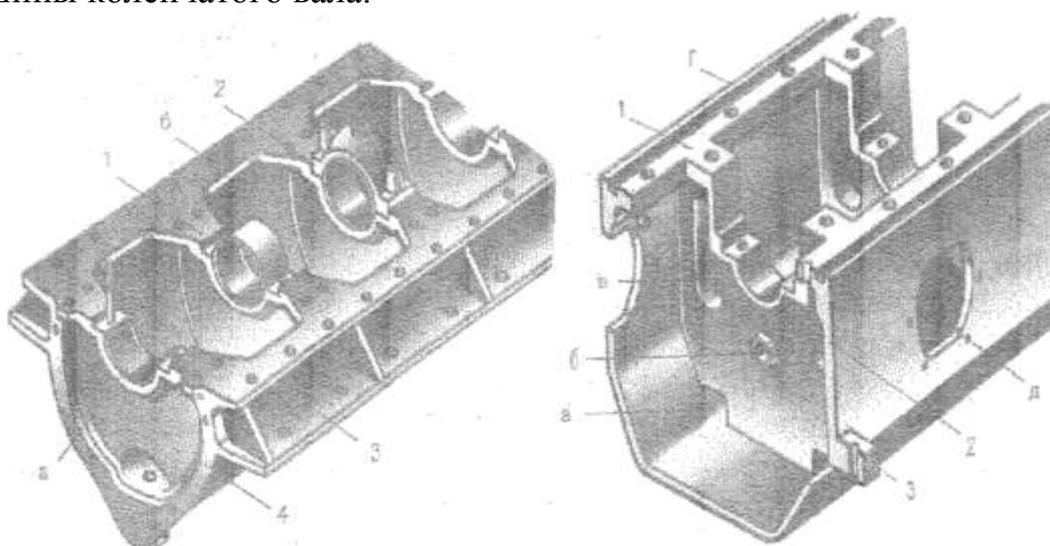


Рисунок 4. Фундаментная рама дизеля 6ЧСП18/22

Число отсеков соответствует числу цилиндров дизеля. Шейками вал опирается на коренные подшипники 2, смонтированные в гнездах. Нижняя

часть рамы имеет полки 3, которыми она опирается на судовой фундамент. На верхней приштабренной плоскости рамы расположены отверстия б для шпилек, соединяющих раму со станиной. Фундаментная рама, станина и цилиндры образуют закрытую камеру (картерное пространство) для кривошипно-шатунного механизма (КШМ).

У судовых дизелей средней мощности станин обычно отливают совместно с рамой и называют блок-рамой (картером), или выполняют в единой отливке с блоком цилиндров и называют блок-картером. В блок-рамах (Рисунок 4) коренные подшипники располагают ниже верхней плоскости рам, поэтому они имеют более высокие продольные стенки 2 с люками д, закрываемыми крышками.

Аналогично, как и у обычных рам, полки 3 соединяют с судовым фундаментом болтами (шпильками) и гайками. На верхней плоскости рамы монтируют блок цилиндров, уплотняемый жгутом, вставленным в паз. Во время работы дизеля с деталей КШМ в раму стекает смазочное масло. Оно собирается в поддоне (нижней части) рамы и через отверстие а в перегородках перетекает из одного отсека в другой.

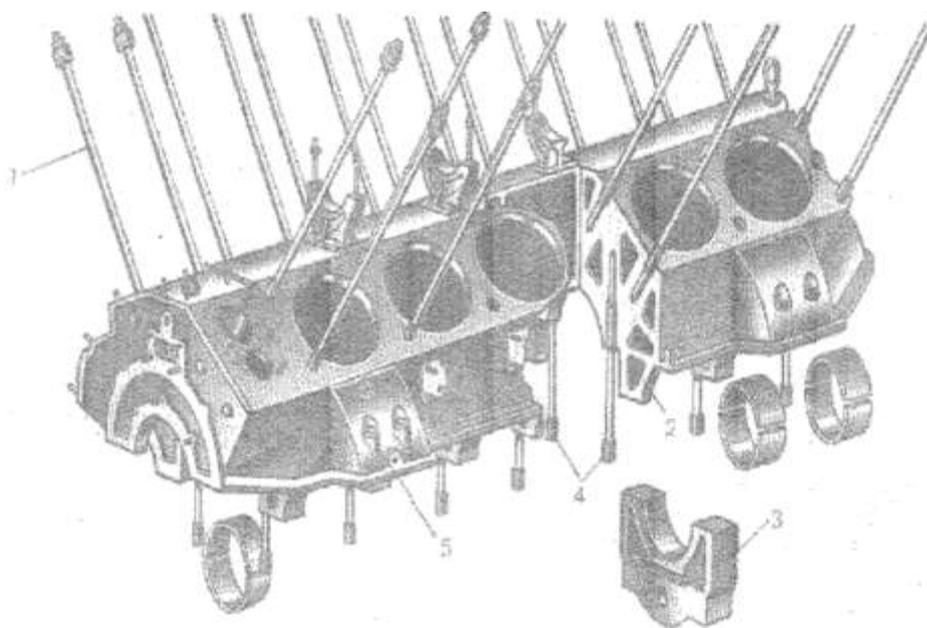


Рисунок 5. Несущий картер дизеля 12ЧСШ5/18

У дизелей 6ЧСПН 18/22 в отсеке третьего цилиндра смонтирован приемный фильтр, через который смазочное масло из блок-рамы откачивается насосом и после соответствующей очистки и охлаждения по трубопроводу, проходящему через отверстия б в поперечных перегородках 1, подводится к коренным подшипникам [3, 4].

Аналогичную по конструкции блок-раму имеют и дизели 6ЧРН 36/45. Некоторые многооборотные дизели, как, например, 6ЧСП 15/18 (ЗДб). 12ЧСПН 15/18 (ЗД12), 12ЧСН 18/20 (М401-А) и др., не имеют фундаментных рам. Несущей деталью корпуса у них является верхний картер (рисунок 6), полками (или лапами) 5 установленный на судовом фундаменте. Коренные подшипники в таком картере располагают на подвесках 3, закрепленных шпильками 4 в

поперечных перегородках 2. К картеру снизу прикрепляют поддон (нижний картер) для сбора масла, а на верхней плоскости шпильками 1 крепят блок цилиндров дизеля.

## 2.2 Коренные подшипники

В гнездах поперечных перегородок рамы (картера), как было указано, монтируют коренные подшипники. По назначению они могут быть опорными и установочными (фиксирующими). Последние не только выполняют функции опор коленчатого вала, но и предохраняют его от осевых перемещений. Коренные подшипники (Рисунок 6, а) состоят из нижнего 5 и верхнего 4 вкладышей, плотно подогнанных соответственно к гнезду рамы 6 и крышке 2.

Верхний вкладыш фиксируют от поворота в крышке втулкой 3. Крышки подшипников двутаврового или коробчатого сечения отливают из чугуна или стали, к раме их крепят шпильками с гайками. Крышки подшипников некоторых дизелей, как, например, 6ЧРН 32/48 (6НФД 48-2АУ), соединяют с рамой двусторонними шпильками. У многооборотных дизелей с подвесными подшипниками для прочности крепления крышек наряду с вертикальными (Рисунок 6) устанавливают еще и горизонтальные двусторонние шпильки. Масло к подшипнику у среднеоборотных дизелей подводится, как правило, через канат *а* (Рисунок 6,а) в крышке 2. В районе стыковки вкладышей расположены карманы *в*, называемые «холодильниками», направляющие масло к середине подшипника. На вкладышах с наплавкой толщиной менее 1,0 мм «холодильники» 6 (Рисунок 6,б) могут быть сквозными. Масло к «холодильникам» подводят по внутренней канавке *в*, если верхний вкладыш 4 нагружен меньше, чем нижний. Однако подвод масла сверху через крышку затрудняет разборку подшипника.

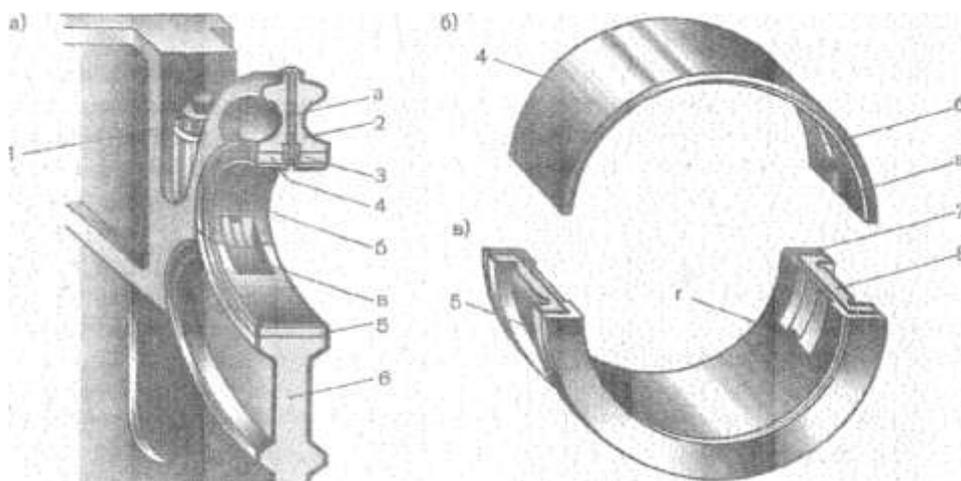


Рисунок 6. Коренной подшипник дизеля 6ЧРН32/48

В связи с этим иногда применяют подвод масла по каналу, просверленному в перегородке рамы. При подводе масла снизу в нижнем вкладыше 5 (Рисунок 6,б) прорезают внешнюю канавку с выходными каналами - *г*. У некоторых высокооборотных дизелей масло к одинаково нагруженным

верхним и нижним вкладышам подводится через коленчатый вал. Для регулирования масляного зазора между шейкой коленчатого вала и вкладышами в плоскости разъема вкладышей у дизелей ранних выпусков установлены наборы прокладок из фольги определенной толщины. Прокладки уменьшают жесткость подшипника, поэтому на дизелях последних лет постройки их не устанавливают. Масляный зазор в подшипниках регулируют в этом случае торцеванием вкладышей, т. е. снятием необходимого слоя металла с поверхности их стыкования.

Вкладыши коренных подшипников у большинства среднеоборотных дизелей стальные. Их рабочие поверхности покрывают антифрикционным материалом: баббитом, свинцовистой бронзой или алюминиевым сплавом. Наилучшие антифрикционные свойства имеют баббиты Б83, Б16 и БН, Это сплавы на основе олова или свинца с добавками сурьмы, меди и других элементов. Обычно нижние вкладыши подшипников, как наиболее нагруженные, наплавляют баббитом Б83, а верхние - баббитом Б16 или БН. Баббиты выдерживают температуру нагрева подшипников не более 130°C. Поэтому для сильно нагруженных подшипников с температурой нагрева до 250°C в качестве антифрикционных покрытий вкладышей используют сплав АСМ (алюминий, сурьма, магний) и свинцовистую бронзу. Взаимозаменяемые вкладыши из сталеалюминиевой полосы получают методом совместной прокатки листов из стали и сплава АСМ. Вкладыши, залитые свинцовистой бронзой, обычно после шлифования для уменьшения износа шейки вала упрочняют и наносят на поверхность их наплавки тонкий приработочный слой свинца, баббита или другого легкого сплава. Такие вкладыши называют трехслойными.

В последние годы вкладыши коренных подшипников делают тонкостенными из стали толщиной от 2 (при диаметре шейки вала 50 + 80 мм) до 6 мм (при диаметре шейки вала 250 320 мм). Антифрикционные покрытия тонкостенных вкладышей делают из баббита Б83 или алюминиевых сплавов АО 20-1, содержащих 17 + 23% олова и 0,7-г 1,2% меди. Сплав АО 20-1 толщиной 0,3-г 1 мм наносят на стальную ленту в процессе ее прокатки на специальных станках. Установочный (фиксирующий) подшипник чаще всего монтируют в кормовой части дизеля. От других подшипников он отличается большей длиной и наличием на вкладышах (Рисунок 6,б) концевых буртов 8 с антифрикционной наплавкой по торцам 7. При отсутствии концевых буртов у вкладышей к торцам подшипника крепят упорные кольца из антифрикционного сплава [2, 3].

### **2.3 Цилиндры и блок-картеры**

Цилиндры судовых дизелей изготавливают как цельную деталь (блок) или в виде общей отливки со станиной (блок-картера). Когда несколько цилиндров отлиты в одном блоке, то уменьшается масса и длина дизеля, достигается большая жесткость конструкции корпуса. Блоки цилиндров и блок-картеры изготавливают из чугуна тех же марок, что и фундаментные рамы. Блок цилиндров (Рисунок 7) полками 2 устанавливают на верхнюю плоскость блок-рамы,

крепят к ней силовыми шпильками, ввертываемыми в отверстие *е* (см. рисунок 7), и болтами по краям для уплотнения стыка.

В блок цилиндров вставлены втулки 1. Пространство между блоком и цилиндрическими втулками образует полость водяного охлаждения *в*. Уплотнение полости в верхней части достигается путем прижатия притертого буртика втулки к блоку цилиндров, внизу — с помощью уплотнительных резиновых колец 3, уложенных в канавки втулок. Охлаждающая вода поступает в полость снизу. Площадь поперечного сечения полости охлаждения сверху меньше, чем снизу. Скорость потока воды в связи с этим постепенно возрастает, благодаря этому обеспечивается лучший отвод теплоты от наиболее нагретой верхней части втулки блок цилиндров имеет симметричную конструкцию относительно продольной оси дизеля.

В нижней части (справа и слева) в вертикальных перегородках сделаны отверстия для подшипников распределительного вала. Цилиндрические отверстия *г* направляющих втулок толкателей механизма газораспределения в зависимости от модели дизеля растачивают только с одной какой-либо (на рисунке 7 с правой) стороны блока. Левую полость *б* блока используют в качестве впускного коллектора, поэтому отверстия *г* в ее перегородках заглушены. В нарезные отверстия, *а* блока ввертывают шпильки для крепления крышек цилиндров. Уплотнение между крышками, блоком с втулками цилиндров обеспечивается армированной прокладкой. Отверстие в нижней части торцевой стенки *ж* блока и фундаментной рамы закрывают специальной крышкой. Основной составляющей корпуса судовых дизелей чаще всего является блок-картер.

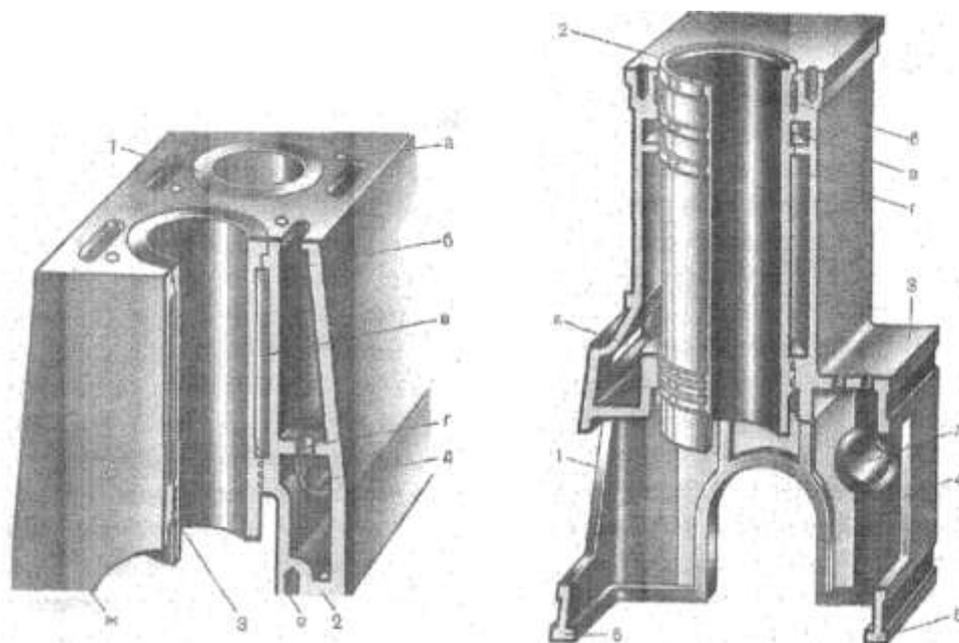


Рисунок 7. Блок цилиндров дизеля 6ЧСП18/22

Для крепления к фундаментной раме блок-картер имеет полки 5 и 6 (Рисунок 7). Осмотр и ремонт деталей КШМ производят через люки 1 и 4, закрываемые крышками. В поперечных перегородках блок-картера выполнены от-

верстия для подшипников распределительного вала. Детали механизма газораспределения и топливные насосы монтируют па полке 3.

Втулки цилиндров 2 устанавливают и блок-картере так, что между ними образуются полости охлаждения б, в и г, вода к которым подводится через отверстие а. Изготавливают втулки преимущественно из чугуна. Некоторые многооборотные дизели имеют стальные втулки. Для свободного перемещения клапанов в верхней части втулок дизелей ЧРН 32/48 выфрезерованы карманы.

Внутреннюю (рабочую) поверхность втулок в целях повышения износоустойчивости шлифуют, подвергают закалке токами высокой частоты, азотированию или пористому хромированию.

Наружную поверхность втулок (со стороны полостей охлаждения) для защиты от коррозии покрывают кадмием или бакелитовой смолой.

Уплотнение верхней части втулки со стороны полостей охлаждения достигается взаимной притиркой плоскостей посадки втулки и корпуса блок-картера.

У некоторых дизелей для этой цели между буртом втулки и блок-картера в верхней части устанавливают медную прокладку. В нижней части втулки уплотняют резиновыми кольцами.

У высокооборотных дизелей блок-картер может быть и основной несущей деталью.

В этом случае его соединяют непосредственно с судовым фундаментом, а коренные подшипники коленчатого вала крепят в нижней части блока на подвесках.

Картерное пространство дизеля насыщено мельчайшими частицами масла. В нем могут быть также и частицы топлива.

Смесь воздуха с маслом и топливом при определенных соотношениях может оказаться взрывоопасной. Для отвода газов из картерного пространства дизели с диаметром цилиндров более 200мм и объемом картера более 0,6м<sup>3</sup> оборудуют специальными предохранительными клапанами.

#### **2.4 Крышки цилиндров. Головки блока цилиндров. Моноблоки**

Крышки цилиндров отливают, как правило, из чугуна и выполняют в виде отдельной части (индивидуально для каждого цилиндра) или в виде блока для нескольких или всех цилиндров дизеля. В последнем случае их называют головками блока цилиндров и изготавливают обычно из алюминиевых сплавов. Крышки закрывают цилиндры и образуют их рабочую полость. Снизу у крышки для фиксации ее положения и обеспечения герметичности рабочей полости расположен уплотнительный бурт (кольцевой выступ), входящий в канавку втулки цилиндра.

Рабочие полости цилиндров уплотняют индивидуальными прокладками из отожженной меди или алюминия под каждой из крышек или общей прокладкой под головкой дизеля.

По форме крышки цилиндров могут быть четырех-, пяти-, шести-, восьмигранные и цилиндрические.

Четырехгранная крышка дизеля 6ЧСП 18/22 (Рисунок 8) образована стенками 2, верхним 1, нижним огневым 3 днищами и перегородками между ними. В крышке выполнено гнездо ж для форсунки, через которую в цилиндр подается топливо. Симметрично оси форсунки размещены гнезда в для впускного и гнезда е для выпускного клапанов с каналами для подвода воздуха и удаления продуктов сгорания топлива.

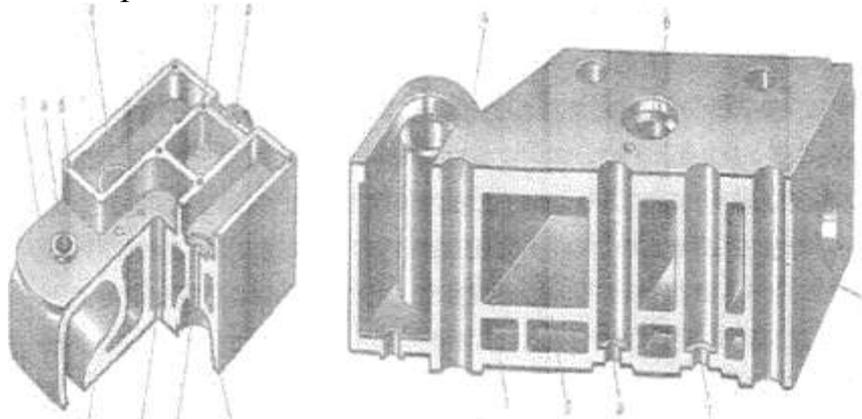


Рисунок 8. Крышка цилиндра дизеля 6ЧСП18/22

В зависимости от частоты вращения коленчатого вала в крышках дизелей может быть два впускных и два выпускных клапана, а также пусковой клапан и индикаторный кран. Через пусковой клапан в цилиндр подается сжатый воздух при пуске дизеля. Индикаторный кран служит для подсоединения специальных приборов (индикатора, максиметра) при определении параметров рабочего цикла в цилиндрах дизеля.

Крышки дизелей с диаметром цилиндров 180мм и более снабжены, кроме того, предохранительными клапанами, предотвращающими повышение давления в цилиндре сверх установленных значений.

Крышки дизелей 6ЧСП 18/22 соединяют с блоком цилиндров четырьмя шпильками, которые проходят через отверстия *а*.

Детали механизма газораспределения (открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов) крепится на крышке четырьмя шпильками, ввернутыми в резьбовое отверстие *г*, и закрывают кожухом, для шпилек крепления которого в крышке предусмотрены отверстия *б*.

В гнездо *д*, закрытое пробкой, вмонтирован прибор для измерения температуры выпускных газов. Гнезда клапанов, стенки и днища крышки омываются охлаждающей водой.

Для интенсификации охлаждения нижнего днище и гнезда форсунки крышки некоторых дизелей выполнены с горизонтально; перегородкой 2 (Рисунок 8).

Вода из блока дизеля входит в нижнюю полости крышки через специальные отверстия (на рисунке не показаны) и, двигаясь по ней с повышенной скоростью, интенсивно охлаждает днище 1. Крышку крепления к блоку шестью шпильками, проходящими через отверстия *а*, *в*. В гнездах *д*, *б*, монтируют форсунку, выпускной и пусковой клапаны.

Для осмотра и очистки полостей охлаждения крышка имеет специальные люки, закрываемые заглушками.

Крышки цилиндров и головки дизеля подвергаются динамическому воздействию давления газов, испытывают большую нагрузку от предварительно затяжки шпилек крепления, а также воспринимают значительные тепловые напряжения, поэтому они должны обладать высокими прочностью и жесткостью. Необходимая их жесткость обеспечивается формой каркаса (стенками, массивным днищем и перегородками).

У сильно нагруженных высокооборотных дизелей, как, например, 12ЧСН 18/20 (М401), головка представляет единую отливку с блоком цилиндров. Такую конструкцию называют моноблоком.

Единая отливка обеспечивает более высокую жесткость блока и исключает возможность прорыва газов между головкой и блоком цилиндров.

Моноблок крепят на верхнем картере дизеля силовыми шпильками. Втулки цилиндров вставляют в моноблок снизу.

Конструктивное оформление остова дизеля определяют его назначение и компоновка.

Для соединения деталей остова дизеля применяют болтовой и анкерный способы крепления. В первом случае детали корпуса дизелей 6ЧРН 36/45, 6ЧСГ 27,5/36, 6ЧРН 27,5/35, 6(8)ЧСПН 20/26, 6(8)ЧРН32/48 и др. крепят попарно: на пример, крышку с блок-картером (блок-цилиндром) и блок-картер (блок цилиндров) с фундаментной рамой. Анкерными связями, как у дизелей 12ЧСГ-18/20, соединяют одновременно все детали [2, 3].

### **3. ДЕТАЛИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА**

#### **3.1 Поршневая группа**

Основными движущимися частями кривошипно-шатунного механизма являются поршневая группа, шатуны и коленчатый вал с маховиком и гасителем колебаний.

Поршни, поршневые кольца, поршневые пальцы, крепежные детали, а также устройства для охлаждения (в отдельных случаях) образуют поршневую группу, (поршневой комплект) ДВС. Поршни дизелей изготавливают из чугуна или алюминиевых сплавов, обладающих высокой прочностью и достаточной теплопроводностью. Поршни из алюминиевых сплавов легче, чем из чугуна. Вследствие высокой теплопроводности они меньше нагреваются. Однако поршни из алюминиевых сплавов изнашиваются быстрее и стоимость их несколько выше, чем чугунных. Конструкцию поршней выбирают с учетом обеспечения лучшего отвода теплоты, свободного перемещения их в цилиндре и надежной герметичности, благодаря которой исключалась бы возможность сообщения камеры сгорания с полостью картера. Поршень дизеля условно разделяют на головку и тронка.

Тронк имеет несколько больший диаметр и является направляющей при движении поршня в цилиндре. В его приливах (бобышках) 3 с отверстиями в

(Рисунок 9,а) монтируют поршневой палец 5, шарнирно соединяющий поршень с шатуном.

Бобышки подкрепляют ребрами жесткости 1. Для предотвращения осевого перемещения поршневого пальца в бобышках служат стопорные кольца 4. Головка поршня воспринимает давление газов и закрыта сверху массивным днищем 2. Конфигурацию днищ поршня выбирают в зависимости от принятых условий смесеобразования.

В данном случае днище чугунного поршня дизеля 6ЧСП 18/22 сделано с углублением трапецеидальной формы. Чтобы предотвратить утечки газов из камеры сгорания и картер, на цилиндрической поверхности головки поршня имеется несколько поршневых канавок б для уплотнительных колец. Последние уплотняют поршень в цилиндре и при работе дизеля перемешают смазочное масло по стенкам цилиндра.

В нижней части головки поршня и на его тронке имеются канавки а для маслосъемных колец. При движении поршня маслосъемные кольца снимают с поверхности втулок излишек смазочного масла, который через дренажные отверстия г сбрасываются в картер[1, 2, 3].

Поршень дизеля 6ЧСП 15/18 из алюминиевого сплава показан на рисунке 9б. На наружной поверхности поршня выфрезерованы углубления б для впускных и выпускных клапанов. Изнутри поршень имеет два прилива (бобышки) с расточкой под диаметр поршневого пальца.

Для уменьшения теплового расширения тройка в направлении оси пальца и для снижения массы поршня в районе его бобышек расположены карманы, а по два с каждой стороны.

На цилиндрической образующей поршня проточено пять канавок для поршневых колец. Четвертая и пятая канавки, считая от днища, имеют фаски с дренажными отверстиями и для сброса масла в картер.

Уплотнительные кольца делают с косым замком при правом или левом направлении разреза, маслосъемные кольца выполняют обычно с прямым замком. При монтаже колец на поршне для уменьшения пропуска газов замки располагают так, чтобы они не находились на одной линии.

Когда поршень движется вниз (Рисунок 9,б), кольца прижимаются к верхним кромкам канавок и в образовавшийся, например, под кольцом 1 зазор поступает масло.

С изменением направления движения поршня (Рисунок 9, в) кольцо 1 прижимается к нижним кромкам канавок и выдавливает масло к кольцу 2. Таким образом от одного кольца к другому через несколько ходов поршня масло поднимается все выше в сторону камеры сгорания.

Маслосъемные кольца предохраняют от проникновения масла в камеру сгорания, удаляя излишек масла с поверхности втулки цилиндра.

В целях повышения износоустойчивости колец их хромируют, лудят, омедняют, подвергают изотермической закалке или сульфидированию (поверхностному насыщению серой) [1, 2, 3, 4].

На преодоление трения поршневых колец затрачивается приблизительно 40—50%, а иногда и до 60% всех механических потерь, при этом наибольшие затраты энергии приходится на первое уплотнительное кольцо.

Поэтому у высокофорсированных дизелей в качестве первого, а иногда и первых двух применяют трапецидальные уплотнительные кольца (Рисунок 9,а) как менее склонные к закоксуыванию.

Для снижения работы трения без ухудшения уплотняющей способности колец иногда уменьшают площадь поверхности трения путем снижения высоты кольца (Рисунок 9,б).

Улучшения работоспособности колеи достигают также завальцовкой в их боковую рабочую поверхность бронзовых, медных или алюминиевых кольцевых пластин 1 (Рисунок 9,б).

На рабочую поверхность верхнего уплотнительного кольца для лучшей прирабатываемости иногда наносят кольцевые риски, хорошо удерживающие смазочное масло.

Уплотнительные кольца в сечении имеют, как правило, прямоугольную форму с толщиной по радиусу несколько меньшей, чем по высоте, благодаря чему повышаются их упругие свойства.

Маслосъемные кольца имеют обычно трапецидальную форму с конической внешней поверхностью.

Когда поршень 1 движется вверх, между таким кольцом и втулкой цилиндра создается масляный клин б. Давлением масла кольцо сжимается и скользит по его слою.

Двигаясь вниз, кольцо острой кромкой соскабливает излишек масла со стенок втулки и через отверстие а сбрасывает его в картер. Часто маслосъемные кольца делают с кольцевой наружной выточкой б и прорезью.

При движении вверх такие кольца прижимаются к нижней кромке канавки поршня и масло сбрасывается в картер через дренажное отверстие г. Когда поршень движется вниз, масло стекает в картер через отверстия г и а.

На одном и том же поршне, как, например, у дизелей 6ЧРН 32/48, могут устанавливаться кольца первого и второго типов.

В последнее время в качестве поршневых колец получили применение торсионные (самоскручивающиеся) кольца с улучшенными маслосъемными свойствами.

Торсионные кольца имеют несимметричное поперечное сечение благодаря эксцентричной выточке б в верхней грани.

Нижняя рабочая кромка их выполнена в виде скребка с концентричной выточкой а.

В канавках поршней некоторых дизелей размещают два маслосъемных кольца с выточкой снизу, которая придает им вид скребка и способствует лучшему удалению масла со стенок втулки.

Поршень тронкового дизеля соединяют с шатуном поршневым пальцем. В судовых дизелях наибольшее распространение получили «плавающие» пальцы, т. е. пустотелые втулки, которые при движении поршня могут поворачиваться вокруг своей оси. Их изготавливают из углеродистых или легированных сталей. Для повышения износостойкости пальцы обычно цементируют, азотируют и закаливают токами высокой частоты. Во избежание осевого смещения пальцы фиксируют в бобышках поршня стопорными кольцами круглого или прямоугольного сечения.

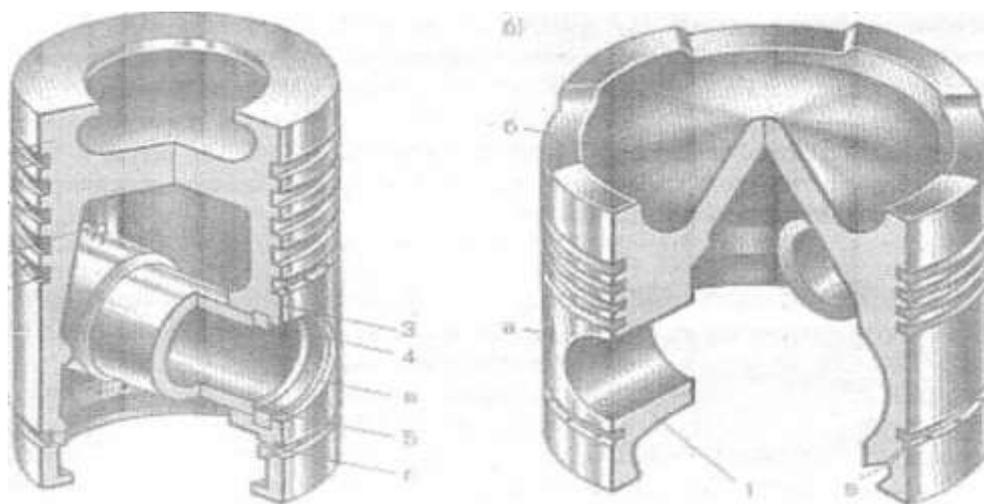


Рисунок 9. Поршень

Фиксация «плавающих» пальцев от осевых перемещений может осуществляться также специальными заглушками из алюминиевых сплавов, вставленных в расточку пальца 3 или бобышки. При работе дизеля заглушки скользят по стенке втулки цилиндра и препятствуют смещению пальца. У дизелей с диаметром цилиндров более 250мм внешнюю сторону заглушек обрабатывают по радиусу цилиндра.

Поворот таких заглушек предотвращают с помощью штифтов. В бобышках предусмотрен сливной канал а, чтобы под ними не скапливалось масло.

Заглушки вынимают из бобышек поршня с помощью рымов, ввертываемых в нарезные отверстия.

Для уменьшения износа бобышек между ними и пальцами устанавливают бронзовые втулки. У некоторых дизелей, например 6ЧРН 36/45, пальцы имеют каналы а для подвода смазочного масла от шатуна к бобышкам поршня.

Во избежание попадания большого количества масла на стенки втулки цилиндра палец в этом случае фиксируют заглушками, прикрепляемыми к бобышкам поршня винтами. Между заглушками и бобышками поршня устанавливают прокладки.

При работе дизелей поршни, особенно их днища, подвергаются действию высоких температур. Для улучшения условий работы толщину днищ поршней

обычно увеличивают, а переход от днища к стенкам стремятся делать плавным. В целях облегчения условий работы у некоторых поршней над верхним поршневым кольцом протачивают канавку, отклоняющую тепловой поток в направлении нижних колец.

При больших диаметрах цилиндров для отвода теплоты от поршней их охлаждают маслом, подводимым через шатун. Охлаждение поршней, например, дизелей 6ЧНСП 27,5/36, осуществляют фонтанирующей струей масла.

От смазочной системы масло по трубе через кольцевой зазор а между поршневым пальцем и головкой шатуна поступает под давлением к соплу. Струя масла, фонтанируя из сопла, ударяется о днище поршня и, охлаждая его, стекает в картер.

Поршни некоторых дизелей, например 6ЧРН 36/45 и др., отличающиеся высоким тепловым напряжением, имеют проточное охлаждение.

К перегородке таких поршней, образующей полость охлаждения, прикреплен направляющий стакан, внутри которого находится втулка. Последняя пружиной прижимается к шатуну.

Масло через кольцевой зазор а в шатуне и втулку поступает в полость б, охлаждает головку поршня и по трубе стекает в картер дизеля. У дизелей 12ЧН22/24 (12Ф,22В) головки поршней охлаждают «методом взбалтывания». Из смазочной системы масло поступает в полость б поршня по каналам в и выходит на цилиндрическую поверхность поршня по каналам а [1, 2, 3, 4].

### 3.2 Шатуны

Во время работы дизеля верхняя часть шатунов, качаясь на поршневых пальцах, участвует вместе с поршнем в возвратно-поступательном движении, а нижняя вращается совместно с шатунной (кривошипной) шейкой коленчатого вала.

Условия работы шатуна характеризуются значительными динамическими нагрузками, действующими вдоль его продольной оси. Под действием давления газов шатун сжимается.

Силы инерции, стремясь оторвать поршень от коленчатого вала, растягивают шатун и изгибают его в плоскости качания. Поэтому конструкция шатуна при небольшой массе должна обладать высокими прочностью, надежностью и жесткостью.

Шатуны обычно изготавливают из углеродистых и легированных сталей. Они могут быть штампованными или коваными.

Шатуны обычно изготавливают из углеродистых и легированных сталей. Они могут быть штампованными или коваными.

Основными элементами шатуна являются верхняя (поршневая) и нижняя (кривошипная) головки и связывающий их стержень.

Как правило, у штампованных шатунов поперечное сечение стержня 5 - двутавровое (Рисунок 10, а).

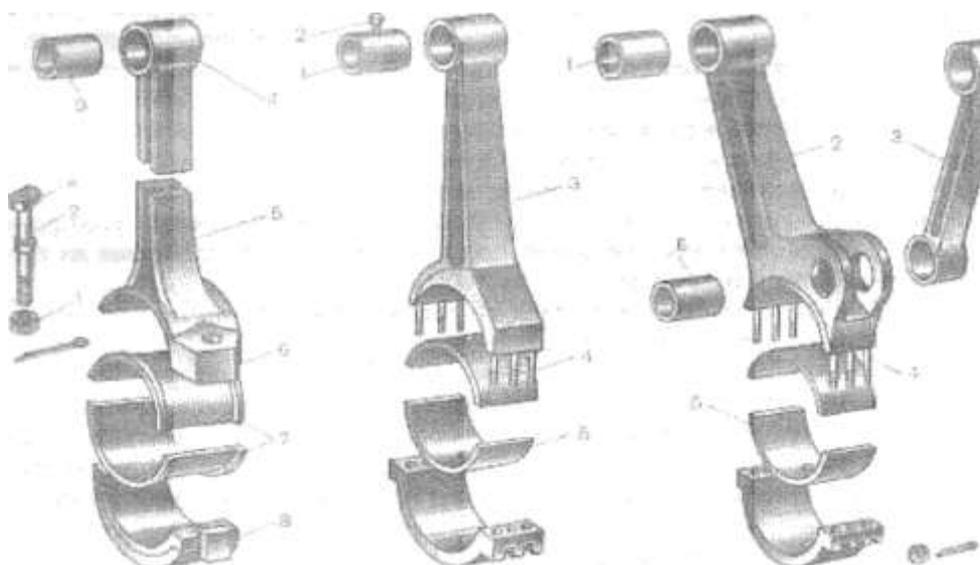


Рисунок 10. Шатуны, а - с неотъемной нижней головкой; б - с косым разъемом нижней головки; в - V- образных дизелей.

У кованых - круглое. Большинство судовых дизелей имеет двутавровые шатуны. Во избежание концентрации напряжений переход стержня к головкам делают плавным с определенным радиусом кривизны. Верхнюю головку 4 шатуна выполняют заодно со стержнем неразъемной. В нее запрессовывают втулку 3, которая стопорится от проворачивания специальным винтом. Втулки изготавливают из оловянистой бронзы или стали, заплавленной изнутри свинцовой бронзой. Нижнюю головку для соединения с коленчатым валом выполняют разъемной. Она образует шатунный подшипник.

Крышка 8 подшипника нижней головки центрируется с пяткой 6 шатуна соответствующими выступами и шатунными болтами 2. От проворачивания шатунные болты 2 стопорят штифтами, вставляемыми в пазы а, и крепят шплинтованными корончатыми гайками. Между пяткой шатуна и крышкой подшипника устанавливают вкладыши 7, рабочие поверхности которых покрывают антифрикционным сплавом.

Встречаются также шатуны, нижняя головка которых имеет только один верхний вкладыш. Крышка подшипника у таких шатунов заплавлена антифрикционным сплавом без вкладыша. Подшипник нижней головки шатуна смазывают маслом, поступающим от смазочной системы по каналам коленчатого вала. Из нижней головки в верхнюю масло поступает через канал, просверленный внутри стержня, или по специальной трубе, прикрепленной к стержню шатуна скобками.

У некоторых дизелей первых выпусков шатуны имеют отъемную нижнюю головку. В таких головках к пятке шатуна болтами прикреплены две половины подшипника: верхняя и нижняя. Между верхней половиной подшипника и пяткой шатуна в этом случае устанавливают прокладку, изменяя толщину которой, можно увеличивать или уменьшать объем пространства сжатия, а следовательно, и изменять степень сжатия. Отъемные нижние головки увеличивают массу и уменьшают жесткость шатунов, поэтому в последнее время их применяют реже, чем неотъемные.

Для удобства обслуживания размеры нижней головки шатуна выбирают таким образом, чтобы при сборке и разборке нижняя головка шатуна свободно проходила через цилиндр. Вследствие ограничения внешнего размера нижней головки при обычно применяемых диаметрах шатунной шейки коленчатого вала, близких к диаметру цилиндра, приходится сильно сокращать радиальную толщину тела головки в зоне прямого разъема,

С целью повышения жесткости головки в качестве частично компенсирующей меры из-за вынужденного ослабления зоны разъема обычно увеличивают высоту средней части крышки, выполняя ее для ограничения массы в виде двутаврового профиля. Отмеченные недостатки нижних головок с прямым разъемом (с плоскостью разъема, перпендикулярной оси стержня) привели к широкому распространению у высокооборотных дизелей головок с косым разъемом, когда плоскость разъема располагают под острым углом к оси стержня. Нижняя головка шатуна с косым разъемом показана на рисунке 12. Крышку подшипника головки соединяют с пяткой шатуна шпильками 4. Вкладыши 5 подшипника тонкостенные.

При изнашивании их заменяют новыми. Стержень 3 шатуна двутаврового сечения, а верхняя головка с втулкой и стопорным винтом 2 по конструкции аналогична показанной на рисунке 10. В верхней головке шатуна и втулке (Рисунок 10,в) у дизелей, не имеющих подвода смазочного масла от нижней головки шатуна к верхней, выполняют ряд сверлений. Через эти сверления на поршневой палец поступают капельки смазочного масла из масляного тумана в картерном пространстве. В одно из сверлений вставляют латунную трубку, которая стопорит втулку 7 от проворачивания. Вкладыши 5 подшипника нижней головки у таких шатунов наплавлены свинцовистой бронзой. Крышку головки крепят к пятке главного шатуна 2 шпильками 4. У прицепного шатуна 3 нижняя головка, как и верхняя, неразъемная, с бронзовой втулкой б.

Прицепной шатун соединяют с главным посредством пальца с каналами для подвода смазочного масла. Шатунные болты (шпильки) с гайками обеспечивают не только крепление, но и центровку составных частей головки, для чего их выполняют с центрирующими поясами. От проворачивания болты (шпильки) фиксируют штифтами. Для этой же цели головки у некоторых шатунных болтов имеют боковой плоский срез. Корончатые гайки болтов (шпилек) затягивают с определенной силой, указанной в инструкции, по возможности динамометрическими ключами, и стопорят от проворачивания шплинтами.

Равномерность прилегания головок и гаек шатунных болтов (шпилек) к поверхностям головки проверяют по краске.

Для удобства разборки и разгрузки шпилек (Рисунок 10,а) от осевых усилий у дизелей 12ЧН 22/24 плоскость разъема нижней головки 2 шатуна сделана рифленой.

У некоторых высокооборотных дизелей крышку 5 (Рисунок 10,б) нижней головки крепят к пятке 3 шатуна коническими штифтами 4.

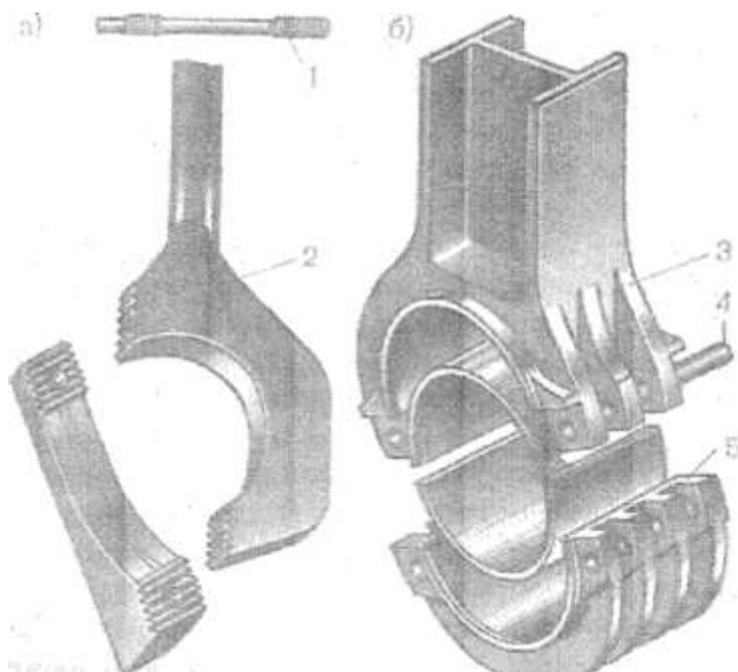


Рисунок 11. Нижняя головка шатунов высокооборотных дизелей

### 3.3 Коленчатые валы

Цельные, кованные или штампованные коленчатые валы судовых дизелей изготавливают из углеродистых сталей. Основными элементами вала (Рисунок 11,а) являются коренные и шатунные (кривошипные) 3 шейки и соединяющие их щеки 2.

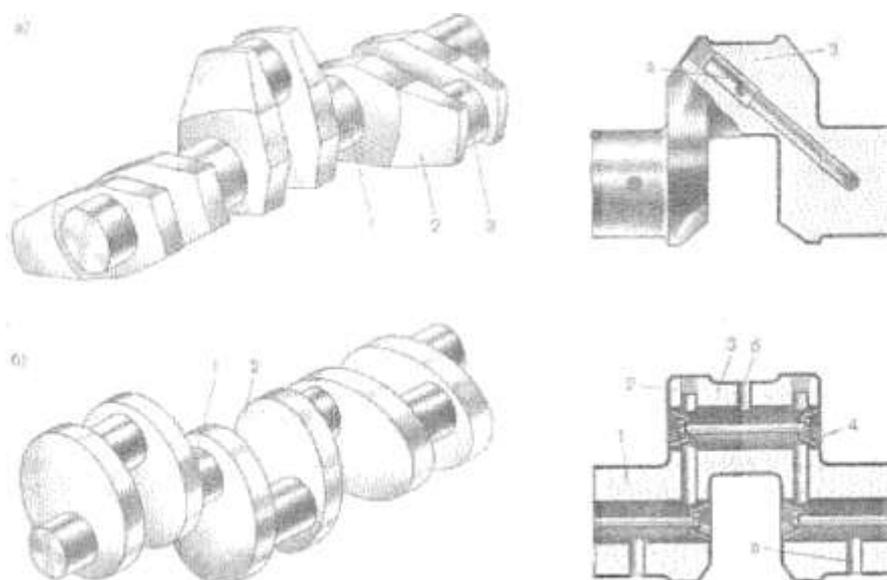


Рисунок 12. Кривошпы коленчатых валов

Для повышения износостойкости шейки обычно подвергают поверхностной закалке токами высокой частоты.

Во избежание концентрации напряжений переход (галтель) от шеек вала к щекам выполняют плавным. Щеки вала могут иметь прямоугольную, овальную и круглую форму. Для уменьшения массы и наибольшей уравновешенности часть металла щек с наиболее удаленных от оси вала мест снимают в пределах,

обеспечивающих их необходимую прочность. Две щеки и шатунная шейка образуют кривошип вала. Число кривошипов соответствует числу цилиндров дизеля. Кормовой конец коленчатого вала главного дизеля имеет фланец для соединения с судовым валопроводом. Эту же часть вала обычно используют для привода распределительного механизма. От носовой части вала приводятся в действие различные вспомогательные агрегаты.

Смазывание трущихся деталей кривошипно-шатунного механизма обеспечивается, как указывалось, через соответствующие каналы в коренных подшипниках. В шатунные подшипники масло поступает по наклонным *о* (Рисунок 11,а) или радиальным канатам *б* (Рисунок 11,б). В последнем случае шатунные и коренные шейки выполняют полыми.

Внутренние полости шеек герметизируют с помощью заглушек 4, стянутых болтами. Масло из коренного подшипника поступает внутрь полой коренной шейки, по радиальному каналу, затем проходит в шатунную шейку 3 и через отверстие *б* - к шатунному подшипнику.

### **3.4 Понятие об уравновешение дизелей**

Как уже отмечалось, при работе дизеля на его поршни действуют в основном силы от давления газов и силы инерции. Давление газов во все стороны камеры сгорания (на поршень, стенки цилиндра, головку дизеля) передается равномерно и силы, возникающие при этом, взаимно уравновешиваются. Сумма сил инерции и моментов сил инерции относительно центра тяжести дизеля тоже должна равняться нулю. Когда это требование удовлетворяется, дизель считается уравновешенным. В противном случае силы инерции и их моменты могут вызвать вибрацию корпуса судна как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости.

Эффективным средством уравновешивания тепловых машин являются использование многоцилиндровых дизелей, у которых рабочие такты в различных цилиндрах чередуются равномерно по углу поворота вала. Для этого кривошипы вала располагают под углом, равным  $720^\circ/z$ ,  $z$  - у четырехтактных и  $360$  - у двухтактных дизелей, где  $z$  - число цилиндров. Наилучшая уравновешенность в данном случае достигается при одинаковом расположении кривошипов, равно отстоящих от середины коленчатого вала.

Уравновешиванию дизеля способствует и целесообразный порядок работы цилиндров, обеспечивающий в то же время и повышение равномерности вращения коленчатого вала.

Для сохранения уравновешенности дизеля не следует допускать, чтобы после ремонта массы поршней у одного дизеля отличались более чем на 0,5 - 1%, шатунов - на 0,2 - 1,5%.

Силы инерции и их моменты могут быть уравновешены и искусственно путем присоединения к кривошипам вала дополнительных масс, называемых противовесами. Массы противовесов подбирают так, чтобы действующие на них центробежные силы соответствовали по значениям силам, действующим на шатунные шейки валов, и были направлены в противоположную сторону. Для

уменьшения массы противовесов их стараются располагать как можно дальше от оси вращения коренной шейки вала. У некоторых двигателей противовесы отковывают за одно целое со щеками вала. Противовесы разгружают подшипники коленчатого вала от центробежных сил, поэтому ими оборудуют иногда даже полностью уравновешенные дизели.

### **3.5 Крутильные колебания коленчатого вала**

Во время рабочего хода сила давления газов, воспринимаемая кривошипно-шатунным механизмом, стремится скрутить коленчатый вал относительно валопровода и гребного винта, которые в этот момент имеют меньшую частоту вращения. С уменьшением вращающего момента (в период между очередными вспышками топлива) коленчатый вал раскручивается, проходит равновесное состояние и закручивается в обратном направлении. Так возникают крутильные колебания вала. Момент, входящий коленчатый вал из состояния равновесия, принято называть возмущающим, а колебательные движения его - вынужденными.

Упругие колебания вала и насаженных на него масс, возникающие после прекращения действия возмущающих моментов, называют свободными. Они совершаются с определенной частотой (числом колебаний в секунду), называемой частотой свободных колебаний. С изменением частоты возмущающего момента (изменением частоты вращения коленчатого вала) меняет свое значение и частота вынужденных колебаний системы. В случае совпадения частоты возмущающего момента с частотой свободных колебаний системы наступает резонанс. Частоту вращения вала, при которой наступает резонанс, называют критической. При работе на такой частоте вращения возможны стуки во всех сочленениях деталей, вибрация дизеля на фундаменте и даже поломки вала. Современные дизели проектируют с расчетом, чтобы критическая частота вращения их вала находилась за пределами рабочей. На шкале тахометра зона критической частоты вращения вала ограничивается красными линиями.

Работа дизеля в этой зоне запрещается и ее следует проходить быстро при изменении подачи топлива.

Для поглощения энергии крутильных колебаний на коленчатых валах судовых дизелей устанавливают демпферы механического или жидкостного трения. С помощью механического (пружинного) гасителя колебаний используются силы трения, возникающие при крутильных колебаниях между носовой или кормовой частями вала и ободом демпфера. При работе дизеля ступица демпфера повторяет колебания коленчатого вала, а обод стремится благодаря инерции сохранить свою частоту вращения постоянной. Разность частот вращения ступицы и обода демпфера вызывает проскальзывание их одного относительно другого. Энергия колебаний вала затрачивается при этом на преодоление сил трения между ступицей и ободом, разделяемых дисками трения с пружинами. Жидкостные демпферы работают по такому же принципу, как и механические, только ступицу и обод у последних разделяет силиконовая жидкость с высокой вязкостью, представляющая собой раствор солей кремния [4, 5].

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В качестве машин, преобразующих тепловую энергию в механическую, на судах речного флота используют преимущественно поршневые двигатели внутреннего сгорания с самовоспламенением топлива в среде сжатого в цилиндре воздуха. Такие двигатели получили наименование дизелей по фамилии их изобретателя - немецкого инженера Р.Дизеля. Судовые дизели состоят из большого количества различных устройств, выполняющих в процессе их эксплуатации определенные функции, и полное освоение конструкционных и эксплуатационных особенности дизельных двигателей требует специального изучения дисциплины «Судовые двигатели внутреннего сгорания».

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конкс Г.А., Лашко В.А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. – М.: Машиностроение, 2005.
2. Артамонов, Морли, Скворцов. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей. М., 1978, 247 с.
3. Завлин М.Л., Семенов Б.Н. Основные направления развития отечественных судовых и промышленных маломерных дизелей. Двигателестроение. Л., 1980, стр. 5-8.
4. Свиридов Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. М.: Машиностроение, 1972.
5. JF Alcock and W.M. Skott . Some more light on Diesel combustion. The Institution of Mechanical Engineers. Automobile Division. 1963. London pp 3-15.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ДИЗЕЛЕЙ.....	4
1.1 Основные детали, механизмы и системы дизелей.....	4
1.2 Четырехтактные дизели.....	5
1.3 Двухтактные дизели.....	8
1.4 Сравнительная характеристика четырех- и двухтактных дизелей.....	8
1.5 Силы и моменты, действующие в дизеле.....	9
1.6 Классификация четырехтактных дизелей.....	11
2. ОСТОВ ДИЗЕЛЕЙ.....	13
2.1 Фундаментные рамы и картеры.....	13
2.2 Коренные подшипники.....	15
2.3 Цилиндры и блок-картеры.....	16
2.4 Крышки цилиндров. Головки блока цилиндров. Моноблоки.....	18
3. ДЕТАЛИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	20
3.1 Поршневая группа.....	20
3.2 Шатуны.....	24
3.3 Коленчатые валы.....	27
3.4 Понятие об уравновешенности дизелей.....	28
3.5 Крутильные колебания коленчатого вала.....	29
ЗАКЛЮЧЕНИЯ.....	30
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	31