А.Ф. ГОГИН
Е.Ф. НИВАЛНИН
А.А. БОГДАНОВ

СУДОВЫЕ ДИЗЕЛИ



39.4333
Г

А.Ф. ГОГИН
Е.Ф. КИВАЛКИН
А.А. БОГДАНОВ

СУДОВЫЕ ДИЗЕЛИ

(ОСНОВЫ ТЕОРИИ, УСТРОЙСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ)

Издание четвертое,
переработанное и дополненное

Допущено
Управлением кадров
и учебных заведений Минречфлота
в качестве учебника
для речных училищ и техникумов
водного транспорта

118642

МОСКВА "ТРАНСПОРТ" 1988

УДК 621.436.71(075.3)

Гогин А. Ф., Кивалкин Е. Ф., Богданов А. А. Судовые дизели: основы теории, устройство и эксплуатация. Учебник для речных училищ и техникумов водного транспорта. 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1988. 439 с.

В книге изложены основы теории двигателей внутреннего сгорания, рассмотрены конструкции современных дизелей речных судов, их основных узлов, систем, устройств дистанционного и автоматизированного управления, приведены сведения об организации технической эксплуатации и охране труда, описаны приемы обслуживания дизелей.

В четвертом издании книги (3-е — 1978 г.) полностью переработан ряд разделов, отражены изменения в конструкциях дизелей, учтен передовой опыт технической эксплуатации.

Книга является учебником для учащихся судомеханической специальности речных училищ и техникумов в системе очного и заочного обучения. Может быть полезна работникам пароходства в их практической деятельности.

Ил. 260, табл. 30, библиогр. 29 назв.

Рецензенты О. М. Арцимович и Г. И. Рябцев

Редактор Л. П. Леонтьева

Первая часть и гл. IV—VII, XII—XIV написаны А. Ф. Гогиным и А. А. Богдановым, гл. VIII—XI, XV—XVI — А. Ф. Гогиным и Е. Ф. Кивалкиным, третья часть — Е. Ф. Кивалкиным.

Г 3605030000-211 / 049(01)-88 204-88

ISBN 5-277-00084-5

свод. пл. вып. лит. для сред. спец. учеб. заведений на 1988 г.

© Издательство «Транспорт», 1988

ПРЕДИСЛОВИЕ

Перед транспортом страны поставлены задачи по своевременному, качественному и полному удовлетворению потребностей народного хозяйства и населения в перевозках, повышению экономической эффективности его работы. Работникам речного транспорта предстоит существенно улучшить использование речных судов, производственных мощностей портов и заводов.

Решение этих задач возможно при условии качественного изменения уровня технической эксплуатации судов, непрерывного повышения квалификации специалистов технических служб пароходств, заводов и судовых механиков, изменения подхода к решению многих технических задач.

Обеспечение необходимой технической литературой и учебниками является составной частью программы подготовки квалифицированных кадров для речного флота.

Учебник «Судовые дизели» предназначен для изучения одной из профилирующих дисциплин по судомеханической и судоводительской специальностям учащимися речных училищ и техникумов.

Вопросы теории рабочего цикла, кинематики и динамики дизелей рассмотрены в учебнике в том аспекте и объеме, который соответствует эксплуатационному профилю специальности. Конструкция дизелей и вопросы их эксплуатации рассмотрены применительно к основным типам двигателей серийных судов речного флота.

В четвертом издании книги некоторые устаревшие конструкции заменены новыми, текст приведен в соответствие с действующими стандартами, значительное внимание уделено вопросам автоматизации и контроля.

Авторы отмечают большие заслуги А. Ф. Гогина в создании стабильного учебника «Судовые дизели» для речных училищ и техникумов.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДИЗЕЛЕЙ

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 1. Принцип действия четырехтактного дизеля

Дизель является разновидностью двигателей внутреннего сгорания (ДВС), у которых топливо сгорает внутри рабочего цилиндра. Существуют также тепловые двигатели с внешним сгоранием.

Рабочий цилиндр (или просто цилиндр) *3* дизеля (рис. 1) установлен на станине *2*, крепящейся к фундаментной раме *1*. Цилиндр *3* закрыт сверху крышкой *7*, снабженной форсункой *6*, впускным *9* и выпускным *5* клапанами.

Внутри цилиндра движется поршень *10*, связанный шатуном *11* с кривошипом *12* коленчатого вала. Крайние положения поршня называют его мертвыми точками: верхней (в. м. т.) и нижней (н. м. т.). Расстояние, проходимое поршнем при его движении от одной мертвой точки до другой, называют ходом поршня. За один полный оборот коленчатого вала поршень делает два хода.

Предположим, что поршень начинает свое движение вниз от в. м. т (рис. 1, *а*). К этому моменту специальный привод от коленчатого вала открывает впускной клапан *9* (его часто называют также всасывающим), сообщая цилиндр с атмосферой через впускной коллектор *8*.

Так как при движении поршня вниз объем над ним увеличивается, в цилиндр начнет поступать (засасываться) воздух из атмосферы. Следовательно, первый ход поршня может быть назван ходом впуска, или ходом всасывания.

По приходе поршня в н. м. т. впускной клапан *9* закрывается и пространство над поршнем *10* внутри цилиндра *3* становится замкнутым (рис. 1, *б*). Поэтому при движении вверх поршень будет сжимать находящийся в цилиндре воздух, т. е. совершать ход сжатия. В конце сжатия, когда поршень подойдет к в. м. т., давление воздуха в цилиндре достигнет 3000—4500 кПа. В результате этого температура воздуха в цилиндре повышается до 750—900 К, а иногда и выше.

Незадолго до прихода поршня в в. м. т. форсунка *6* впрыскивает в цилиндр мелко распыленное жидкое топливо. Попавшие в сильно нагретый от сжатия воздух частички топлива самовоспламеняются вследствие его высокой температуры и сгорают. Никаких дополнительных средств для воспламенения топлива в дизеле не предусматривают. Продукты сгорания топлива в смеси с частью воздуха, оказавшейся избыточной, образуют рабочий газ. Вследствие сгорания топлива повышаются температура рабочего газа до 1700—2000 К и давление до 5000—8000 кПа.

Процесс сгорания топлива протекает в течение того времени, когда поршень переходит через в. м. т. Под давлением рабочего газа поршень *10* движется вниз, вращая коленчатый вал (рис. 1, *в*). Объем рабочего газа увеличивается, его давление понижается: происходит процесс расширения. Поскольку расширяющийся газ совершает полезную работу, этот ход поршня принято называть рабочим.

К приходу поршня в н. м. т. газ прекращает расширяться. Открывается выпускной (выхлопной) клапан *5* и

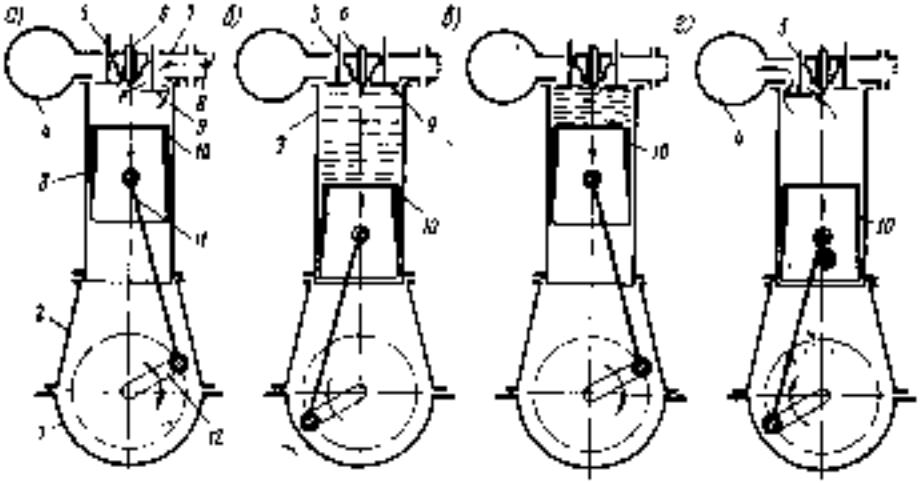


Рис. 1. Схема работы четырехтактного дизеля

при последующем движении поршня *10* вверх (рис. 1, *г*) отработавший газ через клапан *5* и выпускной коллектор *4* выходит в атмосферу. Когда поршень придет в в. м. т., выпускной клапан *5* закроется, а впускной *9* откроется (см. рис. 1, *а*) и начнется вновь процесс впуска (всасывания).

Таким образом, за четыре хода поршня, или за два вращения коленчатого вала, в цилиндре произошли следующие процессы: всасывания, сжатия, сгорания, расширения, выпуска. Совокупность процессов, в результате которых достигнуто первоначальное состояние газа, называют **циклом**. Часть цикла, совершающуюся за один ход поршня, принято называть **тактом**. Рассмотренный цикл осуществился за четыре такта, поэтому двигатель такого типа называют четырехтактным.

Теоретическая индикаторная диаграмма. Цикл работы двигателя может быть изображен графически в осях $V-p$ (объем — давление). Значения величины V_x, равные объему, заключенному над поршнем, откладывают по оси абсцисс, а давление p в цилиндре — по оси ординат (рис. 2). Такой график обычно называют **индикаторной диаграммой**, его может вычертить при работе двигателя прибор, называемый индикатором. Однако на рис. 2 изображена не действительная, а теоретическая диаграмма, построенная по данным расчетного цикла. В теории ДВС ее называют поэтому диаграммой расчетного цикла.

При положении поршня в н. м. т. весь объем, находящийся над ним, V_a, называют **полным объемом цилиндра**, а при положении поршня в в. м. т. весь объем над ним V_c — **объемом пространства (камеры) сжатия**. Разность $V_a = V_a - V_c$ называют **рабочим объемом цилиндра**.

Отношение полного объема цилиндра к объему пространства сжатия называют **степенью сжатия**, т. е.

$$\varepsilon = V_a / V_c.$$

Таким образом, по степени сжатия можно судить, во сколько раз умень-

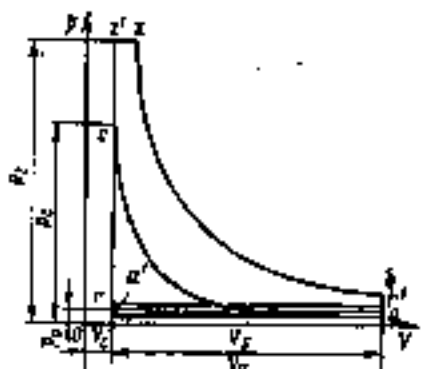


Рис. 2. Теоретическая (расчетная) индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля

шился объем в цилиндре за ход сжатия ($\varepsilon = 12 \div 18$ у дизелей речного флота).

При ходе всасывания, когда поршень движется вниз, объем увеличивается от V_c до V_a и в цилиндр засасывается воздух из атмосферы. Вследствие сопротивления каналов внутри крышки цилиндра и впускного клапана давление в цилиндре меньше давления p_0 окружающей среды. Давление всасывания можно считать постоянным, поэтому график процесса всасывания (или линия всасывания) $a'a$ будет параллелен оси абсцисс и расположен ниже линии давления окружающей среды p_0. Когда поршень во втором такте также движется вверх при закрытом впускном клапане, объем в цилиндре уменьшается с V_a до V_c, а давление повышается до p_c — давления конца сжатия. Изменение давления по мере уменьшения объема характеризует линия сжатия ac.

В результате воспламенения топлива давление в цилиндре быстро, можно считать мгновенно, повышается до p_z. Однако не все топливо сгорает за то короткое время, в течение которого поршень переходит в. м. т. Горение продолжается и после того, как поршень из в. м. т. начал двигаться вниз. Поскольку одновременно газу сообщается теплота (продолжается горение топлива) и увеличивается его объем (поршень движется вниз), давление в цилиндре в этот период сохраняется постоянным. Таким образом, на теоретической индикаторной диаграмме можно отметить две линии горения: cz' — горения при постоянном объеме и $z'z$ — горение при постоянном давлении.

После сгорания топлива начинается расширение рабочего газа: объем увеличивается, давление уменьшается, что отражено на диаграмме линией расширения zb.

При положении поршня в в. м. т. открывается выпускной клапан и цилиндр сообщается с атмосферой. Однако в момент открытия клапана давление в цилиндре составляет еще 250—500 кПа, т. е. значительно выше атмосферного. Поэтому после открытия клапана часть газа под действием давления быстро выходит из цилиндра, что характеризуется линией br'. Затем поршень движется вверх, вытесняя выпускной газ в атмосферу. Давление в цилиндре будет выше атмосферного и в течение всего хода поршня останется примерно постоянным (линия $r'r$). Таким образом, линий выпуска на теоретической диаграмме тоже две: линия свободного выпуска br' и линия принудительного выпуска $r'r$. Выпуск в его первой фазе называют свободным потому, что отработавший газ вытекает лишь вследствие разности давлений, тогда как во второй фазе газ вытесняет из цилиндра поршень.

§ 2. Принцип действия двухтактного дизеля

Недостаток четырехтактного двигателя в том, что лишь один из четырех ходов поршня рабочий, а три подготовительные, совершающиеся с затратой энергии, выделяющейся за рабочий ход. Более удачно сочетание рабочей и подготовительной частей цикла у двухтактного двигателя.

В простейшем двухтактном дизеле нет впускных и выпускных клапанов. Вместо них цилиндр *5* снабжен впускными *9* и выпускными *3* окнами (рис. 3). Окна открывает и закрывает поршень *8*, связанный шатуном *2* с кривошипом *1* коленчатого вала. Существенно, что высота выпускных окон *3* больше, чем впускных *9*. Цилиндр закрыт крышкой *7*, в которую вставлена форсунка *6*.

Предположим, что поршень *8* движется вверх, как изображено на рис. 3, *а*. Поскольку окна *3* и *9* перекрыты поршнем, воздух в цилиндре сжат примерно до тех же параметров, что и у четырехтактного дизеля. При положении поршня вблизи в. м. т. в цилиндр форсунка *6* впрыскивает топливо, самовоспламеняющееся и сгорающее подобно тому, как это бывает в четырехтактном дизеле.

Под давлением газа поршень *8* движется вниз, происходит процесс рас-

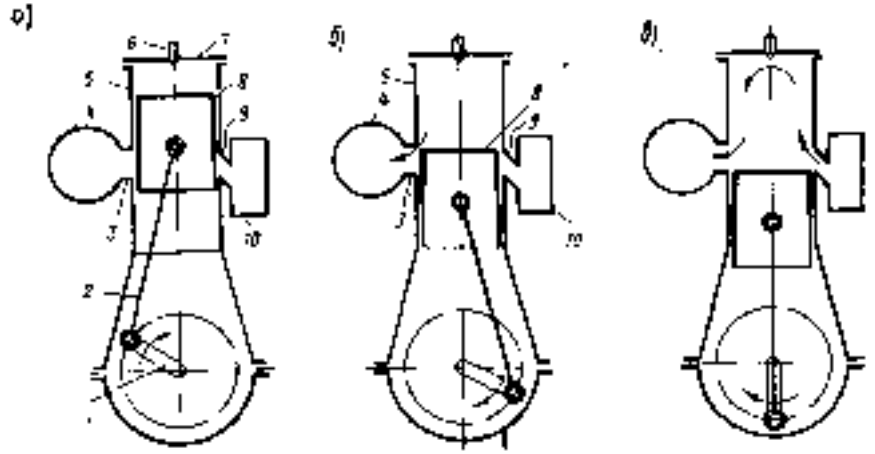


Рис. 3. Схема работы двухтактного дизеля

ширения, в течение которого совершается полезная работа. Расширение продолжается до открытия поршнем *8* выпускных окон *3* (рис. 3, *б*). С этого момента начинается выпуск отработавшего газа в выпускной (выхлопной) коллектор *4* *.

Несколько позднее поршень откроет впускные окна *9*, через которые из ресивера *10* ** в цилиндр *5* поступит сжатый воздух. Так как давление в цилиндре двухтактного двигателя бывает всегда выше атмосферного, воздух должен находиться в ресивере *10* под давлением, равным обычно 120 - 150 кПа. Этот воздух называют продувочным: поступая в цилиндр, он вытесняет из цилиндра отработавший газ, т. е. продувает цилиндр (рис. 3, *в*). Термин «продувочный» применяют к окнам *9* (продувочные окна), ресиверу *10* (ресивер продувочного воздуха), к насосу, подающему воздух в ресивер *10* (продувочный насос).

Итак, после открытия продувочных окон *9* в цилиндре происходят выпуск и продувка. Эти процессы будут продолжаться в течение того времени, за которое поршень движется вниз до н. м. т. (см. рис. 3, *в*) и затем вверх до закрытия им продувочных окон *9* (см. рис. 3, *б*). Несколько позднее поршень закроет выпускные окна *3* и начнется процесс сжатия.

Как видно, рабочий цикл совершился за два хода поршня, он состоит из двух тактов, что и определяет название двигателя: двухтактный.

Теоретическая индикаторная диаграмма. В двухтактном цикле различают большее число характерных объемов, чем в четырехтактном (рис. 4). Общими для обоих циклов являются понятия:

V_c — объем пространства (камеры) сжатия;

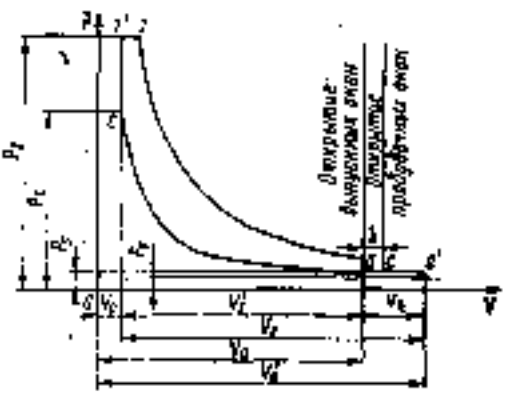


Рис. 4. Теоретическая (расчетная) индикаторная диаграмма двухтактного дизеля

* Коллекторами называют трубу или аналогичное устройство, служащее для сбора и отвода газа или жидкости.

** Ресивером принято называть сосуд (трубу), имеющий такую вместимость, чтобы при периодических поступлениях в него и расходах из него воздуха (или другого газа) давление внутри ресивера колебалось незначительно.

V_s — рабочий объем цилиндра;

$V_c = V_s + V_c$ — полный объем цилиндра.

Характерными только для двухтактного цикла будут:

V_k — потерянный объем части хода поршня (он соответствует высоте выпускных окон);

$V_s' = V_s - V_k$ — полезная часть рабочего объема цилиндра;

$V_u = V_s' - V_k$ — полезный объем цилиндра.

Степенью сжатия (действительной) в двухтактном двигателе называют отношение

$$\varepsilon = V_a' : V_c$$

После того как движущийся вверх поршень закроет выпускные окна, начинается сжатие воздуха (линия ac). Когда поршень приходит в в. м. т. в цилиндр впрыскивается топливо, часть которого сгорает при постоянном объеме (cz'), часть — при постоянном давлении ($z'z$). Значения величин: степень сжатия ε, давление в конце сжатия p_c и максимальное давление сгорания p_z такие, как у четырехтактного дизеля.

Расширение рабочего газа (линия zb) заканчивается в тот момент, когда поршень открывает выпускные окна, через которые отработавший газ выходит в атмосферу. Таким образом, газ расширяется в пределах объема V_u, вследствие чего его называют полезным.

После открытия выпускных окон начинается свободный выпуск (линия ba). Теоретически давление в цилиндре снижается при свободном выпуске до давления p_s продувочного воздуха мгновенно. Практически это давление понижается в течение времени от открытия поршнем выпускных окон до открытия продувочных (точка e). При дальнейшем движении поршня до в. м. т. и от нее до закрытия продувочных окон происходит продувка ($ep'e$). Выпуск продолжается от закрытия продувочных окон до закрытия выпускных (линия ea).

Таким образом, за время, соответствующее изменению объема цилиндра V_k, происходят процессы газообмена: выпуск, продувка. Таким образом, для работы газа часть хода, соответствующая высоте окон, потеряна. Этим и объясняется термин: «потерянная часть хода поршня».

Из диаграммы видно, что в любой момент рабочего цикла давление в цилиндре двухтактного двигателя выше давления p_0 окружающей среды.

Особенности двухтактных двигателей. Частота циклов в цилиндре двухтактного двигателя вдвое больше, чем у четырехтактного: у первого цикл совершается за одно вращение вала, у второго — за два. Это значит, что при тех же размерах (диаметре цилиндра, ходе поршней) и при одинаковой частоте вращения двухтактный двигатель должен развивать мощность в 2 раза больше, чем четырехтактный. Однако часть хода поршня двухтактного двигателя с точки зрения работы газа является потерянной. Поэтому практически у двухтактного двигателя развиваемая мощность в 1,7—1,8 раза больше, чем мощность четырехтактного. Если же сравнивать двигатели одинаковой мощности, то размеры и, следовательно, масса меньше будут у двухтактного. Работа газа в цилиндре совершается лишь в течение части цикла, т. е. импульсами, в связи с чем вал двигателя вращается неравномерно. У двухтактных двигателей импульсы слабее, но чередуются в 2 раза чаще, чем у четырехтактных. Из этого следует, что вал двухтактного двигателя вращается равномернее, чем вал четырехтактного.

Устройство двухтактного двигателя с продувкой через окна проще четырехтактного: у первого отсутствуют клапаны и механизм их привода. По этой причине двухтактные двигатели легче обслуживать.

Недостатки двухтактных двигателей: прежде всего они менее экономичны, так как очистка цилиндров в них хуже, чем у четырехтактных, и теряется часть энергии на привод продувочного насоса. В двухтактном двигателе процесс сгорания повторяется в 2 раза чаще, чем в четырехтактном, поэтому детали его испытывают более

высокую тепловую нагрузку, а в сочетании с повышенными механическими напряжениями срок службы двухтактных двигателей по сравнению с четырехтактными уменьшается.

Перечисленные основные достоинства и недостатки двухтактных двигателей предопределили их применение. Много строят двухтактных двигателей малой мощности, в частности подвесных лодочных моторов. Это объясняется сравнительной простотой их устройства и обслуживания, которое могут осуществлять люди с минимальной технической подготовкой. Наиболее распространены в народном хозяйстве двигатели средней мощности, поэтому они должны быть наиболее экономичными и иметь наибольший срок службы. Такому требованию удовлетворяют четырехтактные двигатели, поэтому их чаще применяют. На судах речного флота двухтактных двигателей очень мало.

Чтобы уменьшить габаритные размеры и массу малооборотных двигателей большой мощности, их чаще всего строят двухтактными. Даже в двухтактном исполнении диаметр цилиндра дизеля достиг в настоящее время 1060 мм, ход поршня — 2000 мм, а при четырехтактном исполнении размеры этих деталей были бы больше.

Следует отметить, с повышением мощности экономичность двухтактных двигателей приближается к экономичности четырехтактных, а срок службы мощных двухтактных достаточно велик потому, что их строят малооборотными.

§ 3. Конструкция дизеля

Основные детали. В дизелях принято выделять прежде всего так называемые основные детали: неподвижные и подвижные.

К неподвижным основным деталям, или к деталям остова двигателя, относят: фундаментную раму, станину, цилиндры (или блок-картер), крышки цилиндров, а к подвижным деталям кривошипно-шатунного механизма (основным деталям движения): поршни, шатуны, коленчатый вал, маховик.

Фундаментная рама *1* (рис. 5) является основной деталью, воспринимающей все действующие в дизеле силы. Ее крепят к судовому фундаменту. На фундаментную раму устанавливают станины, а на станины — цилиндры. Конструктивную схему такой рамы см. на рис. 1, где станина обозначена поз. *2*, а цилиндр — поз. *3*. Однако для двигателей речного флота характерно исполнение станин и цилиндров в виде одной детали *5* (см. рис. 5), называемой блок-картером. Внутри фундаментной рамы и блок-картера (станины) образуется замкнутое пространство *a*, называемое картерным, в нем движутся детали кривошипно-шатунного механизма.

Цилиндры закрыты сверху крышками *11*, в которые вставлены клапаны *9* и *16*, форсунка *14* и некоторые другие детали. Поскольку в цилиндре во время работы двигателя действуют высокие температуры, стенки блок-картера и крышки цилиндров могут сильно нагреваться. Во избежание этого названные детали охлаждают водой, которая поступает из магистрали *6* в нижнюю часть пространства между втулками *18* цилиндров и стенкой блок-картера (зарубашечное пространство), движется вверх, переходит в пространство внутри крышки *11* цилиндра и через кран *12* уходит на охлаждение выпускного коллектора, а затем — в отводную магистраль.

Поршень *7* соединен с шатуном *4* пальцем *19*. В верхней части поршня предусмотрены уплотнительные кольца *8*, предотвращающие пропуск воздуха или газа между поршнем и втулкой цилиндра. Шатун *4*, преобразующий поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала, нижней головкой охватывает шейку *3* кривошипа *2* коленчатого вала. Подшипники *22*, в которых вращается коленчатый вал, опираются на фундаментную раму. На внешнем конце коленчатого вала насажен маховик *23* с большим моментом инерции, препятствующим значительным коле-

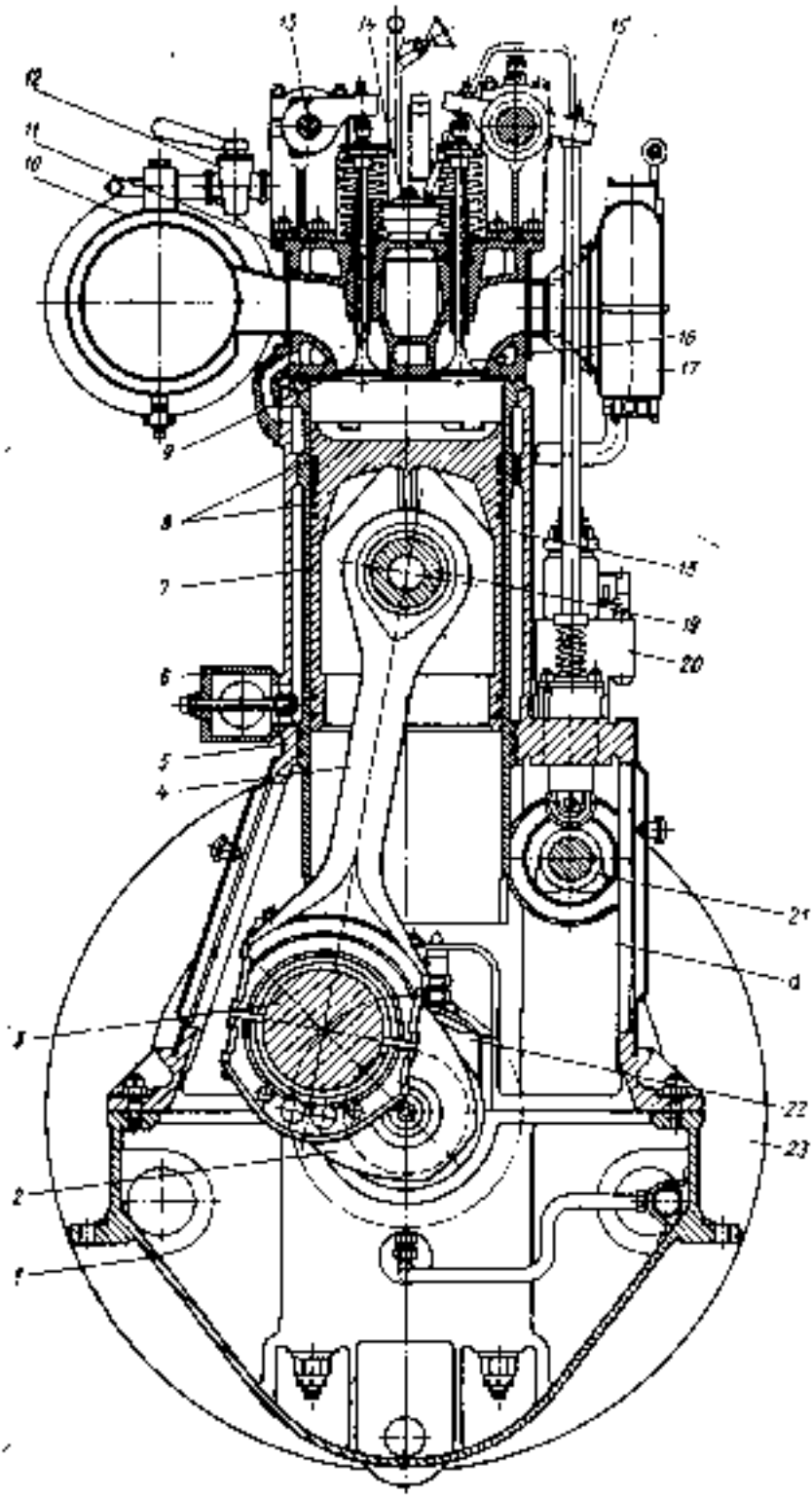


Рис 5 Четырехтактный дизель

баниям частоты вращения коленчатого вала.

Системы. Многие детали и механизмы двигателя объединены в единые комплексы, каждый из которых выполняет какую-то частную функцию при работе двигателя или при управлении им. Такие комплексы называют системами или устройствами.

Строгого разграничения в определении систем и устройств нет. Чаще всего к системам относят такие комплексы деталей и механизмов, которые предназначены для постоянного обслуживания двигателя в работе. Если придерживаться этого определения, то в дизеле можно выделить следующие комплексы:

система газораспределения, предназначенная для периодической смены заряда в цилиндре. К ней относят клапаны *9* и *16* (см. рис. 5), приводы *13* и *15* открытия клапанов, распределительный вал *21*, привод распределительного вала, впускной *17* и выпускной *10* коллекторы и некоторые другие узлы. Часть двигателя со стороны расположения распределительного вала и клапанных приводов называют стороной распределения двигателя;

топливная система, обеспечивающая хранение, очистку и подачу топлива в цилиндры в распыленном виде. В состав системы входят различные емкости, фильтры, насосы *20*, подающие топливо в форсунки *14* и др.

Смазочная система, непрерывно подающая к узлам трения предварительно очищенное и охлажденное масло. Для выполнения такой функции в ней есть насосы, фильтры, холодильники, баки и ряд других элементов;

система охлаждения, служащая для подачи, распределения и отвода охлаждающей двигатель воды и состоящая из насосов, баков, арматуры и т. п.

Кроме того, в дизелях предусмотрены система регулирования, автоматически поддерживающая заданную частоту вращения коленчатого вала, система контроля, сигнализации и защиты, позволяющая контролировать работу двигателя, автоматически подающая сигнал при нарушении нормальной работы и останавливающая его при появлении аварийного состояния.

Устройства. В двигателях предусматривают также комплексы деталей и механизмов, используемых периодически, в основном для управления ими. Такие комплексы обычно относят к устройствам.

Таким образом, ДВС не может начать работу без затраты внешней энергии. Чтобы топливо самовоспламенилось, необходимо предварительно сжать в цилиндре воздух, а это можно обеспечить лишь при достаточной скорости поршня. Для первоначального раскручивания вала двигателя благодаря использованию внешней энергии предусматривают пусковое устройство. У крупных судовых двигателей пуск выполняет сжатый воздух, на небольших двигателях — электрические пусковые устройства. В первом случае цилиндры двигателя снабжены специальными пусковыми клапанами, а двигатель в целом — распределительным органом. Во втором случае на двигателе устанавливают электростартер.

Для обеспечения движения судна вперед или назад главный судовой двигатель должен работать с разным — по потребности — направлением вращения вала. Изменение направления вращения осуществляет реверсивное устройство, одно из самых сложных.

Так как пуск и реверсирование двигателя выполняют сжатым воздухом, то необходимо устройство для приготовления и хранения сжатого воздуха. Его же используют для обеспечения сжатым воздухом аппаратов подачи звуковых сигналов, для санитарной системы судна и др.

При эксплуатации теплоходов часто приходится воздействовать на те или иные системы и устройства двигателя в целях изменения режима его работы, в том числе для остановки, реверсирования, пуска. Эти операции выполняет устройство управления. На современных теплоходах предусмотре-

ны автоматизированные устройства управления, позволяющие изменять режим работы двигателя непосредственно на ходовой рубке так, что целый ряд (программа) операций совершаются в результате одного движения руки человека.

Двигатели внутреннего сгорания других типов могут иметь отличные от названных системы и устройства.

§ 4. Классификация двигателей внутреннего сгорания

По назначению. В зависимости от назначения в народном хозяйстве применяют различные двигатели с теми или иными особенностями. По этому признаку различают судовые двигатели, предназначенные для установки на судах или других плавсредствах. Такие двигатели должны быть оборудованы в соответствии с требованиями Речного Регистра РСФСР или Регистра СССР для привода судовых движителей или вспомогательных агрегатов.

Устанавливаемые на судах и плавсредствах двигатели делятся на главные и вспомогательные. Главным называют двигатель, являющийся источником энергии для выполнения основной задачи судна: у транспортных судов — приведение в действие судового движителя, на судах и плавсредствах технического флота — перемещение грунта (у земснарядов), или перекачивание нефтепродуктов (у нефтетанкеров) и др.

Остальные судовые двигатели относят к вспомогательным. Они предназначены для привода электрогенераторов судовых электростанций, лебедок, компрессоров, насосов и других механизмов.

Устанавливаемые на тепловозах двигатели называют тепловозными.

Промышленные двигатели предназначены для использования на наземных стационарных или передвижных установках: электростанциях, насосно-перекачивающих или компрессорных станциях, холодильных установках рефрижераторов и т. д.

Широко распространены транспортные двигатели — автомобильные и тракторные. Измененные и приспособленные для работы в других условиях (например, в качестве судовых) такие двигатели получили название конверсионных.

По мощности. Согласно классификации Центрального научно-исследовательского дизельного института (ЦНИДИ) двигатели по агрегатной мощности делят на 4 группы: менее 74 кВт — маломощные; 74—736 — средней мощности; более 736—7360 — мощные; более 7360 кВт — сверхмощные.

Мощность главных судовых двигателей серийных судов доходит до 1600 кВт.

По способу осуществления рабочего цикла. В зависимости от того за сколько ходов поршня происходит рабочий процесс в цилиндре, различают четырех- и двухтактные двигатели. Последние могут быть с прямоточной продувкой, когда очистку и заполнение цилиндра осуществляет осевой поток воздуха (рис. 6, *а*, *б*). Впускные *1* и выпускные *2* органы расположены на противоположных концах цилиндра.

В некоторых двухтактных двигателях предусмотрена поперечная или контурная продувка. В этом случае продувочные потоки воздуха движутся в цилиндре по его контуру (рис. 7), совершая поворот у т. м. т. Продувочные *1* и выпускные *2* окна расположены в нижней части цилиндра на диаметрально противоположных его сторонах (рис. 7, *а*).

Двухтактный двигатель, у которого продувочные потоки воздуха сначала омывают днище поршня *3* (рис. 7, *б*), а затем, описав петлю, по контуру цилиндра направляются к выпускным окнам *2*, расположенным над продувочными *1* на одной и той же стороне цилиндра, имеет петлевую продувку.

По характеру сгорания топлива. Как в двухтактных, так и в четырехтактных дизелях, работающих по цик-

лу со смешанным сгоранием топлива, часть топлива сгорает при постоянном объеме (см. рис. 2, линия cz'), часть — при постоянном давлении (линия zz'). Существует цикл и со сгоранием топлива при постоянном объеме, когда все оно сгорает в момент нахождения поршня в в. м. т.

На рис. 8 изображены совмещенные диаграммы разных циклов. Следует оговориться, что для большей наглядности на диаграмме рис. 2 были не в соответствии с масштабом ординат раздвинуты линии всасывания $a'a$ и выпуска $r'r$. В действительности разность давлений выпуска и впуска очень мала и в масштабе ординат, принятом на рис. 2, эти линии практически сливаются в одну вместе с линией p_0, как, например, на рис. 8.

Нормальная диаграмма цикла со сгоранием при постоянном объеме (изохорный цикл) показана на рис. 8 сплошными линиями. На этой диаграмме r_1a — линия всасывания; ac_1 — линия сжатия; c_1z_1 — линия сгорания; z_1b — линия расширения; ba — линия свободного выпуска; ar_1, сливающаяся с r_1a, — линия принудительного выпуска.

Коэффициент полезного действия (к. п. д.) рабочего цикла теплового двигателя зависит от разности максимальной и минимальной температур рабочего тела (газа, пара): чем она больше, тем выше к. п. д. В ДВС разность температур рабочего тела является функцией степени сжатия. Если сравнить циклы с одинаковыми степенями сжатия, то к. п. д. двигателей с изохорным циклом будет выше, чем к. п. д. двигателей со смешанным сгоранием.

Положительное влияние повышения степени сжатия на к. п. д. заставляет стремиться к этому повышению. В двигателях с изохорным циклом такой путь труден, ибо связан со значительным ростом максимального давления цикла.

Диаграмма $r_1ac_1z_1bar_1$ на рис. 8 построена для степени сжатия $\varepsilon_1 = 7$. Здесь же построены диаграммы $r_2ac_2z_2bar_2$ (тонкие линии) изохорного и $r_2ac_1z_1'z_2bar_2$ (штрихи) смешанного циклов, соответствующие степени сжа-

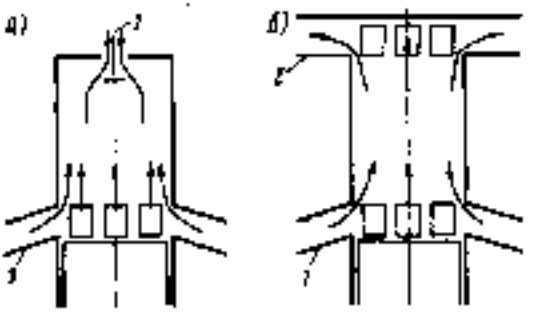


Рис 6 Конструктивные схемы прямоточной продувки двухтактных двигателей

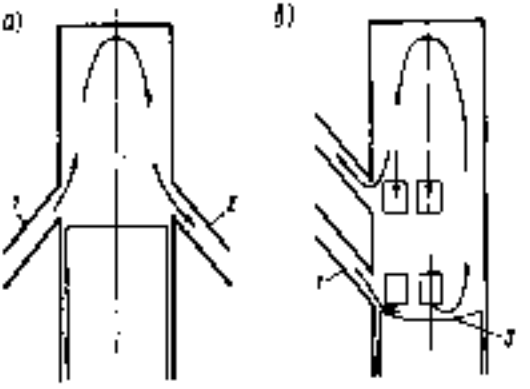


Рис 7 Типы гоперечных и контурных продувок двухтактных двигателей

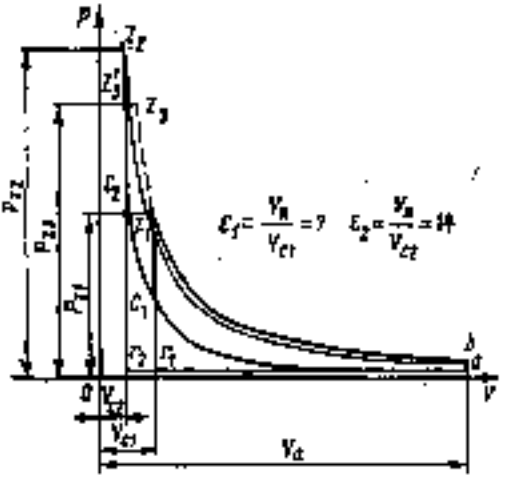


Рис 8 Совмещенные диаграммы изохорного и смешанного циклов двигателей

тия $\varepsilon_2 = 14$. Как видно из рисунка, при той же степени сжатия $\varepsilon_в$ максимальное давление p_{z1} смешанного цикла будет ниже, чем давление p_{z2} изохорного. Значит, при смешанном цикле нагрузки на детали будут ниже, чем при изохорном, поэтому детали могут быть меньших размеров, а изготовлять их можно из более дешевых материалов.

Если сравнить смешанный и изохорный циклы при одинаковом их максимальном давлении (а в этом случае степень сжатия у изохорного будет меньше), то к. п. д. двигателей смешанного цикла окажется выше. А отсюда и применимость циклов: двигатели низкого сжатия, например автомобильные, работают по изохорному циклу, двигатели высокого сжатия (дизели) — по смешанному.

Распространенность менее экономичных, чем дизели, двигателей низкого сжатия можно объяснить их надежностью, относительно простой конструкцией и меньшей шумностью в работе.

По способу воздухоснабжения цилиндров. В зависимости от способа заполнения цилиндров воздухом — без повышения давления или под давлением выше атмосферного — различают соответственно двигатели без наддува и с наддувом.

При наддуве создается повышенное давление воздуха в конце процесса наполнения, в результате чего в том же объеме цилиндра будет заключена большая масса воздуха, что позволит сжечь большее количество топлива, впрыскиваемого за цикл, а значит, увеличить работу и мощность двигателя.

Для создания наддува четырехтактные двигатели оборудуют компрессорами, подающими к впускным клапанам воздух под давлением выше атмосферного. У двухтактных двигателей с наддувом продувочный воздух поступает под более высоким давлением, чем у двигателей без наддува. Для этого, кроме продувочного насоса, двигатели снабжают дополнительным компрессором, причем иногда не одним.

Компрессор *4* (рис. 9, *а*), вырабатывающий наддувочный воздух, может быть приведен в движение от коленчатого вала с помощью повышающей передачи *5*. Такой наддув называют механическим. Нагнетаемый компрессором *4* воздух поступает по трубе *3* в наддувочный коллектор *2*, а затем к впускным клапанам *1* цилиндров.

На механический наддув затрачивается часть полезной мощности двигателя и в результате снижает его экономичность, что особенно заметно при высоких давлениях наддува. Поэтому механический наддув широко не применяют. На речном флоте встречается лишь один тип двигателя с механическим наддувом — двигатель М 400.

Некоторые двигатели изготовляют с так называемым посторонним наддувом, когда наддувочный воздух предварительно сжимает компрессор, приводимый от независимого источника энергии. Наиболее часто применяют двигатели с газотурбинным наддувом. В этом случае выпускные газы из цилиндров *1* (рис. 9, *б*), поступающие в коллектор *2*, а из него в корпус *3* газовой турбины, заставляют вращаться ротор *4*, на одном валу с которым насажено рабочее колесо *5* компрессора. Засасываемый из атмосферы воздух поступает под давлением в наддувочный коллектор *6*, а оттуда в цилиндры при открытии впускных клапанов *7*.

При газотурбинном наддуве утилизируют энергию выпускных газов, ко-

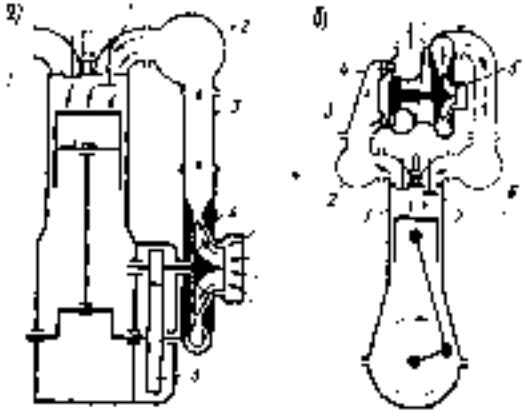


Рис. 9. Схемы наддува двигателей

торая в двигателях без наддува искусственно погашается в глушителе. Правда, с введением турбины повышается сопротивление выпуску, т. е. увеличивается затрата энергии на такт выпуска, но она меньше, чем при механическом наддуве, примерно в 3 раза. Поэтому газотурбинный наддув повышает экономичность работы двигателя.

В свою очередь различают газотурбинный наддув при постоянном давлении, когда выпускные газы из всех цилиндров поступают в общий выпускной коллектор, где вследствие большого объема выпускного коллектора давление газов перед турбиной близко к постоянному, а оттуда на лопатки газовой турбины, и импульсный.

Импульсный газотурбинный наддув применяют с целью лучшего использования энергии выпускных газов, для чего один или несколько выпускных трубопроводов с относительно малой площадью поперечного сечения соединяют цилиндры с неперекрывающимися фазами выпуска, в результате чего выпускные газы непрерывно поступают в турбину.

При импульсном наддуве используют и преобразователи импульсов. В этом случае выпускные газы подводят к турбине через преобразователь импульсов, состоящий из ряда сужающихся сопел и смесителей, предназначенных для выравнивания давления и расхода выпускных газов. В двухтактных малогабаритных двигателях с импульсным наддувом обеспечивается постоянный газообмен в цилиндрах на всех режимах при одноступенчатом сжатии воздуха в турбокомпрессоре.

В двухтактных двигателях с контурными и прямоточными продувками применяют комбинированный наддув. В зависимости от способа подключения приводных компрессоров или турбокомпрессоров, различают три схемы наддува: с последовательным, с параллельным и с последовательно-параллельным подключением тех или других компрессоров.

Кроме перечисленных разновидностей газотурбинного наддува возможен также динамический, или волновой, наддув, при котором инерция и колебательное движение потоков газа в процессах впуска и выпуска способствуют улучшению наполнения цилиндров.

Иногда двигатель оборудуют устройством — волновым обменником, в котором давление выпускных газов используют непосредственно для сжатия наддувочного воздуха (наддув типа «Комprекс»).

По роду применяемого топлива. Большинство двигателей работает на жидком топливе. Двигатели жидкого топлива делят на 2 группы: светлого (бензины, керосины и др.) и темного (дизельное, моторное, газотурбинное и др.) топлива. Двигатели, которые без конструктивных изменений могут работать на жидком топливе различных фракционных составов, называют многотопливными. Кроме них, существуют двухтопливные двигатели, которые могут работать на жидком или газообразном топливе и во время работы по необходимости их можно переводить с топлива одного вида на другой.

На наземных установках распространены газовые и газожидкостные двигатели. В первых используют газообразное топливо, которое воспламеняется принудительно электрической искрой или самовоспламеняется от сжатия, как у дизелей, работающих на жидком топливе. Достоинство газовых двигателей — малая токсичность выпускных газов.

Газожидкостные двигатели работают с воспламенением от сжатия. Основное топливо — газообразное, а жидкое, в небольших количествах впрыскиваемое в цилиндр при подходе поршня к в. м. т., самовоспламеняется и поджигает основное газообразное топливо.

По способу воспламенения. В двигателях с внутренним смесеобразованием самовоспламенение смеси топлива и воздуха осуществляется благодаря высокой температуре в цилиндре, возникшей только в результате его сжатия. В двигателях низкого сжатия самовоспламенение невозможно, поэтому

в них предусмотрено принудительное зажигание топлива электрической искрой. Эти двигатели называют двигателями с искровым зажиганием в отличие от дизелей, называемых двигателями с самовоспламенением от сжатия.

Двигателестроительные заводы выпускают конвертируемые двигатели. Путем некоторых конструктивных изменений их можно преобразовать в двигатели с искровым зажиганием или в дизели.

По способу смесеобразования. В двигателях газовых и светлого жидкого топлива, как правило, предусматривают внешнее смесеобразование, т. е. в цилиндр поступает готовая горючая смесь топлива с воздухом. Эта смесь образуется в особом смесителе. При использовании жидкого топлива смеситель называют карбюратором.

В двигателях с внутренним смесеобразованием воздух и топливо поступают в цилиндр раздельно, смешение их происходит внутри цилиндра. Организовать хорошее перемешивание топлива с воздухом при внутреннем смесеобразовании значительно труднее, чем при внешнем. Создать двигатели с внешним смесеобразованием для темного топлива не удается: если легкое светлое топливо в процессе смешения с воздухом испаряется, то темное остается в жидкой фазе и выпадает из смеси по пути в цилиндр, оседая на стенках коллекторов и патрубков.

У дизелей с внутренним смесеобразованием распыливание топлива может быть объемное, когда большая часть впрыскиваемого топлива распределяется в воздушном заряде, занимающем объем камеры сгорания; пленочное — большая часть впрыскиваемого топлива направляется на стенки камеры сгорания, образуя на них тонкую пленку, и лишь незначительная часть распыливается и перемешивается с воздушным зарядом за период впрыскивания и объемно-пленочное, когда одна часть впрыскиваемого топлива распределяется в объеме воздушного заряда, а другая направляется на стенки камеры сгорания, образуя на них пленку.

По типу камер сгорания. Формы камер сгорания, образованные поверхностями днищ поршней и крышек (головок) цилиндров, используемые для смесеобразования, бывают различными. Образцом двигателя с камерой сгорания в поршне является дизель ЯЧСП 18/22, в котором для смесеобразования и сгорания используется камера в головке поршня, соединяющаяся с надпоршневым пространством горловиной с проходным сечением, обеспечивающим перетекание воздуха с малыми скоростями и небольшими перепадами давлений. В такой конструкции организованное вихреобразование обеспечивается за счет радиально-направленных потоков воздуха, перетекающих из кольцевого надпоршневого пространства внутрь камеры, либо за счет тангенциально направленных потоков, образующихся во входных каналах головки.

Если камера сгорания размещена в головке поршня и в крышке (головке) цилиндра или между днищами поршней, такой двигатель называют двигателем с открытой камерой сгорания и непосредственным впрыскиванием топлива.

Для создания однородной топливно-воздушной смеси при вихрекамерном способе смесеобразования используют принцип вихревого движения воздуха в надпоршневом пространстве. При пониженном давлении впрыскивания топлива и коэффициенте избытка воздуха это позволяет добиться более полного сгорания топлива в двигателях с небольшими диаметрами цилиндров (4Ч10,5/13). В вихрекамерном двигателе смесеобразование и сгорание топлива в основном происходят в вихревой камере.

В некоторых конструкциях высокооборотных дизелей предусмотрен предкамерный способ смесеобразования. В этом случае для смесеобразования используют перепад давлений, возникающий в результате предварительного частичного сгорания топлива, вводимого в предкамеру. При таком способе смесеобразования камера сгорания состоит из предкамеры, расположенной в крышке цилиндра, и основ-

кой камеры, заключенной между днищами поршня и крышки.

У воздушно-камерных двигателей для смесеобразования используют струю воздуха, создаваемую в дополнительной части — воздушной камере во время процесса сжатия. Во время процесса расширения воздух из камеры вытекает. Распыливание и смесеобразование происходят вне воздушной камеры.

По частоте вращения коленчатого вала. Согласно ГОСТ 10448—80 двигатели делят на 5 групп:

I — рабочий режим при эксплуатации не контролируется, частота вращения коленчатого вала более 1800 мин$^{-1}$;

II — двигатели без наддува, частота вращения коленчатого вала 1500 мин$^{-1}$ и более;

III — двигатели с наддувом, частота вращения коленчатого вала 1500 мин$^{-1}$ и более;

IV — частота вращения от 250 мин$^{-1}$ до 1500 мин$^{-1}$;

V — частота вращения менее 250 мин$^{-1}$

По быстроходности. Тепловые и динамические напряжения в двигателе зависят от средней скорости поршня, которая является функцией частоты вращения коленчатого вала и хода поршня. Так как за один оборот вала поршень делает 2 хода, то можно записать

$$c_m = 2sn/60,$$

где c_m — средняя скорость поршня, м/с;
s — ход поршня, м;
n — частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$.

После сокращений

$$c_m = sn/30 \qquad (1)$$

По скорости поршня. Двигатели по значению средней скорости поршня делят на 3 группы

$c_m < 6{,}5$ м/с — тихоходные;

$c_m = (6{,}5 \div 9)$ м/с — средней быстроходности;

$c_m > 9$ м/с — быстроходные.

Чем выше средняя скорость поршня, тем двигатель при той же мощности компактнее, легче. Это — очень большое преимущество двигателей средней быстроходности и быстроходных, так как при их установке можно уменьшить размеры машинного отделения и увеличить грузовместимость и грузоподъемность судна. Двигатель с небольшими габаритными размерами и массой можно для ремонта снять с судна целым агрегатом и отправить в цех, тогда как крупные ремонтируют на месте, в неудобных условиях.

Вместе с тем при высокой средней скорости поршня сокращается срок службы двигателя, снижается его экономичность (больше расход топлива и смазочного масла), повышается шум от работы. В связи с этими недостатками быстроходные двигатели устанавливают лишь на судах, где строго ограничены размеры машинного отделения. Основной серийный флот оснащен среднеоборотными тихоходными двигателями. На некрупных транзитных судах и местном флоте установлены двигатели средней быстроходности с частотой вращения 750—1500 мин$^{-1}$, а на судах с подводными крыльями — быстроходные с частотой вращения до 1700 мин$^{-1}$.

По направлению вращения коленчатого вала. Двигатели конструируют левого и правого вращений. Направление (сторона) вращения определяют при взгляде с кормы (или от генератора) на верхнюю часть маховика.

Если в СЭУ два главных двигателя, работающих каждый на свой винт (двухвальная установка), то их ставят с разным направлением вращения.

Не следует отождествлять левый (правый) двигатель с двигателем левого (правого) вращения. Левый или правый двигатель (двигатели левой или правой моделей) — это двигатель, предназначенный для установки по соответствующему борту в машинном отделении. В целях упрощения контроля работы двух двигателей сразу их стороны распределения размещают к диаметральной плоскости судна. Если двигатель левый, то при взгляде с кормы сторона распределения будет у него справа, у правого — слева. Следовательно, двигатели левой или правой моделей по своей компоновке являются зеркальными отображениями.

11 8692

ми один другого. Сочетание типа модели и направления вращения в двигателе может быть различным, т. е. левый двигатель может иметь как левое, так и правое вращение.

Для сообщения судну движения вперед и назад гребной винт должен вращаться в разных направлениях. Большая часть главных двигателей может работать при любом направлении вращения вала. Такие двигатели называют реверсивными. На флоте используют много двигателей нереверсивных, т. е. таких, которые работают лишь при одном направлении вращения коленчатого вала. Нереверсивными бывают и главные двигатели. В этом случае в составе СЭУ теплохода предусматривают реверсивную муфту, позволяющую изменять направление вращения гребного винта при неизменном направлении вращения вала двигателя. Установка реверсивной муфты — это недостаток нереверсивных двигателей. Их преимуществами являются упрощенная конструкция самого двигателя и увеличенный срок службы. Последнее объясняют тем, что реверсивная муфта позволяет отключить винт от вала двигателя, ибо каждый пуск двигателя увеличивает износ его трущихся деталей.

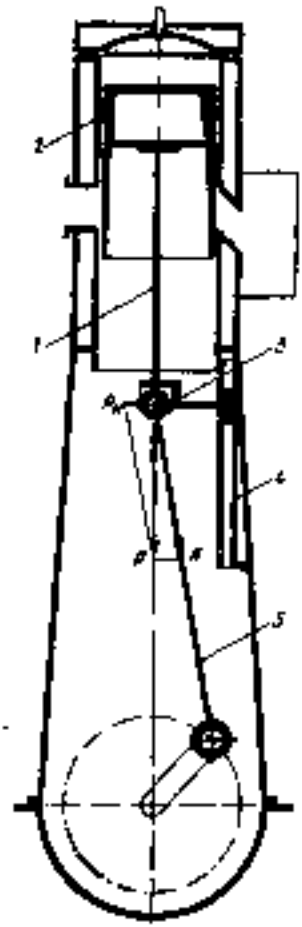


Рис. 10. Схема двухтактного крейцкопфного двигателя

По конструктивному исполнению. До сих пор рассматривали двигатели простого действия, у которых рабочий процесс совершается только в одной полости цилиндра. Существуют двухтактные двигатели двойного действия, имеющие две рабочие полости. Такие двигатели изготовляют только крейцкопфными, в каждом цилиндре предусматривают две крышки, сверху и снизу.

Двигатели двойного действия развивают мощность примерно в 2 раза больше, чем двигатели простого действия, однако они недостаточно надежны: в очень тяжелых условиях работают поршень и особенно шток. Поэтому двигатели двойного действия в настоящее время не строят, хотя на морском флоте они еще сохранились. В современных дизелях нижнюю (подпоршневую) полость иногда используют как компрессор для выработки наддувочного воздуха.

На судах почти не применяют двигатели с противоположно движущимися поршнями. Эти двигатели двухтактные, в каждом цилиндре которых по 2 механически связанных поршня, движущихся в противоположных направлениях. Между поршнями располагается камера сгорания.

По восприятию поршнем сил от бокового давления. В этом случае двигатели классифицируют на тронковые и крейцкопфные. Все ранее описанные схемы двигателей относятся к тронковым: их поршень соединен пальцем непосредственно с шатуном. В крейцкопфном двигателе (рис. 10) поршень 2 штоком 1 соединен с крейцкопфом (ползуном) 3, который сцеплен с шатуном 5. Крейцкопф 3

движется в направляющих (параллелях) 4, препятствующих его горизонтальному смещению.

Крейцкопфные двигатели значительно выше тронковых, примерно на размер хода поршня, и, следовательно, тяжелее. Преимущество их перед тронковыми — меньше изнашиваются детали цилиндропоршневой группы. Это объясняют тем, что нормальную (по отношению к оси цилиндра) силу P_N, получающуюся в результате разложения силы P, действующей на поршень, воспринимает крейцкопф 3. В тронковом двигателе эта сила прижимает поршень к стенке цилиндра. Крейцкопфные двигатели меньше расходуют смазочного масла.

Чем больше размеры и мощность дизелей, тем чаще их строят крейцкопфными.

По расположению и числу цилиндров. Чем больше число цилиндров, тем сложнее двигатель, поэтому увеличивать их можно до разумных пределов.

Однако чем больше число цилиндров, тем чаще следуют один за другим рабочие ходы и вал вращается равномернее. Кроме того, если предусмотрен пуск двигателя сжатым воздухом, то в двухтактном двигателе должно быть не менее четырех цилиндров, а в четырехтактном — не менее шести. Только в этом случае при любом положении коленчатого вала по крайней мере один из поршней будет в пусковом положении: в начале хода расширения, когда сжатый воздух может сдвинуть поршень вниз. Если число цилиндров будет меньше указанного, то перед пуском двигателя его вал придется, вероятно, повернуть вручную для того, чтобы какой-нибудь поршень пришел в пусковое положение.

При выборе числа цилиндров стремятся уравновесить силы инерции движущихся частей и моменты этих сил с тем, чтобы двигатель не вызывал значительной вибрации корпуса судна. Подробнее об этом сказано ниже.

По расположению цилиндров различают двигатели **однорядные**, у них цилиндры располагают в один ряд вдоль коленчатого вала, и **двухрядные**, а также наклонные, вертикальные и горизонтальные. В наклонных двигателях предусмотрен один ряд цилиндров, расположенных между вертикальной и горизонтальной плоскостями, проходящими вдоль оси коленчатого вала. В вертикальных двигателях может быть один или несколько рядов цилиндров, расположенных в вертикальной плоскости над или под коленчатым валом. Большинство судовых двигателей однорядные вертикальные. Один или несколько рядов цилиндров горизонтального двигателя расположены в горизонтальной плоскости.

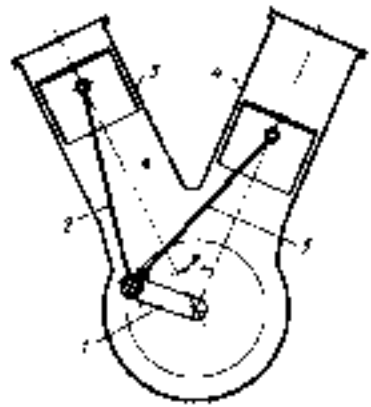


Рис. 11. Схема V-образного двигателя

Два параллельных ряда цилиндров с двумя коленчатыми валами образуют **двухрядный** двигатель. На флоте достаточно широко распространены V-образные двигатели. Как видно на схеме этого двигателя (рис. 11), оси цилиндров 3 и 4 разных рядов расположены под углом φ, равным 45–90° (угол развала цилиндров). Шатуны 2 и 5 двух цилиндров разных рядов работают на один кривошип 1. У V-образных двигателей меньше высота и масса, чем у однорядных, в этом их большое преимущество, но они менее удобны в обслуживании.

Кроме перечисленных, промышленность выпускает **оппозитные** двигатели (2 ряда цилиндров расположены в одной плоскости с противоположных сторон от оси коленчатого вала), а также звездообразные, многоугольные с расположением рядов цилиндров в виде букв H, X, W.

По способу отвода теплоты. В зависимости от того каким способом отводится теплота от нагретых при работе деталей, различают двигатели жидкостного и воздушного охлаждения. Все судовые двигатели оборудованы жидкостными системами охлаждения. В качестве охлаждающих жидкостей применяют воду, масло и топливо: масло для охлаждения головок поршней, топливо — форсунок, воду — цилиндров и крышек (головок) цилиндров.

У двигателей с воздушным охлаждением цилиндры и головки делают оребренными для увеличения поверхности, омываемой воздухом. Такие двигатели легче, чем двигатели с водяным охлаждением, проще и дешевле. Они широко распространены в наземном транспорте.

Маркировка дизелей. Чтобы различить отдельные конструктивные разновидности двигателей, им присваивают марки.

Согласно ГОСТ 4393—82 обозначение дизеля должно включать сочетание чисел и букв:

в начале ставят цифру, обозначающую число цилиндров, затем буквы, означающие:

Ч — четырехтактный;
Д — двухтактный,
ДД — двухтактный двойного действия.

В обозначении могут стоять следующие буквы:

Р — реверсивный;
С — с реверсивной муфтой;
П — с редукторной передачей;
К — крейцкопфный;
Н — с наддувом;
Г — газовый.

Если этими особенностями двигатель не обладает, то соответствующие им буквы в обозначение не включают; после букв могут следовать сочетания 1А, 2А, 3А, 4А, которые обозначают степень автоматизации двигателя в соответствии с ГОСТ 14228—80; затем идет дробь, числитель которой означает диаметр цилиндра, знаменатель — ход поршня в сантиметрах. Иногда включают после дроби через тире цифру — порядковый номер модернизации двигателя (первая, вторая и т. д.), но ГОСТ 4393—82 этого не оговаривает.

Например

4Ч10,5/13 — четырехцилиндровый четырехтактный дизель с диаметром цилиндра 10,5 см и ходом поршня 13 см;

12ЧНСПА18/20 — двенадцатицилиндровый четырехтактный дизель с наддувом и реверсивной муфтой, первой степени автоматизации, диаметр цилиндра 18 см, ход поршня 20 см;

8ЧНСП18/22 — восьмицилиндровый четырехтактный дизель с наддувом и реверс-редуктором, диаметр цилиндра 18 см, ход поршня 22 см.

Дизелестроительные заводы часто присваивают двигателям свои заводские марки, которые строят по произвольному принципу.

Так, например, двигателю 6ЧНСП18/22 завод «Дальдизель» присвоил четыре заводские марки в зависимости от модели и наличия дистанционного управления: Д101, Д102, Д103 и Д104. Завод «Двигатель революции» выпускает двигатели 160, 170, 170-5, которые по ГОСТ 4393—82 должны иметь обозначение 6ЧРН36/45.

Дизели, построенные в ГДР, ЧССР и ПНР, обозначают согласно стандартам и нормалям этих стран или их предприятий.

Обозначения двигателей, построенных в ГДР, первого поколения начинают с цифры, указывающей число цилиндров, затем следуют буквы, означающие:

Д(D) — дизель;
Ф(V) — четырехтактный;
Н(N) — среднеходовой (отношение хода поршня к диаметру цилиндра 1,3; если это отношение меньше или равно 1,3, то ставят букву К);
А(A) — с наддувом;
У(U) — реверсивный;
С(S) — судовой с реверс-редуктором (с реверсивной муфтой).

После букв указывают ход поршня в сантиметрах.

Например, марка двигателя ГДР первого поколения 8ЗФДЗ8АУ — восьмицилиндровый

среднеходовой четырехтактный дизель с ходом поршня 48 см, реверсивный с наддувом

Для дизелей ГДР второго поколения наряду с принятыми обозначениями для первого поколения ставят в конце цифры-указатели модификации или цифры, показывающие различие частот вращения коленчатого вала. Кроме того, применяют дополнительные буквы:

С (S) — дизель приспособлен для работы на тяжелом топливе;
Л (L) — дизель левого исполнения;
Р (R) — » правого исполнения;
р (r) — » правого вращения;
л (l) — » левого вращения.

Например, для дизелей марки 1НФД26А-2 последняя цифра «2» обозначает частоту вращения коленчатого вала 750 мин$^{-1}$. Если же стоит в конце марки двигателя цифра «3», то его частота вращения равна 1000 мин$^{-1}$.

Цифра «2» в марке 6(8)НФД48(А)-2У означает, что дизель относится ко второму поколению.

Дизели третьего поколения имеют марки 6(8)ФД26/20 АЛ-1(2, 3). В них цифры обозначают: в числителе — ход поршня (см), в знаменателе — диаметр цилиндра (см), последние цифры 1, 2, 3 — конструктивные варианты дизелей с разным средним эффективным давлением.

Обозначать марку дизеля с числа цилиндров принято и в ЧССР, но в отличие от марки двигателей ГДР в нее включен диаметр цилиндра в сантиметрах. Буквы в данном случае означают:

Л (L) — судовой (нереверсивный с реверс-редуктором или для непосредственного привода электрогенератора);
С (S) — стационарный,
ПН (PN) — с наддувом;
Р (R) — реверсивный;
р (r) — с ручным приводом реверса;
А, В, С — тип дизеля.

Кроме того, в обозначение введены цифры, характеризующие степень наддува: 1 — низкий, 2 и 3 — средний, 4 — высокий.

Например, обозначение дизеля, изготовленного в ЧССР 6-27,5А2Л — шестицилиндровый с диаметром цилиндра 27,5 см, типа А, судовой со средним наддувом.

Климатическое исполнение. Машины, приборы и другие технические изделия, а следовательно, и дизели могут быть выпущены в нескольких исполнениях, в зависимости от того для работы в каком климатическом районе они предназначены.

Каждому климатическому исполнению отечественного изделия присваивают условное обозначение — букву русского алфавита. Аналогичные исполнения изделий, выпускаемых некоторыми странами СЭВ, обозначают буквами латинского алфавита, приводимыми ниже в скобках.

Почти вся европейская часть СССР относится к макроклиматическому району с умеренным климатом. Изделиям этого климатического исполнения присвоено обозначение У (N). Для районов с холодным климатом, к которым относится крайний север европейской части СССР и большая часть Сибири, выпускают изделия исполнения ХЛ (F).

Район Каспийского моря и южное побережье Черного моря имеют сухой тропический климат, для которого выпускают изделия исполнения ТС (ТА) или Т (Т), причем исполнение Т предусматривает возможность работы изделия и в районах с влажным тропическим климатом.

Особые обозначения климатических исполнений предусмотрены для изделий, используемых на морских судах, а именно:

для умеренного холодного морского климата, т. е. для районов, расположенных севернее 30° северной широты и южнее 30° южной широты, — М (М);

для тропического морского климата при плавании только в тропической зоне — ТМ (МТ);

для неограниченного района плавания — ОМ (MU).

Если изделие может работать во всех макроклиматических районах на суше и на море, то его выпускают исполнения В (W).

§ 5. Физико-химические свойства топлив для дизелей

Виды топлив. Топливом называют горючие вещества, сжигаемые в целях получения тепловой энергии. В судовых двигателях применяют лишь жидкое топливо, на береговых установках и на автомобильном транспорте встречаются газовые двигатели. Твердое топливо в ДВС не применяют.

Основным видом жидкого топлива являются продукты переработки нефти. Жидкое топливо может быть получено также путем переработки угля, сланцев или путем синтеза, но на отечественном флоте такое топливо не используют.

Газообразных топлив много. Хорошо известны естественный газ, попутный газ нефтяных месторождений, газ, образующийся при переработке нефти, колошниковый газ металлургических заводов. Некоторые газы получают искусственно. На автотранспорте применяют смесь пропана и бутана. В специальных газогенераторах можно газифицировать твердое топливо, т. е. превратить в газ. Этим перечислением виды газообразного топлива далеко не исчерпаны.

Как показал опыт эксплуатации автомобилей, выпускные газы от сжигания газообразного топлива менее токсичны. Однако переводить судовые двигатели на газ нерационально: баллоны для хранения топлива громоздки и масса их больше.

Состав топлива. Основными химическими элементами, входящими в состав топлива, являются углерод и водород. Содержание углерода в нефти и нефтепродуктах составляет 83—87%, водорода 11—14% всей массы топлива.

Как правило, топливо содержит серу. Хотя этот элемент и горючий, он является вредной примесью. При сгорании серы образуются сернистый и серный ангидриды, вызывающие коррозию металлов, а при соединении с водой образующие еще более коррозионно-активные сернистую и серную кислоты.

Сера может находиться в топливе в виде различных соединений. Некоторые из них: сероводород, меркаптаны (органические соединения типа RSH, где R — углеводородный радикал, например CH_3) — являются активновоздействующими на металлы и вызывают коррозию поверхностей, в частности деталей топливной аппаратуры. Общая доля серы в нефти доходит до 7%, наличие сероводорода в топливе для дизелей стандартами не допускается.

В том или ином количестве в топливе содержатся кислород и азот. Кислород входит в состав различных соединений, органических кислот, смол и других нежелательных примесей. Азотистые соединения на качество топлива не влияют. Доля их в топливе невелика: кислорода до 1%, азота 0,1—0,2%.

В составе тяжелых топлив может быть ванадий. Если его доля будет более 0,001%, то образующаяся при сгорании топлива пятиокись ванадия приведет к активной коррозии деталей, соприкасающихся с продуктами сгорания при высокой температуре.

Нежелательная составная часть нефтепродуктов — высокомолекулярные соединения с плотностью, превышающей 1 г/см³, называемые смолами. Значительная доля смол в топливе вызывает отложение нагара на стенках цилиндра и поршневых кольцах, увеличивает образование осадков в топливе, способствует нарушению работы топливной системы и повышает коррозионную активность топлива. Нормальным можно считать содержание фактических смол до 50—70 мг в 100 мл топлива.

На остальных веществ, которые может содержать топливо, следует назвать водорастворимые кислоты и щелочи, механические примеси, воду. Кислот и щелочей в топливе быть не должно, так как они вызывают коррозию деталей и стенок емкостей, в которых хранится топливо. Механические примеси загрязняют топливную систему, способствуют изнашиванию деталей топливной аппаратуры. В связи с этим даже в ти-

желых топливах механических примесей не должно быть больше 0,2%.

Вода может нарушить нормальную работу двигателя, способствует коррозии и изнашиванию деталей. В тяжелых топливах она образует эмульсию, разрушить которую очень трудно. Поэтому долю воды в тяжелом топливе до 1,5% считают нормальной. В легких топливах вода не должна быть.

Теплота сгорания топлива. Основным показателем, определяющим ценность топлива как источника тепловой энергии, является **теплота сгорания**, выделяющаяся при полном сгорании 1 кг топлива.

Поскольку в топливе содержится водород, при его сгорании образуется водяной пар. Известно, что при конденсации водяного пара выделяется теплота. Следовательно, после сгорания 1 кг топлива выделится теплота как результат окисления углерода и водорода — **низшая теплота сгорания**, так и вследствие конденсации водяного пара, образовавшегося при окислении водорода. Оба этих слагаемых в сумме называют **высшей теплотой сгорания**.

В двигателях внутреннего сгорания отработавший газ выходит из цилиндра при температуре значительно выше 373 К. Это значит, что водяной пар конденсироваться внутри цилиндра не будет и теплота, выделяющаяся при его конденсации, использованной быть не может. Поэтому при оценке эффективности работы двигателей внутреннего сгорания учитывают только **низшую теплоту сгорания**.

Теплота сгорания жидкого нефтетоплива колеблется в незначительных пределах. Так, низшая теплота сгорания бензина составляет 44 000—44 000 кДж/кг, дизельного топлива 41 000—42 000, газотурбинного — порядка 40 000 кДж/кг.

Для упрощения планирования и отчетности по расходу топлив с различной теплотой сгорания введено понятие **условного топлива**, т. е. топлива с теплотой сгорания 29 308 кДж/кг.

Например, если израсходовано 1 т дизельного топлива с теплотой сгорания 42 500 кДж/кг, то это будет соответствовать $\frac{42\,500}{29\,308} = 1{,}45$ т условного топлива.

Фракционный состав. Он характеризует долю углеводородов в процентах (по объему), выкипающих до той или иной температуры, а также однородность топлива. На специальной лабораторной установке устанавливают, при какой температуре испаряется 50 и 96% топлива. Иногда определяют температуру, при которой испаряется 10% топлива, а для тяжелых топлив находят обратную величину.

Чем уже фракционный состав топлива, тем лучше оно сгорает в двигателе.

Например, если 50% топлива одной марки испаряется при 250 °С, 96% — при 340 °С, т. е. разность 90 °С, а у топлива другой марки — разность 60 °С (при 280 °С и 340 °С), то последнее топливо более качественно. Наличие в топливе легких фракций, снижающих температуру испарения до 200 °С и ниже, облегчает пуск двигателя, но приводит к более жесткой его работе (см. § 6). Тяжелые углеводороды, выкипающие при температуре выше 623 К, ухудшают смесеобразование, способствуют дымной работе двигателя и отложению нагара. В малооборотных двигателях топливо с тяжелыми фракциями сгорает достаточно качественно.

Вязкость. Качество распиливания топлива сильно зависит от вязкости топлива, т. е. свойства жидкости оказывать сопротивление перемещению ее частиц под действием внешней силы.

Различают кинематическую вязкость, выражаемую в $м^2/с$, и динамическую — в Па·с. Единица кинематической вязкости ($м^2/с$) равна кинематической вязкости среды с плотностью 1 $кг/м^3$, динамическая вязкость которой равна 1 Па·с.

В зарубежных документах и инструкциях, с которыми приходится сталкиваться при заходе в иностранные порты и при обслуживании техники, построенной в других странах, встречается вязкость, заданная по времени истечения в различных условиях: по Редвуду (R_1, с) и по Сейболту (SU, с).

При повышении температуры жидкости вязкость ее уменьшается. Поэтому значение вязкости всегда указыва-

ют со ссылкой на температуру, при которой она определена.

Топливо хорошо прокачивается через систему и свободно распыливается при вязкости до $8 \cdot 10^{-6}$ м²/с при 20 °С. Если вязкость выше, то применять топливо без подогрева трудно. Вязкость топлива меньше $1{,}5 \cdot 10^{-6}$ м²/с при 20 °С тоже нежелательна. Дело в том, что топливо является смазочной жидкостью для топливных насосов и форсунок, и если вязкость его будет мала, то работа топливной аппаратуры станет ненадежной.

Температурные характеристики. Применимость топлива при низких температурах окружающей среды зависит от температур его застывания и помутнения.

Температурой застывания называют такую температуру, при которой уровень топлива в пробирке при ее наклоне на 45° остается неподвижным в течение 1 мин, т. е. прекращается текучесть топлива. При температуре помутнения в топливе появляются кристаллы парафина или других углеводородов, способные забить топливную систему (прежде всего фильтры) и нарушить подачу топлива в цилиндры.

При температуре вспышки пары топлива, подогреваемого в специальном приборе, вспыхивают при поднесении открытого огня к отверстию, имеющемуся в крышке прибора. Эта температура определяет степень пожарной опасности топлива. Согласно Правилам Речного Регистра РСФСР температура вспышки топлива, применяющегося для судовых двигателей, должна быть не ниже 333 К. Регистр СССР, правилам которого должны соответствовать суда, выходящие в море, допускает в отдельных случаях применять топливо с температурой вспышки не ниже 316 К, но оговаривает для этих случаев повышенные требования к обеспечению пожарной безопасности.

С точки зрения использования топлива в дизеле важной характеристикой является температура самовоспламенения, при которой частицы топлива, находящегося в контакте с воздухом, воспламеняются без какого-либо особого источника зажигания. Отсюда температура воздуха в цилиндре к концу сжатия должна быть выше температуры самовоспламенения топлива в самых неблагоприятных условиях, например при пуске холодного дизеля.

Прямой связи между температурой самовоспламенения и температурой вспышки нет. Однако тяжелые углеводороды имеют более низкую температуру самовоспламенения, чем легкие того же ряда. Поэтому обычно у топлив с низкой температурой вспышки более высокая температура самовоспламенения.

Прочие свойства топлива. При изготовлении топлива определяют долю серы и некоторых ее соединений. Государственными стандартами предусматривают его испытание на медной пластинке: в топливо на определенное время помещают пластинку из электролитической меди, после чего смотрят, изменился ли цвет ее поверхности. Если медь не покрылась специфичными пятнами, то активных сернистых соединений или свободной серы в топливе нет, значит, оно выдержало испытание. Согласно стандартам СССР все марки дизельного топлива это испытание должны выдерживать. Для тяжелых топлив (газотурбинного, моторного) испытание на медной пластинке не предусматривают.

К качественным показателям топлива входят его коксуемость и зольность. Коксом называют остаток, образованный после испарения топлива при высокой температуре и без воздуха. Чтобы повысить точность лабораторного опыта, у дизельных топлив определяют коксуемость 10%-ного остатка пробы после испарения остальных 90%.

Зола — это неорганическая составляющая топлива. Для определения зольности топливо выпаривают, а образовавшийся остаток прокаливают, получая золу.

Кокс и зола, откладываясь на стенках и кольцах, увеличивают изнашивание цилиндра, способствуют пригоранию поршневых колец, закоксовыва-

нию форсунок. Доля кокса у тяжелых топлив доходит до 10%, зольность — до 0,15%. У дизельного топлива коксуемость и зольность значительно ниже.

Как известно, в топливе могут быть водорастворимые кислоты и щелочи. Кроме того, в нем присутствуют органические кислоты, содержание которых характеризует показатель, называемый кислотностью, т. е. количество миллиграммов едкого кали (КОН), необходимое для нейтрализации кислот, содержащихся в 100 см³ топлива. Во избежание коррозии деталей топливной аппаратуры кислотность топлива не должна превышать 5 мг КОН на 100 мл.

Согласно стандартам на топливо требуется определять его коэффициент фильтруемости. В соответствующем приборе измеряют время, необходимое для прохождения каждой из десяти порций по 2 см³ топлива через фильтровальную бумагу. Коэффициентом фильтруемости называют отношение времени фильтрации десятой порции ко времени первой. Если коэффициент фильтруемости будет 5 и более при прохождении не десятой, а одной из предыдущих порций, то на этом испытание прекращают.

При длительном хранении в топливе окисляются углеводороды, в результате чего увеличивается в нем доля смол. Интенсивность смолообразования зависит от ряда внешних факторов: температуры, поверхности соприкосновения топлива с воздухом, а также от содержания в топливе непредельных углеводородов, склонных к окислению. Их количество характеризует йодное число, т. е. количество йода в граммах, присоединяющегося к непредельным углеводородам, содержащимся в 100 г топлива. Йодное число стандарты нормируют не для всех топлив.

Также не для всех топлив нормирована его плотность, однако определять ее следует обязательно: нужна для расчетов. Плотность нефтепродуктов (г/см³) определяют при их температуре 293 К, делят на плотность воды при 277 К, принятую за единицу, и обозначают ρ_{277}^{277}. Плотность дизельного топлива составляет 0,8—0,86 г/см³, у которого, предназначенного для малооборотных дизелей, она достигает 0,97 г/см³.

Для улучшения естественных свойств в топливо вводят присадки. В последние годы разрабатывают присадки, снижающие изнашивание и нагарообразование, предотвращающие коррозию, способствующие лучшему распыливанию топлива.

§ 6. Смесеобразование и сгорание топлива в цилиндрах дизеля

Топливо для дизелей. Для быстроходных и газотурбинных двигателей согласно ГОСТ 305—82 в зависимости от условий использования применяют дизельное топливо трех марок:

Л (летнее) — для эксплуатации при температуре окружающего воздуха 0 °С и выше;

З (зимнее) — для эксплуатации при температуре окружающего воздуха минус 20 °С и выше (температура застывания самого топлива не выше минус 35 °С) и минус 30 °С (температура застывания топлива не выше минус 45 °С);

А (арктическое) — для эксплуатации при температуре окружающего воздуха минус 50 °С и выше.

По содержанию серы дизельные топлива подразделяют на 2 вида:

I — массовая доля серы не более 0,2%;

II — массовая доля серы не более 0,5% (для топлива марки А не более 0,4%).

В обозначение марки входит цифра, характеризующая долю серы.

Например, марка Л-0,2-40 ГОСТ 305—82 означает топливо летнее с массовой долей серы до 0,2% и температурой вспышки 40 °С; марка З-0,2-минус 35 ГОСТ 305—82 — топливо зимнее с массовой долей серы до 0,2% и температурой застывания минус 35 °С, марка А-0,4 ГОСТ 305—82 — топливо арктическое с массовой долей серы 0,4%.

Содержание сероводорода, водорастворимых кислот и щелочей, механических примесей, воды в топливе по

ГОСТ 305—82 не допускается. Указанное топливо относится к числу дистиллятных, т. е. получено путем прямой перегонки нефти. Мало- и среднеоборотные дизели могут успешно работать на более тяжелых топливах, относящихся к группе остаточных, получаемых из мазута прямой перегонки, или к смесям остаточных и дистиллятных. В частности, на речном флоте широко используют остаточное топливо по ГОСТ 10433—75, предназначенное для локомотивных газотурбинных двигателей и называемое газотурбинным. Как видно из табл. 1, оно более вязкое, чем дизельное, но его можно применять без подогревания. Для него нормированы плотность (не более 935 кг/м³ при 293 К), низшая теплота сгорания (не ниже 39 800 кДж/кг) и массовая доля ванадия (не более 0,0007) %. Смолистость газотурбинного топлива в отличие от остальных топлив задана в процентах, ее определяют другим способом. Сравнивать этот показатель с концентрацией фактических смол в топливе нельзя, но тем не менее ясно, что газотурбинное может содержать их значительно больше, чем дизельное. На речном флоте применяют топлива с массовой долей смол до 8—10%, но использовать эти топлива трудно. Следует учесть, что высокое йодное число свидетельствует о наличии в этом топливе непредельных углеводородов, т. е. о возможности увеличения смол при хранении. Механические примеси допускаются в газотурбинном топливе до 0,04%.

Стоимость газотурбинного топлива несколько ниже, чем топлива по ГОСТ 305—82. Невысока стоимость и моторного топлива по ГОСТ 1667—68, получаемого смешением остаточных и дистиллятных фракций и предназначенного для средне- и малооборотных дизелей. Его выпускают двух марок: ДТ — для средне- и малооборотных дизелей; ДМ — для судовых малооборотных дизелей.

Моторное топливо, особенно ДМ, — высоковязкое (см. табл. 1), для его применения необходим подогрев. Стандарт оговаривает возможность поставки моторного топлива с повышенными температурами застывания: ДТ до +10 °С; ДМ до +20 °С. Доля серы в топливе ДТ может быть до 2%. Механических примесей в топливе может быть: в ДТ до 0,1%, в ДМ до 0,2%, воды в ДТ до 1%, в ДМ до 1,5%. В топливе, транспортируемом на судах, доля воды допускается до 2%.

У топлива ДТ в еще большей степени, у ДМ повышены коксуемость (для топлива ДТ, вырабатываемого из сернистых нефтей, она допускается до 4%) и зольность. Это нельзя не учитывать при подборе смазочного масла, о чем изложено ниже.

ГОСТ 1667—68 нормирует плотность моторного топлива: не более 930 кг/м³ для ДТ и не более 970 кг/м³ для ДМ при +20 °С.

Для снижения себестоимости перевозок необходимо широко применять моторное топливо ДТ.

Основные физико-химические свойства топлив, используемых на флоте, см. в табл. 1.

Понятие о смесеобразовании. Смесеобразованием называют процесс приготовления горючей смеси в целях подготовки топлива к сгоранию. На смесеобразование отводится в зависимости от быстроходности дизеля от 0,06 до 0,0005 с. В течение этого короткого времени топливо должно быть раздроблено на мельчайшие частицы и равномерно распределено в воздухе, находящемся в камере сгорания.

Распыливание топлива происходит в момент его впрыскивания в цилиндр из сопловых отверстий распылителя форсунки. Совокупность частиц распыленного и испарившегося топлива, образовавшаяся на выходе из соплового отверстия распылителя форсунки, называют струей топлива (рис. 12), характеризуемой углом рассеивания α и

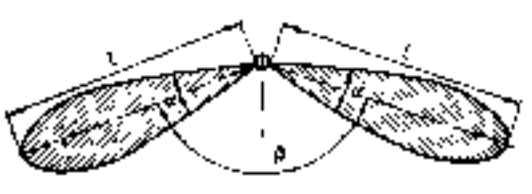


Рис. 12. Направление струй топлива из отверстий распылителей форсунки

Таблица 1

Показатели	Дизельное топливо для быстроходных дизелей (ГОСТ 305—82)			Газотурбинные топлива (ГОСТ 10433—75)		Топливо для мало- и среднеоборотных дизелей (ГОСТ 1667—68)	
	Л	З	А	ТГВК	ТГ	ДТ	ДМ
Цетановое число	45	45	45	—	—	—	—
Фракционный состав							
50% перегоняется при температуре, °С, не выше	280	280	255	—	—	—	—
96% перегоняется при температуре (конец перегонки), °С, не выше	360	340	330	—			—
Кинематическая вязкость							
при 20 °С, мм²/с	3,0—6,0	1,8—5,0	1,5—4,0	—	—	—	—
при 50 °С, ВУ не более	—	—	—	3	3	5	20
Температура застывания, °С, не выше климатической зоны							
умеренной	10	—35	—	+5	+5	—5	+10
холодной	—	—45	—55	—	—	—	
Температура помутнения, °С, не выше, для климатической зоны							
умеренной	—5	—25	—	—	—	—	—
холодной	—	—35	—	—	—	—	—
Температура вспышки, °С, для судовых дизелей не ниже	61	40	35	65	61	65	85
Массовая доля серы, %, не более				1,0	2,5	1,5	3,0
в топливе вида I	0,2	0,2	0,2	—	—	—	—
» » » II	0,5	0,5	0,4	—	—	—	—
Массовая доля меркаптановой серы, %, не более	0,01	0,01	0,01	—	—	—	—
Концентрация фактических смол, мг на 100 см³ топлива, не более	40	30	30	25	25	—	
Кислотность, мг КОН на 100 см³ топлива, не более	5	5	5	—	—	—	—
Йодное число, г йода на 100 г топлива, не более	6	6	6	20	45	—	—
Зольность, %, не более	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,05	0,15
Коксуемость 10%-ного остатка, %, не более	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	3,0	10,0
Коэффициент фильтруемости, не более	3	3	3	—	—	—	—
Плотность при 20 °С, кг/м³, не более	860	840	830	935	935	930	970

длиной l. Угол β между диаметрально противоположными образующими конуса, охватывающего оси струй топлива многоструйного распылителя форсунки, называют углом впрыскивания.

Длина l, углы рассеивания α и впрыскивания β должны быть обязательно согласованы с формой камеры сгорания: комплекс струй должен охватывать весь объем камеры, но частицы топлива не должны попадать на охлаждаемые поверхности, так как там они будут оседать и коксоваться.

Желательно иметь большое количество струй, обусловленное числом сопловых отверстий распылителя форсунки: чем больше струй, тем равномернее распределяется топливо в воздушном объеме камеры сгорания. Однако как бы ни были совершенны формы камер сгорания и распыливание топлива, при впрыскивании топлива отдельными струями оно не будет перемешано со всем воздухом, если последний будет неподвижен. Следовательно, для наиболее совершенного смесеобразования необходимо, чтобы в момент впрыскивания топлива в воздухе, заполняющем камеру сгорания, были вихревые движения.

Распыливание топлива. Сопловые отверстия распылителя форсунки являются каналами, длина которых в 4—7 раз больше их диаметра. Вследствие трения внешнего слоя струи топлива о стенки канала скорость перемещения частиц топлива внутри струи разная: она тем выше, чем ближе находится слой топлива к оси канала. Значит, распад основной струи топлива на отдельные струи начинается еще в сопловом канале. При выходе из него струи встречают сильное сопротивление сжатого воздуха, заполняющего камеру сгорания. Частицы топлива дробятся, уменьшаются в результате испарения, отклоняясь дальше от оси канала. В результате монолитная в начале струя, распадаясь, образует подобие факела, состоящего из паров топлива, воздуха и остаточных газов. Топливо самовоспламеняется практически во время дробления струй.

Размеры струй зависят от свойств топлива, формы сопловых каналов и сопротивления воздуха. На продолжительность процесса распыливания топлива влияют его поверхностное натяжение, вязкость и плотность. При значительных поверхностном натяжении и вязкости дробление топлива затрудняется, уменьшается угол рассеивания струи, а ее длина увеличивается.

Форма и чистота сопловых каналов влияет на образование вихрей внутри струи топлива. При значительной длине соплового канала, его острых кромках и шероховатости топливо дробится быстрее, угол рассеивания струи снаружи увеличивается, а длина уменьшается. Сопротивление, оказываемое сжатым воздухом в камере сгорания струям топлива, зависит от скорости его истечения из сопловых отверстий распылителя форсунки. Для качественного смесеобразования скорость истечения топлива должна быть 250—350 м/с. С повышением ее происходит более мелкое и равномерное дробление топлива и увеличивается длина струи.

Скорость истечения топлива при определенной впрыскиваемой дозе зависит от разности давления впрыскивания и противодавления воздуха в цилиндре и от суммарного поперечного сечения сопловых отверстий распылителя. У форсунок двигателя в распылителе предусматривают 6—8 сопловых отверстий диаметром от 0,2 до 0,5 мм. В таких условиях для получения указанной скорости истечения топлива давление впрыскивания должно быть 40—80 МПа и выше.

Продолжительность впрыскивания топлива составляет 15—40° угла поворота коленчатого вала, а у быстроходных двигателей еще больше. Для улучшения процесса смесеобразования необходимо, чтобы скорость впрыскивания возросла и со максимум был в конце впрыскивания. Тогда каждая последующая доза впрыскиваемого в цилиндр топлива будет проникать в наиболее дальние объемы воздуха, еще не принявшие участие в процессе горения. В связи с этим профиль шайбы для топливного насоса высокого давления делают таким, чтобы давление впрыскивания сразу же начинало

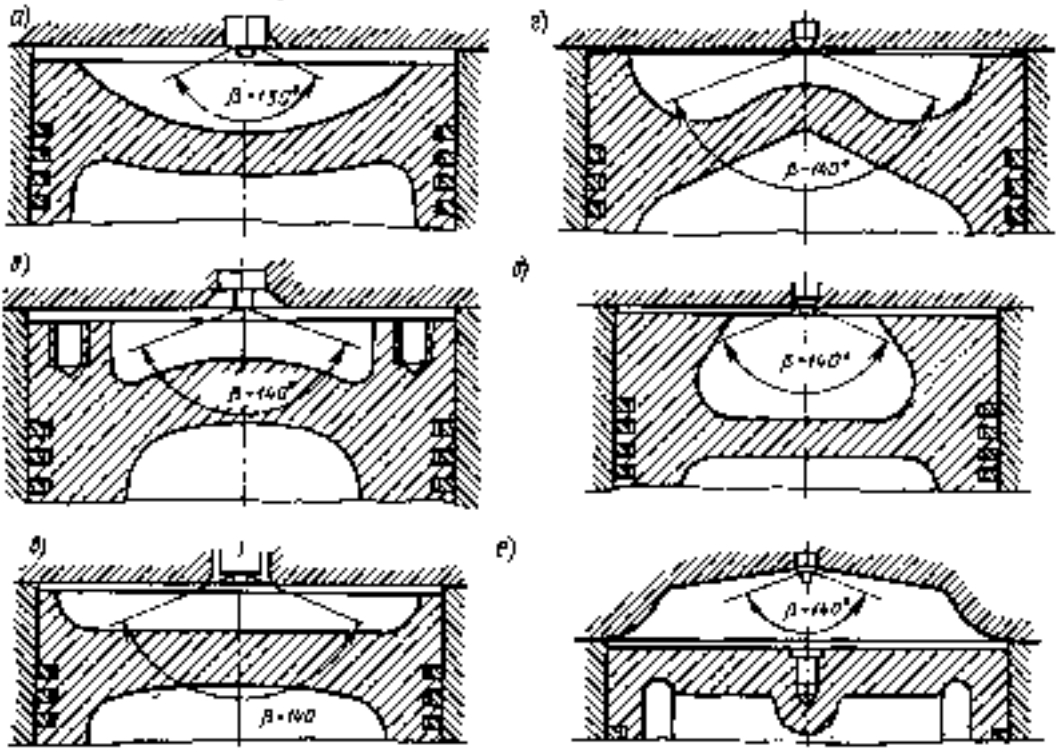


Рис. 13. Формы камер сгорания двигателей
а — НФД-48; б — НФД-26; в — Д-50; г — Д-108; д — ЯМЗ-238; е — ЯАЗ-204

возрастать с момента начала подъема плунжера. Начальное давление впрыскивания форсунок судовых дизелей составляет 18—38 МПа.

Формы камер сгорания и способы смесеобразования. Для обеспечения наиболее полного и равномерного заполнения объема камеры сгорания микрокаплями топлива, образовавшимися при распыливании, форма камеры сгорания должна быть согласована с числом, диаметром и направлением сопловых каналов форсунки.

Чтобы обеспечить качественное образование смеси топлива и воздуха в дизелях, работающих в разных условиях, на различных видах топлива, с разными диаметрами цилиндров применяют объемный, пленочный, объемно-пленочный, предкамерный и вихрекамерный способы смесеобразования.

Камеры сгорания по конструкции бывают неразделенные и разделенные. В неразделенных камерах (рис. 13) применяются объемный, пленочный и объемно-пленочный способы смесеобразования.

В основе принципа объемного смесеобразования — впрыскивание топлива через многоструйный распылитель форсунки непосредственно в камеру сгорания и равномерное распыление микрочастиц топлива по всему ее объему.

При полусферической форме камеры сгорания (рис. 13, *а*) основная масса воздуха сосредоточена в районе форсунки, что позволяет уменьшить длину струи и увеличить угол ее рассеивания. В данном случае угол распыливания β меньше, чем в остальных камерах сгорания. При полусферической форме камеры исключено попадание частичек топлива на охлаждаемые поверхности. Вместе с тем при такой форме камеры хуже условия для отвода теплоты от днища поршня: тепловой поток должен направляться вниз,

тогда как края днища направлены вверх. Существуют места, как, например, в центре камеры, не охватываемые струями топлива. В связи с указанным при полусферической форме камеры особенно необходимо вихревое движение воздуха.

В двухтактных двигателях форма днища поршня, изображенная на рис. 13, *а*, затрудняет продувку цилиндра. Поэтому более эффективную камеру сгорания создают в двухтактных двигателях в днище крышки цилиндра (рис. 13, *г*) при плоском днище поршня.

Наиболее соответствует формам струй топлива камера сгорания Тесельмана (рис. 13, *г*). В отличие от рассмотренной камеры основная масса воздуха сосредоточивается вдали от форсунки. Чтобы частички топлива не падали на охлаждаемые стенки цилиндра, по краям поршня предусматривают высокие бурты. Условия для качественного смесеобразования при такой камере лучше. Однако бурты и выступающая средняя часть днища поршня перегреваются, из-за чего закоксовываются верхние уплотнительные кольца. Промежуточные формы камер сгорания изображены на рис. 13, *б*, *в*. Как и во всяких промежуточных вариантах, в этих камерах в какой-то степени сочетаются преимущества и недостатки камер сгорания, изображенных на рис. 13, *а*, *г*.

Вихревое движение воздуха в камере сгорания создается в процессе наполнения цилиндра: воздух вследствие того, что впускной клапан смещен в сторону от оси цилиндра, завихряется. При ходе сжатия появятся вихревые потоки воздуха, обусловленные неплоской формой днища поршня или крышки цилиндра. В этом отношении камера, изображенная на рис. 13, *з*, более удачна, чем камеры на рис. 13, *а—в*, *е*. При впрыскивании топлива вихревое движение воздуха возникает из-за поглощения им кинетической энергии струй топлива.

Однако все перечисленные вихри — слабые и неорганизованные. Сильный организованный вихрь в двухтактных двигателях можно создать, если соответствующим образом направить продувочные окна. В четырехтактных двигателях, чтобы создать круговой вихрь в поступающем в цилиндр воздухе, иногда выполняют криволинейным канал крышки цилиндра, по которому поступает воздух к впускному клапану.

Объемный способ смесеобразования в неразделенных камерах практически у всех типов двигателей с диаметром цилиндра более 150 мм. Основные достоинства этого способа — простая конструкция камер сгорания, высокая экономичность двигателя при умеренных степенях сжатия ($\varepsilon = 12 \div 17$), хорошие пусковые качества, компактность элементов системы охлаждения. Его недостатки — необходимо обеспечивать высокие значения коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 1{,}8 \div 2{,}2$) для достижения полного сгорания топлива и высокие давления впрыскивания топлива. В связи с этим требования к качеству топливной аппаратуры повышаются. Поэтому в двигателях с небольшими размерами цилиндров (менее 150 мм) применяют другие способы смесеобразования.

Стремление улучшить процесс смесеобразования привело к созданию так называемых полуразделенных камер сгорания, расположенных в головке поршня (рис. 13, *д*).

Для пленочного смесеобразования необходимо значительную часть (90—95%) впрыскиваемой дозы топлива подавать на стенки камеры сгорания под небольшим углом, обеспечивающим растекание топлива тонким слоем, а около стенки организовать вихри путем перетекания воздуха из пространства над поршнем в камеру внутри самого поршня при ходе сжатия (см. рис. 13, *д*). Интенсивность вихрей будет увеличиваться при приближении поршня к в. м. т. Массивные неохлаждаемые стенки камеры способствуют быстрому воспламенению паров топлива.

Чисто пленочное смесеобразование явилось этапом на пути совершенствования способов образования горючих смесей. Из-за недостатков двигателя (сложность доводки рабочего процес-

са, низкие пусковые качества двигателя, дымность при работе на малых нагрузках) этот способ применяют ограниченно, но он вошел как составная часть в объемно-пленочный способ смесеобразования. Этот способ является одним из наиболее совершенных для высокооборотных дизелей с небольшими диаметрами цилиндров. Камера сгорания размещена так же, как и при пленочном способе, в поршне (рис. 13, *д*), но форсунка расположена в центре крышки цилиндра по его оси, а не под углом.

Топливные струи (40—60% всей дозы), направляемые на кромку горловины, растекаются тонким слоем по стенкам камеры и испаряются. Пары перемешиваются с воздухом благодаря интенсивному вихреобразованию вследствие вытеснения заряда из надпоршневого пространства при подходе поршня к в. м. т.

У дизелей с объемно-пленочным смесеобразованием умеренные значения максимального давления цикла [$p_z = (6 \div 7{,}5)$ МПа], сравнительно низкий удельный расход топлива [$g_e = (217—245)$ г/(кВт·ч)]. Достигается почти полное сгорание топлива при небольшом значении коэффициента избытка воздуха ($\alpha \approx 1{,}5$).

Объемно-пленочный способ смесеобразования применяется в дизелях с диаметром цилиндров 70—300 мм.

Основной недостаток рассмотренных неразделенных камер — неполное соответствие форм камеры сгорания и размеров струй распыленного топлива. Кроме того, из-за влияния качества топлива на условия смесеобразования ограничено использование в таких двигателях топлив различных марок. В этом отношении зарекомендовали себя положительно так называемые разделенные камеры, состоящие из двух полостей: надпоршневой и соединенной с ней одним или несколькими каналами отделенной полости в крышке. На речном флоте широко распространены вихревые камеры — разновидность многокамерного смесеобразования. При этом способе (рис. 14) в крышке 5 цилиндра расположена вихревая камера 3 сферической формы. Она соединена каналом *а* с пространством *б* над поршнем 6. К приходу поршня в в. м. т. в ней находится до 70—80% всего объема воздуха, остальные 20—30% в канале *а* и в надпоршневом пространстве *б*. При ходе сжатия воздух из цилиндра по каналу *а* перетекает в вихревую камеру, где появляются закономерные круговые вихри.

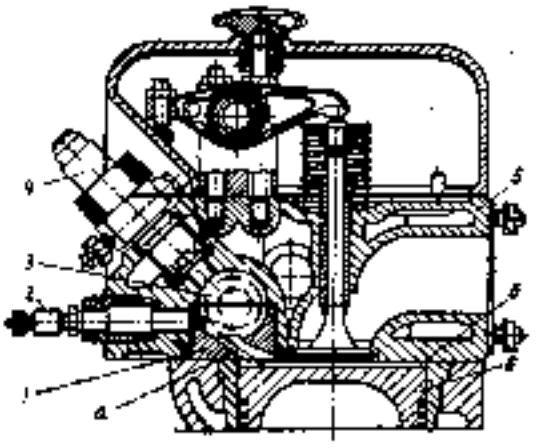


Рис. 14. Вихревая камера

Форсунка 4 впрыскивает топливо внутрь вихревой камеры, где и сгорает его основная часть. В последующем, по мере перетекания газов из вихревой камеры в цилиндр, происходит догорание топлива за счет участия воздуха, оставшегося в канале *а* и надпоршневом пространстве *б*.

Ввиду наличия интенсивных вихрей воздух, заключенный в вихревой камере, обладает значительным запасом кинетической энергии. Это позволяет получить хорошее смесеобразование при малых давлениях впрыскиваемого топлива (примерно 12—24 МПа) и при однострунном распылителе форсунки.

Вихревые камеры часто изготовляют с вставной горловиной 1, являющейся тепловым аккумулятором: нагреваясь при горении, она отдает теплоту воздуху в процессе сжатия, благодаря чему уменьшается период задержки воспламенения, особенно при малых нагрузках.

Упрощение конструкции топливной аппаратуры, связанное с относительно

низким давлением впрыскивания — большое преимущество вихрекамерных дизелей. Кроме того, вследствие хорошего перемешивания воздуха с топливом в них лучше используется воздух для сгорания, что позволяет при тех же размерах цилиндра получить мощность больше, чем в двигателях с однокамерным смесеобразованием. Двигатели с вихревыми камерами менее чувствительны к качеству топлива, но и менее экономичны.

на перетекание воздуха в вихревую камеру и газов из нее затрачивается часть внутренней энергии газа, которая могла быть полезно использована;

конструкция крышки цилиндра сложнее;

вследствие разделения объема камеры сгорания на две части увеличивается поверхность, приходящаяся на единицу объема воздуха. Из-за повышенного в связи с этим отвода теплоты через стенки снижается температура сжимаемого воздуха, в результате труднее запуск холодного двигателя. А поэтому в вихрекамерных двигателях предусматривают специальную запальную спираль 2, устанавливаемую под форсункой 4.

На ряде высокооборотных форсированных дизелей зарубежных фирм с диаметром цилиндра 160—185 мм достаточно эффективен предкамерный способ смесеобразования. Камера сгорания при таком способе состоит из предкамеры (форкамеры), расположенной в крышке цилиндра, и основной камеры, заключенной между днищами поршня, крышки и стенками цилиндровой втулки. С основной камерой предкамера соединена отверстиями, суммарное проходное сечение которых составляет 0,5—1% площади поршня. Объем предкамеры составляет 20—40% объема камеры сжатия. Все это обеспечивает максимальную разность давлений в конце сжатия в предкамере и надпоршневом пространстве (0,3—0,5 МПа).

При истечении из предкамеры пары топлива интенсивно перемешиваются с зарядом основной камеры сгорания, в результате чего обеспечивается наиболее полное сгорание. Дизели с предкамерами менее чувствительны к качеству топлива и условиям работы, чем вихрекамерные.

Основные недостатки предкамерных двигателей — повышенные потери теплоты из-за увеличенной поверхности камеры сгорания, энергетические потери на перемешивание паров топлива, воздуха, газов через отверстия; плохие пусковые качества (необходимо запальное устройство), низкая экономичность (удельный расход топлива 270 г/(кВт·ч)).

На речном флоте предкамерные двигатели не применяют, на морском — ограниченно в качестве вспомогательных.

Задержка самовоспламенения. Впрыснутое в цилиндр топливо воспламеняется не сразу. Сначала частички его испаряются, перемешиваются с воздухом и смесь нагревается до температуры самовоспламенения. Затем должен произойти разрыв внутримолекулярных связей углеводородов с образованием углерода и водорода, вступающих в реакцию с кислородом воздуха. Однако этот процесс сложный, многостадийный. Под действием высокой температуры в смеси воздуха и паров топлива образуются свободные атомы или радикалы, реагирующие с молекулами углеводорода. В результате возникают новые свободные радикалы, способные вступить в реакцию и стать центрами реакций окисления.

При протекании этих процессов в смеси наблюдается некрков голубоватое свечение, не сопровождающееся заметным повышением температуры и давления, в связи с чем такие процессы называют холодно-пламенными. С увеличением концентрации активных центров происходит тепловой взрыв, т. е. возникает горение, сопровождающееся ярким свечением, быстрым повышением температуры и давления.

Следовательно, после впрыскивания частичек топлива в цилиндр происходит задержка самовоспламенения, вызванная физическими и химическими подготовительными процессами. Время, прошедшее от момента попадания частичек в цилиндр до начала горения,

называют периодом задержки самовоспламенения. Период задержки самовоспламенения составляет 0,001—0,005 с.

Если предположить, что двигатель работает с частотой вращения 750 мин$^{-1}$, то его коленчатый вал поворачивается на 1° примерно за 0,0002 с. Значит, за период задержки самовоспламенения кривошип повернется на угол от 5 до 25° в зависимости от длины периода задержки самовоспламенения. Это обстоятельство вынуждает начинать впрыскивание топлива в цилиндр с опережением, т. е. до того, как кривошип придет в в. м. т. Угол, на который кривошип не доходит до в. м. т. в момент начала впрыскивания топлива, называют углом опережения подачи топлива. Он является очень важным параметром регулирования двигателя. У судовых дизелей угол опережения подачи топлива составляет 15—33°.

Протекание процесса сгорания. На рис. 15 изображена диаграмма процесса сгорания, по оси абсцисс которой отложен угол поворота коленчатого вала (п. к. в.), а по оси ординат — давление в цилиндре. В нижней части диаграммы дана зависимость подачи топлива от угла п. к. в. (площадь под этой кривой заштрихована).

Подача топлива в цилиндр начинается в точке d, т. е. с опережением на угол α_0. За период задержки самовоспламенения коленчатый вал поворачивается на угол α_i, в точке c начинается горение. Давление в цилиндре повышается, и кривая отрывается от линии сжатия. Протекание процесса сгорания на графике $p=f(\alpha)$ без подачи топлива изображено на рис. 15 штриховой линией. Как видно из рисунка, за период задержки самовоспламенения (угол α_i) в цилиндр поступило какое-то количество топлива, составляющее 15—50% цикловой подачи, т. е. дозы, впрыскиваемой за цикл. В течение периода задержки самовоспламенения оно успеет испариться и перемешаться с воздухом. С появлением пламени от самовоспламенения частиц топлива, поступивших в цилиндр первыми, повышаются температура и давление

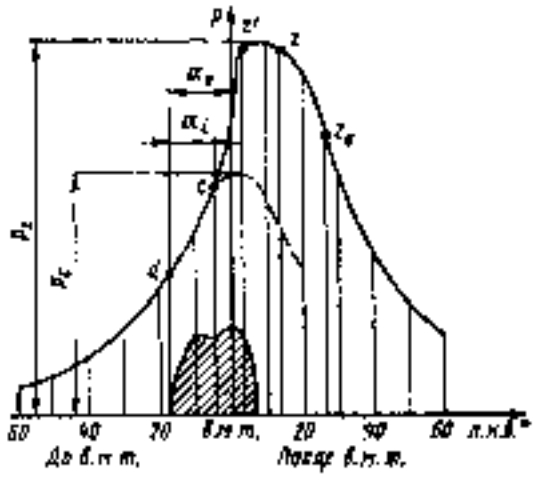


Рис. 15. Диаграмма процесса сгорания

смеси, поэтому значительно ускоряются реакции молекул топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения. В результате непосредственного контакта с пламенем и образования новых очагов самовоспламенения скопившееся в цилиндре топливо сгорает очень быстро. Температура, а следовательно, и давление резко возрастают (участок cz').

Топливо, поступающее в цилиндр по окончании задержки самовоспламенения, попадает в среду, охваченную пламенем, и спокойно сгорает. Горение его заканчивается несколько позднее, чем впрыскивание. В это время поршень уже движется вниз, объем над ним увеличивается и давление в цилиндре существенно не изменяется (участок $z'z$). Некоторое количество топлива догорает уже в процессе расширения рабочего газа (участок zz_0).

Для участка cz' характерно интенсивное нарастание давления от p_c до p_z. Если скорость нарастания будет больше, чем 400—600 кПа/° п. к. в., то нагрузка на поршень будет ударной и в цилиндре возникнет стук. Такую работу двигателя называют жесткой. При жесткой работе повышается уровень шума, увеличивается изнашивание подшипников, появляются деформации поршневых колец, в результате которых они могут поломаться.

Обеспечение мягкой работы двигателя. Жесткость работы дизеля зависит от скорости нарастания давления после воспламенения, а эта скорость — от количества топлива, поступившего в цилиндр за период задержки воспламенения. В конечном итоге жесткость работы дизеля зависит от периода задержки самовоспламенения: чем он больше, тем жестче будет работа дизеля. Поэтому для обеспечения мягкой работы дизеля следует уменьшать период задержки самовоспламенения.

Скорость протекания физических и химических процессов увеличивается с повышением температуры. Следовательно, уменьшению периода задержки самовоспламенения способствует повышение температуры сжатого в цилиндре воздуха. О влиянии пониженной температуры хорошо известно в практике эксплуатации дизелей: холодный двигатель работает со стуками в цилиндре, которые после прогрева дизеля прекращаются.

Период задержки самовоспламенения уменьшается и при повышении давления сжатия, что объяснимо как улучшением теплообмена между воздухом и топливом при увеличенной плотности воздуха, так и понижением температуры самовоспламенения с ростом давления. Таким образом, мягкая работа двигателя возможна при хорошей герметичности камеры сгорания в цилиндре, при предписанной руководством по эксплуатации дизеля степени сжатия и при поддержании его в горячем состоянии.

Период задержки самовоспламенения зависит и от размера частиц топлива, образующихся при распыливании: чем они меньше, тем быстрее топливо нагревается. Следовательно, с ухудшением распыливания топлива увеличивается склонность двигателя к жесткой работе. Однако период задержки самовоспламенения зависит не от среднего размера частиц, а от минимального, ибо некоторое количество мелких частиц имеется в топливе и при низком качестве его распыливания. Поэтому жесткая работа двигателя возможна лишь при резком ухудшении распыливания, что наблюдается, например, при зависании иглы форсунки.

Как уже было показано, период задержки самовоспламенения колеблется от 0,001 до 0,005 с и обусловлен составом топлива. Следовательно, жесткость работы дизеля в значительной степени зависит от температуры самовоспламенения топлива. Это качество топлива характеризуют цетановым числом. Его находят путем сравнения самовоспламенения исследуемого топлива и смеси двух эталонных углеводородов: цетана $C_{16}H_{34}$ и альфаметилнафталина $C_{10}H_7CH_3$. Для первого из них характерен минимальный период задержки самовоспламенения, для второго — значительный.

Процесс сравнения проводят на специальном одноцилиндровом дизеле с переменной степенью сжатия. Сначала определяют степень сжатия, при которой исследуемое топливо самовоспламеняется при положении поршня строго в в.м.т. Затем подбирают эквивалентную смесь цетана и альфаметилнафталина, т. е. такую, которая при том же угле опережения подачи топлива и при той же степени сжатия самовоспламеняется при положении поршня в в.м.т.

Цетановое число топлива соответствует доле цетана в процентах в такой его смеси с альфаметилнафталином, которая эквивалентна топливу по самовоспламенению.

Например, если в эквивалентной смеси цетана содержится 45%, а альфаметилнафталина 55%, то цетановое число будет 45.

Достаточно мягкая работа быстроходных дизелей обеспечивается при цетановом числе топлива не ниже 45. Тихоходные могут мягко работать при цетановом числе ниже 40. Для повышения цетанового числа в топливо вводят присадки.

При повышении цетанового числа более 55 уменьшается полнота сгорания топлива. Кроме того, чрезмерное сокращение периода задержки самовоспламенения приводит к вялому протеканию процесса сгорания, что в конечном счете снижает к. п. д. цикла.

Глава II

РАБОЧИЙ ЦИКЛ ДИЗЕЛЯ

§ 7. Процессы наполнения и выпуска

Схема процесса газообмена. В течение процесса выпуска и наполнения происходит смена заряда в цилиндре: отработавшие газы удаляются, свежий воздух заполняет цилиндр. Совокупность этих процессов принято условно называть процессом газообмена.

Для более глубокого понимания протекания процесса газообмена рассмотрим диаграмму V — p (рис. 16), построенную в крупном масштабе по оси ординат. Точки конца сжатия c и конца расширения b (см. рис. 2) располагаются при таком масштабе за пределами чертежа, в связи с чем на рис. 16 верхняя часть участка линии сжатия ограничена условно символом c, линия выпуска — b.

Линия свободного выпуска br' переходит в линию принудительного выпуска $r'r$, совершающегося при давлении p_r, главно. Когда к концу выпуска поршень придет в в. м. т., над ним будут находиться так называемые остаточные газы, представляющие собой часть отработавшего газа, оставшуюся в объеме V_c. Давление остаточных газов p_r выше, чем давление окружающей среды (атмосферы) p_0. Поэтому с началом движения поршня вниз они начнут расширяться (линия ra') до тех пор, пока давление в цилиндре не станет равно давлению впуска $a'a$ (точка a'). После точки a' давление процесса впуска на участке $a'a$ можно считать постоянным. В точке a начнется линия сжатия ac: поршень движется вверх, сжимая свежий заряд.

Действительная диаграмма процесса газообмена несколько отличается от изображенной на рис. 16, так как давления выпуска p_r и впуска p_a не остаются постоянными. Однако в целях упрощения этим непостоянством давлений можно пренебречь.

Коэффициент наполнения. Воздух из атмосферы не может всасываться сразу с началом движения поршня от в. м. т. вниз, так как давление p_r остаточных газов выше, чем давление p_0 (см. рис. 16). Он начнет поступать в цилиндр лишь тогда, когда давление расширяющихся остаточных газов сравнится с атмосферным (точка a).

Когда поршень придет в н. м. т., воздух еще всасывается из атмосферы: даже в начале движения поршня вверх давление в цилиндре ниже атмосферного, а впускной клапан закрывается с запаздыванием. Цилиндр заполнится свежим зарядом (воздухом) в тот момент, когда давление сжимаемого воздуха сравняется с атмосферным (точка a).

У двигателей с наддувом начало и конец поступления свежего заряда в цилиндр соответствуют моментам, когда давление в цилиндре будет равно давлению наддувочного воздуха $p_н$.

Следовательно, в процессе всасывания в цилиндр поступил свежий заряд воздуха, объем которого V_0, а давление равно давлению окружающей среды или давлению наддува, тогда как теоретически возможно заполнение цилиндра воздухом с объемом V_a, равным рабочему объему цилиндра. Отношение действительного количества свежего заряда воздуха, поступившего

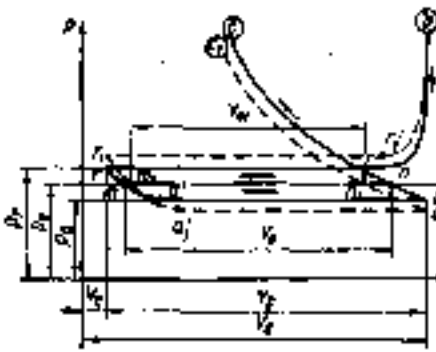


Рис. 16. Диаграмма процесса газообмена в цилиндре четырехтактного дизеля без наддува

в цилиндр в процессе наполнения, к теоретически возможному при данных давлении и температуре окружающей среды называют коэффициентом наполнения, т. е.

$$\eta_н = V_a : V_s \qquad (2)$$

Коэффициент наполнения определяет количество свежего заряда воздуха, поступившего в цилиндр, а значит, и количество топлива, которое может сгореть за цикл. Отсюда следует, что в конечном итоге от коэффициента наполнения зависит мощность двигателя. Даже у тихоходных дизелей $\eta_н$ равен 0,8—0,9, т. е. из-за неполноты заполнения цилиндра теряется 10—20% теоретически возможной мощности, а у быстроходных этот коэффициент еще ниже.

Как видно из рис 16, коэффициент наполнения зависит от давлений выпуска p_r и впуска p_a. Если предположить, что давление выпуска повысится, а давление впуска понизится, то процессы будут протекать по линиям $r_1'r_1a_1'a_1$ (изображено штриховой). Точки m_1 и n_1 пересечения линий r_1a_1' расширения остаточных газов и a_1c_1 сжатия с линией давления p_0 окружающей среды сместятся от точек m к n: первая — вправо, вторая — влево. Объем V_{01} станет меньше объема V_0, т. е. коэффициент наполнения уменьшится.

Давления p_r и p_a зависят от сопротивлений выпуску и впуску: чем больше эти сопротивления, тем выше p_r и ниже p_a.

Следовательно, *чем больше сопротивления выпуска и впуска, тем меньше коэффициент наполнения двигателя*. Этот вывод чрезвычайно важен, так как значения сопротивлений выпуску и впуску во многом зависят от обслуживающего персонала: от состояния и регулировки привода открытия клапанов, от чистоты впускного и выпускного трактов и т. п. Подробнее об этом сказано ниже.

Возвращаясь к рис 16, следует отметить, что при равном изменении сопротивлений выпуску и впуску точка n смещается дальше, чем точка m. Это значит, что сопротивление впуска влияет на коэффициент наполнения в большей степени, чем сопротивление выпуска. Учитывая такую зависимость, диаметр впускного клапана иногда делают больше, чем выпускного (в том случае, когда нет возможности увеличить диаметры обоих клапанов).

По выражению (2) нельзя достаточно точно определить коэффициент наполнения: объем V_0 взят при давлении p_0 или $p_н$, но температура T_0 свежего заряда в цилиндре несколько отличается от температуры T_0 окружающей среды или наддувочного воздуха. Если учесть отличие T_a от T_0 и преобразовать выражение (2) с учетом зависимости объема газа от других параметров его состояния, то можно получить

$$\eta_н = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_0}{p_s} \cdot \frac{T_s}{T_0} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}, \qquad (3)$$

где $\varepsilon = V_a : V_c$ — степень сжатия.

T_0 — температура атмосферного воздуха, К.

T_s — температура конца наполнения (т. е. в точке a), К;

$\gamma_r = M_r : M_s$ — коэффициент остаточных газов (M_r — количество остаточных газов, кмоль, и M_s — количество свежего заряда воздуха, кмоль) [1]

У четырехтактных двигателей без наддува коэффициент остаточных газов составляет $\gamma_r = 0{,}04 \div 0{,}06$. Без большой погрешности можно принимать его равным 0,05, и тогда формула (3) будет иметь вид

$$\eta_н = \frac{\varepsilon}{1{,}05(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_0}{p_s} \cdot \frac{T_s}{T_0} \qquad (4)$$

В двигателях с наддувом коэффициент наполнения должен быть отнесен к давлению и температуре наддувочного воздуха, т. е.

$$\eta_н = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_н}{p_н} \cdot \frac{T_н}{T_н} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}. \qquad (5)$$

[1] Моль равен количеству вещества системы, содержащей столько же структурных элементов, сколько содержится атомов в углероде-12 массой 0,012 кг.

Коэффициент остаточных газов у четырехтактных двигателей с наддувом $\gamma_r = 0{,}00 \div 0{,}04$, в связи с чем им можно пренебречь и считать, что

$$\eta_н = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_0}{p_н} \frac{T_н}{T_0} \qquad (6)$$

По опытным данным коэффициент наполнения у дизелей четырехтактных тихоходных без наддува $\eta_н = 0{,}80 \div 0{,}90$, средней быстроходности и быстроходных без наддува $\eta_н = 0{,}75 \div 0{,}90$, с наддувом $\eta_н = 0{,}80 \div 0{,}95$.

Количество свежего заряда. Коэффициент наполнения характеризует относительную полноту заполнения цилиндра, так как действительное количество свежего заряда сравнивается с его количеством, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при данных давлении и температуре атмосферного воздуха. Однако параметры атмосферы непостоянны: мировая метеорологическая практика зафиксировала диапазон изменения атмосферного давления на уровне моря от 91 до 107,8 кПа. Изменяется и температура воздуха. Поэтому необходимо выяснить, от чего зависит абсолютное количество свежего заряда, поступающего в цилиндр. Для этой цели можно использовать известное из физики уравнение состояния газа

$$pV = mRT/\mu,$$

где p — давление газа, Па;
V — его объем, м³;
m — масса газа, кг;
R — 8314 Дж/(кмоль·К) — универсальная газовая постоянная;
T — температура газа, К;
μ — его молярная масса, кг/кмоль.

Обозначив отношение m/μ кг/(кг/моль) = кмоль через M, получим

$$pV = MRT$$

Для свежего заряда, поступающего в цилиндр дизеля, это уравнение будет иметь вид

$$p_0 V_0 = M_в R T_в$$

или с учетом выражения (2)

$$p_0 \eta_н V_s = M_в R T_0,$$

откуда

$$M_в = \frac{\eta_н V_s}{R} \frac{p_0}{T_0} \qquad (7)$$

Как видно, количество свежего заряда зависит не только от коэффициента наполнения $\eta_н$ и рабочего объема цилиндра V_s, но и от давления p_0 и температуры T_0 атмосферного воздуха (для двигателей с наддувом от $p_н$ и $T_н$ наддувочного воздуха). Отсюда следует, что *при пониженном давлении и повышенной температуре атмосферного воздуха мощность двигателя меньше*, чем при высоком давлении и низкой температуре. На располагаемую мощность влияет и влажность воздуха, о чем изложено ниже.

Давление в конце наполнения. Основной параметр процесса впуска — давление — может быть определен из выражений:

для двигателей без наддува

$$p_а = p_в - \Delta p_а, \qquad (8)$$

для двигателей с наддувом

$$p_а = (1 - \delta_н) p_н, \qquad (9)$$

где $\Delta p_а$, $\delta_н$ — абсолютная и относительная потери давления на преодоление сопротивлений впуску.

Величина $\Delta p_а$ у двигателей без наддува зависит в основном от средней скорости воздуха во впускном клапане, которую обычно называют средней скоростью всасывания, м/с. Ее можно определить из выражения

$$\bar{\omega}_0 = F/c_m, \qquad (10)$$

где F — площадь поперечного сечения цилиндра, м²;
c_m — средняя скорость поршня, м/с;
f — площадь проходного сечения впускного клапана (или клапанов, если он не один), м².

Если обозначить диаметр цилиндра через D, а диаметр впускного клапана через d, то можно записать

$$F = (\pi D^2) \cdot 4 \text{ и } f = (\pi d^2) \cdot 4,$$

причем в последнем равенстве знак приближения означает, что не учтено (за его малостью) влияние штока клапана.

Подставив в формулу (10) вместо F и f их выражения через диаметры и сократив π, получим

$$\bar{\omega}_0 = (D/d)^2 c_m. \qquad (11)$$

Если клапанов два, то в правой части выражения (11) должен стоять множитель 0,5.

Средняя скорость всасывания $\bar{w}_в$ колеблется в пределах 30—70 м/с, а потеря давления $\Delta p_а$ — от 5 до 20 кПа.

Потеря давления при всасывании, кПа, может быть определена по приближенной формуле В. М. Тарасова

$$\Delta p_а = 1{,}1\,\overline{(0{,}1\bar{w}_в)^2}. \qquad (12)$$

Относительная потеря давления при впуске у двигателей с наддувом $\delta_в = \Delta p_а / p_к = 0{,}05 \div 0{,}10$.

Температура в конце наполнения. В конце процесса наполнения в цилиндре находится смесь свежего заряда воздуха и остаточных газов. Следовательно, температура $T_а$ конца наполнения будет зависеть не только от температуры свежего заряда воздуха, но и от температуры остаточных газов.

Нельзя отождествлять температуру свежего заряда воздуха, находящегося в цилиндре, с температурой всасываемого или наддувочного воздуха. Проходя через патрубки и каналы, соприкасаясь со стенками цилиндра и поршня, воздух нагревается. Это можно выразить математически как

$$T'_0 = T_0 + \Delta T,$$

или

$$T'_к = T_к + \Delta T,$$

где T'_0 — температура свежего заряда с учетом подогревания его от стенок;

ΔT — приращение температуры воздуха в результате подогревания.

Согласно опытным данным, $\Delta T = (10 \div 20)$ К у дизелей без наддува и $\Delta T = (5 \div 10)$ К у дизелей с наддувом. В большей степени воздух подогревается в тихоходных двигателях, в меньшей — в быстроходных.

Температуру $T_а$ можно найти расчетом с учетом следующих соображений. Очевидно, что внутренняя энергия смеси газов равна сумме внутренних энергий, составляющих эту смесь газов. Поскольку к концу наполнения в цилиндре находится смесь из свежего заряда и остаточных газов, вид указанного равенства будет:

$$(M_1 + M_r) C'_v T_а = M_1 C'_v T_0 + M_r C''_v T_r,$$

где M_1, M_r — соответственно количество свежего заряда воздуха и остаточных газов, кмоль;

C'_v, C''_v, C'''_v соответственно теплоемкости смеси, свежего заряда воздуха и остаточных газов, Дж/(кмоль·К);

$T_а$, T_0, T_r — соответственно температура смеси, свежего заряда воздуха (с учетом подогревания от стенок) и остаточных газов, К.

Так как остаточных газов в смеси не более 6%, то теплоемкость C'_v смеси будет очень мало отличаться от теплоемкости C''_v воздуха. Значение второго члена правой части приведенного выше равенства мало. Поэтому можно пренебречь разницей между теплоемкостью C''_v остаточных газов и теплоемкостью воздуха. Тогда теплоемкости в написанном выше равенстве могут быть сокращены. Если разделить после такого сокращения правую и левую части равенства на M_1 и учесть, что $M_r/M_1 = \gamma_r$, а $M_r/M_а = \gamma_r$, то легко получить

$$(1 + \gamma_r) T_а = T_0 + \gamma_r T_r.$$

Температура конца наполнения

$$T_а = (T'_0 + \gamma_r T_r)/(1 + \gamma_r). \qquad (13)$$

У четырехтактных дизелей без наддува $T_а = (310 \div 340)$ К, а с наддувом $T_а = (320 \div 380)$ К.

Из формул (3) и (5) видно, что с увеличением отношения $T_0/T_а$ или $T_к/T_а$ повышается коэффициент наполнения. Таким образом, одно из направлений повышения η_v — уменьшение приращения температуры от подогревания воздуха стенками ΔT и уменьшение коэффициента остаточных газов γ_r. Температура T_r остаточных газов вследствие малого их количества практически не влияет на $T_а$.

С уменьшением температуры конца наполнения $T_а$ вследствие понижения температуры всасываемого T_0 или наддувочного $T_к$ воздуха не изменяется

значения отношения T_0/T_a или $T_н/T_a$ и величины $\eta_к$. Однако согласно формуле (9) при этом увеличится количество свежего заряда и, что очень важно, снизятся тепловые напряжения деталей. Следовательно, желательно организовывать всасывание воздуха из той части машинного отделения, где температура ниже, и охлаждать наддувочный воздух. Вместе с тем следует иметь в виду, что если температура поступающего в двигатель воздуха будет понижена благодаря установке холодильника или удлинению всасывающего трубопровода, то увеличение сопротивления впуску может свести на нет эффект от снижения температуры, а в худшем случае — дать отрицательный результат.

Параметры выпуска. Давление выпуска у двигателей без наддува зависит не только от проходного сечения выпускного клапана, но и сопротивления выпускного трубопровода. Обычно это давление выше атмосферного на 5—15 кПа, но при большой длине трубопровода и наличии котла-утилизатора оно может повыситься до $1{,}2\,p_0$. У двигателей с наддувом p_r выше, чем у дизелей без наддува, однако в пределах $p_r < p_н$.

Температура остаточных газов T_r двигателей без наддува достигает 300 °С у тихоходных до 500 °С у быстроходных дизелей, у двигателей с наддувом $T_r \leqslant 600$ °С. Не будет большой ошибкой считать эту температуру равной температуре отходящих газов в выпускном патрубке, определяемой по приборам или приводимой в формуляре двигателя.

§ 6. Процесс сжатия

Степень сжатия. Даже при пуске холодного двигателя температура в конце сжатия должна быть такой, чтобы обеспечивалось самовоспламенение топлива. Как показала практика, это требование удовлетворяется, если у дизелей без наддува степень сжатия не меньше 12, а с наддувом — не меньше 11.

С увеличением степени сжатия повышается к. п. д. цикла. В связи с этим естественно стремление повысить ее. Однако при повышении степени сжатия растет давление и, следовательно, нагрузки на детали. При повышении нагрузок на детали необходимо увеличивать их размеры или применять более прочные материалы и в результате растут действующие в двигателе силы трения. Вследствие последней причины при повышении степени сжатия выше 18—20 уже нет экономического эффекта, хотя в практике дизелестроения принимали степень сжатия до 25, но это лишь в особых случаях, при высокой быстроходности двигателя, использовании топлив с высокой температурой самовоспламенения, наличии добавочных камер сгорания.

У судовых дизелей, работающих без наддува, степень сжатия 12—18, с наддувом — 12—14,5. Как правило, более высокая степень сжатия у двигателей с вихрекамерным смесеобразованием.

Вследствие изнашивания подшипников шатуна и коленчатого вала поршень опускается, увеличивается высота и объем пространства сжатия, в связи с чем уменьшается степень сжатия.

Зависимость степени сжатия от высоты пространства сжатия можно установить следующим образом. Как известно,

$$\varepsilon = V_a : V_c = (V_s + V_c) : V_c,$$

где ε — степень сжатия;

V_a, V_s — соответственно полный и рабочий объемы цилиндра, м³;

V_c — объем пространства сжатия, м³.

Если высота пространства сжатия увеличилась (сверх нормальной) на a, то при площади поршня F изменившаяся в результате этого степень сжатия будет

$$\varepsilon_1 = (V_s + V_a + F a) : (V_c + F a).$$

Разделив все члены числителя и знаменателя на V_s и учитывая, что $V_a/V_s = (V_a - V_c)/V_s = V_a/V_s - V_c/V_s = \varepsilon - 1$, или

$$V_c/V_s = 1/(\varepsilon - 1),$$

можем получить

$$\varepsilon_1 = \frac{1 + 1/(\varepsilon - 1) + F a/V_s}{1/(\varepsilon - 1) + F a/V_s}.$$

Однако $F/V_s = F/Fs = 1/S$ (где s — ход поршня). Обозначим $a/s = \psi$ и умножим числитель и знаменатель на $(\varepsilon - 1)$. Тогда формула для определения степени сжатия, изменившейся в результате увеличения высоты пространства сжатия, будет иметь вид

$$\varepsilon_a = \frac{\varepsilon - (\varepsilon - 1)\psi}{1 + (\varepsilon - 1)\psi}. \qquad (14)$$

где ε — первоначальная степень сжатия, т. е. ее значение при $\psi = 0$

На рис. 17 изображена степень сжатия ε в зависимости от относительного увеличения высоты пространства сжатия $\psi = a/s$. По оси абсцисс отложены как безразмерный параметр ψ, так и отношение прироста высоты a, мм, к ходу поршня (на 1 м), т. е отношение a/s, мм/м.

Параметры конца сжатия. При сжатии заряда в цилиндре двигателя происходит теплообмен между зарядом и стенками цилиндра. Процессы сжатия или расширения, совершающиеся с подводом или отводом теплоты, называют политропными. Зависимость между параметрами состояния газа при политропном процессе характеризуют двумя уравнениями.

$$pV^n = \text{const} \text{ и } TV^{n-1} = \text{const}$$

В этих уравнениях n называют показателем политропы. Его значение зависит от подвода теплоты к газу или отвода от него, а также количества подводимой или отводимой теплоты

Чтобы отличать показатель политропы сжатия от показателя политропы расширения, первый принято обозначать через n_1. Тогда на основании уравнений политропы можно написать следующую зависимость между параметрами конца и начала процесса сжатия

$$p_c V_c^{n_1} = p_a V_a^{n_1}; \quad T_c V_c^{n_1 - 1} = T_a V_a^{n_1 - 1}.$$

где p_c, V_c, T_c — параметры конца сжатия,
p_a, V_a, T_a — параметры начала сжатия

Если разделить правую и левую части первого уравнения на $V_c^{n_1}$, а второго — на $V_c^{n_1 - 1}$ и учесть, что $V_a/V_c = \varepsilon$, то легко получить для давления конца сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \qquad (15)$$

и для температуры конца сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \qquad (16)$$

В начале процесса сжатия в дизеле температура заряда воздуха обычно ниже температуры стенок цилиндра. В этом случае стенки цилиндра отдают теплоту заряду воздуха. В конце сжатия направление теплообмена изменится: теплота будет поступать от более нагретого воздуха стенкам. Следовательно, показатель n_1 политропы сжатия заряда в цилиндре — величина переменная. Для упрощения расчетов этот показатель считают постоянным, определяя его в зависимости от цели расчета одним из следующих способов.

Для расчета рабочего цикла в целом, в результате которого необходимо получить значение работы цикла, показатель политропы определя-

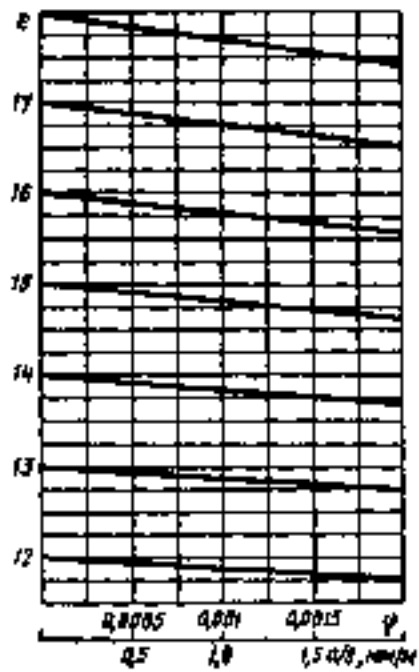


Рис. 17. Зависимость ε от относительного увеличения высоты пространства сжатия

ют по индикаторным диаграммам, снятым с однотипных действующих двигателей. Значение постоянного показателя находят в этом случае из условия, что работа, затраченная на процесс сжатия при постоянном показателе, равна работе сжатия, полученной по диаграмме, т. е. при переменном показателе политропы. Значения показателя политропы сжатия, полученные таким способом, следующие:

у тихоходных дизелей с неохлаждаемыми чугунными поршнями $n_1 = 1{,}33 \div 1{,}37$;

у дизелей средней быстроходности, быстроходных и повышенной быстроходности $n_1 = 1{,}38 \div 1{,}42$;

у дизелей с охлаждаемыми и алюминиевыми поршнями $n_1 = 1{,}32 \div 1{,}37$.

Таким образом, показатель политропы сжатия больше у быстроходных дизелей и меньше, чем интенсивнее их охлаждение. У двигателей небольших и многокамерных он меньше, чем у крупных и однокамерных.

Если нужно рассчитать параметры процесса сжатия действующего двигателя, например вычислить температуру конца сжатия, то показатель политропы может быть определен следующим образом. Из формуляра двигателя или по данным измерений берут значения степени сжатия и давления конца сжатия. По формулам (8) и (9) подсчитывают давление начала сжатия (экспериментально определить его трудно). Затем логарифмируют уравнение (15):

$$\lg p_c = \lg p_a + n_1 \lg \varepsilon,$$

откуда

$$n_1 = (\lg p_c - \lg p_a) : \lg \varepsilon. \qquad (17)$$

Полученное по формуле (17) значение показателя политропы можно использовать для определения T_c (предварительно подсчитав значение T_a), для учета влияния на p_c и T_c изменения ε и т. п.

Значения показателя n_1, полученные по формуле (17), могут несколько отличаться от вышеприведенных.

Давление конца сжатия у судовых дизелей составляет 3000—4000 кПа при работе без наддува и 3500—5000 кПа с наддувом. В современных дизелях повышенной быстроходности оно достигает 7500 кПа. Температура конца сжатия бывает у дизелей с однокамерным смесеобразованием 850—1000 К, причем у быстроходных она выше, чем у тихоходных. У вихрекамерных дизелей T_c составляет от 700 до 900 К.

Параметры конца сжатия, приводимые в формулярах, относятся к установившейся работе двигателя на номинальном режиме. У холодного двигателя теплоотдача от заряда воздуха стенкам увеличивается, т. е. p_c и T_c снижаются. При уменьшении частоты вращения вала двигателя давление и температура конца сжатия понижаются. Это происходит по двум причинам: при увеличении продолжительности процесса больше теплоотдача стенкам и растут утечки заряда воздуха вокруг поршня при уменьшении средней скорости поршня.

Значительная утечка воздуха при сжатии возможна и при номинальном режиме при изнашивании поршня, колец, втулки цилиндра. При больших износах утечки заряда воздуха может достигать 10—15% поступившего в цилиндр свежего заряда, что заметно влияет на параметры хода сжатия.

Поскольку уравнения политропы относятся к случаю сохранения постоянства количества газа, использовать их для расчета процессов, сопровождающихся утечками газа, нельзя.

§ 9. Рабочие смеси газов

Коэффициент избытка воздуха. Известно, что по формулам химических реакций окисления элементов можно подсчитать количество молекул кислорода, необходимое для сгорания одной молекулы горючего вещества, а по молярной массе их — количество кислорода, требующееся для сгорания этого вещества. Используя формулы элементарных реакций сгорания, нетрудно определить и количество кислорода, необходимое для сгорания сложного

соединения элементов, каким является топливо. Для этого требуется знать его элементарный состав, т. е. долю элементов в топливе в процентах.

Зная количество кислорода, можно подсчитать соответствующее ему количество воздуха, так как доля кислорода в воздухе по объему составляет 21%. Количество воздуха, необходимое для полного сгорания одного килограмма топлива, определенное по весовым соотношениям реакций сгорания, называют теоретически необходимым, или стехиометрическим. Смесь топлива с таким количеством воздуха называют стехиометрической.

Элементарный состав дизельного топлива колеблется в узких пределах. Поэтому при расчете параметров сгорания допускается принимать состав топлива средним, а для его сгорания требуется примерно 0,5 кмоль, или 14,5 кг воздуха на 1 кг топлива.

Полное сгорание топлива в стехиометрической смеси возможно лишь при условии идеального смесеобразования. Поскольку смесеобразование в дизелях далеко не совершенно, для полного сгорания топлива приходится обеспечивать поступление в двигатель большей массы воздуха, чем теоретически необходимо. Количество воздуха, практически вводимое в цилиндр для сгорания 1 кг топлива, называют действительным. Отношение действительного количества воздуха к теоретически необходимому называют коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha = L/L_0, \qquad (16)$$

где L, L_0 — соответственно действительное и теоретически необходимое количество воздуха

Имея в виду, что для дизельного топлива $L_0 = 0{,}5$ кмоль/кг, и полагая, что L тоже выражено в кмоль/кг, можно записать

$$\alpha = L/0{,}5 = 2L$$

С точки зрения обеспечения полноты сгорания топлива следует повышать коэффициент избытка воздуха, т. е. увеличивать количество воздуха при той же дозе топлива. Следовательно, коэффициент избытка воздуха должен быть минимальным, но достаточным для полного сгорания топлива при данном качестве смесеобразования. В свою очередь качество смесеобразования должно быть таким, чтобы топливо сгорало полностью при минимальном α. Коэффициент избытка воздуха составляет у малооборотных дизелей $\alpha = 1{,}7 \div 2{,}2$; высокооборотных $\alpha = 1{,}5 \div 1{,}7$, вихрекамерных $\alpha = 1{,}3 \div 1{,}6$.

Таким образом, хорошее смешение топлива и воздуха в вихрекамерных дизелях позволяет работать им с небольшим коэффициентом избытка воздуха, т. е. при умеренном рабочем объеме цилиндра. У малооборотных дизелей создается примерно двойной избыток воздуха, значит, при повышении качества смесеобразования можно увеличить цикловую подачу и, как следствие этого, — мощность двигателя.

Пониженный коэффициент избытка воздуха у высокооборотных дизелей по сравнению с малооборотными объясняется стремлением сделать их небольшими, компактными, что является основным преимуществом таких двигателей.

Расчет коэффициента избытка воздуха действующего двигателя. Если нужно получить представление о коэффициенте избытка воздуха в конкретном двигателе, можно определить α расчетом на основании паспортных или опытных данных. Для этой цели достаточно найти количества воздуха и топлива, поступающих в цилиндр за цикл, а по ним — действительное количество воздуха.

Количество воздуха (свежего заряда) M_1 определяют по формуле (7), причем предварительно находят давление p_a и температуру T_a конца наполнения, коэффициент наполнения $\eta_н$. При более грубом расчете $\eta_н$ можно оценить приближенно по его значениям, приведенным в § 7.

Для определения цикловой подачи топлива необходимо знать его расход $g_т$ за 1 ч, отнесенный к мощности дизеля. Эту величину называют удельным рас-

ходом топлива и ее значения берут из формуляра двигателя или определяют путем измерений. Если обозначить удельный расход через g_e, кг/(кВт·ч), то часовой расход топлива составит $g_e N_e$, кг/ч (N_e — мощность двигателя, кВт). Разделив его на 60, чтобы получить расход топлива в минуту, на число цилиндров z и на частоту вращения n, мин$^{-1}$, можно найти количество топлива, кг, приходящееся на одно вращение вала, т. е

$$G_{ц6} = g_e N_e/(60nz)$$

Рабочий цикл двухтактного двигателя совершается за один оборот вала. Следовательно, для него $G_{ц6}$ будет одновременно и цикловой подачей. У четырехтактного двигателя цикл совершается за два оборота вала, значит, цикловая подача, кг, будет вдвое больше количества топлива, приходящегося на одно вращение вала

$$G_ц = 2g_e N_e/(60nz)$$

Теперь можно найти действительное количество воздуха, кмоль/кг

$$L = M_в G_ц$$

Если теоретически необходимое количество воздуха составляет 0,5 кмоль/кг, то коэффициент избытка воздуха определяют по формуле (18)

Оценивая результаты расчета, следует иметь в виду, что коэффициент избытка воздуха выбирают иногда повышенным с целью уменьшения тепловых напряжений деталей, поскольку с увеличением количества воздуха снижаются действующие в цилиндре температуры.

Состав и количество рабочих газов. Подобно количеству воздуха, количество газов, участвующих в процессе сгорания, принято относить к массе топлива 1 кг

К началу сгорания в цилиндре дизеля находится смесь свежего заряда воздуха и остаточных газов. Следовательно, количество газов в начале сгорания будет составлять

$$M_1 = L + M_г,$$

где L — действительное количество воздуха, $M_г$ — количество остаточных газов

Величины L и $M_г$ должны быть выражены в киломолях на 1 кг топлива, кмоль/кг

Целесообразно в написанном выше равенстве вынести L за скобки, тогда

$$M_1 = L(1 + M_г/L)$$

Так как отношение количества остаточных газов к количеству свежего заряда воздуха есть коэффициент остаточных газов, т. е. $M_г/L = \gamma_г$, то

$$M_1 = L(1 + \gamma_г) \qquad (19)$$

Действительное количество воздуха можно заменить через $L = \alpha L_0$ или, поскольку для дизельного топлива $L_0 \approx 0{,}5$ кмоль/кг, через $L = \alpha 0{,}5$. Тогда выражение (19) примет вид

$$M_1 = 0{,}5\alpha(1 + \gamma_г) \qquad (20)$$

В результате сгорания топлива в цилиндре образуются углекислый газ или водяной пар. Используя массовые соотношения реакций окисления, нетрудно подсчитать, что после сгорания 1 кг дизельного топлива среднего состава получается 0,135 кмоль смеси углекислого газа и водяного пара

Продукты сгорания содержат азот, введенный в цилиндр с воздухом и не участвующий в сгорании. Учитывая, что доля азота в воздухе составляет по объему 79%, количество N_2 в продуктах сгорания будет, кмоль/кг,

$$0{,}79L = 0{,}79\alpha L_0 = 0{,}79\alpha 0{,}5 = 0{,}395\alpha$$

При сгорании топлива используется лишь то количество кислорода, которое соответствует теоретически необходимому количеству воздуха. Кислород, содержащийся в избыточном воздухе, остается в свободном состоянии и входит в состав продуктов сгорания. Количество избыточного кислорода, кмоль/кг,

$$0{,}21L = 0{,}21L_0 = 0{,}21(\alpha L_0 - L_0) =$$
$$= 0{,}21L_0(\alpha - 1) = 0{,}21 \cdot 0{,}5(\alpha - 1) =$$
$$= 0{,}105(\alpha - 1)$$

Теперь может быть подсчитано общее количество продуктов сгорания, приходящихся на 1 кг топлива, кмоль/кг, т. е.

$$M_2 = 0{,}135 + 0{,}395\alpha + 0{,}105(\alpha - 1)$$

Если раскрыть скобки и перегруппировать члены, то

$$M_2' = 0{,}135 - 0{,}105 + 0{,}395\alpha + 0{,}105\alpha,$$

или

$$M_2' = 0{,}03 + 0{,}5\alpha$$

Остаточные газы, находившиеся в цилиндре к началу сгорания, сохраняются и после него. Следовательно, общее количество газов в конце сгорания, кмоль/кг,

$$M_2 = M_2' + M_r.$$

Подставив вместо M_2' только что полученное значение и имея в виду, что

$$M_r = \gamma_r L = \gamma_r \alpha L_0 = \gamma_r \alpha 0{,}5,$$

получим

$$M_2 = 0{,}03 + 0{,}5\alpha + 0{,}5\alpha\gamma_r = \\ = 0{,}03 + 0{,}5\alpha(1 + \gamma_r)$$

Второй член последней суммы согласно выражению (20) равен M_1, значит

$$M_2 = M_1 + 0{,}03$$

Количество газов в результате сгорания увеличилось, что характерно для двигателей жидкого топлива. Отношение количеств газов в конце и начале сгорания называют коэффициентом молекулярного изменения

$$\beta = M_2 / M_1 \qquad (21)$$

Значения этого коэффициента в пределах составляют 1,025—1,040. Он зависит от коэффициента избытка воздуха: при увеличении последнего коэффициент молекулярного изменения уменьшается.

§ 10. Параметры конца сгорания

Коэффициент использования теплоты при сгорании. Для исследования взаимозависимости параметров конца сгорания необходимо составить баланс теплоты, в связи с чем нужно знать, сколько выделилось ее в процессе сгорания. Так как количества газов определяли из расчета на 1 кг топлива, то должна быть учтена теплота, выделяющаяся при сгорании именно этого количества топлива, т. е. низшая теплота сгорания. Однако часть этой теплоты сгорания принимать в расчет нельзя.

Все закономерности термодинамических процессов обычно рассматривают в пределах каких-то конкретных объемов газа. Для процесса сгорания конечным является объем, соответствующий точке z (см. рис. 2), но в § 6 было выяснено, что горение топлива продолжается до состояния, характеризующегося точкой z_0 (см. рис. 15).

Отклонение действительного процесса сгорания от теоретического можно проследить по рис. 18, на котором изображена верхняя часть диаграммы расчетного цикла в осях $V—p$. Действительная диаграмма заметно отличается от расчетной: она представляет собой кривую, отклоняющуюся от прямых cz' и $z'z$, которые характерны для процесса сгорания в расчетном цикле. Как и на рис. 15, конец фактического догорания топлива обозначен на рис. 18 точкой z_0. Объем газа, соответствующий фактическому концу горения (точка z_0), больше объема V_z, который при расчете процесса горения считают конечным.

Процесс, начинающийся в точке c и заканчивающийся в точке z, т. е. совершающийся в пределах объема V_z, называют периодом видимого горения. Поскольку за этот период объем газа увеличивается от V_c до V_z, то газ совершает какую-то работу. Следовательно, теплота, сообщенная газу, расходуется на производство работы и увеличение его внутренней энергии. Однако из предыдущего известно, что не вся теплота, выделяющаяся при сгорании топлива, сообщается газу за период видимого горения. Часть ее воспринимает газ в процессе догорания (участок zz_0).

При расчете параметров процесса сгорания следует учитывать, что некоторое количество теплоты отдается стенкам камеры сгорания и, значит, газу не сообщается.

Итак, в процессе видимого горения используется не вся теплота, вносимая в цилиндр с топливом. Отношение количества теплоты, затраченной на производство внешней работы и увеличение внутренней энергии рабочего тела за период видимого горения, к расчетной теплоте сгорания топлива называют коэффициентом использования теплоты ξ. Иными словами, этот коэффициент показывает, какая доля низшей теплоты сгорания топлива сообщена газам за период видимого горения. Обычно значения ξ следующие:

у дизелей тихоходных $\xi=0{,}85\div0{,}90$,

у дизелей средней быстроходности и быстроходных $\xi=0{,}80\div0{,}85$,

у вихрекамерных дизелей $\xi=0{,}65\div0{,}70$.

Для максимального использования энергии рабочего газа необходимо стремиться к тому, чтобы в процессе расширения давление газа снизилось до минимального. Но догорание топлива препятствует этому, так как давление понижается медленнее. Кроме того, при догорании растет теплоотдача стенкам цилиндра: дольше сохраняется высокая разность температур газа и стенок. Из этого можно сделать вывод, что догорание — процесс нежелательный, поэтому нужно стремиться повышать коэффициент использования теплоты. В основном этот коэффициент зависит от качества смесеобразования: в качественной смеси топливо сгорает быстрее и время догорания уменьшается. Некоторое влияние на ξ оказывает угол опережения подачи топлива и закон подачи, т. е. изменение давления топлива в процессе его впрыскивания.

Температура в конце сгорания. Рассчитать основной параметр конца сгорания — температуру можно из баланса теплоты этого процесса. Понятие баланса такое — сумма внутренней энергии газа в начале горения и теплоты, сообщенной газу при сгорании топлива, должна быть равна сумме теплоты, затраченной на совершение механической работы в процессе горения, и внутренней энергии газа в

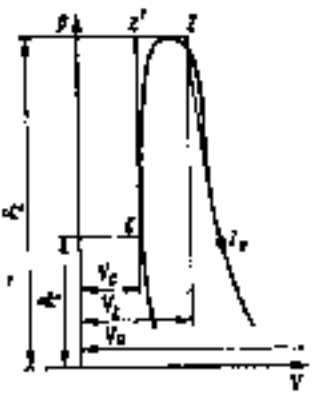


Рис. 18. Диаграмма процесса сгорания в дизеле

конце этого процесса. Математическое выражение баланса

$$U_c + U_\varphi = U_m + U_z, \qquad (22)$$

где U_c — внутренняя энергия газа в конце сжатия (т. е. в начале сгорания),

U_φ — теплота, сообщенная газу в результате сгорания топлива,

U_m — теплота, эквивалентная работе, совершенной газом в течение процесса сгорания,

U_z — внутренняя энергия газа в конце процесса сгорания.

Как было указано, баланс теплоты должен быть отнесен к 1 кг топлива, поэтому единица составляющих этого уравнения — килоджоуль на килограмм (кДж/кг).

Внутренняя энергия газа равна произведению его количества на теплоемкость и температуру. Значит,

$$U_c = M_1 \overline{\mu C_v} T_c, \quad U_z = M_2 \overline{\mu C'_v} T_z,$$

где M_1, M_2 — соответственно количество газа в начале и в конце сгорания, кмоль/кг,

$\overline{\mu C_v}$, $\overline{\mu C'_v}$ — соответственно средняя молярная теплоемкость свежего заряда воздуха и продуктов сгорания, кДж/(кмоль·К),

T_c, T_z — соответственно температура конца сжатия (начала сгорания) и конца сгорания, К.

Теплота, кДж/кг, сообщенная газу в результате сгорания топлива,

$$U_\varphi = \xi Q_н,$$

где ξ — коэффициент использования теплоты при сгорании;

$Q_н$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Работа изобарного (т. е. совершающегося при постоянном давлении) процесса равна, как известно, произведению давления на разность объемов в конце и в начале процесса, т. е.

$$U_z - p_z (V_z - V_c)$$

Если подставить в уравнение (22) выражения слагаемых и выполнить ряд математических преобразований, то можно получить так называемое уравнение сгорания:

$$\beta \overline{\mu C_v}' T_z - (\overline{\mu C_v} + 8{,}314) T_c - \xi Q_н / M_1 = 0, \qquad (23)$$

где β — коэффициент молекулярного изменения.

T_z — температура конца сгорания, К.

$\lambda = p_z / p_c$ (см. рис. 18) — степень повышения давления при сгорании;

T_c — температура конца сжатия, К.

ξ — коэффициент использования теплоты при сгорании,

$Q_н$ — низшая теплота сгорания топлива кДж/кг

M_1 — количество газа в начале сгорания, кмоль/кг

В уравнение (23) входят также средняя молярная изобарная теплоемкость продуктов сгорания $\overline{\mu C_p}'$ и средняя молярная изохорная теплоемкость свежего заряда $\overline{\mu C_v}$, кДж/(кмоль·К), определяемые по эмпирическим формулам.

для продуктов сгорания нефтяного топлива

$$\overline{\mu C_v}' = \frac{1{,}21 + 27{,}6\alpha}{\alpha} + \frac{109 + 25\alpha}{\alpha 10^3} T_z,$$

для свежего заряда воздуха

$$\overline{\mu C_v} = 19{,}39 + 0{,}0039 T_c.$$

Значения p_z и p_c для подстановки в уравнения сгорания берут из формуляра двигателя, M_1, β, T_c вычисляют, как описано выше. Значение ξ задают, оценив качество смесеобразования рассчитываемого двигателя. Низшую теплоту сгорания дизельного топлива можно брать равной $Q_н = 42\,000$ кДж/кг.

Теплоемкости определяют по приведенным выше эмпирическим формулам, причем температура конца сгорания T_z остается неизвестной. Когда выраженная через T_z величина $\overline{\mu C_p}'$ будет подставлена в уравнение (23), то оно превратится в полное квадратное уравнение относительно T_z. Решив это уравнение, можно найти температуру конца сгорания.

Зависимость между параметрами конца сгорания. Регулировкой двигателя, и прежде всего угла опережения подачи топлива, можно влиять на протекание процесса сгорания. При этом будут изменяться доля топлива, сгорающая при постоянном объеме, а значит, и параметры конца сгорания. Поскольку в условиях эксплуатации можно непосредственно измерить лишь один из этих параметров — давление, необходимо иметь представление о зависимости между ним и остальными. Эту зависимость можно установить, если использовать уравнения состояния для точек z и c (см. рис. 18):

$$p_z V_z = M_2 R T_z, \quad p_c V_c = M_1 R T_c,$$

R — универсальная газовая постоянная.

Разделив почленно первое уравнение на второе, получим

$$p_z V_z / p_c V_c = M_2 R T_z / (M_1 R T_c)$$

Отношение давлений конца сгорания и конца сжатия называют степенью повышения давления.

$$\lambda = p_z / p_c.$$

а отношение объемов — степенью предварительного расширения, т. е.

$$\rho = V_z / V_c.$$

Если ввести эти обозначения, учесть, что $M_2 / M_1 = \beta$, и сократить в правой части R, то зависимость между параметрами конца сгорания примет вид

$$\lambda \rho = \beta T_z / T_c \qquad (24)$$

При расчете рабочего цикла эту зависимость используют для определения степени предварительного расширения:

$$\rho = (\beta \cdot \lambda) (T_z / T_c) \qquad (25)$$

Простота выражения (24) обманчива. Так, например, написав

$$T_z = (\lambda\rho/\beta)\,T_c, \qquad (26)$$

можно ошибочно предположить, что существуют частные зависимости T_z только от λ, только от ρ или только от T_c. На самом деле степень повышения давления λ и степень предварительного расширения ρ зависят от доли топлива, сгорающего при постоянном объеме, причем если λ увеличивается, то ρ уменьшается. Поэтому анализировать влияние величины λ, т. е. давления сгорания на температуру конца сгорания T_z, можно лишь с учетом уравнения сгорания (23).

На рис. 19 для примера приведена такая зависимость при двух значениях коэффициента избытка воздуха. Как видно, с увеличением λ, т. е. с повышением давления сгорания при том же давлении сжатия, T_z растет.

Это сказывается благоприятно на к. п. д. цикла, но увеличивается тепловое напряжение деталей цилиндропоршневой группы. Следовательно, повышение p_z вызывает рост не только механических, но и тепловых напряжений в деталях. На рис. 19 также можно видеть зависимость температуры конца сгорания от коэффициента избытка воздуха, при увеличении α с 1,7 до 2,2 снижается T_z в данном случае на 200 К. Это показывает влияние α на тепловое состояние деталей, о чем было сказано выше.

Нечетко отражает выражение (26) и зависимость температуры конца сгорания T_z от температуры конца сжатия T_c. Повышение температуры газа от T_c до T_z зависит от количества теплоты, выделившейся при сгорании топлива. Однако от этого же количества теплоты зависят и остальные параметры конца сгорания, поэтому нельзя делать вывод, что T_z прямо пропорциональна T_c. Приближенно можно считать, что при увеличении T_c на какое-то количество градусов T_z растет на то же количество градусов. Зависимость (26) может быть использована для определения температуры конца сгорания по результатам обработки индикаторной диаграммы, по которой находят p_z и ρ.

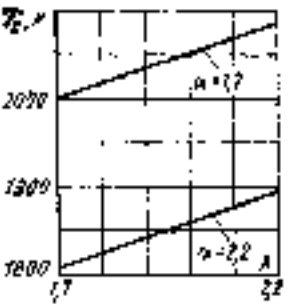


Рис. 19. Зависимость T_z от λ при различных значениях α. Исходные данные: ξ=0,87; Q=42 МДж/кг; T_c=850 К

Давление конца сгорания у дизелей речного флота без наддува p_z=(5000÷8000) кПа, с наддувом p_z=(6000÷12 000) кПа. Меньшие значения относятся к тихоходным дизелям. В некоторых современных дизелях повышенной быстроходности p_z доходит до 16 000 кПа.

Степень повышения давления у судовых двигателей составляет λ=1,4÷2,2, степень предварительного расширения — ρ=1,2÷1,7.

Температура в конце сгорания у дизелей бывает T_z=(1700÷2200) К, причем высокие значения T_z характерны для дизелей повышенной быстроходности. Увеличение T_z ограничивают не только по тепловым напряжениям деталей, но и вследствие разложения (диссоциации) продуктов сгорания при высокой T_z, образования токсичных окислов азота. Последние могут появляться и в результате горения с высокими скоростями, что приводит к повышенной температуре в зоне горения.

§ 11. Процесс расширения

Протекание процесса. В течение всего процесса расширения температура рабочего газа выше, чем стенок цилиндра. Это можно объяснить так, хотя газ и отдает часть своей теплоты стенкам, но так как в начале расширения происходит догорание топлива, то газ получает больше теплоты, чем сам отдает стенкам. Отсюда следует, что процесс расширения является политропным с подводом теплоты в начале и с отводом ее в конечной стадии. Количество подводимой и отводимой теплоты разное. Подвод теплоты достаточно интенсивен в самом начале рас-

ширения, затем уменьшается и по окончании догорания прекращается. Отвод теплоты уменьшается постепенно в течение всего процесса по мере снижения температуры газа.

Из вышеизложенного следует, что показатель политропы расширения — величина переменная, поэтому в расчет вводят его среднее значение. Согласно опытным данным, у тихоходных дизелей $n_2 = 1{,}24 \div 1{,}30$; у дизелей средней быстроходности и быстроходных $n_2 = 1{,}20 \div 1{,}25$.

При расчете процесса расширения показатель политропы принимают в указанных пределах с учетом особенностей рассчитываемого двигателя. Как показали исследования, n_2 зависит в основном от степени догорания топлива, а этот фактор учитывают так же, как и при выборе коэффициента использования теплоты, — по качеству смесеобразования. Чем продолжительнее процесс догорания, тем меньше ξ и тем ниже n_2. Следовательно, зависимость между ξ и n_2 прямая.

Влияют на n_2 и условия охлаждения газа: интенсивный отвод теплоты приводит к увеличению n_2. Поэтому высокие значения показателя политропы можно ожидать у двигателей небольших размеров и с охлаждаемыми поршнями.

Параметры конца расширения. Ожидаемые давление и температуру конца расширения можно определить по уравнениям политропного процесса, считая конечными точками z и b (см. рис. 2), т. е. в пределах объемов от V_c до V_a. Вид этих уравнений

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_a^{n_2}; \quad T_z V_z^{n_2-1} = T_b V_a^{n_2-1},$$

где p_z, V_z, T_z — параметры точки z конца сгорания;

p_b, V_a, T_b — параметры точки b конца расширения.

Из первого уравнения можно получить:

$$p_b = p_z (V_z^{n_2} / V_a^{n_2}) = p_z \frac{1}{(V_a/V_z)^{n_2}}$$

Отношение полного объема цилиндра V_a к объему его V_c в конце сгорания называют степенью последующего расширения и обозначают δ, т. е.

$$\delta = V_a / V_z$$

Следовательно,

$$p_b = p_z / \delta^{n_2}. \qquad (27)$$

Из второго уравнения политропы легко получить

$$T_b = T_z (V_z^{n_2-1} / V_a^{n_2-1}),$$

или после аналогичных преобразований

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1}. \qquad (28)$$

Значения p_z берут из формуляра двигателя или измеряют, T_z рассчитывают по изложенной ранее методике. Степень последующего расширения вычисляют, зная о степени сжатия и предварительного расширения, по зависимости

$$\delta = V_a / V_z = \frac{V_a / V_c}{V_z / V_c} = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

Параметры расширения составляют для тихоходных дизелей $p_b = (200 \div 350)$ кПа, $T_b = (900 \div 1000)$ К; для дизелей средней быстроходности и быстроходных $p_b = (350 \div 500)$ кПа, $T_b = (1000 \div 1200)$ К.

Таким образом, газ покидает цилиндр, обладая еще значительным запасом энергии. Использовать эту энергию путем продолжения расширения газа в цилиндре нецелесообразно, так как потребуется значительно увеличить его рабочий объем. У современных двигателей энергию выпускаемых газов используют в газовой турбине для наддува или других целей, о чем будет изложено ниже.

На параметры конца расширения также влияет утечка рабочего газа вокруг поршня. При значительной утечке снижаются параметры и уменьшается работа процесса расширения.

§ 12. Индикаторная мощность дизеля

Построение диаграммы расчетного цикла. По результатам расчета параметров процессов, составляющих рабочий цикл, можно построить диаг-

рамму цикла, которая необходима для определения его работы, построения диаграммы действующих сил.

Для построения выбирают длины отрезков, соответствующих полному объему цилиндра V_a и давлению сгорания p_z (рис. 20). Длина первого из них может быть произвольной, длину второго удобнее брать кратной давлению: длина в миллиметрах должна быть в 15, 20 или 30 раз больше давления p_z, выраженного в мегапаскалях. При выборе такого масштаба следует руководствоваться условием, что отрезок, соответствующий p_z, не должен быть больше отрезка, соответствующего V_a. При этом необходимо помнить, что давление p_z должно быть абсолютное, т. е. к паспортному (избыточному) прибавить 101 кПа.

По выбранному значению отрезка V_a, мм, находят отрезок V_r, т. е. отрезок V_r=отрезку V_a/ε, мм, после чего оба отрезка откладывают по оси абсцисс. На расстоянии, равном отрезку p_0, мм, от оси абсцисс, взятом в выбранном масштабе, проводят линию давления окружающей среды. Поскольку разность между давлениями

Форма 1

ε	$\frac{V_a}{V}$	$\lg\frac{V_a}{V}$	$n_1\lg\frac{V_a}{V}$	$\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1}$	Отрезок $p=$ отрезку $p_a\times\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1}$, мм
	1				

впуска, выпуска и окружающей среды даже при максимальном из рекомендованных масштабе будет в пределах толщины линии чертежа, отрезок V_a будет представлять собой три слившиеся линии впуска, выпуска и атмосферой. При наличии наддува этот отрезок будет выше линии p_0.

Для построения политропы сжатия отрезок V_a делят, например, на 10 частей. Затем по выражению $p=p_a(V_a/V)^{n_1}$, полученному из уравнения $pV^{n_1}=p_aV_a^{n_1}$, вычисляют давление p для вновь полученных делением отрезков V_a.

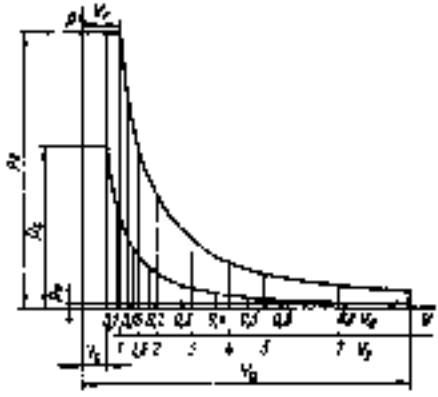


Рис. 20. Индикаторная диаграмма расчетного цикла дизеля

Вычисления удобнее вести в табличной форме, подставляя значения давления в выбранном масштабе (миллиметрах) чертежа (форма 1).

Диаграмма рабочего цикла. При рассмотрении процессов, составляющих рабочий цикл, указывалось, что действительные процессы несколько отклоняются от расчетных. Естественно, что и действительный рабочий цикл отличается от расчетного.

На рис. 21 приведена диаграмма цикла, снятого с работающего дизеля индикатором. Оси координат индикатор не чертит, при желании их можно нанести на диаграмму вручную, но необходимости в этом для обработки диаграммы нет.

Наиболее сильно действительная диаграмма отклоняется от расчетной на участках *1* и *3*. Протекание процесса сгорания (участок *1*) подробно рассматривали в § 6 и 10. Что же касается нижнего конца диаграммы (участок *3*), то его скругление можно объяснить двумя причинами. Во-первых, чтобы



Рис. 21. Индикаторная диаграмма рабочего цикла дизеля

отработавший газ не вышел из цилиндра в процессе свободного выпуска, нужно время, в течение которого давление газа снижается. Следовательно, мгновенного падения давления, как предполагалось в расчетном цикле, не будет. Во-вторых, чтобы к приходу поршня в н. м. т. давление успело снизиться и не оказывало бы сопротивления движению поршня вверх, выпускной клапан открывается раньше прихода поршня в н. м. т. Поэтому направление кривизны линии расширения *2* на границе участка *3* изменяется: начинается истечение газа через открывающийся выпускной клапан.

Линии сжатия *4* и расширения *2* диаграммы рабочего цикла являются политропами с переменными показателями, тогда как в расчетном цикле показатели политроп постоянные. Однако это отличие непосредственно на диаграмме уловить нельзя.

Диаграмма, снятая индикатором, позволяет проследить протекание процессов, и в первую очередь процесса сгорания. По высоте диаграммы можно определить давление сгорания. Наконец, если специальным прибором — планиметром измерить площадь f диаграммы, то легко найти работу цикла, о чем изложено ниже.

Чтобы можно было снять диаграмму в осях V_p, двигатель должен иметь привод, сечезывающий индикатор с поршнем, чего у судовых дизелей нет. Без привода диаграмму можно записать электронным индикатором, соединенным с осциллографом. В этом случае ось абсцисс будет осью времени или при постоянной частоте вращения вала — осью угла поворота его. Следовательно, будет снята диаграмма в осях αp, называемая развернутой.

На рис. 22 изображена развернутая диаграмма, снятая с работающего дизеля, но с нанесенными на ней вручную осями координат. Все четыре такта, составляющие рабочий цикл, получаются отложенными последовательно. Процесс сгорания отображен на этой диаграмме более наглядно, чем на диаграмме в осях V_p.

Так, например, очевидно, что точка c_0 соответствует началу впрыскивания, α_0 — углу опережения подачи топлива, точка z_0, в которой изменяется кривизна линии, — окончание сгорания.

Среднее индикаторное давление. Из термодинамики известно, что работа цикла пропорциональна площади, заключенной внутри его диаграммы. Следовательно, по площади f диаграммы цикла (см. рис. 21) можно определить его работу, а по ней — мощность двигателя. Удобнее, однако, использовать для этой цели условную величину — среднее индикаторное давление.

Средним индикаторным давлением называют такое условное постоянное давление, которое действует на поршень в течение одного хода и совершает при этом работу, равную работе газов за цикл. Так как среднее индикаторное давление p_i постоянное и действует на поршень с площадью F, то работа газа за один ход s поршня составит $p_i F s$. Следовательно, и работа газов за цикл будет

$$L_u = p_i F s.$$

Значение L_u вычисляют как сумму работ процессов, составляющих цикл. Пользуясь этой формулой, можно определить p_i. При наличии диаграммы цикла среднее индикаторное давление находят по ее площади.

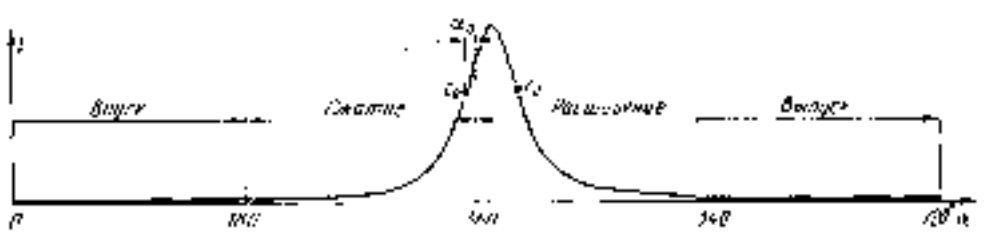


Рис. 22. Развернутая индикаторная диаграмма рабочего цикла дизеля

Если давление p_i, действуя в течение одного хода поршня, совершает работу, равную работе цикла, то можно истинный цикл заменить воображаемым, в котором один ход поршня совершается при давлении p_i (рис. 23), а три (в четырехтактном двигателе) — при атмосферном давлении. Тогда площадь f диаграммы цикла должна быть равна площади прямоугольника с основанием l и высотой p_i, заштрихованной на рис. 23 в обратном направлении, чем площадь диаграммы. Из этого следует, что

$$p_i = f\,(\mu),$$

где μ — масштаб ординат.

При выражении f в мм², а l в мм μ будет выражаться числом миллиметров чертежа, соответствующим 1 кПа.

При отсутствии планиметра среднее индикаторное давление можно определить по средней ординате. Для чего длину диаграммы (рис. 24) делят на 10 или больше равных частей. Из середины каждой части проводят вертикали, пересекающие диаграмму. Затем измеряют отрезки $y_1, y_2, \ldots, y_{10}$, заключенные внутри контура диаграммы. Среднее индикаторное давление определяют как

$$p_i = (y_1 + y_2 + y_3 + \ldots + y_{10})/10\mu.$$

Если определяют p_i расчетного цикла (см. рис. 24), то для получения среднего индикаторного давления рабочего цикла следует внести поправку

$$p_i = \varphi p_{i'},$$

где φ — коэффициент полноты диаграммы, учитывающий отключение рабочего цикла от расчетного.

$p_{i'}$ — среднее индикаторное давление расчетного цикла.

Согласно опытным данным для четырехтактных дизелей $\varphi = 0{,}90 \div 0{,}96$.

Значения p_i у современных четырехтактных дизелей без наддува составляют $p_i = (650 \div 1000)$ кПа; четырехтактных с наддувом $P_i \leqslant 2500$ кПа, у двухтактных дизелей без наддува — $p_i = (550 \div 900)$ кПа.

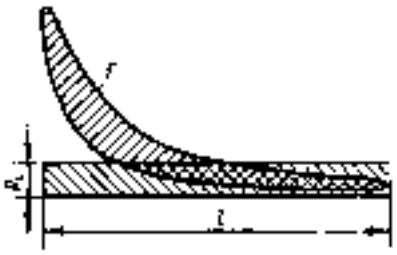


Рис. 23. Схема к определению p_i по площади индикаторной диаграммы

Расчет индикаторной мощности. Развиваемую газами мощность при их работе в цилиндре называют индикаторной. Для вывода формулы индикаторной мощности используют зависимость работы цикла от среднего индикаторного давления $L_i = p_i l' s$.

Если двигатель двухтактный, то работа за цикл будет и работой за одно вращение коленчатого вала. Четырехтактный цикл совершается за два вращения вала, следовательно, за одно вращение его работа будет вдвое меньше работы за цикл. Чтобы получить обобщенную формулу индикаторной мощности, пригодную для любого двигателя, вводят коэффициент тактности k, равный числу вращений коленчатого вала, за которые совершается рабочий цикл. Для двухтактного двигателя $k = 1$, для четырехтактного $k = 2$.

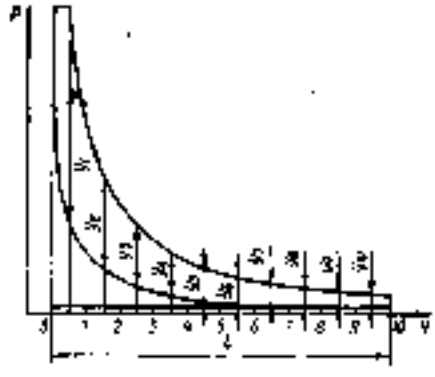


Рис. 24. Схема для определения p_i по средней ординате индикаторной диаграммы расчетного цикла

С введением понятия коэффициента тактности работа одного цилиндра за один оборот вала

$$L_{об} = p_i F s k$$

Если умножить данное выражение на частоту вращения коленчатого вала n, мин$^{-1}$, то это произведение будет равно работе в минуту, т. е. мощности. Однако принято относить мощность ко времени в секундах, т. е. полученную мощность разделить на 60. Тогда индикаторная мощность одного цилиндра

$$N_{ц} = p_i F s n / (60k)$$

При числе цилиндров z индикаторная мощность двигателя, кВт,

$$N_i = p_i F s n z / (60k) \qquad (29)$$

В формуле (29) подставлены среднее индикаторное давление p_i в кПа, площадь поршня F в м^2 и ход поршня s в м.

Путем несложных преобразований формулу (29) можно представить в виде

$$N_i = 0{,}393 D^2 p_i c_m z / k \qquad (30)$$

В формулу (29) входят величины (F, s, z, k), являющиеся для конкретного двигателя постоянными. Поэтому можно написать, если p_i в кПа,

$$N_i = B p_i n \text{ при } B = Fsz/(60k) \qquad (31)$$

Величину B называют постоянной двигателя. Ее значения для двигателей серийного флота следующие:

Марка двигателя	B
Четырехтактные	
6С160, 6Л160ПНС	0,000226
8ЧСП18/22, 6Ч15СП18/22	0,000281
8ЧСП18/22, 8ЧНСП18/22	0,000374
6Л275, 6С275Л, 6Л275Р6/Л, 6Л275ПН	0,00107
6НФД36У, 6НФД36АУ	0,00189
Д50	0,00231
6НФД48У, 6НФД48АУ	0,00193
Г60, Г70, Г70-5, Г74	0,00229
8НФД48У, 8НФД48АУ, 8НФД48-2АУ	0,00257
Двухтактные	
4ДР30/50	0,00235
6ДР30/50	0,00353

§ 13. Эффективная мощность дизеля

Эффективной называют полезную, отдаваемую рабочему органу мощность двигателя, кВт, и определяют как

$$N_e = N_i - N_m,$$

где N_e — эффективная мощность двигателя, кВт;

N_i — индикаторная мощность двигателя, кВт;

N_m — мощность, затрачиваемая на преодоление внутренних потерь в двигателе, кВт.

Потери складываются из:

потерь на трение, из них 55–65% приходится на трение поршней и поршневых колец о втулку цилиндра;

насосных потерь при впуске и выпуске: засасывая воздух и вытесняя выпускной газ, цилиндры работают как насосы с затратой определенной работы;

потерь на привод механизмов, навешенных на двигатель (различных насосов, компрессора и т. п.).

Эффективную мощность через индикаторную можно также представить в виде

$$N_e = \eta_m N_i, \qquad (32)$$

где η_m — механический к. п. д.

Коэффициент полезного действия η_m показывает, какую долю индикаторной мощности составляет эффективная. У четырехтактных дизелей без наддува $\eta_m = 0{,}75 - 0{,}85$, с газотурбинным наддувом $\eta_m = 0{,}80 - 0{,}90$, у двухтактных дизелей без наддува $\eta_m = 0{,}70 \div 0{,}80$.

Как видно, потери внутри четырехтактного дизеля могут составлять до 25% индикаторной мощности. Они отражают, в частности, культуру эксплуатации двигателя.

Так, например, потери на трение зависят от состояния трущихся поверхностей и качества смазочного материала. В § 7 было указано, что увеличение сопротивлений впуску и выпуску отрицательно влияет на коэффициент наполнения, в связи с чем уменьшается индикаторная мощность двигателя. Но при увеличении сопротивлений уменьшается давление впуска и повышается давление выпуска, т. е.

растут и насосные потери. Следовательно, влияние сопротивлений будет двойным: снижается индикаторная мощность и увеличивается ее потеря на насосные ходы поршней.

Расчет эффективной мощности. Если в выражение (32) подставить вместо N_i ее значение, определенное по формуле (29), то

$$N_e = \eta_m p_i F s a z \text{ (кВт)}.$$

Произведение механического коэффициента полезного действия на среднее индикаторное давление называют средним эффективным давлением, т. е. $p_e = \eta_m p_i$. Следовательно,

$$N_e = p_e F s a z \text{ (кВт)} \qquad (33)$$

Среднее эффективное давление p_e — очень важный параметр, поскольку характеризует как работу цикла (p_i), так и совершенство конструкции, изготовления и технического обслуживания двигателя (η_m). У современных дизелей значения среднего эффективного давления p_e, кПа, следующие:

Четырехтактные без наддува	650—800
Четырехтактные с наддувом	700—2000
Двухтактные без наддува	400—750

С введением понятия среднего эффективного давления любая формула индикаторной мощности при замене p_i на p_e превращается в формулу эффективной мощности.

На основании формулы (31) можно написать

$$N_e = B p_e n. \qquad (34)$$

Также может быть преобразована формула (30). Единицы величин, входящих во все формулы эффективной мощности, должны быть такими же, как и для индикаторной.

Удельная мощность. Значение мощности еще не характеризует тепловое состояние и механические напряжения двигателя. Большая мощность может быть получена благодаря большим размерам (диаметру цилиндра, ходу поршня) и числу цилиндров при умеренном среднем эффективном давлении и при низкой частоте вращения, поэтому введены понятия удельные мощности.

Степень использования рабочего объема цилиндра характеризует **литровая мощность**, т. е

$$N_л = N_e / (zV_h),$$

или **мощность, приходящаяся на 1 л рабочего объема цилиндра.** Если подставить вместо N_e ее значение, найденное по формуле (33), заменить V_h произведением Fs и привести в соответствие единицы величин, то можно получить $N_л$, кВт/л,

$$\overline{N}_л = p_e n \text{ (60 000)} \qquad (35)$$

В формуле (35) p_e должно быть взято в кгс/см².

Литровая мощность судовых дизелей без наддува $\overline{N}_л = (1{,}3 \div 7{,}7)$ кВт/л; с наддувом $\overline{N}_л = (2{,}1 \div 11{,}8)$ кВт/л.

Если сравнить эти данные с встречающимися значениями p_e, то станет ясно, что столь широкий диапазон $\overline{N}_л$ можно объяснить в первую очередь различными частотами вращения.

Так, максимальные литровые мощности встречаются на флоте у двигателей без наддува 7,7 кВт/л и 11,8 кВт/л у дизелей с наддувом при частоте вращения 1500 и 1550 мин$^{-1}$, а минимальные 1,3 и 2,1 кВт/л — соответственно у дизелей с частотой вращения 275 и 330 мин$^{-1}$.

Именно потому, что литровая мощность характеризует прежде всего частоту вращения, у автомобильных двигателей без наддува $N_л = (20 \div 40)$ кВт/л, а у двигателей гоночных автомобилей при $n \approx 12\,000$ мин$^{-1}$ она достигает 110 кВт/л.

Как уже было отмечено в § 4, динамические напряжения деталей двигателя зависят не от частоты вращения, а от средней скорости поршня $c_m = sn/30$. Поэтому более показательным с точки зрения форсирования[1] двигателя является значение произведения $p_e c_m$, а с учетом частоты циклов — $p_e c_m / k$. Этот параметр или пропорциональную ему величину называют пока-

[1] От французского forser — принуждать

зателем форсировки, степенью форсировки, поршневой мощностью. Последний термин можно объяснить следующим образом. Если рассмотреть единицы произведения $p_e c_m$ (коэффициент k — безразмерный), то окажется

$$\text{кПа}\frac{\text{ч}}{\text{с}} = \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}\frac{\text{м}}{\text{с}} = \frac{\text{кН}\cdot\text{м}}{\text{с}}\frac{1}{\text{м}^2} =$$

$$= \frac{\text{кДж}}{\text{с}}\frac{1}{\text{м}^2} = \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

Таким образом, произведение $p_e c_m$ пропорционально мощности, приходящейся на площадь поршня, — поршневой мощности $\bar{N}_п$, т. е.

$$\bar{N}_п = N_e/(zF)$$

Эту величину удачнее выражать в киловаттах на дециметр в квадрате (кВт/дм^2). У судовых двигателей без наддува поршневая мощность $\bar{N}_п = (6{,}1 \div 11{,}6)$ кВт/дм^2, с наддувом $\bar{N}_п = (10{,}5 \div 25{,}5)$ кВт/дм^2. У современных дизелей $\bar{N}_п$ достигает 45 кВт/дм^2.

§ 14. Экономичность работы дизеля

Удельный расход топлива. Об экономичности работы двигателя принято судить по расходу им топлива. Удельным называют часовой расход топлива, отнесенный к эффективной мощности двигателя, т. е.

$$g_e = G/N_e,$$

где g_e — удельный расход топлива, кг/(кВт·ч);
G — часовой расход топлива, кг/ч;
N_e — эффективная мощность, кВт.

Фактические удельный расход за 1 ч работы и N_e находят измерениями во время работы двигателя. Расчетное значение g_e для номинального режима работы приведено в формуляре двигателя. Практически более удобно выражать удельный расход не в килограммах, а в граммах — г/(кВт·ч). Удельный расход топлива у высокооборотных дизелей, как правило, выше, чем у малооборотных, у дизелей с газотурбинным наддувом меньше, чем у дизелей без наддува. У лучших современных дизелей g_e составляет 200—205 г/(кВт·ч).

Все паспортные значения удельного расхода топлива характерны для номинального режима работы двигателей. При отклонении режима удельный расход изменяется. Как правило, минимальный удельный расход достигается при частоте вращения 80—90% номинальной. Для двигателей очень важно обеспечить низкий удельный расход топлива на всех режимах работы. Достигают это грамотной эксплуатацией двигателя, тщательной регулировкой газообмена, наддува, подачи топлива и обеспечением оптимизации процессов смесеобразования и сгорания.

Отложения в системах газообмена, наддува, износ трущихся деталей и другие отклонения от нормального технического состояния вызывают повышение удельного расхода топлива, т. е. снижают экономичность его работы.

Согласно ГОСТ 10150—82 удельный расход топлива следует указывать приведенным к теплоте сгорания 42,6 МДж/кг. В случае применения топлива с другой теплотой сгорания необходимо выполнить пересчет по формуле

$$g_{e.э} = 42{,}6 g_e/Q_{нр},$$

где $g_{e.э}$ — фактический удельный расход топлива с теплотой сгорания $Q_{нр}$ МДж/кг;
g_e — удельный расход топлива с теплотой сгорания 42,6 МДж/кг.

Коэффициенты полезного действия. Удельный расход топлива достаточно точно отражает экономичность работы двигателя лишь потому, что теплота сгорания дизельного топлива различных марок колеблется в небольших пределах. Если же тепловые двигатели работают на топливах с разной теплотой сгорания, то сравнить их экономичность по значениям удельного расхода нельзя. В этом случае об экономичности двигателей судят либо по расходу условного топлива, либо по расходу теплоты, отнесенной к работе, либо по к. п. д. Наиболее показателен последний способ.

Для всесторонней оценки экономичности двигателя определяют три к. п. д.: индикаторный, механический (см. § 13) и эффективный.

Индикаторным коэффициентом полезного действия называют отношение количества теплоты, эквивалентного работе цикла, к расчетной теплоте сгорания топлива, затраченного на производство этой работы. Если индикаторная мощность равна N_i кВт, то работа цикла в течение 1 ч можно выразить как $3600\,N_i$ кДж и она будет эквивалентна такому же количеству теплоты. Затраты теплоты за 1 ч при расходе топлива G, кг/ч, и его теплоте сгорания $Q_н$, кДж/кг, составят $GQ_н$, кДж. Следовательно,

$$\eta_i = 3600N_i/(GQ_н). \qquad (35)$$

Индикаторный к. п. д. двигателя зависит от целого ряда его конструктивных и эксплуатационных данных.

Например, с повышением степени сжатия ε возрастает. У двигателей с вихрекамерным и предкамерным способами смесеобразования индикаторный к.п.д. ниже, так как у них больше потери теплоты в охлаждающую воду. С ростом коэффициента избытка воздуха индикаторный к.п.д. повышается, так как процесс сгорания протекает более интенсивно и меньше потери теплоты с выпускными газами. С увеличением частоты вращения n понижается, так как растут продолжительность догорания топлива и потери теплоты с выпускными газами.

Индикаторный к. п. д. двухтактных дизелей составляет $\eta_i = 0{,}42 \div 0{,}48$; четырехтактных $\eta_i = 0{,}45 \div 0{,}53$.

Эффективным коэффициентом полезного действия называют отношение количества теплоты, эквивалентного полезной работе двигателя, к расчетной теплоте сгорания топлива, затраченного на получение этой работы. Поскольку полезную работу характеризуют эффективной мощностью, то подобно индикаторному к. п. д. [см. формулу (36)] можно записать

$$\eta_e = 3600N_e/(GQ_н). \qquad (37)$$

Учитывая, что $G/N_e = g_e$, формулу (37) можно переписать в таком виде:

$$\eta_e = 3600/(g_e Q_н). \qquad (38)$$

Если в формулу (37) подставить значение N_e из выражения (32), то

$$\eta_e = 3600\eta_м N_i/(GQ_н), \qquad (39)$$

или с учетом равенства (36)

$$\eta_e = \eta_м \eta_i. \qquad (40)$$

Последнее равенство математически отражает зависимость эффективного к. п. д. от совершенства рабочего цикла (η_i) и внутренних потерь работы в двигателе ($\eta_м$).

Формула (38) позволяет определить η_e по удельному расходу топлива. Значения эффективного к. п. д. для судовых малооборотных дизелей $\eta_e = 0{,}40 \div 0{,}42$; среднеоборотных $\eta_e = 0{,}41 \div 0{,}42$; высокооборотных $\eta_e = 0{,}35 \div 0{,}41$. У лучших современных дизелей оно приближается к 0,45.

Повысить эффективный к. п. д. можно путем увеличения степени наддува, совершенствования процессов смесеобразования и сгорания, более полного использования энергии выпускных газов.

Оценивая по эффективному к. п. д. экономичность дизеля как преобразователя тепловой энергии в механическую, следует иметь в виду, что у газовых турбин он составляет 0,26—0,3, у установок с паровыми машинами — менее 0,2, с паровыми турбинами большой мощности — 0,3 и выше. Таким образом, по удельной затрате теплоты дизель экономичнее всех тепловых двигателей. Однако в установках с паровыми турбинами расходуют дешевое топливо (мазут) и по затратам на него в денежном выражении паровые турбины большой мощности приближаются к дизелям. Чем больше мощность турбины, тем меньше становится разность в этих затратах. Так как у турбин есть эксплуатационные преимущества по сравнению с дизелями, то в установках с большими мощностями используют паровые турбины. В настоящее время дизель сохраняет свою конкурентоспособность лишь в области мощностей до 35 000 кВт.

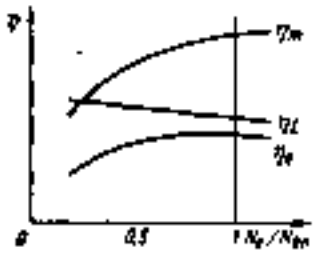


Рис 25 Зависимость к п д от изменения нагрузки

Зависимость коэффициентов полезного действия от нагрузки. Коэффициенты полезного действия не являются постоянными величинами, они зависят от нагрузки на двигатель, т. е. от отношения фактической эффективной мощности к номинальной, на которую рассчитан двигатель, $N_e/N_{ен}$.

На основании формулы (36) можно, казалось бы, сделать вывод, что индикаторный к. п. д. не зависит от нагрузки: работа цикла, т е N_i, пропорциональна количеству сгоревшего топлива, значит, отношение N_i/G должно оставаться постоянным. Однако с увеличением цикловой подачи уменьшается коэффициент избытка воздуха и топливо сгорает не полностью. Кроме того, при увеличении цикловой подачи растет продолжительность процесса впрыскивания топлива ц, как следствие этого, уменьшается коэффициент использования теплоты при сгорании, что приводит к уменьшению работы цикла. По этим причинам индикаторный к. п. д. уменьшается с увеличением нагрузки, т. е. отношения $N_e/N_{ен}$, как это изображено на рис. 25.

Из формулы (32) можно получить

$$\eta_м = N_e/N_i = (N_i - N_м)/N_i = 1 - N_м/N_i$$

Мощность $N_м$, затрачиваемая на преодоление механических потерь, мало зависит от работы цикла. Поэтому с ростом N_i отношение $N_м/N_i$ уменьшается, а $\eta_м$ увеличивается (см рис. 25).

Вследствие указанных изменений η_i и $\eta_м$ эффективный к п д η_e при увеличении нагрузки на двигатель сначала растет, при мощности 75—100% номинальной (у разных двигателей, по-разному) достигает максимума, а затем уменьшается (см. рис. 25).

Тепловой баланс дизеля. Из теплоты, выделившейся при сгорании впрыснутого в цилиндры топлива, лишь 30—40% расходуется на совершение полезной работы. Чтобы иметь представление о том, куда теряется остальная ее часть, составляют так называемый тепловой баланс двигателя.

Если принять количество теплоты, соответствующее израсходованному топливу, за 100%, то можно записать

$$q_e + q_в + q_г + q_о = 100,$$

где q_e — доля теплоты, израсходованной на производство эффективной работы, %,

$q_в$ — доля теплоты, отводимой с охлаждающей водой, маслом, %,

$q_г$ — доля теплоты, уносимой отработавшими газами, %,

$q_о$ — прочие потери теплоты

К последним относят теплоту, теряемую на преодоление трения между движущимися деталями двигателя, на приведение в действие приводимых механизмов и агрегатов, на очистку и наполнение цилиндров (насосные потери), $q_о$ учитывает также потери теплоты от неполноты сгорания топлива, потери на теплоотдачу двигателя в окружающую среду

Согласно опытным данным на номинальном режиме работы значения слагаемых теплового баланса двигателя следующие: $q_e = (35 \div 42)$ %; $q_в = (15 \div 28)$ %, $q_г = (25 \div 42)$ %; $q_о = (1 \div 8)$ %.

При рациональном использовании теплоты, теряемой с охлаждающей водой и отработавшим газом, можно повысить экономичность энергетической установки, т. е. увеличить эффективный к. п. д. С этой целью на теплоходах устанавливают котлы-утилизаторы, использующие теплоту отработавших газов для обогревания помещений и на другие хозяйственные нужды

Глава III

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ

§ 15. Путь, скорость и ускорение поршня

Закон перемещения поршня двигателя. Характер движения поршня можно выявить при рассмотрении схемы кривошипно-шатунного механизма. В ней шатун заменяют отрезком прямой, длина которого соответствует расстоянию L между осями верхней и нижней головок, называемому длиной шатуна. Кривошип заменяют отрезком длиной R, равной расстоянию между рамовой и шатунной шейками, называемый радиусом кривошипа. Поршень заменяют точкой, соответствующей центру площади поперечного сечения поршневого пальца.

Схема кривошипно-шатунного механизма изображена на рис. 26. Кривошип изображен под углом α к в. м. т, так условно называют положение его в момент нахождения поршня в в. м. т. Центр O является следом оси вращения кривошипа, точка B — оси шатунной шейки. Чтобы найти положение поршня, соответствующее данному углу поворота кривошипа, необходимо из точки B как из центра сделать засечку радиусом L, равным длине шатуна, на вертикальной оси (оси цилиндра). Полученная точка A будет центром поперечного сечения поршневого пальца, т. е условно — поршня.

Окружность, описанная из центра O радиусом R, является траекторией движения центра поперечного сечения кривошипной шейки. Ее называют кривошипным кругом. Если из его точки D как из центра сделать засечку на оси цилиндра радиусом L, то точка C будет положением поршня в в. м. т. Расстояние s_1 между точками C и A представляет собой путь, пройденный поршнем за время поворота кривошипа на угол α.

Положение поршня в н. м. т — точку E — можно найти, если сделать засечку радиусом L из точки F. Нетрудно видеть, что ход поршня s, измеряемый как расстояние между точками D и F, равен диаметру кривошипного круга, т. е $s=2R$.

Если кривошип будет находиться под тем же углом α от н. м. т., то положение поршня (точка G) можно определить засечкой радиусом L из точки H и путь, пройденный поршнем от в. м. т., окажется равным отрезку s_2. Особенность реального кривошипно-шатунного механизма в том, что отрезки s_1 и s_2 не равны один другому. Для доказательства этого необходимо опустить из точки B перпендикуляр BM на ось цилиндра и провести дугу BM' из центра A радиусом L. Аналогично опускают перпендикуляр HN на ось цилиндра из точки H и проводят дугу HN' из центра G радиусом L.

Из конгруэнтности треугольников MBO и NHO следует, что отрезки OM и ON равны, а значит, равны и отрезки DM и FN. Учитывая характер построений, можно написать

$$s_1=|CO|-(|AO|-(|CD|+|DO|)-$$
$$-(|AM'|+|M'O|)$$

Поскольку $|CD|=|AM'|=L$ и $|DO|=R$, то $s_1=(L+R)-(L+|M'O|)=L+R-L-$

$$-|M'O|=R-|M'O|=|DM'|, \text{ т. е.}$$
$$s_1=DM'>|DM|. \text{ То } s_1>|DM|$$

Аналогично можно доказать, что

$$s_2=|FN'|<|FN|, \text{ т. е } s_2<|FN|$$

А так как $|DM|=|FN|$, то очевидно,

$$s_1>s_2$$

Следовательно, при повороте кривошипа на какой-то угол от в. м. т. поршень проходит путь больше, чем расстояние, проходимое поршнем при повороте кривошипа на такой же угол от н. м. т. Эта закономерность может быть названа несимметричностью перемещения поршня. Следствием ее является, в частности, то, что при повороте кривошипа на 90° от в. м. т. (точка K положения кривошипа

шипа и I поршня) поршень проходит путь s_{90}, больший, чем половина хода поршня s.

Несимметричность перемещения поршня уменьшается с увеличением отношения $\bar{L}_0 = L/R$, называемого относительной длиной шатуна. Это можно понять из чертежа, поскольку с увеличением L при том же R дуги BM' и HN' будут приближаться к прямым, т. е. точки M' и N' будут сближаться с точками M и N. При $L = \infty$ данные точки совпадут и несимметричности перемещения поршня не будет.

Относительная длина шатуна у дизелей серийного флота составляет $\bar{L}_0 = 3{,}5 \div 4{,}5$.

Определение пути, пройденного поршнем. Для вывода аналитической зависимости пути, пройденного поршнем, от угла поворота кривошипа необходимо обратиться к схеме кривошипно-шатунного механизма (рис. 27). Из нее следует, что

$$s = |CO| - |AO|$$

Первый отрезок можно рассматривать как сумму

$$|CO| = |CD| + |DO| = L + R,$$

второй — как сумму

$$|AO| = |AM| - |MO|.$$

Из треугольников MAB и MBO можно выразить катеты AM и MO через гипотенузы L и R и функции углов поворота кривошипа α и наклона шатуна β:

$$|AM| = L\cos\beta, \quad |MO| = R\cos\alpha$$

Следовательно,

$$|AO| = L\cos\beta + R\cos\alpha$$

Если подставить полученные значения $|CO|$ и $|AO|$ в исходное выражение, можно получить

$$s = L + R - (L\cos\beta + R\cos\alpha) = L + R - L\cos\beta - R\cos\alpha,$$

или

$$s = R(1 - \cos\alpha) + L(1 - \cos\beta) = R\left[1 - \cos\alpha + \frac{L}{R}(1 - \cos\beta)\right]$$

Отношение L/R является относительной длиной шатуна $\bar{L}_0$. Однако в теории кривошипно-шатунного механизма чаще используют величину, обратную $\bar{L}_0$,

$$\lambda = 1/\bar{L}_0 = R/L,$$

называемую отношением радиуса кривошипа к длине шатуна. Значение λ равно единице, деленной на относительную длину шатуна. Следовательно, для дизелей серийного флота $\lambda = \frac{1}{3{,}5} \div \frac{1}{4{,}5}$. Введя это обозначение, можно окончательно записать:

$$s = R\left[1 - \cos\alpha + \frac{1}{\lambda}(1 - \cos\beta)\right] \qquad (41)$$

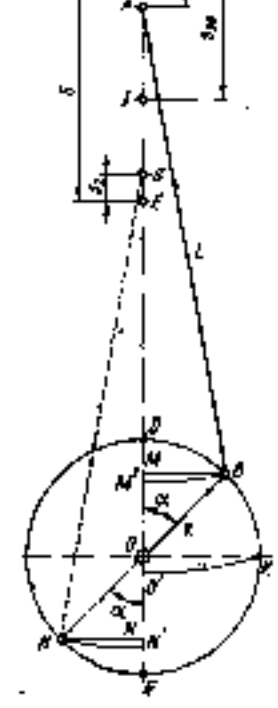


Рис 26. Схема к определению пути, пройденного поршнем, методом засечек

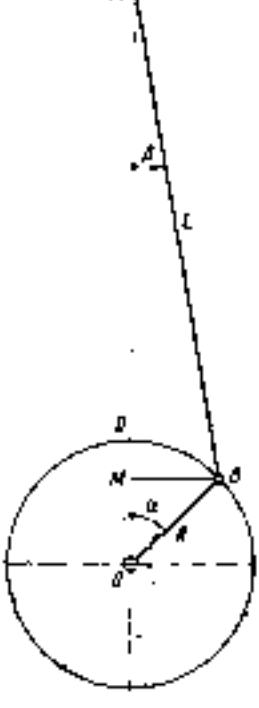


Рис 27 Схема к выводу зависимости s от α

Формула (41) отражает зависимость пути, пройденного поршнем, не только от угла поворота кривошипа α, но и от угла наклона шатуна β. Однако угол β является функцией угла α. В самом деле, поскольку сторона MB принадлежит одновременно двум прямоугольным треугольникам MAB и MBO, можно выразить ее через функции углов α и β:

$$|MB| = L\sin\beta = R\sin\alpha,$$

откуда

$$\sin\beta = \frac{R}{L}\sin\alpha = \lambda\sin\alpha.$$

Таким образом, можно считать, что формула (41) дает зависимость s только от угла α. Значения множителя, заключенного в формуле (41) в квадратные скобки, приводят в справочниках и пособиях в зависимости от α и λ, после чего остается лишь умножить ее на R, чтобы получить s.

Подсчет перемещения поршня s по формуле (41) без использования таблиц очень трудоемок. Формулу (41) можно упростить с небольшой погрешностью. Используя равенство $\sin\beta = \lambda\sin\alpha$ и $\sin^2\beta + \cos^2\beta = 1$, выражаем значение $\cos\beta$ через $\sin\alpha$: $\cos^2\beta = 1 - \lambda^2\sin^2\alpha$. Очевидно, что $\cos\beta = \sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha}$. Раскладывая правую часть этого выражения по формуле Ньютона, учитываем только первый и второй члены ряда, остальными пренебрегаем из-за их малых значений. Получаем в результате значение $\cos\beta \approx 1 - \frac{1}{2}\lambda\sin^2\alpha$ и подставляем его в формулу (41). После несложных преобразований она будет выглядеть так:

$$s \approx R\left(1 - \cos\alpha + \frac{1}{2}\lambda\sin^2\alpha\right) \qquad (42)$$

В формулы (41) и (42) угол α подставляют с началом его отсчета от в. м. т., т. е. в пределах $\alpha = (0 \div 360)°$. Нужно помнить, что при любом значении α по формулам получают расстояние поршня от в. м. т. Если интересует расстояние поршня от н. м. т., то следует учитывать дополняющие отрезки (см. рис. 26).

Способ Брикса. При определении пути, пройденного поршнем, графическим методом засечек результат обычно неточен: если чертеж выполнен в малом масштабе, то сказывается неточность измерений, а если в большом масштабе и обычным чертежным инструментом, — неточность построения. Способ, предложенный Ф. А. Бриксом, позволяет ограничить чертеж контурами кривошипного круга. При этом увеличить масштаб, сохранив точность построения.

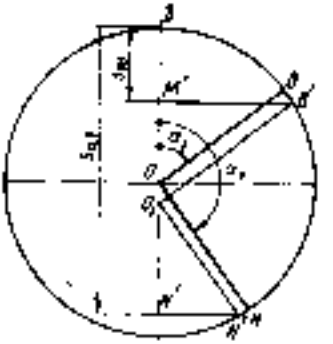


Рис 28 Схема к определению пройденного поршнем пути способом Брикса

Способ Брикса основан на следующих соображениях. Точки M' и N' (см. рис. 26), определяющие длины отрезков $|DM'| = s_1$ и $|FN'| = s_2$, лежат ниже (т. е. дальше от поршня) оснований M и N перпендикуляров, опущенных из точек B и H. При $\alpha = 90°$ нижней границей отрезка DO' будет точка O'. Согласно формуле (42)

$$s_{90} = R\left|1 - \cos 90° + \frac{1}{2}\lambda\sin^2 90°\right| =$$
$$= R(1 + \lambda\cdot 2) = R + R\lambda/2$$

Следовательно, точка O' конца отрезка $DO' = s_{90}$ лежит ниже центра кривошипного круга на расстоянии $OO' = R\lambda/2 = (R/2)(R/L) = R^2/2L$. На основании этого путь, пройденный поршнем, определяют следующим образом. Чертят кривошипный круг (рис. 28) и под углом α_1, для которого требуется найти путь поршня, проводят линию OB, изображающую кривошип. Затем откладывают отрезок OO', значение которого найдено выше. Однако случаи, когда чертеж выполняют в натуральную величину, т. е. когда

$|OB| = R$, редки. радиус кривошипа, у судовых двигателей доходит до 250 мм, а у дизелей вообще — до 1000 мм. Если же чертеж выполняют в каком-то масштабе, то отрезок OO' определяют как $|OO'| = |OB|\lambda/2$.

Затем из точки O' проводят прямую, параллельную OB, до пересечения с кривошипным кругом в точке B'. После этого опускают перпендикуляр $B'M'$ на вертикальную ось. Отрезок DM' будет равен s_{α_1}, т. е. пути, пройденному поршнем от в. м. т. при повороте кривошипа на угол α_1.

Аналогичными построениями можно найти путь s_{α_2} поршня при повороте кривошипа на угол α_2.

Формула скорости поршня. Известно, что скорость есть первая производная пути по времени. Следовательно, чтобы вывести формулу скорости поршня, надо продифференцировать путь поршня по времени [формула (42)]. Однако в этой формуле аргументом является угол поворота кривошипа, а не время. Чтобы перейти ко времени, можно записать

$$\alpha = \omega t,$$

где $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость коленчатого вала, рад/с;

n — частота вращения вала, мин$^{-1}$;

t — время, с.

Если подставить в формулу (42) выражение α через ω и t, после чего взять первую производную по времени, то формула скорости поршня будет иметь вид

$$v = R\omega\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right). \qquad (43)$$

Продифференцировав аналогичным образом формулу (41), можно получить

$$v = R\omega\sin(\alpha+\beta)\cos\beta \qquad (44)$$

Функцию $\sin(\alpha-\beta)/\cos\beta$ берут из таблиц, приводимых в справочниках и пособиях, в зависимости от α и λ.

Графическое определение скорости. По формуле (43) можно определить скорость при данном положении поршня, т. е. мгновенную. Ее же можно найти графически, используя способ Толле. Для этого чертят схему кривошипно-шатунного механизма при том угле α поворота кривошипа, для которого нужно найти скорость поршня (рис. 29, *а*). Затем продлевают направление шатуна AB до пересечения с горизонтальной осью в точке K. Как доказал Толле, скорость поршня

$$v = |OK|\cdot|OE|\,\omega R$$

Отрезок OK достигает максимальной длины при касательном к кривошипному кругу направлении шатуна AB (рис. 29, *б*). Это значит, что скорость поршня будет максимальной, когда угол ABO между шатуном и радиусом кривошипа составит 90°. При уменьшении относительной длины шатуна максимум скорости увеличивается, как это видно из рис. 29, *б*: точка K_1 пересечения направления шатуна A_1B_1 лежит дальше от центра O, чем точка K.

Если предположить, что $|OK| = |OE|$, то

$$v = \omega R\cdot(\pi n/30)(s/2)\cdot(\pi n/30)(s/2) = 1{,}57v_{ср},$$

где $v_{ср} = sn/30$ — средняя скорость поршня, м/с.

Поскольку, однако, при максимальном значении скорости $|OK| > |OE|$, то

$$v_{max} > 1{,}57v_{ср}.$$

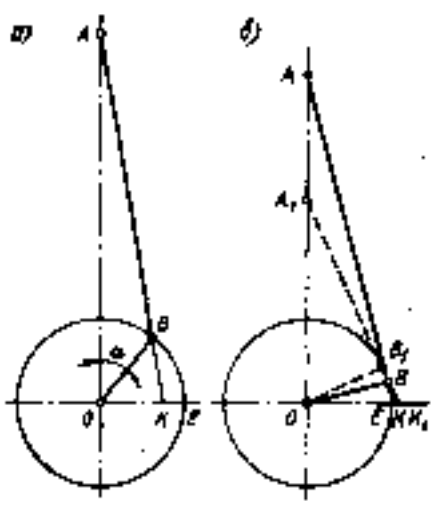


Рис. 29. Схема к определению скорости поршня

При встречающихся у дизелей флота значениях относительной длины шатуна $c_{max} = (1{,}61 \div 1{,}63)\, c_m$, причем скорость поршня достигает максимума при угле поворота кривошипа $\alpha = -(75 \div 78)^\circ$ от в. м. т.

Ускорение поршня. Если скорость является первой производной пути по времени, то ускорение — второй производной этой функции или первой производной скорости по времени. Если заменить в формуле (43) угол α произведением угловой скорости ω и времени t и взять производную по времени, можно получить

$$a = R\omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha), \qquad (45)$$

где a — ускорение поршня, м/с²

Если проделать те же действия с точной формулой (44), то

$$a = R\omega^2 [\cos(\alpha + \beta) \cdot \cos\beta + \lambda \cos^2\alpha \cdot \cos^2\beta] \qquad (46)$$

Функцию, заключенную в квадратные скобки уравнения, приводят в справочниках и пособиях подсчитанной для различных значений α и λ.

Поскольку модуль $\cos\alpha$ достигает наибольшего значения при $\alpha = 0^\circ$ и $\alpha = 180^\circ$, очевидно, что значение ускорения будет максимальным при положении поршня в в. м. т. или в н. м. т. Подставив эти значения угла поворота кривошипа в формулу (45), получим:

для в. м. т

$$a_в = R\omega^2 (\cos 0 + \lambda \cos 2 \cdot 0) = R\omega^2 (1 + \lambda). \qquad (47)$$

для н. м. т.

$$a_{нм} = R\omega^2 (\cos 180^\circ + \lambda \cos 2 \cdot 180^\circ) = R\omega^2 (-1 + \lambda) = -R\omega^2 (1 - \lambda). \qquad (48)$$

Из выражений (47) и (48) можно установить, что:

ускорения в верхней и нижней мертвых точках обратны по знаку, причем положительным является направление к валу (вниз);

модуль ускорения в в. м. т больше, чем ускорения в н. м. т., в $(1+\lambda)/(1-\lambda)$ раз.

Для двигателей серийного флота отношение $|a_в| : |a_{нм}| = 1{,}57 \div 1{,}80$. При малой относительной длине шатуна это отношение больше

§ 16. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Движущая сила. При работе двигателя на поршень действуют сила от давления газа и сила инерции поступательно-движущихся частей. Силу трения поршня о стенки цилиндра можно не принимать во внимание, так как она входит в состав сопротивлений, учитываемых механическим к. п. д. С достаточной степенью точности можно исключить также и силу тяжести поступательно-движущихся частей вследствие ее сравнительно небольшого значения. Следовательно,

$$P = P_г + P_и. \qquad (49)$$

где P — движущая сила (суммарная сила, действующая на поршень), кН;
$P_г$ — сила давления газа, кН;
$P_и$ — сила инерции поступательно-движущихся частей, кН

Составляющие выражения (49) расшифровывают следующим образом:

$$P_г = p_г \pi D^2 / 4; \qquad (50)$$

$$P_и = -m_п a, \qquad (51)$$

где $p_г$ — избыточное давление газа в цилиндре, кПа;
D — диаметр цилиндра, м;
$m_п$ — масса поступательно-движущихся частей, к которым относят поршень и часть шатуна, кг;
a — ускорение поршня, м/с²

В двигателях серийного флота сила от давления газа достигает (у крупных двигателей) 800 кН, сила инерции — 100 кН.

Давление газа берут для интересующего угла поворота кривошипа из диаграммы цикла. Масса поступательно-движущихся частей

$$m_п = m_{пор} + (0{,}3 \div 0{,}4)\, m_{шат},$$

где $m_{пор}$ — масса поршня, кг;
$m_{шат}$ — масса шатуна, кг

Как видно, часть массы шатуна относят к поступательно-движущимся частям, а остальную — к вращающимся. Эта разбивка зависит от расположения центра тяжести шатуна, т. е. от соотношения масс его головок. При малой разнице размеров поршневой и кривошипной головок центр тяжести лежит ближе к середине длины шатуна, поэтому к поступательно-движу-

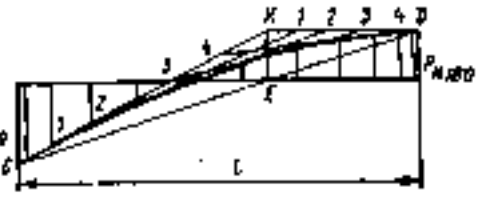


Рис. 30. Диаграмма сил инерции

шимся частям следует относить 0,4 массы шатуна. При большой разнице — до 0,3 его массы. Значения масс деталей берут из чертежей или других документов. Они могут быть определены взвешиванием. Массой поршня или шатуна называют массу всего сборочного комплекта с кольцами, пальцем, болтами и т. п.

Построение диаграммы сил инерции. Для построения диаграммы сил инерции поступательно-движущихся частей в осях s—P_s необходимо вычислить ординаты по формуле (51). Для установления зависимости силы инерции от положения поршня может быть использован графический способ Толле. При этом необходимо подсчитать силы инерции, кН, в мертвых точках:

$$P_{s0} = -m_{\text{п}} R\omega^2 (1+\lambda),$$

$$P_{s180} = m_{\text{п}} R\omega^2 (1-\lambda)$$

и вспомогательной величины: $q = -3\lambda m_{\text{п}} R\omega^2$.

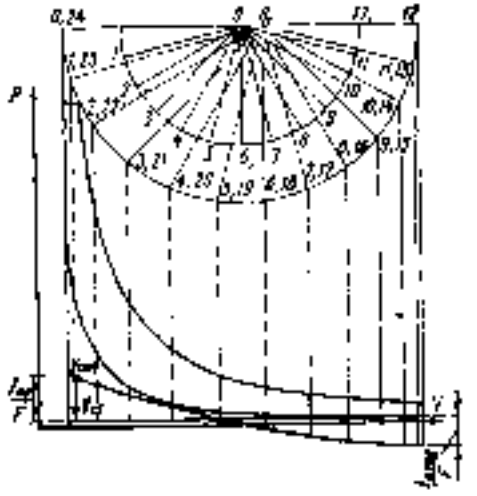

0,24
P
0,23
0,22
0,21
0,20
0,19
0,18
0,17
0,16
0,15
0,14
0,13
0,12
0,11
0,10
0,09
0,08
0,07
0,06
0,05
0,04
0,03
0,02
0,01
0
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
P_{s0}
P_{s180}
P_q
$\frac{P_{s0}}{F}$
$\frac{P_{s180}}{F}$
$\frac{P_q}{F}$
$\frac{P}{F}$
$\frac{P_{s180}}{F}$
$\frac{P_{s0



Рис. 32. Диаграмма движущих сил

углы поворота кривошипа способом Брикса.

Выше или ниже диаграммы цикла на ее длине строят основную полуокружность. Из ее центра O чертят вспомогательную полуокружность меньшего диаметра, которую делят на какое-то число равных частей, например на 12. Известным из § 15 способом находят точку O_1. Из центра основной полуокружности O проводят прямые в точки деления вспомогательной окружности, соответствующие положениям кривошипа. Параллельно направлениям кривошипа из точки O_1 проводят прямые до пересечения с основной полуокружностью в точках 1, 2, ..., 11, а из этих точек — вертикали, пересекающие диаграммы. После таких построений можно брать с чертежа циркулем ординаты, соответствующие движущей силе, отнесенной к площади поршня.

Допустим, необходимо определить движущую силу для угла $\alpha = 15°$ такта впуска. Избыточное давление газа в цилиндре при впуске равно нулю (так это приближенно принималось при построении диаграммы цикла). Следовательно, на поршень действует лишь сила инерции, причем в данный момент она отрицательна.

Значение силы инерции, а следовательно, и движущей силы определяет ордината y_{15}. Если за начало отсчета ординаты принять диаграмму сил инерции, то ордината y_{15} будет направлена вниз, что говорит об отрицательном значении движущей силы. Поэтому движущая сила, кН, при $\alpha = 15°$ будет

$$P_{15} = -y_{15} F/\mu,$$

где μ — масштаб ординат, мм/кПа;

F — площадь поршня, м², равная $F = \pi D^2/4$.

Рассмотрим теперь случай, когда $\alpha = 150°$, что соответствует точке 22 при такте сжатия. Сила от давления газа в данный момент направлена вниз, т. е. положительна[1], сила инерции — отрицательна. Значение первой силы определяет ордината, заключенная между линией давления окружающей среды и линией сжатия, второй — ордината, заключенная между линией давления окружающей среды и диаграммой сил инерции. Разностью этих ординат является отрезок y_{150} между линией сжатия и диаграммой сил инерции. Как было отмечено выше, за начало отсчета для ординаты y_{150} необходимо принять диаграмму сил инерции. Тогда окажется, что этот отрезок будет направлен вверх, т. е. движущая сила в данный момент положительна.

Следовательно, значения движущей силы находят из чертежа по рис. 31 измерением ординат, заключенных между диаграммой сил инерции и той линией давления газа, которая соответствует рассматриваемому такту.

Сила будет положительна, если линия давления газа расположена выше диаграммы сил инерции, и отрицательна, если она находится ниже ее. Движущую силу определяют как

$$P_д = y_д F/\mu.$$

После вычисления P для соответствующих значений α нетрудно построить диаграмму движущих сил, примерный вид которой приведен на рис. 32.

Силы, действующие на шатун и кривошип. Движущая сила P направлена по оси цилиндра к валу (положительное значение) или от вала (отрицательное значение). Эта сила может быть разложена по правилу параллелограмма на две составляющие (рис. 33, а): силу $P_ш$, действующую вдоль оси шатуна, и силу $P_н$, нормальную к оси цилиндра.

[1] Положительные направления сил в натуре и отрезков на диаграмме обратны: силы, направленные вниз, положительны, а отрезки, отсчитываемые вниз, отрицательны.

В результате действия нормальной силы $P_н$ поршень давит на стенку цилиндра. Это приводит к потере работы на преодоление силы трения, изнашиванию поршня и втулки цилиндра. При ходе сжатия (рис. 33, *б*) сила $P_н$ направлена в противоположную сторону.

Следовательно, при переходе поршня через в. м. т. нормальная сила перебрасывает поршень от одной стенки цилиндра к другой. Удары, сопровождающие такую переброску, увеличивают изнашивание втулки цилиндра, а при значительных зазорах между поршнем и втулкой цилиндра повышается шум при работе двигателя.

Если рассматривать нормальную силу как катет прямоугольника, лежащий против угла β (см. рис. 33, *а*), можно написать

$$P_н = P \operatorname{tg} \beta \qquad (52)$$

Наибольшее ее значение составляет примерно 10% максимального значения движущей силы, т. е. в крупных двигателях серийного флота 40 ÷ 60 кН.

Сила, направленная вдоль оси шатуна, является гипотенузой того же треугольника. Следовательно, ее можно выразить через силу P как

$$P_ш = P/\cos \beta$$

Точку приложения силы $P_ш$ можно перенести по направлению ее действия из центра A поперечного сечения поршневого пальца в центр B поперечного сечения кривошипной шейки. Здесь ее можно разложить на касательную силу T, действующую перпендикулярно радиусу кривошипа, и радиальную Z, направленную по кривошипу. Если через точку B провести прямую, параллельную оси цилиндра, то угол, лежащий между этой прямой и силой Z, будет равен α как накрест лежащий. Угол между данной прямой и силой $P_ш$ будет равен β как соответственный. Значит, угол между силами Z и $P_ш$ равен $\alpha+\beta$.

Касательная сила T как катет прямоугольного треугольника с вторым катетом Z и гипотенузой $P_ш$ будет

$$T = P_ш \sin(\alpha+\beta)$$

или после подстановки в эту формулу значения $P_ш$

$$T = P \sin(\alpha+\beta)/\cos\beta \qquad (53)$$

Эта сила, приложенная в точке B на расстоянии R от оси вала, создает момент, вращающий коленчатый вал и совершающий полезную работу.

Радиальная сила нагружает подшипники коленчатого вала и, следовательно, является вредной. Значение ее можно найти из того же треугольника:

$$Z = P_ш \cos(\alpha+\beta)$$

или

$$Z = P \cos(\alpha+\beta)/\cos\beta \qquad (54)$$

Значения функций $\sin(\alpha+\beta)/\cos\beta$ и $\cos(\alpha+\beta)/\cos\beta$ приводят для различных углов α и λ в справочниках и пособиях. Поэтому, если необходимо построить диаграмму какой-либо из рассмотренных сил, следует взять значение движущей силы для каждого из откладываемых по оси абсцисс углов α и умножить ее на соответствующее значение функции, взятое из таблицы справочника или пособия.

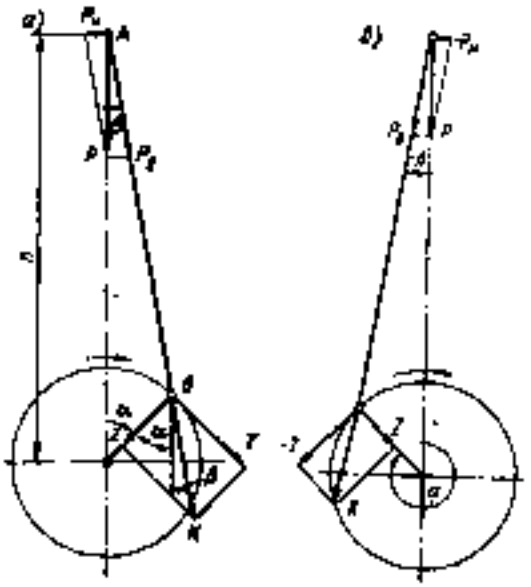


Рис. 33. Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме
а — рабочий ход, б — сжатие

§ 17. Моменты, действующие в двигателе

Вращающий момент. Касательная сила, действуя на плече, равном радиусу кривошипа, создает вращающий момент, Н·м, приводящий в движение коленчатый вал.

$$M = TR \qquad (55)$$

Так как касательная сила T величина переменная, то и вращающий момент изменяется за цикл по значению и знаку. Диаграмма вращающего момента одного цилиндра четырехтактного тихоходного двигателя приведена на рис. 34 вверху. В мертвых точках поршня сила T равна нулю (в этом нетрудно убедиться на рис. 33, *а*: сила $P_ш$ будет направлена по радиусу кривошипа), следовательно, и $M=0$. Характер изменения M при тактах впуска и выпуска определяет форму диаграммы сил инерции, так как давление газа в цилиндре пренебрежимо мало. Во время сжатия касательная сила отрицательна (см. рис. 33, *б*), что математически можно объяснить отрицательным значением функции $\sin(\alpha + \beta)/\cos\beta$. Сила от давления газа при сжатии непрерывно увеличивается, оставаясь положительной. Сила инерции в начале сжатия положительна, затем становится отрицательной и уменьшает положительную движущую силу. Этим объясняется то, что модуль отрицательного вращающего момента при такте сжатия сначала увеличивается (см. рис. 34), затем уменьшается и снова увеличивается в период резкого повышения давления к концу сжатия. У быстроходных двигателей влияние сил инерции на значение движущей силы настолько велико, что диаграмма вращающего момента во второй половине такта сжатия может пересечь ось абсцисс, т. е. в течение некоторого угла поворота кривошипа M будет положителен. Влияние сил инерции сказывается на форме диаграммы M и при такте расширения.

Как видно из диаграммы, действие вращающего момента на кривошип носит импульсный характер, причем основной импульс приходится на такт расширения. На коленчатый вал многоцилиндрового двигателя действуют вращающие моменты всех цилиндров, следовательно, эти моменты складываются. Если одинаковые такты во всех цилиндрах будут совпадать по времени, то импульсы сложатся и ча-

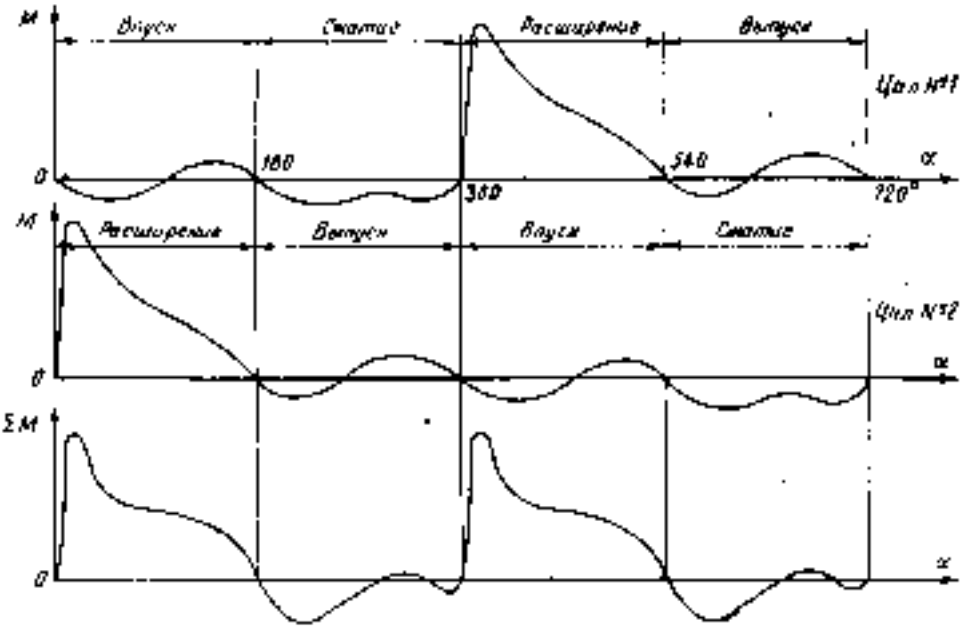


Рис. 34. Диаграмма вращающего момента

стота вращения вала станет очень неравномерной. Поэтому кривошипы многоцилиндрового двигателя размещают так, чтобы равномерно чередовались основные импульсы, т. е. вспышки в цилиндрах. Это условие будет выполнено, если обеспечить чередование вспышек через угол поворота коленчатого вала φ, град, равный:

для четырехтактных двигателей

$$\varphi = 720/z,$$

для двухтактных двигателей

$$\varphi = 360/z;$$

где 720, 360 — углы, град,
z — число цилиндров

Под таким углом и устанавливают один относительно другого кривошипы многоцилиндровых двигателей

У четырехтактного двухцилиндрового двигателя вспышки должны чередоваться через угол $\varphi = 720/2 = 360°$ р к в На такой угол должны быть, значит, сдвинуты по фазе циклы Если верхняя диаграмма на рис 34 относится к цилиндру № 1, то в цилиндре № 2 цикл должен протекать так, как изображено на средней диаграмме Графически можно сложить ординаты двух верхних диаграмм и получить диаграмму суммарного вращающего момента ΣM, приведенную на рис 34 внизу Подобным образом определяют вращающие моменты и при большем числе цилиндров

Неравномерность вращения вала двигателя. Как видно из рис. 34, суммарный вращающий момент изменяется циклично: через угол φ между кривошипами диаграмма ΣM повторяется. Следовательно, для создания картины изменения ΣM в зависимости от α достаточно рассмотреть диаграмму в пределах $\alpha - \varphi$

С увеличением числа цилиндров суммарный вращающий момент становится равномернее, но все же изменяется по значению, например так, как изображено на рис. 35, *а*. При вращении вала суммарный вращающий момент ΣM преодолевает момент сил сопротивления M_c. Это — сопротивление магнитного поля в генераторе или сопротивление воды, в которой вращается винт. С достаточной степенью точности можно считать, что момент M_c является постоянным. Тогда его диаграмма будет представлять собой прямую, параллельную оси абсцисс, как это изображено на рис. 35. Диаграмма ΣM пересекает эту прямую: во время работы двигателя суммарный вращающий момент бывает то больше, то меньше момента сил сопротивления Если под диаграммой моментов построить диаграмму, отражающую изменение угловой скорости вала в зависимости от α (рис. 35, *б*), то можно установить, что за время поворота вала на угол $\alpha_н$, в течение которого $\Sigma M > M_c$, угловая скорость будет увеличиваться, при $\Sigma M < M_c$ она уменьшается Следовательно, угловая скорость вала будет то больше, то меньше средней $\omega_{ср}$, изменяясь от ω_{min} до ω_{max}.

Допустимые колебания угловой скорости зависят от того, что является рабочим органом, использующим энергию, вырабатываемую двигателем. Отсюда следует, что неравномерность вращения вала двигателя необходимо характеризовать каким-то числовым параметром.

Степенью неравномерности двигателя δ называют отношение разности максимальной и минимальной угловых скоростей вала к средней:

$$\delta = (\omega_{max} - \omega_{min})/\omega_{ср} \qquad (56)$$

Допустимы следующие значения степеней неравномерности двигателя:

при работе на гребной винт $\delta = 1/20 \div 1/40$

при работе на генератор постоянного тока $\delta = 1/100 \div 1/150$

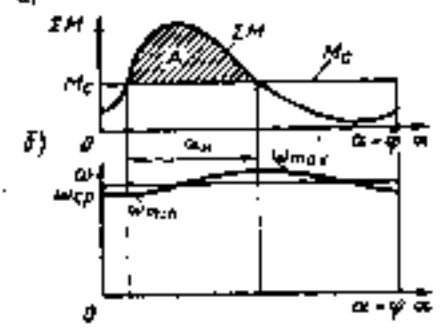


Рис 35 Характер изменения угловой скорости из-за непостоянного вращающего момента

при работе на генератор переменного тока $\delta = 1/150 \div 1/200$

при параллельной работе генераторов $\delta = 1/250 \div 1/300$

Степени неравномерности двигателей меньше указанных допустимы, но в них нет необходимости.

Обеспечение заданной неравномерности двигателя. В связи со столь различными требованиями к неравномерности вращения вала необходимо знать, от каких факторов она зависит. Для этого следует снова обратиться к рис. 35.

При повороте вала на угол $\alpha_н$ суммарный вращающий момент производит избыточную (сверх необходимой для преодоления сил сопротивления) работу A, пропорциональную заштрихованной на рис. 35 площади между диаграммами ΣM и $M_с$. В результате чего повышается частота вращения вала (растет кинетическая энергия вращающихся масс). Так как кинетическая энергия равна половине произведения момента инерции вращающейся массы на квадрат угловой скорости, кг·м²/с², то можно написать

$$A = \frac{I\omega^2_{max}}{2} - \frac{I\omega^2_{min}}{2},$$

где I — момент инерции вращающихся масс, кг·м²

Данное выражение может быть преобразовано следующим образом

$$A = I\,\frac{\omega^2_{max} - \omega^2_{min}}{2} =$$

$$= I\,\frac{(\omega_{max} + \omega_{min})(\omega_{max} - \omega_{min})}{2}.$$

Если числитель и знаменатель умножить на $\omega_{ср}$, т/с, то

$$A = I\,\frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}\cdot\frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{ср}}\,\omega_{ср}.$$

Первая дробь в правой части этого равенства представляет собой среднюю угловую скорость $\omega_{ср}$, вторая — степень неравномерности δ. Следовательно,

$$A = I\omega_{ср}\delta\omega_{ср} = I\omega^2_{ср}\delta,$$

откуда

$$\delta = A/I\omega^2_{ср}. \qquad (57)$$

Избыточная работа вращающего момента A, входящая в формулу (57), является динамической характеристикой данного двигателя, а условная скорость $\omega_{ср}$ — одним из основных паспортных параметров его; значит, оба эти параметра являются заданными.

Влиять на степень неравномерности конкретного, существующего двигателя можно лишь через момент инерции вращающихся масс, кг·м², который является суммой:

$$I = I_м + I_{р.о} + I_ц,$$

где $I_м$ — момент инерции маховика, кг·м²,

$I_{р.о}$ — момент инерции вращающихся частей рабочего органа, кг·м²

$I_ц$ — момент инерции движущихся частей кривошипно-шатунного механизма всех цилиндров двигателя, кг·м²

Поскольку $I_{р.о}$ и $I_ц$ для конкретных агрегатов большей частью бывают заданы, то обеспечить нужную степень неравномерности можно лишь подбором маховика.

Известно, что момент инерции равен произведению массы вращающегося тела на квадрат расстояния центра тяжести тела от оси вращения. Если приближенно считать, что вся масса маховика сосредоточена в его ободе, то $I_м$ можно определить как произведение массы на квадрат радиуса вращения центра тяжести поперечного сечения обода. Но практически используют другую величину, пропорциональную моменту инерции — **маховой момент**, равный произведению массы обода на квадрат диаметра окружности вращения центра тяжести сечения обода mD^2. Если форма поперечного сечения обода сложная или если определяют маховой момент таких вращающихся масс, как ротор генератора или гребной винт, то их разбивают на отдельные элементарные части и подсчитывают сумму элементарных маховых моментов.

Между моментом инерции и маховым моментом существует следующая зависимость:

$$I = mD^2/(4g),$$

где g — ускорение свободного падения, м/с²

Момент инерции (или маховой момент) зависит от массы маховика в первой степени и от диаметра во второй. Это значит, что целесообразно изготовлять маховик большого диаметра, что позволит уменьшать его массу. Однако при чрезмерно большом диаметре маховика появляется опасность разрыва обода центробежной силой. Поэтому существуют ограничения для окружной скорости маховика (считая по его наибольшему диаметру): не более 70 м/с для чугунных и 100 м/с для литых стальных.

Опрокидывающий момент. Если вернуться к картине сил, изображенной на рис. 33, *а*, то можно видеть, что нормальная сила $P_н$, действующая на плече h, образует момент, стремящийся повернуть, опрокинуть двигатель относительно оси коленчатого вала. Этот момент, равный $M_0 = P_н h$, называют опрокидывающим. Он нагружает детали двигателя, болты крепления его к судовому фундаменту и детали корпуса судна, составляющие судовой фундамент.

Как сила $P_н$, так и плечо h во время работы двигателя изменяются, следовательно, опрокидывающий момент — величина переменная. Существуют двигатели, у которых коленчатый вал закреплен, а корпус вращается. В этом случае все закономерности движения поршня, действия сил сохраняются, значит, остается той же и диаграмма вращающего момента. Однако такой двигатель будет вращаться под действием опрокидывающего момента. Отсюда следует, что при любом угле поворота кривошипа опрокидывающий момент равен вращающему, но имеет обратный знак.

К такому же выводу можно прийти и из понятия опрокидывающего момента как момента реакций. Когда двигатель вращает испытывающий сопротивление вал, на остов двигателя действует момент сил реакции. Последние равны и противоположны по направлению действующим силам.

§ 18. Крутильные колебания валопровода

Свободные крутильные колебания. Коленчатый вал двигателя и остальные жестко соединенные с ним валы являются упругими телами. На них насажены детали, массы которых обладают значительными моментами инерции. Такая система вал — «массы» способна совершать крутильные колебания.

Пусть, например, на вал насажены две вращающиеся детали (рис. 36). Если приложить к ним моменты (изображены на рисунке сплошными стрелками), то вал окажется скрученным и каждая деталь повернется на угол α. При этом предполагается, что вал скручен в пределах упругих деформаций.

Допустим, что действие моментов сразу прекратится. В силу упругости вала система будет возвращаться в положение равновесия, причем «массы» будут поворачиваться по направлению стрелок, изображенных штриховыми линиями. Вследствие инерции «массы» при возвратных поворотах не остановятся в положении равновесия, а перейдут его, и вал окажется скрученным, но уже в обратном направлении. Упругость вала опять вызовет поворот деталей, а они по инерции вновь перейдут через положение равновесия, т. е. процесс повторится. Таким образом, после прекращения действия мо-

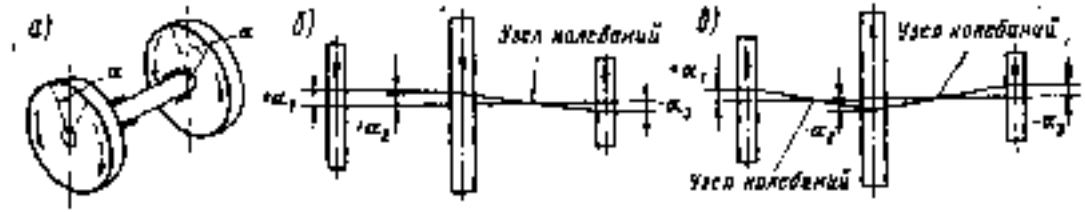


Рис. 36. Система с вращающимися деталями
а — двумя, *б* — тремя — одноузловой, *в* — то же — двухузловой

ментов система начнет совершать колебательное движение, при котором вал будет скручиваться то в одном, то в другом направлении.

Ничто не изменится, если во время совершения колебаний вал будет равномерно вращаться. При этом «массы» то будут опережать те положения, которые занимали бы, вращаясь с постоянной угловой скоростью, то отставать от них.

Упругие колебания вала и насаженных на него «масс», возникающие после прекращения действия моментов, называют свободными крутильными колебаниями. Они совершаются лишь под влиянием упругих сил материала вала и моментов инерции масс деталей.

Свободные крутильные колебания, как и все свободные колебания, происходят всегда с определенной частотой (числом колебаний за определенное время), называемой частотой свободных колебаний. Эта частота зависит от упругости вала и моментов инерции масс.

Если в системе вал — «массы» больше, чем две детали, то у ней может быть несколько форм колебаний.

Так, если система трехмассовая (рис. 36, *б*, *в*), то возможны колебания, при которых две соседние детали движутся в одном направлении, а третья — в другом. В этом случае на валу будет существовать поперечное сечение, остающееся при колебаниях неподвижным. Такое поперечное сечение называют узлом колебаний, а колебания с одним узлом одноузловыми.

Однако в системе из трех деталей возможны и такие колебания, при которых средняя деталь движется противоположно крайним. Тогда узлов колебаний будет два и колебания называют двухузловыми. Таким образом, трехмассовая система может иметь колебания одно- и двухузловой форм.

Обобщая сказанное, можно отметить, что у многомассовых систем форм колебаний бывает на одну меньше, чем количество деталей. Для каждой формы колебаний характерна своя частота, причем чем выше форма колебаний системы, т. е. чем больше узлов, тем больше частота свободных колебаний.

В связи с действием сил сопротивления свободные колебания будут затухать. Основными силами сопротивления крутильным колебаниям являются силы внутреннего трения материала вала.

Вынужденные колебания. Момент, выводящий систему из состояния равновесия, называют возмущающим. Под действием периодически изменяющегося момента система вал — «массы» начнет совершать вынужденные колебания, частота которых совпадает с частотой возмущающего момента, а амплитуда будет зависеть от значения момента. Во время работы двигателя возмущающим является вращающий момент, характер изменения которого в той или иной степени близок к синусоидальному закону.

С изменением частоты возмущающего момента, что бывает при изменении частоты вращения вала, изменяется и частота вынужденных колебаний системы. Если частота возмущающего момента совпадает с частотой свободных колебаний, то наступает явление резонанса. При резонансе амплитуда вынужденных колебаний во много раз больше амплитуды колебаний при том же значении возмущающего момента вне резонанса, т. е. при резонансе она может достичь больших значений даже при умеренном возмущающем моменте.

Частота вращения, при которой наступает резонанс, называют критической. У двигателя может быть несколько критических частот вращения: при одних наступает резонанс с одноузловой формой колебаний, при других — с двухузловой и т. д. Возмущающие моменты могут быть разных порядков, т. е. разных частот. Наиболее опасны для системы резонансы первого порядка с одно- и двухузловой формами колебаний.

Когда двигатель работает на критической частоте вращения, он сильно вибрирует на фундаменте, во всех соч-

лениях слышится стук. На детали движения действуют при этом ударные нагрузки, что приводит к повышенному их изнашиванию. При значительных амплитудах колебаний возможна поломка вала вследствие усталости материала. Поэтому работа двигателя на критической частоте вращения запрещается, вблизи нее устанавливают запретную зону, которую отмечают на тахометре, указывают в документах на двигатель. При изменении подачи топлива изменяется частота вращения вала двигателя. В этом случае запретную зону частоты вращения следует проходить быстро, не допуская работы двигателя в ней.

Демпферы. При проектировании энергетической установки не всегда удается создать такую систему, крутильные колебания которой в рабочей зоне частоты вращения не опасны и их амплитуды при прохождении через резонанс невелики. Поэтому иногда на двигателях устанавливают устройство, поглощающее энергию колебаний и тем самым уменьшающее их амплитуду. Такие устройства называют демпферами. На флоте встречаются демпферы жидкостного и сухого трения.

В демпферах жидкостного трения энергию крутильных колебаний поглощает жидкость. Одним из таких демпферов является силиконовый (рис. 37, *а*), устанавливаемый на двигателях НФД48, 6ЧРН36/45 и др.

К фланцу *1* носового конца коленчатого вала призонными болтами *7* прикреплен корпус *5* демпфера. Внутрь корпуса вставлена кольцевая деталь (масса) *6*, свободно вращающаяся относительно него на втулках *2*, запрессованных в эту деталь. Корпус *5* закрыт крышкой *3*, прикрепленной болтами *4*. В зазор *а*, образующийся между массой, корпусом и его крышкой, заливается силиконовая жидкость. Чтобы избежать ее утечки и попадания внутрь демпфера воздуха, места соединений крышки с корпусом заливают эпоксидным клеем.

Корпус *5* совершает колебания вместе с концом коленчатого вала, тогда как масса *6* вследствие инерции вращается практически с постоянной скоростью. Поэтому при колебаниях корпус *5* будет проскальзывать относительно массы *6*. На преодоление возникающего во время проскальзывания вязкостного трения силиконовой жидкости, заполняющей зазор *а*, затрачивается энергия колебаний, что приводит к уменьшению их амплитуды. Вскрывать силиконовый демпфер запрещается.

Ступица *1* демпфера сухого трения, устанавливаемого на двигателях НФД48 (рис. 37, *б*), имеет конический обод *2*. Она жестко закреплена на носовом конце коленчатого вала. К ободу *2* присоединен шпильками обод *7*, представляющий зеркальное отражение обода *2*. К внешним поверхностям отогнутых ободов приклепаны сегменты *6* из фрикционного материала. Пружины *3* прижимают к сегментам два диска *4*, связанные между собой тремя плавающими пальцами. Затяжка пружин регулируется нажимными втулками *5*, ввернутыми в гнезда дисков.

Демпфер работает подобно рассмотренному выше. Ободы *2* и *7* совершают колебания вместе с концом коленчатого вала, т. е. вращаются с переменной частотой, тогда как диски *4* вследствие их инерции стремятся вращаться с постоянной частотой. Поэтому ободы при колебаниях проскальзывают относительно дисков. В данном случае энергия колебаний затрачивается на преодоление трения, возникаю-

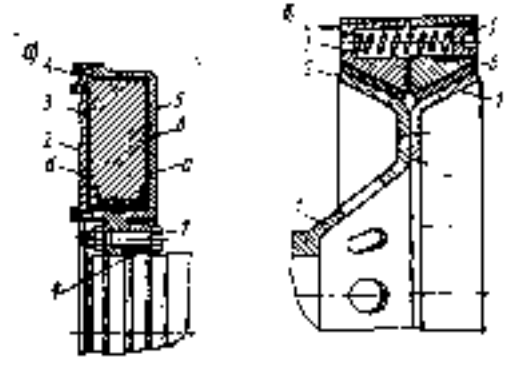


Рис. 37. Демпферы жидкостного трения (*а*) и сухого трения (*б*)

щего при проскальзывании между дисками 4 и сегментами 6

Исправность действия демпфера зависит от силы затяжки пружин. Регулировать затяжку пружин могут только специалисты, а не обслуживающий персонал.

Для борьбы с крутильными колебаниями применяют также динамические гасители, называемые антивибраторами.

Принцип работы антивибраторов. Допустим, что к упругой (т. е. способной совершать колебания) системе присоединена другая система, которая может колебаться относительно первой. Если на первую систему будет действовать возмущающая сила или возмущающий момент с частотой, равной частоте свободных колебаний второй системы, то совершать колебания будет только эта вторая система, а первая участвовать в колебаниях не будет. Следовательно, вторая система является динамическим гасителем колебаний первой, т. е. антивибратором.

Для гашения крутильных колебаний антивибратор навешивается следующим образом. Маятник 3 (рис. 38) двумя пальцами 7 связан с вращающимся диском 9, участвующим в крутильных колебаниях (например, со щекой кривошипа). Пальцы 7 вставлены в отверстия а маятника и в отверстия б диска с большими зазорами. Благодаря зазорам между пальцами 7 и стенками отверстий б, между пальцами 7 и стенками отверстий а маятник может совершать колебания. Крайние положения колеблющегося маятника изображены штрихпунктирными линиями. За счет этих колебаний маятника и будут гаситься крутильные колебания вала.

С помощью антивибраторов гасят не только крутильные, но и продольно-изгибные колебания коленчатого вала, совершающиеся вследствие действия переменных радиальных сил. Гасители этих двух видов колебаний иногда объединяют в один узел (рис. 39).

На носовой конец коленчатого вала 10 жестко насажена ступица 8 антивибратора. Четыре маятника 2, 3, 9, 11, предназначенные для гашения крутильных колебаний, соединены со ступицей 8 двумя пальцами 4 каждый. Для пальцев 4 предусмотрены большие зазоры как в отверстиях ступицы, так и в отверстиях маятников. Это позволяет маятникам совершать качательные движения в плоскости, перпендикулярной оси вала, т. е. гасить крутильные колебания.

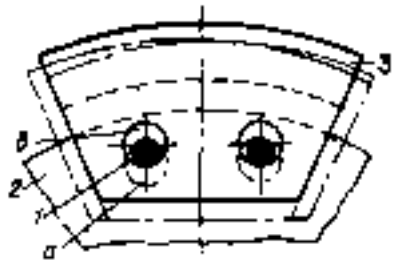


Рис. 38. Схема элемента бифилярного антивибратора

Два маятника 6 и 12 соединены со ступицей 8 двумя пальцами 7 каждый с одинаковыми зазорами. Эти маятники имеют возможность качаться в плоскости, проходящей через ось вала, т. е. гасить продольно-изгибные колебания.

Пальцы 4 и 7 зафиксированы от осевого смещения заглушками 1 и 5, закрепленными на маятниках.

На мало- и среднеоборотных двигателях антивибраторы не устанавливаются из-за громоздкости.

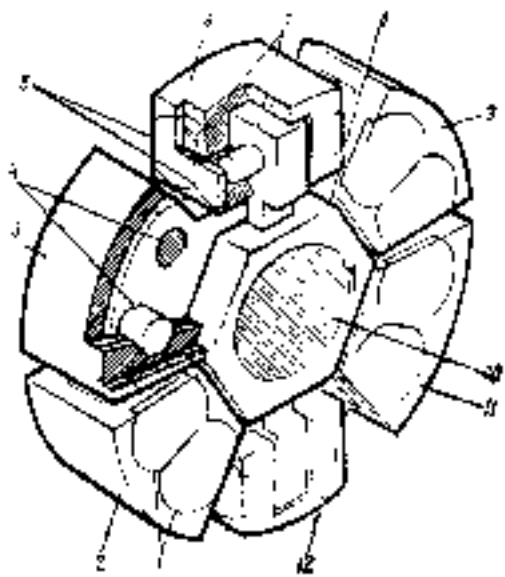


Рис. 39. Схема антивибратора двигателя 10Д40

§ 19. Уравновешенность двигателя

Неуравновешенные силы в двигателе. Один из недостатков ДВС — их способность вызывать вибрацию корпуса судна.

Как уже известно, из сил, действующих на поршень, практически заслуживают внимания лишь две: сила от давления газа и сила инерции поступательно-движущихся частей. Давление газа действует не только на поршень, а через него, шатун и коленчатый вал — на фундаментную раму, но и на крышку цилиндра. Так как фундаментная рама и крышка цилиндра жестко соединены с одной и той же деталью — блок-картером, то сила от давления газа действует только на остов двигателя, а на его фундамент не передается. Следовательно, вызывать вибрацию корпуса она не может.

Вибрацию корпуса вызывает сила инерции поступательно-движущихся частей $P_и$. Она ничем не уравновешена внутри двигателя и, будучи переменной по значению и знаку, действует на судовой фундамент.

Если вместо ускорения a в формулу (51) подставить выражение (45), то можно получить

$$P_и = -m_п R\omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

или, раскрыв скобки,

$$P_и = -m_п R\omega^2 \cos\alpha - \lambda m_п R\omega^2 \cos 2\alpha$$

Это равенство свидетельствует о том, что сила инерции поступательно-движущихся частей $P_и$ является суммой двух сил:

$$P_и = P_{иI} + P_{иII}, \qquad (58)$$

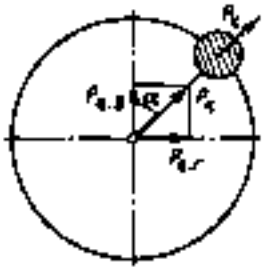


Рис. 40. Схема разложения центробежной силы инерции кривошипа

В этом уравнении сила $P_{иI}$, называемая силой инерции первого порядка, будет

$$P_{иI} = -m_ц R\omega^2 \cos\alpha, \qquad (59)$$

а сила $P_{иII}$ — сила инерции второго порядка

$$P_{иII} = -\lambda m_п R\omega^2 \cos 2\alpha \qquad (60)$$

Как видно из выражений (59) и (60), сила инерции первого порядка $P_{иI}$ имеет один цикл изменения за 360° п. к. в., сила инерции второго порядка $P_{иII}$ — два цикла. Это объясняется наличием в выражении (60) косинуса двойного угла $\cos 2\alpha$. Множитель λ в выражении (60) свидетельствует о том, что максимум у силы инерции второго порядка меньше, чем у силы первого порядка.

По характеру действия сил $P_{иI}$ и $P_{иII}$ видно, что сила инерции первого порядка будет вызывать вибрации корпуса судна с частотой, совпадающей с частотой вращения вала двигателя, а сила инерции второго порядка — с частотой, вдвое большей частоты вращения его. Обычно сила инерции первого порядка вызывает общие вибрации корпуса судна, сила второго порядка — местные вибрации его элементов (переборок, листов обшивки и т. п.). Это объясняется тем, что частоты свободных колебаний элементов корпуса судна выше частоты колебаний корпуса в целом.

Неуравновешенной является также и центробежная сила инерции вращающихся частей. Кривошип и присоединенную к нему нижнюю часть шатуна можно рассматривать как массу, вращающуюся вокруг оси вала на расстоянии, равном радиусу кривошипа (рис. 40). На эту массу действует центробежная сила

$$P_ц = m_ц R\omega^2,$$

где $m_ц$ — масса вращающихся частей, кг;
R — радиус кривошипа, м;
ω — угловая скорость вращения кривошипа, рад/с.

Значение силы $P_ц$ постоянно, но изменяется ее направление. Если перенести точку приложения силы $P_ц$ в центр вращения кривошипа и разло-

жить её на вертикальную $P_{ц.в}$ и горизонтальную $P_{ц.г}$ составляющие, то окажется, что

$$P_{ц.в} = P_ц \cos\alpha = m_ц R\omega^2 \cos\alpha,$$

$$P_{ц.г} = P_ц \sin\alpha = m_ц R\omega^2 \sin\alpha.$$

Из сравнения первого равенства с выражением (59) видно, что вертикальная составляющая $P_{ц.в}$ центробежной силы инерции вращающихся частей сложится с силой инерции поступательно-движущихся частей первого порядка и сумма их будет вызывать вибрации корпуса судна в вертикальной плоскости. Горизонтальная составляющая $P_{ц.г}$ центробежной силы является причиной вибраций корпуса судна в горизонтальной плоскости.

Сложение сил инерции. Сказанное относится к силам инерции, действующим в одном цилиндре. Так как силы инерции цилиндров действуют на общий остов многоцилиндрового двигателя, то они сложатся, но геометрически с учетом разного направления кривошипов отдельных цилиндров. Когда у первого цилиндра кривошип находится под углом α к в. м. т., кривошип предыдущего по порядку чередования вспышек цилиндра, по рис. 41 шестого, будет расположен под углом $\alpha+\varphi$ к в. м. т., поскольку его кривошип опережает кривошип первого цилиндра на угол φ между кривошипами. Кривошип пятого цилиндра (имея в виду порядок работы цилиндров) повернут от в. м. т. на угол $\alpha+2\varphi$, кривошип четвертого цилиндра — на угол $\alpha+3\varphi$ и т. д. Следовательно, сумма сил инерции поступательно-движущихся частей первого порядка составит $\Sigma P_{и.I} = -m_п R\omega^2\cos\alpha - m_п R\omega^2\cos(\alpha+\varphi) - m_п R\omega^2\cos(\alpha+2\varphi) -$

С точки зрения оценки уравновешенности двигателя необходимо знать лишь модуль данной суммы. Поэтому знак «—» в правой части можно условно поменять на «+». Если вынести за скобки общие множители, получим

$$\Sigma P_{и.I} = m_п R\omega^2 [\cos\alpha + \cos(\alpha+\varphi) + \cos(\alpha-2\varphi) + \ldots]. \quad (61)$$

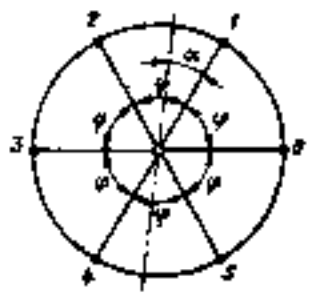


Рис. 41. Схема расположения кривошипов шестицилиндрового четырехтактного двигателя

Аналогичными будут выражения для суммы вертикальных и горизонтальных составляющих центробежных сил инерции

$$\Sigma P_{ц.в} = m_ц R\omega^2 [\cos\alpha + \cos(\alpha+\varphi) + \cos(\alpha+2\varphi) + \ldots]. \quad (62)$$

$$\Sigma P_{ц.г} = m_ц R\omega^2 [\sin\alpha + \sin(\alpha+\varphi) + \sin(\alpha+2\varphi) + \ldots]. \quad (63)$$

При сложении сил инерции второго порядка поступательно-движущихся частей необходимо учитывать, что в выражение (60) входит косинус двойного угла поворота кривошипа от в. м. т. Поэтому модуль суммы этих сил можно записать так:

$$\Sigma P_{и.II} = \lambda m_п R\omega^2 \cos 2\alpha + \lambda m_п R\omega^2 \cos 2(\alpha+\varphi) + \lambda m_п R\omega^2 \cos 2(\alpha+2\varphi) +$$

или

$$\Sigma P_{и.II} = \lambda m_п R\omega^2 [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha+\varphi) + \cos 2(\alpha+2\varphi) + \ldots]. \quad (64)$$

Для примера рассмотрим сложение сил инерции в четырехтактном четырехцилиндровом двигателе, угол между кривошипами у которого составляет $\varphi = 720°/4 = 180°$.

Согласно выражению (61)

$$\Sigma P_{и.I} = m_п R\omega^2 [\cos\alpha + \cos(\alpha+180°) + \cos(\alpha+360°) + \cos(\alpha+540°)] = m_п R\omega^2 (\cos\alpha - \cos\alpha + \cos\alpha - \cos\alpha) = 0$$

Следовательно, силы инерции первого порядка поступательно-движущихся частей у четырехтактного двигателя уравновешены. Поскольку сумма, заключенная в общие скобки выражения (62), не отличается от аналогичной суммы выражения (61), этот вывод справедлив для вертикальных составляющих центробежных сил инерции.

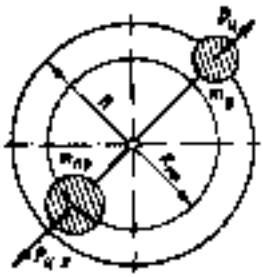


Рис. 42. Схема уравновешивания центробежной силы инерции кривошипа

Выражение (63) для примера будет иметь вид

$$\Sigma P_{ц.т} = m_р R\omega^2 [\sin\alpha + \sin(\alpha - 180°) + \sin(\alpha + 360°) - \sin(\alpha + 540°)]$$

или

$$\Sigma P_{ц.т} = m_р R\omega^2 (\sin\alpha - \sin\alpha + \sin\alpha - \sin\alpha) = 0$$

Горизонтальные составляющие центробежных сил тоже уравновешены.

Сумма (64) сил инерции второго порядка согласно выражению (64)

$$\Sigma P_{и II} = \lambda m_р R\omega^2 [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha - 180°) + \cos 2(\alpha - 360°) + \cos 2(\alpha + 540°)] =$$
$$= \lambda m_р R\omega^2 [\cos 2\alpha - \cos(360° + 2\alpha) + \cos(720° + 2\alpha) + \cos(1080° + 2\alpha)] =$$
$$= \lambda m_р R\omega^2 (\cos 2\alpha + \cos 2\alpha + \cos 2\alpha + \cos 2\alpha) = 4\lambda m_р R\omega^2 \cos 2\alpha.$$

Как видно, силы инерции второго порядка у данного двигателя не уравновешены.

При оценке уравновешенности двигателя принято говорить лишь о неуравновешенных силах. Поэтому про четырехтактный четырехцилиндровый двигатель с углом между кривошипами $\varphi = 180°$ можно сказать, что у него не уравновешены силы инерции второго порядка.

Обеспечение наибольшей уравновешенности. С помощью выражений (61)—(64) можно исследовать уравновешенность сил инерции любого двигателя. Однако для полного суждения о его уравновешенности этого будет недостаточно. Существуют два условия равновесия: тело находится в состоянии равновесия в том случае, если сумма действующих на него сил равна нулю и если сумма моментов этих сил относительно центра тяжести тела равна нулю. Значит, для суждения об уравновешенности двигателя надо найти не только сумму сил инерции, но и сумму их моментов относительно центра тяжести двигателя. Моменты сил инерции определяют умножением сил на плечи, которые для каждого цилиндра будут иметь свое значение и свой знак: плечо цилиндра, находящегося по одну сторону от центра тяжести, принято считать положительным, по другую — отрицательным. Зная моменты и учитывая их знаки, можно составить выражения для сумм моментов подобно тому, как это было сделано для сил инерции.

Исследования сумм сил инерции и их моментов позволяют сделать такой вывод: полностью уравновешенными являются двигатели с четным числом цилиндров шесть и более при зеркальном расположении кривошипов[1]. У этих двигателей суммы всех сил инерции и их моментов равны нулю.

У остальных двигателей остаются неуравновешенными какие-то силы инерции или их моменты. Если необходимо построить двигатели, не являющиеся полностью уравновешенными, принимают меры к достижению наибольшей уравновешенности, т. е к уменьшению суммы неуравновешенных сил и их моментов.

Большей уравновешенности можно достичь, например, подбором последовательности работы цилиндров.

Так, у шестицилиндрового двухтактного двигателя с углом между кривошипами $\varphi = 360°/6 = 60°$ зеркального расположения кривошипов нет и он не является полностью уравновешенным. Если принять последовательность работы цилиндров в этом двигателе 1—5—3—6—2—4, то окажутся неуравновешенными моменты сил инерции первого порядка и моменты центробежных сил, а при последовательности работы их 1—5—3—4—2—6 — лишь моменты сил инерции второго порядка, что менее нежелательно.

В некоторых случаях для достижения наибольшей уравновешенности предусматривают неравномерное чередование вспышек.

[1] Зеркальным называют такое расположение кривошипов, когда одна половина коленчатого вала является зеркальным отражением другой.

Например, в двигателе 2Ч10,5/13 кривошипы расположены под углом $\varphi = 180°$. Это значит, что во втором цилиндре вспышка будет через 180° поворота вала после вспышки в первом цилиндре, а в первом — через 540° после вспышки во втором цилиндре. Однако такое расположение кривошипов более удачно с точки зрения уравновешенности, чем расположение их под углом $\varphi = 720°/2 = 360°$, отвечающее требованию равномерного чередования вспышек.

Силы инерции и их моменты могут быть уравновешены искусственным путем. Проще всего это можно сделать с центробежной силой: для ее уравновешивания к кривошипу крепят деталь массой $m_{пр}$ (рис. 42), называемую противовесом. Массу подбирают из условия, чтобы центробежная сила, действующая на нее, должна быть равной $P_ц$, т. е.

$$P_{пр} = P_ц$$

или

$$m_{пр} R_{пр} \omega^2 = m_в R \omega^2, \quad m_{пр} R_{пр} = m_в R$$

Масса противовеса $m_{пр}$ потребуется меньше, если больше $R_{пр}$, т. е. если его центр тяжести будет отстоять дальше от центра вала. Противовесы применяют не только для уравновешивания двигателя в целом, но и для разгрузки подшипников коленчатого вала от центробежных сил. Так, нередки случаи, когда на полностью уравновешенных двигателях предусмотрены противовесы. Для уравновешивания они не нужны, но необходимы для разгрузки подшипников: без противовесов центробежная сила нагружает подшипники данного цилиндра. Силы инерции поступательно-движущихся частей и моменты их могут быть уравновешены специальными механизмами, состоящими из валов и эксцентричных масс, приводимых в движение от коленчатого вала. Однако двигатели, усложненные такими механизмами уравновешивания, встречаются редко.

Когда рассматривали сложение сил инерции по выражениям (61)—(64) и сложение моментов их, то имели в виду, что значения $m_в$, $m_ш$ у всех цилиндров одинаковы. Если это условие не будет соблюдено, то суммы сил инерции или суммы моментов их не будут равны нулю даже у тех двигателей, которые по расположению кривошипов должны быть полностью уравновешены, т. е. уравновешенность будет нарушена. Такое нарушение уравновешенности может быть в случае, если значения масс поршней и шатунов у двигателя разные. Необходимо, чтобы различие в массах шатунов у одного двигателя не превышало 1,5% при частоте вращения его до 500 мин$^{-1}$; 0,8% — при частоте вращения от 500 до 1000 мин$^{-1}$ и 0,2—0,4% — при большей частоте вращения.

Разница значений масс поршней допускается 0,5—1%, причем большее значение относится к малооборотным двигателям.

Полная уравновешенность двигателя не означает, к сожалению, что он абсолютно не способен вызывать вибрацию корпуса судна. В любом случае на фундамент, а следовательно, и на корпус судна действует переменный опрокидывающий момент. Характер вызываемых им вибраций зависит от формы диаграммы суммарного вращающего момента. Для борьбы с такого рода вибрацией двигатель крепят упруго (см. § 20).

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

КОНСТРУКЦИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Глава IV

ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ДИЗЕЛЯ

§ 10. Фундаментные рамы

Устройство и крепление рам к фундаменту. Основание, на которое опираются все остальные элементы дизеля, называют фундаментной рамой. У дизелей серийных теплоходов фундаментные рамы отливают из серого чугуна марок СЧ18, СЧ21, алюминиевых сплавов АЛ-4, АЛ-5, АЛ-9, стали 30Л, а также сваривают из конструкционной стали.

Фундаментная рама должна быть жесткой: прогиб ее приводит к искривлению оси коленчатого вала и, следовательно, к общему нарушению центровки кривошипно-шатунного механизма, изменению зазоров в узлах трения. Поэтому ее изготавливают в виде массивной детали корытообразной формы (рис. 43, *а*). Вдоль рамы с обеих сторон предусмотрены полки *4* с ребрами жесткости *6* для крепления ее к фундаменту. Через отверстия *а* проходят болты крепления рамы к фундаменту. На верхнюю плоскость *9* рамы устанавливают станину.

Продольную жесткость рамы обеспечивают две высокие стенки *5*, связанные одна с другой поперечными перегородками *3*, которые делят раму на ряд отсеков, расположенных под цилиндрами. В поперечных перегородках предусмотрены постели *11* для рамовых подшипников *10*.

Во время работы двигателя с движущихся деталей и из подшипников в раму стекает масло. Оно собирается в поддоне рамы и через окна *2* перегородок *3* перетекает из одного отсека в другой, а с торца рамы через патрубок *1* отводится для повторного использования.

В некоторых случаях фундаментная рама является резервуаром для хранения запаса масла. Для увеличения вместимости и облегчения рамы к ней снизу (рис. 43, *б*) винтами *2* крепится сварной поддон *1*. Между ним и рамой установлена прокладка *3*. Над поддоном установлена маслоуспокоительная сетка *4*, препятствующая образованию поверхностной пены при сбрасывании масла. Маслоуспокоительные сетки часто встречаются в отсеках цельнолитых рам.

На рис. 43, *а* и *б* видно, что ось коленчатого вала обычно расположена ниже верхней плоскости рамы, в связи с этим увеличена ее высота и рама становится более жесткой. Иногда с той же целью фундаментную раму объединяют в одну отливку со станиной. Такая блок-рама двигателя 6ЧСП18/22 изображена на рис. 44. В продольных стенах блок-рамы предусмотрены люки для доступа в картерное пространство, закрытые крышками *2*. Один из люков снабжен горловиной *4* для заливки масла и щупом *5* для контроля за его уровнем. Вдоль рамы проходит труба *1*, по которой масло поступает к подшипникам. На верхнюю плоскость *3* рамы устанавливается блок цилиндров.

Фундаментные рамы крупных двигателей иногда делают составными по длине.

Главные двигатели крепят к фундаменту преимущественно жестко (рис. 45, *а*). К судовому фундаменту *1* приваривают чисто обработанные сверху клиновидные стальные сухари *3*. Отжимными винтами *8* (см. рис. 43, *а*), ввернутыми в полку *4* фундаментной рамы и упирающимися в

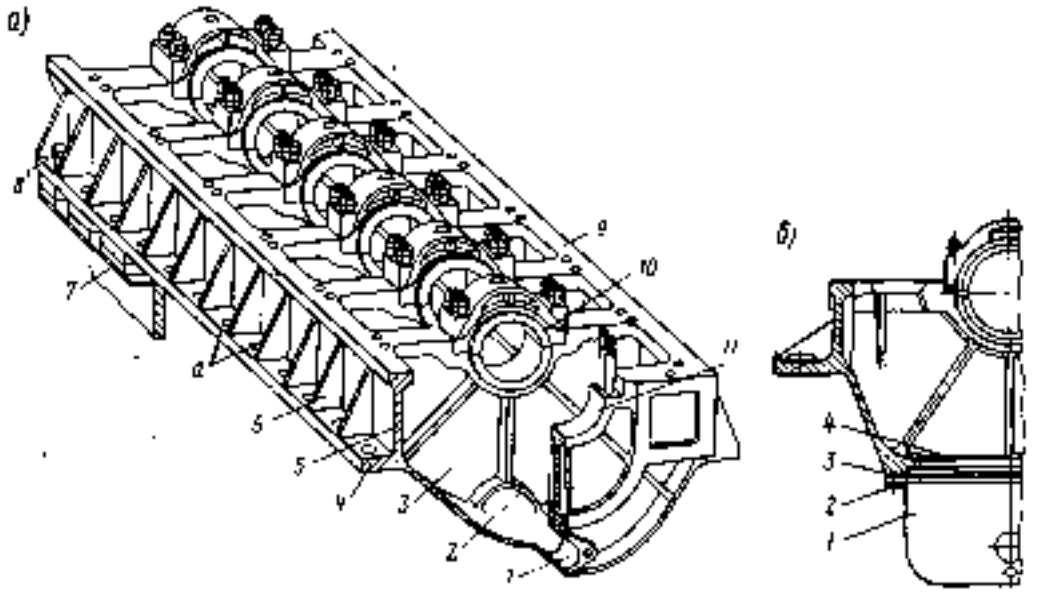


Рис 43 Типы фундаментных рам

полку 7 судового фундамента, выверяют положение рамы относительно оси валопровода. Таких вкитов с каждой стороны рамы предусматривают по два Затем тщательно «по краске» клинья 4 (см рис. 45, а) пригоняют одновременно и к поверхности сухарей 3 и к нижней поверхности полки 5 фундаментной рамы После подгонки просверливают клинья и в отверстия вставляют крепежные болты. Часть болтов ставят в развернутые отверстия плотно. Такой призонный болт 2 изображен на рис. 45, а.

Встречаются также двигатели, у которых рамы установлены на сферических прокладках 3 и 2 (рис 45, б), размещенных между приваренными к фундаменту сухарями 1 и полкой 4 фундаментной рамы Преимущество такого способа крепления в том, что прокладки 3 и 2 самоустанавливаются соответственно наклону полки 4 относительно фундамента

Двигатель является одним из основных источников шума на судне, поэтому для снижения уровня шума в судовых помещениях двигатели устанавливают на резиновые или пружинные амортизаторы.

На рис. 46, а изображен отечественный резиновый амортизатор АКМ-1200 главного двигателя Г70-5 К полке 8 фундаментной рамы прикреплены угольники 7, опирающиеся на полку 1 судового фундамента через амортизаторы В каждом амортизаторе предусмотрены верхняя 6 и нижняя 2 плиты, к которым привернуты стальные пластины 5 и 3, соединенные с резиновыми элементами 4 путем вулканизации. Таким образом, между полками фундаментной рамы и судовым фундаментом установлена резиновая звукоизолирующая прослойка.

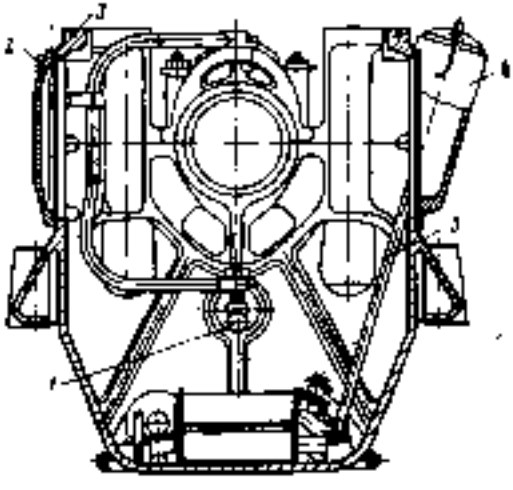


Рис 44 Схема блок-рамы

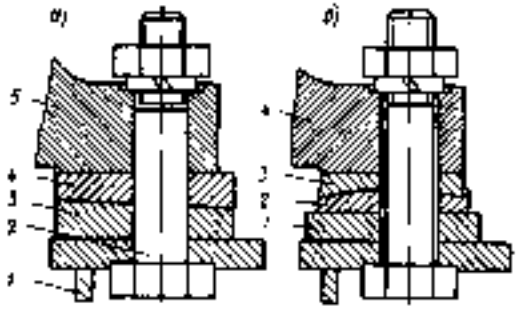


Рис 45 Узлы жесткого крепления рам к фундаменту

Двигатели, установленные на амортизаторах, колеблются относительно корпуса судна, в связи с чем необходимо предусматривать гибкие участки на трубопроводах и гибкое или шарнирное соединение вала двигателя с гребным валопроводом Вал вспомогательного двигателя может быть жестко соединен с валом генератора, если дизель и генератор жестко установлены на промежуточную (подмоторную) раму, а последняя — на амортизаторы

На рис 46, *б* изображен резиновый амортизатор конструкции комбината СКЛ (ГДР) для дизель-генератора *10*, резиновой пластины *5* и двух Он состоит из сварных угольников *3* и стальных щек *4* и *6*, которые путем вулканизации соединены с пластиной 5, а угольники *3* и *10* привернуты к щекам винтами *9* Угольник *3* амортизатора устанавливают на полку *2* фундамента и крепят к ней болтами *1*. На угольник *10* опирается лапа *8* промежуточной рамы Лапа прикреплена к угольнику *10* болтами *7*. С каждой стороны фундамента устанавливают несколько таких амортизаторов.

Для ограничения амплитуды колебаний двигателя или дизель-генератора на полках фундаментной или подмоторной рам устанавливают упоры с резиновыми амортизирующими пластинами

Отечественный пружинный амортизатор АПрС (рис 47) состоит из корпуса *1*, закрепленного к фундаменту, пружины *6* и верхней тарелки *3*, с которой соединен амортизируемый двигатель или агрегат Нижняя тарелка пружины *6* опирается на основание корпуса *1* через резиновую манжету *7* Аналогичная манжета *5* находится между верхней тарелкой *3* и крышкой *2* корпуса Резиновая прокладка *4* предотвращает жесткий удар амортизируемого механизма о крышку *2* при его перемещении вниз

Рамовые подшипники. Прежде, чем рассматривать устройство рамовых подшипников, необходимо выяснить влияние смазочного материала на трущиеся детали Смазочный материал не только уменьшает изнашивание деталей, но и снижает их нагревание, затраты мощности на преодоление трения При организации смазки стремятся создать жидкостное трение, когда между трущимися поверхностями на-

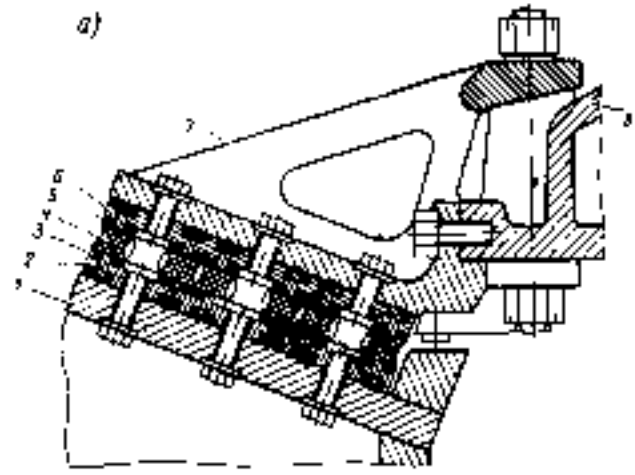


Рис 46 Резиновые амортизаторы

ходится слой масла и трение твердых поверхностей заменяется трением между собой слоев жидкости — смазочного масла.

Смазочный материал должен быть липким, а его молекулы должны сцепляться со смазываемыми поверхностями. Тогда при заполнении зазора s между шейкой вала 2 и подшипником 1 маслом (рис. 48, *а*) пограничные слои его прилипнут к поверхности шейки и подшипника. При вращении вала (рис. 48, *б*) слой масла, прилипший к поверхности шейки, будет двигаться вместе с валом со скоростью v, тогда как слой, прилипший к внутренней поверхности подшипника, останется неподвижным. Вследствие вязкости слои масла в зазоре будут увлекать один другого в движение со скоростью, изменяющейся в радиальном направлении от v до нуля. Следовательно, под вал будет нагнетаться масло и в его клиновом слое возникнет давление, эпюра которого изображена на рис. 48, *б*.

Давление в масляном слое обусловливает несущую способность подшипника, т. е. ту силу P, которую может воспринять вал без нарушения жидкостного трения. Несущая способность подшипника увеличивается с повышением частоты вращения вала и вязкости масла. Однако с повышением вязкости масла увеличиваются потери мощности на преодоление жидкостного трения. Поэтому вязкое масло следует применять лишь в том случае, когда частота вращения вала невелика, а нагрузка на подшипник значительна.

Когда вал неподвижен, масла под шейкой нет (см. рис. 48, *а*), а при малой его частоте вращения давление в слое масла мало, и сила P не может поднять вал, т. е. в момент пуска и остановки двигателя в подшипнике происходит почти сухое трение. Слой масла может разрываться и при работе двигателя в случае нарушения геометрических форм шейки и подшипника.

При малых и непостоянных угловых скоростях, при высоких температурах часто нельзя создать жидкостное трение. В этих случаях приходится мириться с так называемым граничным трением, когда трущиеся поверхности разделены прилипшей к ним пленкой масла толщиной порядка 0,1 мкм. В условиях граничного трения работают, например, поршневые кольца, поршневой подшипник шатуна, детали механизма газораспределения.

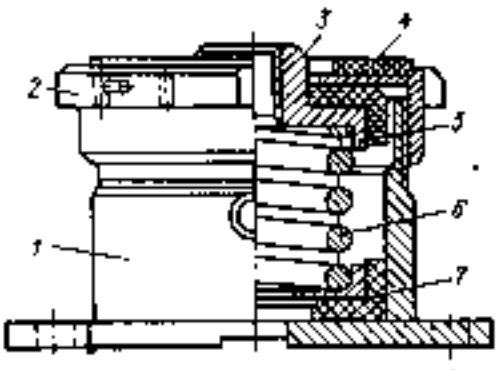


Рис 47. Пружинный амортизатор

Граничное трение очень неустойчиво и может перейти в сухое. Для деталей, работающих в условиях граничного трения, необходимо постоянно подводить масло для поддержания целостности масляной пленки.

Для распределения масла на поверхности подшипника должны быть прорезаны продольные канавки. Однако нерациональное их расположение может снизить несущую способность подшипника. Так, если в подшипнике прорезать кольцевую канавку *а* (рис. 49, *а*), то она соединит область высокого давления в масляном слое с областью низкого давления. Масло по канавке *а* будет перетекать в область

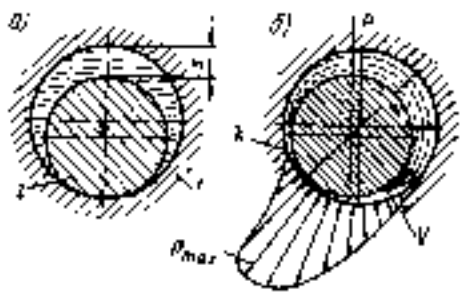


Рис 48. Схема образования жидкостного трения

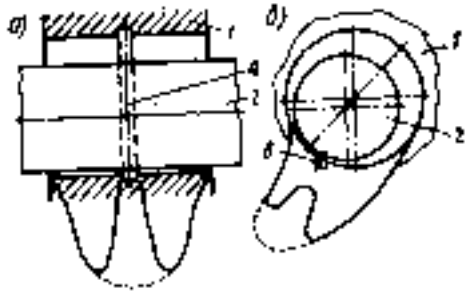


Рис. 49. Эпюра давления в масляном слое при наличии канавок:
1 — подшипник; 2 — вал

с нулевым давлением, и канавка как бы разрежет подшипник по длине на два. Поскольку у торцов подшипника давление в масляном слое падает, так как масло вытекает наружу, площадь под эпюрой давления станет меньше (сплошная линия), чем была без канавки (пунктирная линия). Это значит, что уменьшилась несущая способность подшипника.

Если в нагруженной части подшипника прорезать продольную канавку *в* (рис. 49, *б*), то она также соединит область высокого давления (середину подшипника) с областью низкого давления у кромок подшипника и давление в слое масла над канавкой значительно снизится. Как это видно из эпюр давления, приведенных в нижней части рисунка, несущая способность подшипника уменьшится, и в данном случае. Она не снизится, если прорезать канавки в ненагруженной части подшипника.

В случае граничного трения канавки допустимы и вблизи рабочей части подшипника, но они не должны пре-

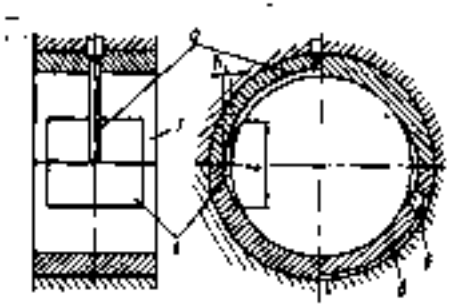


Рис. 50. Схема подвода масла к подшипнику

пятствовать образованию масляной пленки.

Нагрузка на подшипник не всегда бывает односторонней. Так, у рамового подшипника коленчатого вала при тактах сжатия и расширения давлением газов нагружен нижний вкладыш, а в конце такта выпуска силы инерции нагружают его верхний вкладыш. У шатунного подшипника давлением газов нагружен верхний вкладыш, а силами инерции — нижний. Нагрузка на подшипник может действовать не только в вертикальной плоскости, но и в наклонной.

После исследования характера нагрузки конструктор выбирает плоскость разъема вкладышей подшипника так, чтобы она лежала в области минимальной нагрузки. Поэтому маслораспределительные канавки делают всегда в месте стыкования вкладышей. Как видно на рис. 48, *б*, давление в масляном слое падает настолько быстро, что в точке *k* может появиться вакуум, в связи с чем произойдет контакт вала с подшипником. Чтобы избежать этого, масло следует подводить не только в набегающую, но и в сбегающую части подшипника.

При больших зазорах в подшипнике появляются удары, снижается давление масла, вследствие чего повышается изнашивание шейки и подшипника. Поэтому при монтаже подшипника в нем устанавливают зазор порядка 0,06—0,18 мм (для диаметра шейки до 250 мм). При столь малых зазорах маслораспределительные канавки необходимо предусматривать такими, чтобы они способствовали образованию масляного клина. Кроме того, в маслораспределительных канавках должен быть некоторый запас масла для обеспечения смазывания при начале движения вала.

В связи с этим в районе стыкования вкладышей должны быть карманы для масла (рис. 50), называемые холодильниками, глубиной *h* от 0,5 до 2,5 мм в зависимости от диаметра шейки вала, а длиной *l* от 0,3 до 0,5 *d* (*d* — диаметр шейки). Форма поверхности холодильника характеризуется

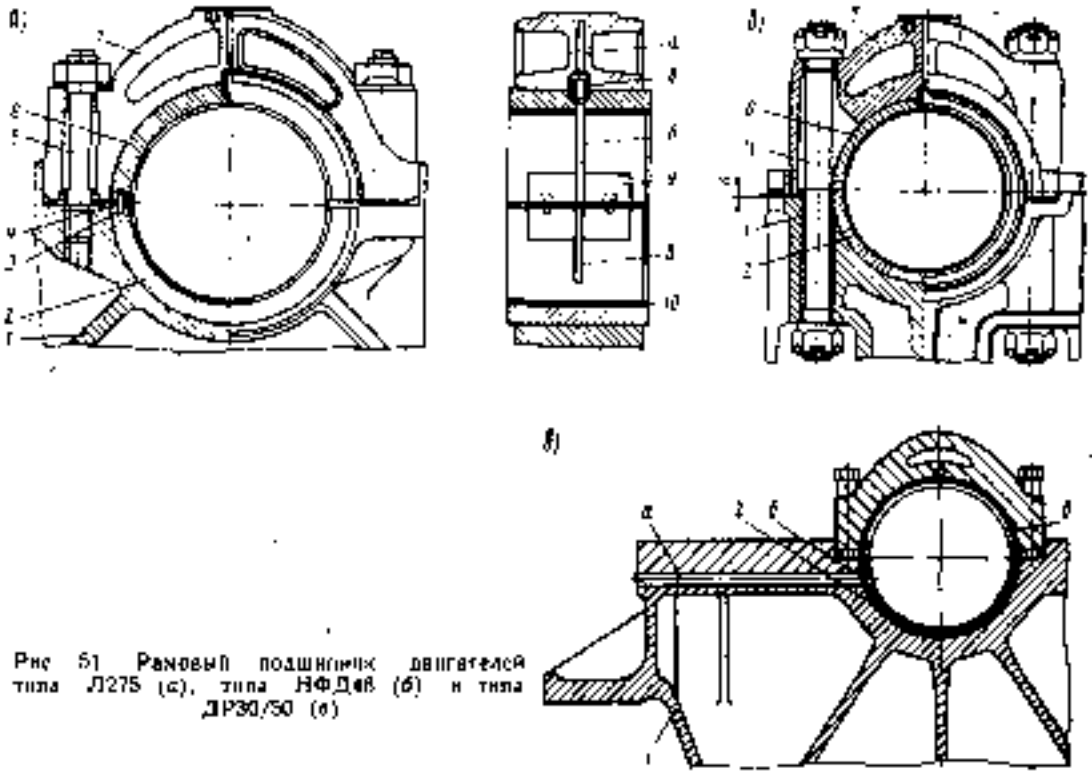


Рис 51 Рамовый подшипник двигателей типа Л275 (*а*), типа НФД68 (*б*) и типа ДР30/50 (*в*)

постепенным уменьшением их глубины и плавным переходом к рабочей поверхности вкладыша. Холодильники должны отстоять от кран вкладыша-перемычки на 10—15 мм и более.

Масло к холодильникам может быть подведено по внутренней канавке *а*, если верхний вкладыш нагружен меньше, чем нижний, и если масло подводится сверху. При подводе масла со стороны нагруженного вкладыша прорезают вкешнюю канавку *в* с выходными каналами *б*.

У быстроходных двигателей нагрузка на подшипник иногда настолько зависит от центробежной силы вращающихся масс, что нагруженной может быть вся его поверхность. В этом случае масло следует подводить не через подшипник, а через вал.

Поскольку подшипники, в которых вращается коленчатый вал установлены в фундаментной раме, их называют рамовыми. В постель рамы *1* (рис. 51) уложен нижний вкладыш 2, на который опирается шейка вала. Над шейкой находится верхний вкладыш 6 подшипника. Между стыкующимися поверхностями вкладышей у ряда старых двигателей ставят набор прокладок *4* для регулирования масляного зазора в подшипнике. Прокладки фиксируют штифтами *3*. Вкладыши стягивают крышкой *7* подшипника, крепящейся к раме *1* шпильками *5*.

Наружная поверхность вкладыша должна прилегать к постели равномерно и не менее чем на 80% при проверке «по краске». Для нижнего вкладыша не предусмотрена фиксация от поворота, что позволяет вывертывать его из-под шейки без подъема вала. Верхний вкладыш фиксирует втулка *8*. Внутреннюю поверхность вкладышей покрывают слоем *10* антифрикционного сплава. Масло подводится к подшипнику у среднеоборотных дизелей, как правило, сверху через канал *а* в крышке подшипника.

Для подвода масла к холодильникам *9* было бы достаточно полукольцевой

цевой канавки *б* в верхнем вкладыше. Однако у большинства двигателей масло, подводимое к рамовому подшипнику, через каналы в кривошипе поступает также к шатунному подшипнику. Чтобы обеспечить постоянный поток масла к подшипнику, иногда прорезают канавки *в* на части внутренней поверхности нижнего вкладыша.

Встречается способ крепления крышки подшипника двусторонними шпильками *11* (рис. 51, *б*). Значительная длина шпилек несколько уменьшает опасность их перетяжки при креплении подшипника. Однако наличие двух гаек усложняет разборку и сборку подшипника, является причиной ослабления затяжки со временем. В рассматриваемом подшипнике нет прокладок между вкладышами *2* и *6* для регулирования масляного зазора. Это типично для современных двигателей: прокладки уменьшают жесткость соединения вкладышей, в результате чего повышается изнашивание подшипника. При необходимости для уменьшения зазора в данном случае снимают определенный слой металла с поверхностей стыкования вкладышей.

Как видно из рис. 51, *б*, между крышкой *7* и фундаментной рамой *1*

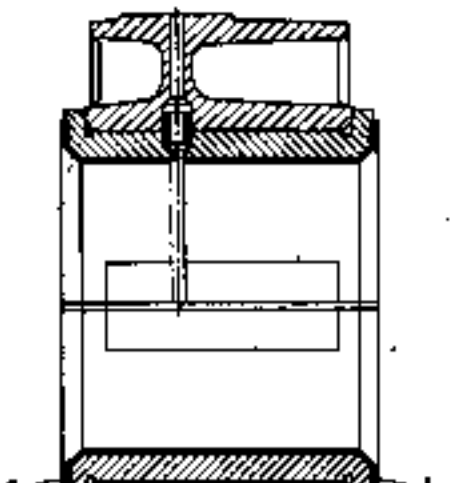


Рис. 52. Вкладыш установочного (фиксирующего) подшипника

предусмотрен зазор *а*, позволяющий стягивать вкладыши при креплении крышки. Однако в случае чрезмерной затяжки шпилек, при которой зазор *а* уменьшается, возможна деформация вкладышей. Это приводит к искажению формы подшипника, следствием чего является его повышенное изнашивание. Поэтому некоторые дизелестроительные заводы ставят в зазор *а* прокладки, толщина которых обеспечивает обжатие вкладышей, но предотвращает их деформацию при перетяжке шпилек.

Из-за наличия системы подвода масла через крышку сложнее вскрывать подшипник: перед снятием крышки необходимо отсоединять маслоподводящую трубку. Кроме того, вследствие вибрации возможна поломка трубки, в результате чего в подшипник не будет поступать смазочный материал и он быстро выйдет из строя. В связи с этим иногда подводят масло по каналу *а* (рис. 51, *а*), просверленному в приливе фундаментной рамы *1*. Через отверстие *б* в нижнем вкладыше *2* масло проходит внутрь подшипника к левому холодильнику, а из него по полукольцевой канавке *в* — к правому.

Один из подшипников двигателя должен быть установочным (фиксирующим). Он предотвращает осевое смещение коленчатого вала. Чаще всего таким подшипником предусматривают кормовой, но встречаются двигатели со средним установочным подшипником.

От остальных подшипников установочный подшипник отличается большей длиной, а также антифрикционной наплавкой *2* и *3* с торцов вкладышей (рис. 52). В торцовые наплавки упираются специальные пояски коленчатого вала. Вкладыши установочного подшипника должны иметь концевые бурты *1* и *4*, тогда как у других подшипников их может и не быть (см. рис. 51, *а*). В этом случае к торцам подшипника крепят упорные кольца из антифрикционного сплава.

Установочный подшипник должен быть только один; при тепловом удлинении вал будет распирать установоч-

кие подшипники, если их будет больше.

Материал вкладышей рамовых подшипников. На большинстве эксплуатируемых на флоте среднеоборотных дизелей предусмотрены стальные вкладыши с толщиной стенки 10—15 мм, называемые толстостенными. Материалами антифрикционной заплавки этих вкладышей являются баббит Б83 и свинцовистая бронза БрС30.

Баббит Б83 — высококачественный антифрикционный сплав. Его недостатки: высокая стоимость, способность размягчаться при нагревании свыше 373 К и низкая усталостная прочность, в результате которой он растрескивается и выкрашивается, особенно при слое значительной толщины. Появление трещин менее вероятно при толщине слоя баббита не более 2—3 мм. Лишь в редких случаях толщина баббитовой заплавки допускается до 5 мм.

Свинцовистая бронза выдерживает более высокие нагрузки, чем баббит, и не теряет механические свойства при нагревании до 473 К. Недостаток ее — склонность к коррозии под действием органических кислот, образующихся в смазочном масле. При подшипниках из свинцовистой бронзы поверхность шейки вала должна быть с повышенными твердостью и чистотой обработки. Чтобы ускорить приработку шейки и вкладыша, на свинцовистую бронзу иногда наносят тонкий слой баббита или другого мягкого металла.

Верхние вкладыши рамовых подшипников тихоходных дизелей нагружены значительно меньше нижних, вследствие чего на них можно наплавлять менее качественные антифрикционные сплавы, например баббит Б16.

Согласно стандарту вкладыши подшипников тронковых дизелей должны быть тонкостенными сталеалюминиевыми или сталебронзовыми. Для малооборотных судовых двигателей предусматривают сталебаббитовые вкладыши. У тонкостенных вкладышей толщина от 2 мм при диаметре шейки вала 50—80 мм до 6 мм при диаметре ее 250—320 мм. Основным материалом для вкладыша служит сталь марок 08кп и 10. Сталеалюминиевые вкладыши могут быть изготовлены из электротехнической нелегированной тонколистовой стали, сталебаббитовые — из стали 15. Внутреннюю поверхность вкладышей покрывают слоем антифрикционного сплава, в качестве которого используют у сталеалюминиевых вкладышей алюминиевый сплав А020-1, содержащий 17—23% олова и 0,7—1,2% меди, у сталебаббитовых вкладышей — баббит Б83.

Алюминиевые антифрикционные сплавы по свойствам близки к свинцовистой бронзе, но они коррозионно устойчивее. Часто алюминиевые сплавы покрывают мягким приработочным слоем, но сплав А020-1 можно применять и без него. Этот сплав не теряет свои механические свойства при нагревании до 100 °С.

Толщина антифрикционного слоя тонкостенных вкладышей составляет от 0,3 до 1 мм. Сплав А020-1 наносят на стальную ленту в процессе ее прокатки. Из такой биметаллической ленты вкладыши изготовляют штамповкой.

§ 21. Станины, картеры, блоки цилиндров

Картеры. У крупных двигателей станины изготовляют в виде отдельных стоек, устанавливаемых на фундаментную раму. К стойкам крепят цилиндры, а пространство между стойками закрывают стальными щитками.

Станины двигателей малой и средней мощности в целях достижения большей жесткости выполняют в виде цельной коробчатой детали, называемой картером. Обычно картеры отливают из чугуна тех же марок, что и фундаментные рамы. Встречаются картеры из алюминиевых сплавов и стальные.

Картер двигателей небольшой мощности чаще всего является основной несущей деталью остова. В этом случае фундаментную раму не предусматривают и картер крепят непосредст-

венно к судовому фундаменту полкам *5* (рис. 53, двигатель 3Д6). Снизу картера находится легкий поддон *6*, служащий маслосборным резервуаром. На верхнюю плоскость *2* картера устанавливают цилиндры, крепящиеся шпильками *1*.

Коленчатый вал такого несущего картера «висит» в подшипниках на подвесках *7*, закрепленных в поперечных перегородках *4* с ребрами жесткости *3*. В отличие от рамовых, расположенных в фундаментной раме двигателя, подшипники на подвесках называют коренными.

Подвеска *1* коренного подшипника (рис. 54) усилена в вертикальной плоскости для уменьшения деформации. Смазочный материал к коренному подшипнику поступает через коленчатый вал или по каналу *4* из смазочной магистрали *2*.

Блоки цилиндров, блок-картеры. У двигателей малой и средней мощности цилиндры изготовляют одной цельнолитой деталью — блок цилиндров — из чугуна или алюминиевого сплава. Эта деталь установлена на верхнюю поверхность *2* (см. рис. 53) картера и закреплена анкерными шпильками *1*. В блок вставляют сменяемые втулки цилиндров, которые охлаждаются водой. Цилиндры V-образного двигателя выполнены двумя блоками. Оба прикреплены шпильками *3* (см. рис. 54) к общему картеру *4*.

На судах часто встречаются двигатели, остовы которых изготовлены в виде блок-картера, т. е. блок цилиндров и картер представляют собой одну отливку. Блок-картеры судовых дизелей отливают из чугуна тех же марок, что и фундаментные рамы, но изготовляют блок-картеры и сварными из стали (двигатель 10Д40).

Нижней плоскостью *1* (рис. 55) блок-картер установлен на фундаментную раму. Для доступа в картерное пространство нижняя часть блок-картера снабжена люками с выступами *2* и *10* с крышками. Над рамовыми подшипниками расположены поперечные перегородки с гнездами *4* для подшипников распределительного вала. На полке *9* установлены топливные насосы высокого давления. Сверху в блок-картер вставлены цилиндровые втулки *5* по числу цилиндров. Пространст-

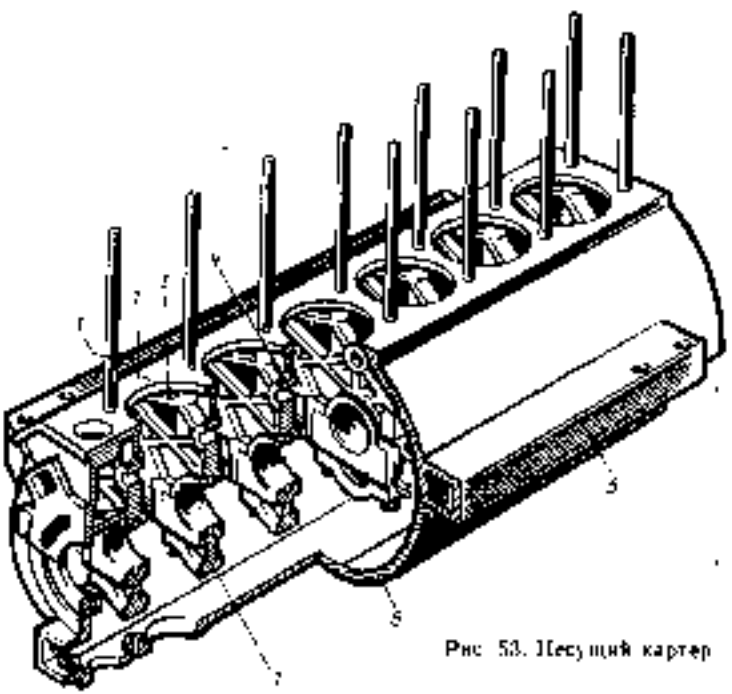


Рис. 53. Несущий картер

во *а*, образованное внутренними стенками блок-картера и наружной поверхностью втулки, предназначено для циркуляции охлаждающей воды. Над верхней частью этого пространства в блок-картере предусмотрены два кольцевых ребра *6*, *7*, образующих две полости *б* и *в* интенсивного охлаждения. Вода в блок-картер поступает через отверстие во фланце *3* и движется по пространству *а* вверх, омывая втулку *5*. Через карман *г* вода поступает в полость *б* и, обогнув втулку *5*, минуя карман *ж*, направляется в полость *в*, где, омыв еще один раз втулку, через отверстие *д* поступает в крышку цилиндра.

У быстроходных двигателей блок-картер является основной несущей деталью. Он закреплен непосредственно к судовому фундаменту. Коренные подшипники расположены на подвесках, а снизу прикреплен легкий под-, дон.

Втулки цилиндров. Согласно ГОСТ 7274—80 втулки должны быть изготовлены из серого нелегированного или легированного чугуна с пластинчатым графитом или из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. При внутреннем диаметре втулок до 450 мм применяют чугун марки СЧ25, а при диаметре втулок более 450 мм — чугун СЧ20. У некоторых двигателей втулки изготовлены из чугуна СЧ28.

Внутренние поверхности втулок для повышения износоустойчивости закаливают токами высокой частоты, хромируют, азотируют или упрочняют другими способами.

Цилиндровые втулки быстроходных двигателей с внутренним диаметром до 200 мм изготавливают в настоящее время стальными.

В цилиндровых втулках четырехтактных дизелей предусмотрены два опорных и уплотнительных пояса (верхний и нижний). На бурт верхней части блок-картера втулка садится фланцем *8* (рис 55), под который у дизелей ранних выпусков иногда устанавливали медную прокладку. При неравномерном ее обжатии втулка перекашивалась, в связи с чем у

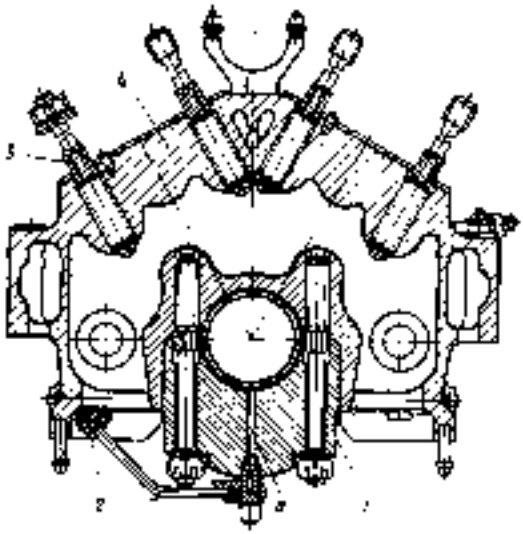


Рис 54 Коренной подшипник двигателя М401

современных двигателей вместо медной устанавливают стальную прокладку или (в большинстве случаев) притирают фланец *8* к бурту блок-картера.

Для уменьшения общей высоты двигателя нижняя часть втулки выступает внутрь картера. В связи с этим во втулке снизу предусмотрены вырезы для шатунов. В верхней части втулки

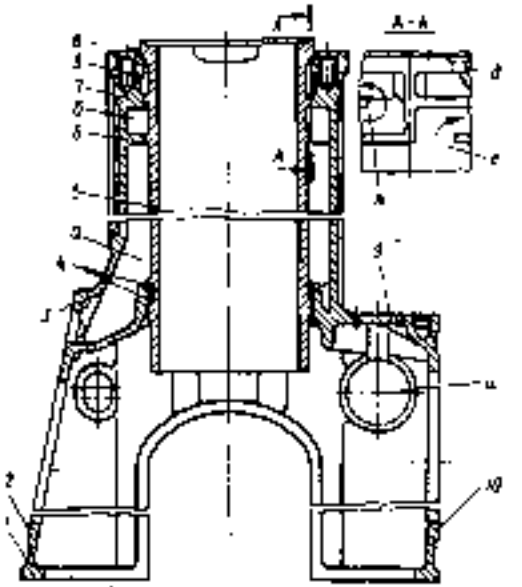


Рис 55 Блок-картер

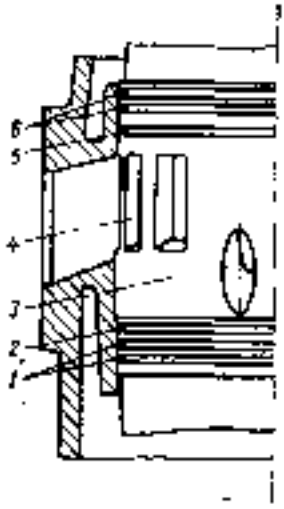


Рис 56 Способ уплотнения втулки цилиндра двухтактного двигателя



Рис 57 Напряжения, действующие на элемент стенки цилиндровой втулки

Рис 58 Изменение температуры стенки втулки цилиндра

у некоторых двигателей для клапанов протачивают карманы В этом случае втулка должна быть вставлена в блок строго в определенном положении, для чего предусмотрены специальные контрольные штифты

Втулки большинства двигателей смазываются частицами масла, содержащимися в картерном пространстве и оседающими на их поверхностях Смазывание втулок тихоходных двигателей капельками масла, особенно при малой частоте вращения коленчатого вала, недостаточно У таких двигателей смазочный материал поступает к втулкам от специального насоса-лубрикатора.

В расточку нижнего опорного пояса блок-картера втулку вставляют с зазором, так как при работе двигателя она расширяется от нагревания больше, чем блок-картер Чтобы через этот зазор из пространства *а* в картер не проникала вода, на втулке в нижнем поясе предусматривают уплотнение *4* в виде двух или трех резиновых закладных колец. Уплотнение такого типа распространено в современных двигателях У некоторых двигателей (НФД4Я2АУ) закладное резиновое кольцо ставят и в верхнем поясе цилиндровой втулки, ниже опорного бурта.

Втулки цилиндров двухтактных двигателей уплотняют выше и ниже выпускных *4* и продувочных *3* окон (рис 56).

Например, у двигателей ДР30/50 выше и ниже окон ставят по два резиновых кольца *1* и *6* и дополнительно по одному медному кольцу *2* и *5*

Прочность втулки цилиндра. Втулка нагружена изнутри давлением газа, достигающим максимума в момент сгорания топлива Если мысленно выделить элемент стенки втулки (рис 57), то он будет испытывать тангенциальное напряжение растяжения $\sigma_р$ Кроме того, под давлением газа в волокнах внутренней поверхности втулки действует напряжение сжатия $\sigma_{сж}$

Напряжения растяжения могут быть определены по формуле Лямэ. Согласно ей напряжения втулки на внутренней поверхности с радиусом r_1

$$\sigma_1' = p_z (r_1^2 + r_2^2)/(r_2^2 - r_1^2) \qquad (65)$$

и на наружной поверхности с радиусом r_2

$$\sigma_2' = p_z 2r_1^2/(r_2^2 - r_1^2), \qquad (66)$$

где p_z — давление сгорания

Напряжение сжатия на внутренней поверхности втулки равно давлению сгорания, т е

$$\sigma_{сж} = p_z \qquad (67)$$

Поскольку на внутренней поверхности втулки более высокая температура, чем на внешней, механические напряжения сложатся с тепловыми. Если обозначить температуру внутренней поверхности стенки втулки T_1 и внешней T_2 (рис. 58), то разность их составит

$$\theta = T_1 - T_2$$

В процессе теплового расширения волокна менее нагретой внешней поверхности втулки должны были бы удлиниться в меньшей степени, а более нагретой внутренней — в большей, чем волокна середины толщины стенки. Поскольку такой разницы удлинений не будет, то волокна внешней поверхности окажутся растянутыми, а внутренней — сжатыми на разность их

удлинений относительно средних волокон, т. е. на значение величины $\alpha\theta/2$ (α — коэффициент линейного расширения). Эта величина является относительной деформацией, следовательно, по закону Гука тепловые напряжения

$$\sigma_t = \pm \alpha\theta E/[2(1-\mu)], \qquad (66)$$

где E — модуль упругости при растяжении

Двойной знак перед правой частью в формуле (68) показывает, что внешние волокна растянуты (+), а внутренние сжаты (—). Коэффициент Пуассона μ введен потому, что деформации не одномерны: стенка деформируется как вдоль, так и поперек волокон.

В зависимости от материала втулки можно принимать:

для чугуна $\alpha = 1 \times 10^{-5}$; $E = 785$ кПа, $\mu = 0{,}25$;

для стали $\alpha = 1{,}15 \times 10^{-5}$; $E = 2060$ кПа; $\mu = 0{,}28$

Разность температур θ определяют по формуле Фурье.

$$Q = \lambda\theta f t/\delta,$$

где Q — количество теплоты, кДж,

λ — теплопроводность материала втулки, кВт/(м·К),

θ — разность температур внутренней и наружной стенок, К,

f — площадь стенки втулки, м²,

t — время прохождения теплоты, ч,

δ — толщина стенки втулки, м

Для чугуна и стали теплопроводность λ примерно одинакова и равна 46 Вт/(м·К). Количество теплоты, проходящей через площадь поверхности втулки без охлаждения поршня, может быть найдена по формуле

$$Q = 10\alpha Q_н g_e \overline{N}_e D/(D+2s), \qquad (69)$$

где α — коэффициент, показывающий, какая часть выделенной в цилиндре теплоты передается охлаждающей жидкости. У двигателей без наддува с неохлаждаемыми поршнями $\alpha = 0{,}15-0{,}2$, у двигателей с наддувом с неохлаждаемыми поршнями $\alpha = 0{,}12-0{,}17$. В случае жидкостного охлаждения поршня значение α увеличивают на 0,03—0,07.

$Q_н$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг,

g_e — удельный расход топлива, кг/(кВт·ч),

$\overline{N}_e$ — относительная (поршневая) мощность, кВт/м²,

D — диаметр цилиндра, м,

s — ход поршня, м

Если поршень охлаждается маслом, формула (69) принимает вид

$$Q = 50\alpha Q_н g_e \overline{N}_e D/(D+s). \qquad (70)$$

Напряжения, вычисленные по формулам (65), (67), (68) для внутренней поверхности и по формулам (68), (68) для внешней:

$$\sigma' = \sigma_p' - \sigma_t - \nu\sigma_{см},$$

$$\sigma'' = \sigma_p'' + \sigma_t,$$

где ν — коэффициент, характеризующий неодинаковую прочность материала стенки при растяжении. Для чугуна $\nu = 0{,}25 \div 0{,}30$, для стали $\nu = 1$.

Допустимые напряжения: для чугунных втулок $[\sigma] = 90$ МПа; для стальных $[\sigma] = 180$ МПа.

Напряжения фланца втулки цилиндра. Одним из наиболее опасных в смысле поломки мест втулки является ее верхний опорный фланец (рис. 59). Когда втулку *1* вставляют внутрь блока цилиндров или блок-картера *3*, то ее фланец *4* садится на опорную поверхность бурта *2* блока. На торце втулки протачивается кольцевая канавка шириной b со средним диаметром D_f, в которую входит уплотнительный бурт крышки цилиндра. При креплении крышки шпильками, ввернутыми в блок цилиндров, уплотнительный бурт прижимается к втулке с силой

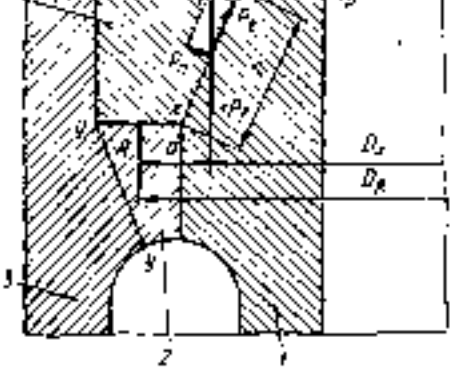


Рис. 59. Схема нагрузки на фланце втулки цилиндра

P_f, которую можно считать распределенной по окружности диаметра D_f. Следовательно, фланец втулки цилиндра нагружен силой затяжки крышечных шпилек, т. е

$$P_f = \lambda p_z \pi D_f^2/4, \qquad (71)$$

где p_z — давление сгорания (максимальное давление цикла)

Коэффициент избыточной затяжки λ, входящей в формулу (71), отражает условие нераскрытия стыка, т. е. необходимость такой затяжки шпилек, чтобы при действии на крышку в момент сгорания силы $p_z (\pi D_f^2/4)$ уплотнительный бурт оставался прижатым к дну канавки 6. Если сила затяжки по сравнению с действующей на крышку силой будет меньше, то возможны выход газа из цилиндра и наклеп поверхности уплотнительного бурта. Опыт показывает, что достаточная плотность стыка обеспечивается при $\lambda = 1{,}25 \div 1{,}5$.

В связи с действием на втулку силы P_f появится реакция $R = P_f$, которую можно считать приложенной в середине окружности опорной поверхности бурта 2.

Опасным сечением будет $x—x$. Для выяснения характера напряжений мысленно приложим в середине этого сечения две противоположно направленные и равные одна другой силы $+P_f$ и $-P_f$, причем модули их пусть будут равны модулю силы P_f. Если рассмотреть картину сил и моментов, например, слева от сечения $x—x$, то окажется, что реакция $R = P_f$ и сила $+P_f$ образуют пару сил с моментом $M_u = P_f a$, сила $-P_f$ разложится на две составляющих: силу P_n, действующую перпендикулярно сечению, и касательную силу P_t. Следовательно, в сечении $x—x$ будут действовать напряжения: изгиба, вызываемое моментом M_u, растяжения от силы P_n и сдвига от силы P_t. Подобное же напряженное состояние будет и в сечении $y—y$ опорного бурта блока цилиндров или блок-картера.

Напряжение изгиба определяют по формуле

$$\sigma_u = M_u/W.$$

Коническую поверхность сечения $x—x$ можно рассматривать в ее развертке как прямоугольник с высотой h и основанием πD_x. Тогда момент сопротивления сечения $x—x$

$$W = \pi D_x h^2/6$$

Напряжения растяжения и сдвига будут:

$$\sigma_n = P_n/(\pi D_x h);$$
$$\tau_{cp} = P_t/(\pi D_x h)$$

Значения h, P_n и P_t берут по чертежу с учетом масштабов его построения.

Эквивалентное напряжение по третьей гипотезе прочности

$$\sigma_{экв} = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_n)^2 + 4\tau_{cp}^2}$$

должно быть для чугунных втулок не выше 60 МПа.

Из практики эксплуатации дизелей известно достаточно много случаев появления трещин у фланца втулки цилиндра и в блок-картере. В связи с этим полезно знать, от чего зависят напряжения в сечениях $x—x$ и $y—y$ и как их можно снизить.

Прежде всего, конечно, эти напряжения зависят от силы P_f. Нередки случаи, когда обслуживающий персонал стремится затянуть шпильки крышки цилиндра с большей силой, чем это требуется для уплотнения стыка. Такое стремление приводит к увеличению P_f за счет λ, причем возможности здесь достаточно велики: можно затянуть шпильки с избытком не в 25—50%, а с двойным и более. Отсюда следует, что затягивать шпильки при креплении крышек цилиндров следует так, чтобы лишь обеспечить плотность стыка. Силу затяжки часто оговаривают в инструкции по обслуживанию двигателя. Иногда двигатель снабжают специальным динамометрическим ключом.

Напряжения в сечениях $x—x$ зависят также от конструктивных размеров деталей. Если плечо a сделать меньше, т. е. уменьшить разницу между диаметрами D_B и D_f, то напряжения снизятся. В оптимальном вариан-

те, когда $D_B \approx D_1$, как это нетрудно понять, фланец будет испытывать лишь напряжение сжатия и опасность его излома практически отпадает. Для прочности (сечения $y-y$) консольную часть бурта 2 (см. рис. 59) стремятся уменьшить, а высоту — увеличить.

Крепление деталей остова двигателя. Существуют два основных способа крепления деталей остова: болтовое и анкерное.

Пример болтового крепления — двигатель Л275 (см. рис. 217). Детали его остова крепят попарно. Крышку цилиндра крепят к блок-картеру при помощи четырех шпилек. В свою очередь блок-картер соединен с фундаментной рамой внутренними болтами.

Сила давления газов, действующая с одной стороны на поршень, передается через шатун, коленчатый вал на рамовые подшипники, а с другой стороны через крышку цилиндра, шпильки передается блок-картеру. От действия последней силы стенки блок-картера испытывают напряжение растяжения.

Так как прочность чугуна при растяжении значительно меньше, чем при сжатии, у большинства двигателей применяют крепление остова стальными анкерными связями, воспринимающими растягивающие усилия. Их ставят по две в плоскостях, проходящих через середину длины каждого рамового подшипника, и затягивают динамометрическим ключом так, чтобы сила затяжки была в полтора раза больше, чем сила, действующая на каждую анкерную связь от максимального давления газов при работе двигателя.

Если в двигателе отдельные фундаментная рама, картер и блок цилиндров, то анкерными связями стягивают все три детали. Встречаются варианты, как у двигателя 3Д6, когда анкерные шпильки, ввернутые в несущий картер, соединяют его, блок и головку цилиндров.

В некоторых двигателях предусмотрено смешанное крепление остова: кроме анкерных связей, еще болты или шпильки.

Обеспечение взрывобезопасности в картере. В картерное пространство из цилиндров могут проникать газы, имеющие высокую температуру. Объем их зависит от износа поршневых колец, канавок под них, внутренней поверхности цилиндровых втулок. В составе газа имеются продукты неполного сгорания топлива, а в картерном пространстве содержатся пары масла и могут появиться пары топлива. Эта смесь взрывоопасна и в случае прорыва горячих газов, перегрева деталей возможен взрыв с разрушением стенок картера.

В соответствии с требованиями Речного Регистра РСФСР картеры двигателей должны быть оборудованы предохранительными клапанами и системой отвода газов.

У небольших двигателей газы из картера отводят в атмосферу через специальные устройства — суфлеры, задерживающие пары масла.

Для двигателя мощностью до 750 кВт допускается отсос газов из картера с помощью турбокомпрессоров при условии установки надежных маслоотделителей, исключающих попадание масла в двигатель с отсасываемым воздухом.

Двигатели комбината СКЛ с газотурбинным наддувом оборудованы эжекторной установкой для отсоса масляных паров из картера. Часть воздуха, нагнетаемого турбокомпрессором в цилиндры двигателя, поступает в эжектор, который всасывает пары масла через трубу из картера. Конец трубы выведен в атмосферу и снабжен пламепрерывающим устройством.

Концентрация паров масла может быть настолько большой, что смесь не будет взрывоопасной, но при поступлении свежего воздуха в картер взрыв все-таки возможен. Поэтому картерные люки вскрывать раньше чем через 20 мин после остановки запрещается.

Во избежание разрушений при взрыве в картере двигатели с диаметром цилиндров более 200 мм снабжают предохранительными клапанами, которые устанавливают на крышках картерных люков со стороны, обращенной к борту судна. Такие клапаны

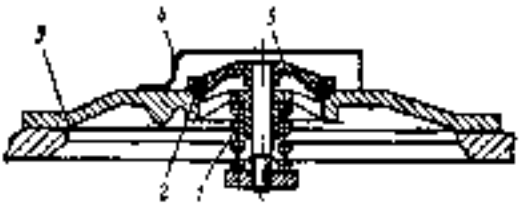


Рис 60 Схема предохранительного клапана двигателя ЧСП18/22

должны иметь защиту от выброса пламени в места, опасные в пожарном отношении.

Предохранительный клапан двигателей ЧСП18/22 изображен на рис. 60. Пружиной *1* клапан *5* прижат к крышке *3* картерного люка и уплотнен резиновым кольцом *2*. Давлением взрывной волны на картер клапан *5* откроется и стравит газ в атмосферу. Как только давление в картере упадет, пружина *1* посадит клапан *5* в гнездо. Свежий воздух в картер не будет поступать. Пламеотражатель *4* предотвращает прямой выброс пламени в машинное отделение.

§ 23. Крышки и головки цилиндров

Устройство крышек. У большинства дизелей предусмотрены индивидуальные крышки, отлитые из чугуна марок СЧ24 и СЧ28.

В крышке цилиндра четырехтактного дизеля размещены впускные и выпускные клапаны, форсунка, индикаторный кран, пусковой и предохранительный клапан. Сверху на крышке установлены стойки клапанных рычагов. Крепится крышка к блоку цилиндров или к блок-картеру шпильками, входящими в отверстия *а* (рис 61, *а*). Кольцевой бурт *4* в днище крышки уплотняет ее стык с втулкой цилиндра. Под бурт в кольцевую канавку втулки укладывают красномедную прокладку.

В центре крышки предусмотрено гнездо для форсунки. У двигателей типа Л275 оно образовано медной гильзой *3*, развальцованной по концам для предотвращения пропусков охлаждающей воды. Такая конструкция сложна, однако способствует хорошему охлаждению форсунки.

Симметрично поперечной оси крышки размещены гнезда *б* и *в* для штоков впускного и выпускного клапанов. В днище крышки проточены седла *5* и *6*, куда садятся фасками тарелки этих клапанов. К седлам идут каналы *е* для подвода свежего воздуха и отвода отработавшего газа. Пусковой клапан вставляется в отверстие *в*.

Крышка охлаждается водой, поступающей в ее полости *д* из зарубашечного пространства блок-картера. Закрытые пробками *1* и *2* отверстия предназначены для доступа в полости *д* с целью их очистки от накипи.

Литую чугунную крышку цилиндра двигателя 6ЧРН36/45 (рис. 61, *б*) крепит шесть шпилек, проходящих через отверстия *р*.

На фланце *12* крышки закреплены предохранительный и декомпрессионный клапаны; гнездо *п* предназначено для пускового клапана. Каналы *с* для выхода выпускного газа и *т* для входа воздуха направлены в одну сторону.

Штанги приводов открытия клапанов проходят через отверстия *и* и *к* в днище выгородки *11*. Последняя вместе с колпаком, крепящимся к крышке сверху, закрывает клапанные приводы, предотвращая разбрызгивание смазочного масла.

В некоторых двигателях подобные закрытия клапанных приводов делают отъемными (двигатели завода «Шкода»).

Уплотнительный бурт на днище крышки не предусмотрен. Крышка садится всем торцом втулки цилиндра, а стык *7* уплотняется медной прокладкой.

Полость для воды, охлаждающей крышку цилиндра, разделена горизонтальной перегородкой *б* на две части: нижнюю — меньшей высоты и верхнюю — большей. Вода входит из блок-картера через четыре отверстия в днище (на рисунке не показаны) в нижнюю полость *д* и движется по ней с повышенной скоростью, интенсивно охлаждая днище крышки. Затем через карман вокруг гнезда *и* для форсунки

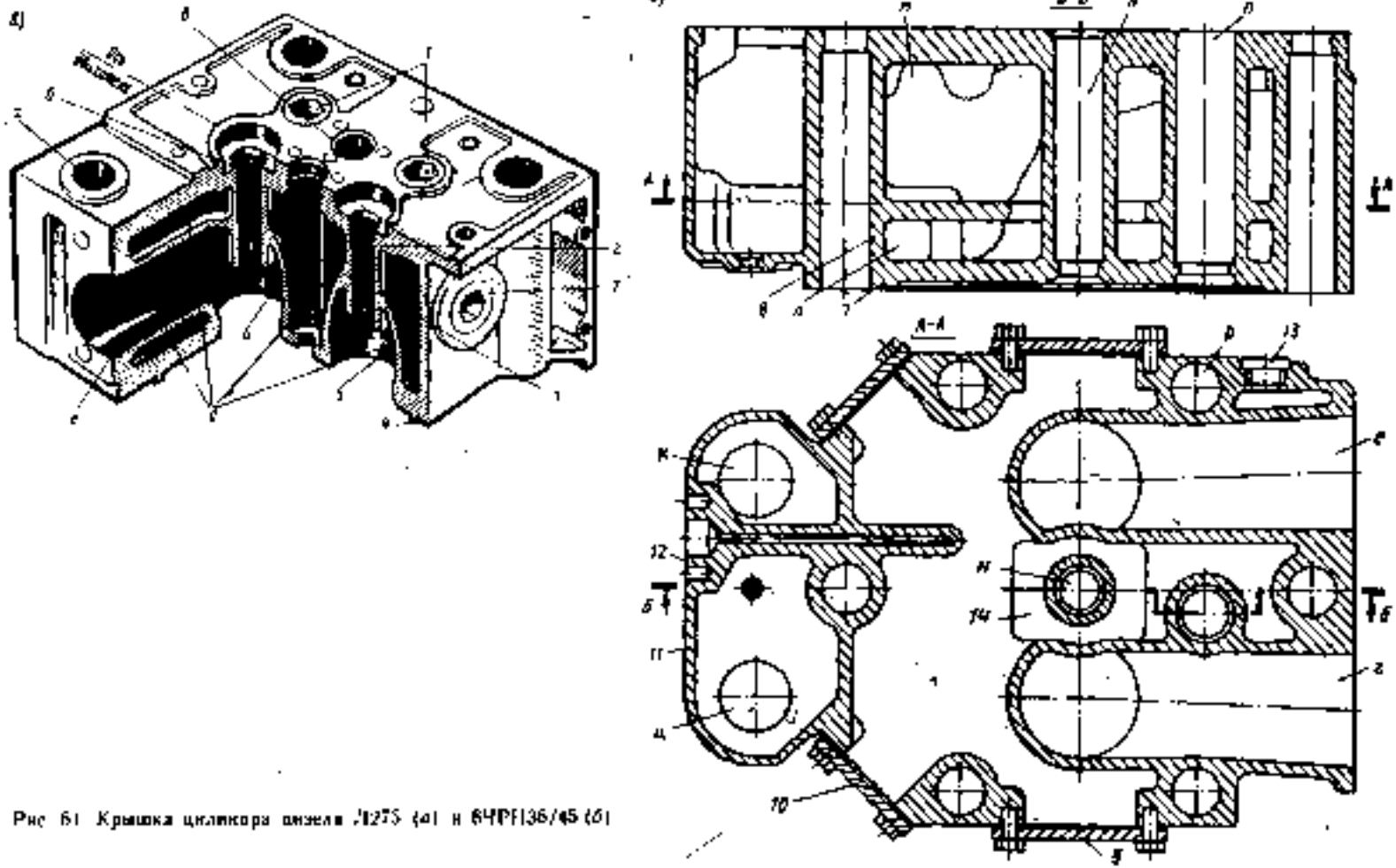


Рис 61 Крышка цилиндра дизеля 1Д12 (а) и 6ЧРН36/45 (б)

вода переходит в верхнюю полость *м* и из нее выходит через верхнее отверстие (на рисунке не показано).

Как видно из рисунка, в крышке цилиндра двигателя 6ЧРН36/45 предусмотрено, чтобы весь поток воды омывал стенки гнезда *к* для форсунки. Таким образом, для этой крышки характерно интенсивное охлаждение нижнего днища и гнезда для форсунки.

Для доступа в полости охлаждения крышки с целью их очистки от накипи предназначены лючки с крышками *9*, *10* и пробкой *13*.

Головки, моноблоки. В двигателях с небольшими диаметрами цилиндров предусмотрены крышки на два и более цилиндров, называемые головками.

Например, головки двигателей Ч10,5/13, Ч12/14 закрывают по два цилиндра, а в двигателя Д6 одна головка для всех цилиндров рядного ряда.

На рис. 62 изображена часть головки двигателя 3Д6, выполненная из алюминиевого сплава. Над каждым поршнем находится камера сгорания *г*, по оси которой в гнездо *в* будет вставлена форсунка. Для каждого цилиндра в гнездах *б* и *д* головки предусмотрены два впускных и два выпускных клапана. Пусковой клапан ввернут в отверстие *е*.

Головка крепится анкерными шпильками, проходящими через отверстия *а*. Внешнюю часть стыка головки и блока цилиндров дополнительно стягивают шпильками, ввернутыми в отверстия *д*. Для уплотнения газового стыка предусмотрена прокладка под всю головку.

Вода для охлаждения головки поступает из блока цилиндров через отверстия *ж*, а выходит через отверстия в верхней торцовой части.

Для уплотнения стыка головки с торцами цилиндровых втулок от прохода газов необходимо сильно затягивать шпильки. Избыточная и неравномерная их затяжка может вызвать трещины. Поэтому у некоторых двигателей блок цилиндров и головка объединены в единую отливку, называе-

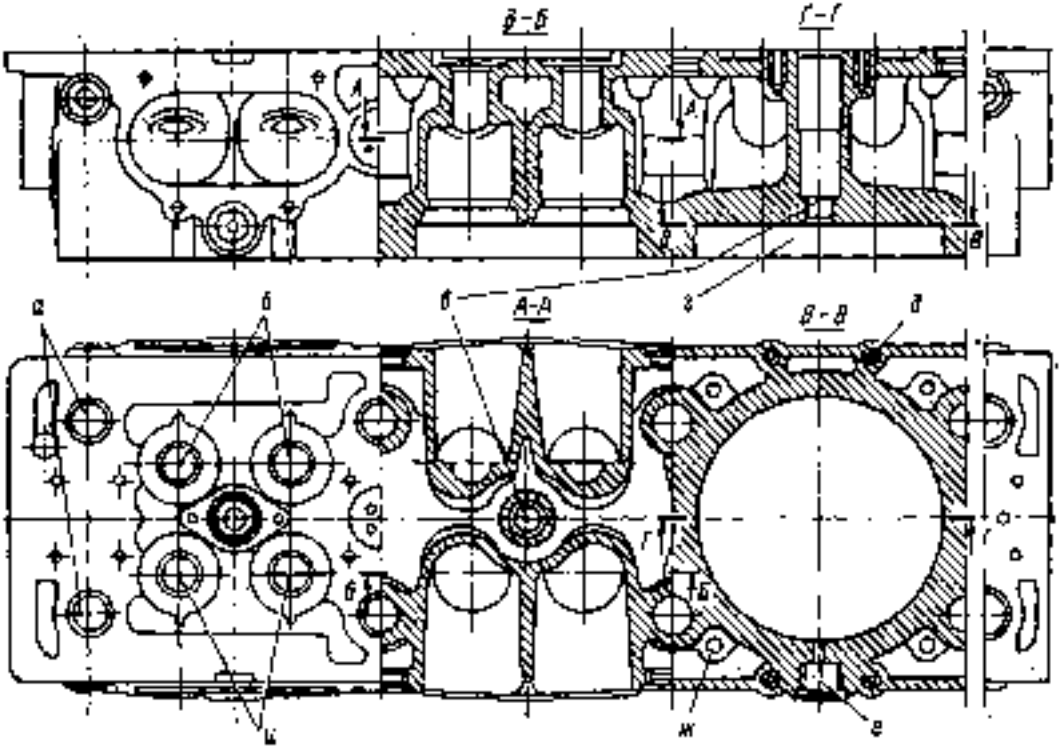


Рис. 62. Головки блока цилиндров двигателя 3Д6

мую моноблоком. Эта конструкция исключает прорыв газов между головкой и блоком цилиндров, обеспечивает большую жесткость блока, позволяет увеличить площадь проходных сечений впускных и выпускных клапанов.

На рис. 63 изображен моноблок двигателя М401. Втулку 2 цилиндра вставляют снизу в моноблок 3, который предварительно подогревают, а втулку 2 вместе с напрессованной на нее гильзой 1 охлаждают в жидком азоте. В головке 5 моноблока предусмотрены гнезда к для двух выпускных и для двух впускных клапанов на каждый цилиндр. Седла 4 для клапанов вставные бронзовые.

Охлаждающая вода, подведенная к моноблоку через отверстие а, попадает в кольцевую полость б. Пройдя через отверстия и гильзы 1, она движется по каналам е между винтовыми ребрами втулок 2 вверх, затем по каналам ж направляется вниз, откуда через отверстия з гильзы 1 поступает в кольцевую полость в. Отсюда по каналу д она переходит в полость охлаждения головки моноблока.

С целью предотвращения просачивания воды в нижней части моноблока предусмотрено уплотнение. Оно состоит из девяти колец: пяти резиновых 8 и четырех стальных промежуточных 7. Они расположены под торцом внешней гильзы 1, насаженной на втулку 2 цилиндра. Ниже колец ввернута в блок 3 цилиндров поджимная втулка 6. При просачивании воды ее подтягивают, увеличивая сжатие резиновых колец.

В средней части блока у каждого цилиндра предусмотрены контрольные отверстия г.

Арматура крышек и головок цилиндров. Охлаждающая вода из блока цилиндров поступает в крышку большей частью по внутренним переходам через трубки 2 (рис. 64, а), вставляемые в переливные отверстия блока. Трубки уплотнены резиновыми кольцами 3 и 5 с распорной втулкой 4 или без нее, обжимаемыми при креплении крышки 1. Аналогичные трубки 2 (рис. 64, б) применяют и для перехода воды в общую головку 1, но в данном случае резиновые кольца 3 не примыкают к трубкам 2.

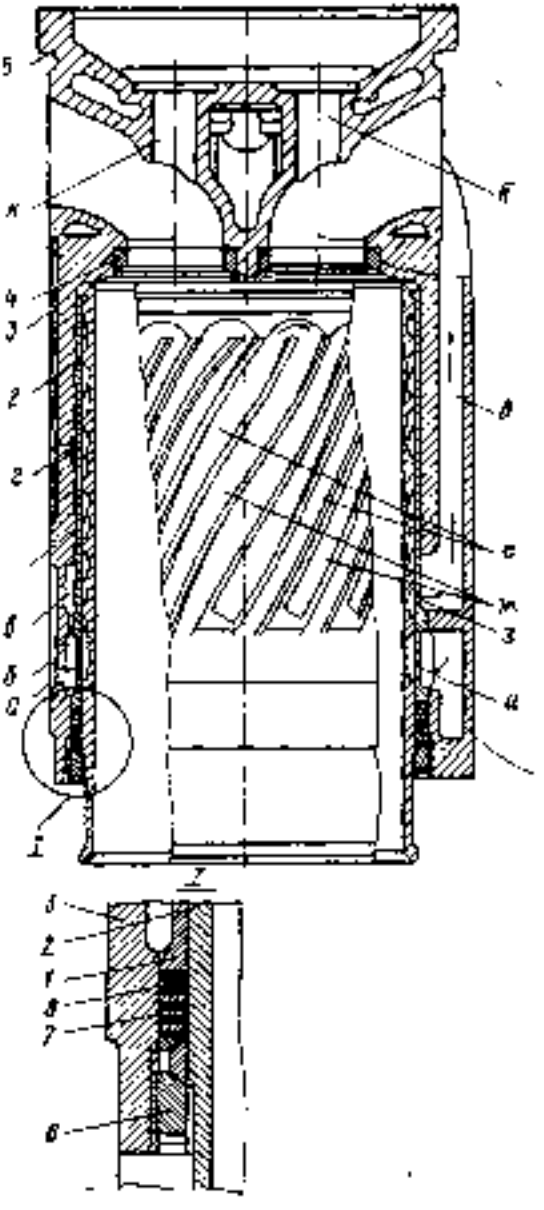


Рис. 63. Схема моноблока двигателя М401

В двигателях без наддува вода из крышек цилиндров поступает в зарубашечное пространство выпускного коллектора: в небольших двигателях по простым патрубкам, в двигателях средней и большой мощностей по перепускным патрубкам, на которых установлены термометры для контроля

за температурой воды и краны для ее регулирования.

Корпус *2* перепускного крана двигателя НФД48 (рис. 65) закреплен на крышке *1* цилиндра, а его патрубок *8*, свободно входящий в расточку фланца *5*, уплотнен резиновым кольцом *6* при креплении фланца *5* к выпускному коллектору *7*. В других конструкциях двигателей фланец *5* и патрубок *8* могут быть выполнены заодно.

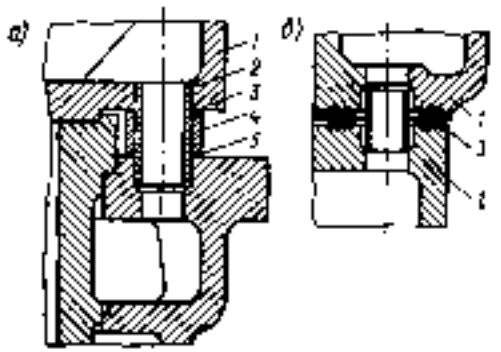


Рис. 64. Типы перепускных устройств охлаждающей воды

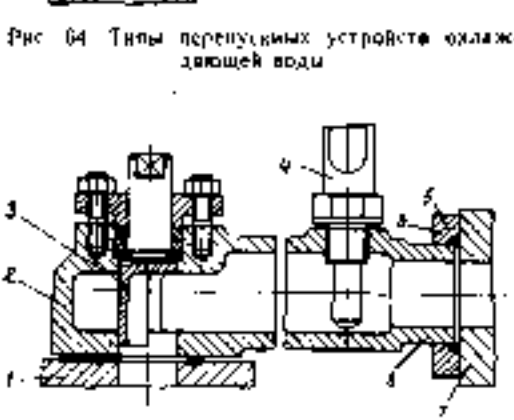


Рис. 65. Перепускной патрубок

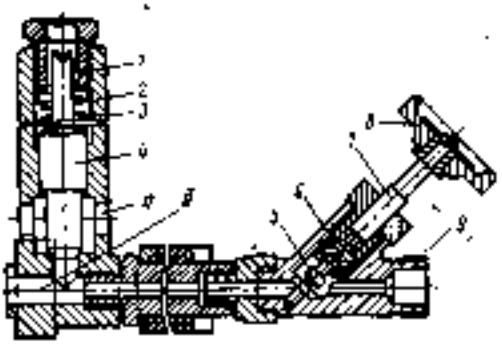


Рис. 66. Предохранительный клапан и индикаторный кран двигателя Л215

Кран *3* двигателя НФД48 шторного типа. За краном установлен термометр *4*. Руководствуясь его показаниями, краном *3* можно регулировать охлаждение цилиндра: уменьшать или увеличивать количество воды, проходящей через зарубашечное пространство. У некоторых типов двигателей краны представляют собой проходную пробку.

К арматуре крышки цилиндра относят также предохранительный клапан и индикаторный кран. Их часто выполняют в одном блоке (рис. 66).

Предохранительный клапан устанавливают на двигателях с диаметром цилиндра 230 мм и более. Он служит для сигнализации о том, что давление сгорания в цилиндре чрезмерно велико и опасно. Клапан состоит из корпуса *2*, закрепленного к крышке цилиндра, и клапана *4*, нагруженного пружиной *3*. Корпус *2* через канал *6* соединен с цилиндром двигателя. Натяжение пружины *3* регулируют пробкой *1* так, чтобы при давлении, превышающем нормальное давление горения на 40%, клапан поднимался. В случае такого «подрыва» клапана газы будут выходить через окна *а* с очень сильным звуком, что привлечет внимание обслуживающего персонала.

Индикаторный кран предназначен для присоединения к штуцеру *9* прибора, называемого индикатором и позволяющего контролировать рабочий цикл. Индикаторный кран используют также для оценки на глаз качества сгорания топлива и как декомпрессионный: при открытом индикаторном кране облегчается проворачивание двигателя вручную, поскольку цилиндр сообщается с атмосферой.

Клапан *5* индикаторного крана открывается и закрывается штоком *7* при вращении маховичка *8*. Для открытия крана шток *7* необходимо вывернуть до отказа, так как в нем предусмотрена головка *6*, перекрывающая выход газа через резьбу штока. Этим обеспечивается сохранность резьбы и устраняется ошибка в показаниях индикатора.

Нагрузка на крышку цилиндра. Из предыдущего известно, что при крел-

лении крышки цилиндра шпильки затягиваются с силой P_f, значение которой определяют по формуле (71). Этой силой крышка прижимается к торцу втулки цилиндра. Следовательно, по средней окружности уплотнительного бурта на крышку будет действовать сила реакции. Очевидно, что крышка изгибается, причем опасным будет сечение по оси цилиндра.

Для исследования напряженности опасного сечения необходимо рассмотреть картину сил слева или справа от него.

Например, если квадратная крышка закреплена четырьмя шпильками, каждая из которых затягивается с силой $P_f/4$, то справа от опасного сечения на половину крышки действуют две силы $P_f/4$ и реакция

$$R = 2(P_f/4) = P_f/2.$$

Как уже было отмечено, эту реакцию можно считать распределенной по средней окружности, а у половины крышки — по полуокружности уплотнительного бурта. Согласно правилам механики распределенную нагрузку можно заменить сосредоточенной равнодействующей силой, приложенной в центре тяжести той фигуры, по которой распределена нагрузка. В данном случае точкой приложения равнодействующей реакции будет центр тяжести полуокружности. С учетом сказанного можно составить расчетную схему сил, действующих на крышку (рис. 67, *а*). На половину крышки действует сила затяжки двух шпилек, т. е. сила $P_f/2$, приложенная на плече $L/2$ от опасного сечения (L — расстояние между осями шпилек). Сила реакции R приложена в центре тяжести полуокружности диаметра D_f, т. е. на плече a от опасного сечения. Из геометрии известно, что

$$a = D_f \cdot \pi$$

Изгибающий момент для рассматриваемого сечения крышки

$$M_и = \frac{P_f}{2}\frac{L}{2} - Ra. \qquad (72)$$

При работающем двигателе на крышку, кроме силы затяжки шпилек, действует направленное вверх давление газа, достигающее максимального значения p_z в момент сгорания. Это давление распределяется по площади полукруга (для половины крышки) диаметра D_f (рис. 67, *б*). Распределенная нагрузка от действия p_z может быть заменена сосредоточенной равнодействующей силой $P_z/2$, причем

$$P_z = p_z \pi D^2/4$$

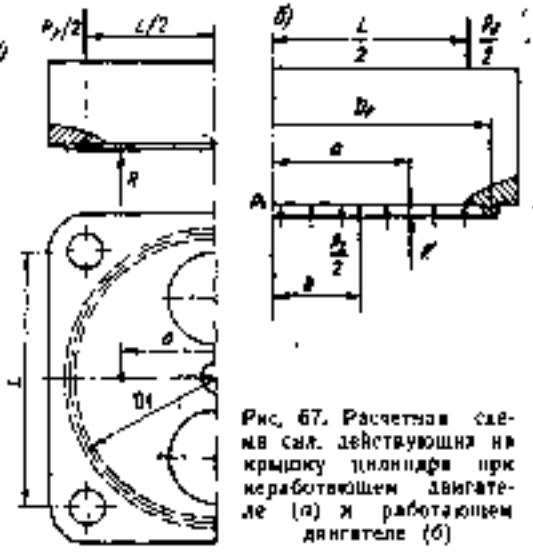


Рис. 67. Расчетная схема сил, действующих на крышку цилиндра при неработающем двигателе (*а*) и работающем двигателе (*б*)

Точкой приложения силы $P_z/2$ является центр тяжести площади полукруга, отстоящий от центра полукруга на расстоянии

$$b = \frac{2}{3}\frac{D_f}{\pi} = \frac{2}{3}a.$$

Сила реакции R' при работающем двигателе

$$R' = P_f/2 - P_z/2$$

и будет приложена на том же расстоянии a от опасного сечения, как и в предыдущей схеме.

Следовательно, изгибающий момент при работающем двигателе

$$M'_и = \frac{P_f}{2}\frac{L}{2} - R'a - \frac{P_z}{2}b$$

Если учесть, что $b = (2/3)a$, получим

$$M'_и = \frac{P_f}{2}\frac{L}{2} - R'a - \frac{2}{3}\frac{P_z}{2}a,$$

или

$$M'_и = \frac{P_f}{2}\frac{L}{2} - \left(R' + \frac{2}{3}\frac{P_z}{2}\right)a. \qquad (73)$$

Сравнивая выражения (72) и (73), можно видеть, что первые члены их правых частей одинаковы. Второй член выражения (72)

$$Ra = \frac{P_f}{2}a.$$

тогда как второй член выражения (73)

$$\left(R' + \frac{2}{3}\frac{P_z}{2}\right)a = \left(\frac{P_z}{2} - \frac{P_z}{2} + \right.$$

$$\left. + \frac{2}{3}\frac{P_z}{2}\right)a = \left(\frac{P_z}{2} - \frac{1}{3}\frac{P_z}{2}\right)a$$

Поскольку

$$\left(\frac{P_z}{2} - \frac{1}{3}\frac{P_z}{2}\right) < \frac{P_z}{2},$$

очевидно, что

$$M_и' > M_и$$

При работающем двигателе давление газа увеличивает изгибающий момент, действующий в опасном сечении, которым обычно бывает сечение по клапанам. Кроме того, при работающем двигателе напряжения изгиба в нижних волокнах днища крышки суммируются с тепловыми, зависящими от тех же факторов, что и у втулки цилиндра.

Напряжение изгиба для нижних волокон днища крышки может быть определено по формуле

$$\sigma_и = M_и/W_и.$$

Момент сопротивления $W_и$ находят по экваториальному моменту инерции I опасного сечения. Поскольку это сечение сложное, его разбивают на простейшие площадки и затем определяют I по известному из механики способу. Тогда момент сопротивления

$$W_и = I/r_и,$$

где $r_и$ — расстояние крайнего нижнего волокна от нейтральной оси

Тепловые напряжения определяют по формуле (68), а тепловую нагрузку q, по которой находят разность температур нижней и верхней поверхностей днища крышки, — по формулам (69) и (70).

Суммарное напряжение в нижних волокнах $\sigma = \sigma_и \pm \sigma_т$ не должно превышать для чугунных крышек 120 - 150 МПа.

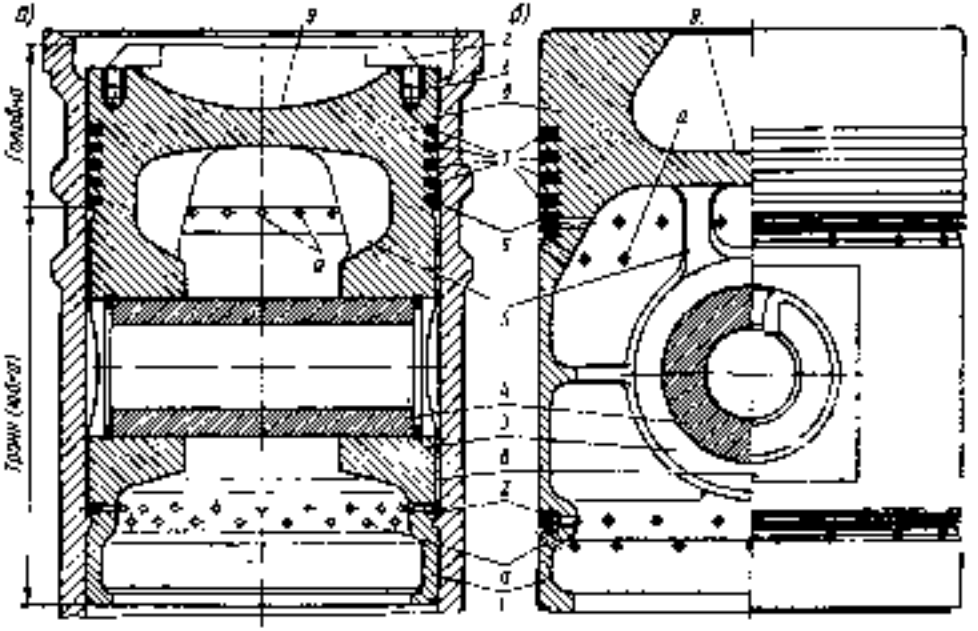
Как указывалось, затяжка шпилек, крепящих крышку цилиндра, может привести к появлению трещин под фланцем втулки и в блок-картере. Кроме того, следствием перетяжки могут быть и трещины в днище крышки цилиндра. Во время крепления, т. е. при неработающем двигателе, трещин в крышке может и не быть. Они могут появиться позже, при работе двигателя, когда увеличатся напряжения изгиба и возникнут тепловые напряжения.

§ 23. Поршни, поршневые кольца и пальцы

Конструкция и материал поршней. У самых распространенных тронковых двигателей верхнюю часть поршня (рис. 68, *а, б*) называют головкой *8*, а нижнюю — тронком (юбкой) *1*. Головка воспринимает давление газов, тронковая часть поршня служит направляющей. Обычно у тронка диаметр больше, чем у головки, поэтому на ней предусмотрены уплотнительные кольца *7*. В его приливах *3*, называемых бобышками, размещен поршневой палец *4*. Над тронком и в его нижней части установлены маслосъемные кольца *6* и *2*.

Поршни судовых дизелей изготовляют из чугуна марок СЧ32, СЧ24, СЧ28 и из алюминиевых сплавов марок АЛ-1, АК-2, АК-4, литейного жаропрочного сплава АЛ-19. Алюминиевые поршни легче чугунных. Это весьма важное преимущество поршней, так как от их массы зависит значение силы инерции, действующей в кривошипно-шатунном механизме. Алюминиевые сплавы обладают высокой теплопроводностью, в связи с чем повышается теплоотдача от алюминиевых головок поршней к уплотнительным кольцам и цилиндровым втулкам. Температура таких поршней меньше чугунных.

Недостатком поршней из алюминиевых сплавов является их несколько более высокая стоимость. Кроме того, они быстрее изнашиваются, а в результате значительного коэффициента линейного расширения алюминия приходится увеличивать зазор между поршнем и втулкой цилиндра, что не-



желательно, так как при непрогретом двигателе поршни будут стучать.

Верхнюю часть головки поршня называют днищем 9, на которое действует давление газов. Форма его зависит от условий смесеобразования. Толщина днища постепенно увеличивается к стенкам головки. Снизу днище подкреплено ребрами 5. Во многих поршнях на кромках днищ предусмотрены карманы 2, исключающие возможность удара поршня о впускной или выпускной клапаны. По краям днища часто сверлят и нарезают технологические отверстия 6 для рымов (для подъема поршня из цилиндра).

Толщину днища поршня выбирают обычно конструктивно и проверяют на прочность при испытании опытного образца. Точно рассчитать прочность днища сложно, так как необходимо учитывать его неплоскую форму, упругую заделку по контуру, тепловые напряжения. Для проверки толщины днища поршня можно использовать формулу Неймана

$$\sigma_и = 0{,}68 p_z (D_1/(2h))^2,$$

где p_z — давление сгорания, Па;
D_1 — внутренний диаметр заделки днища, м;
h — толщина днища поршня, м.

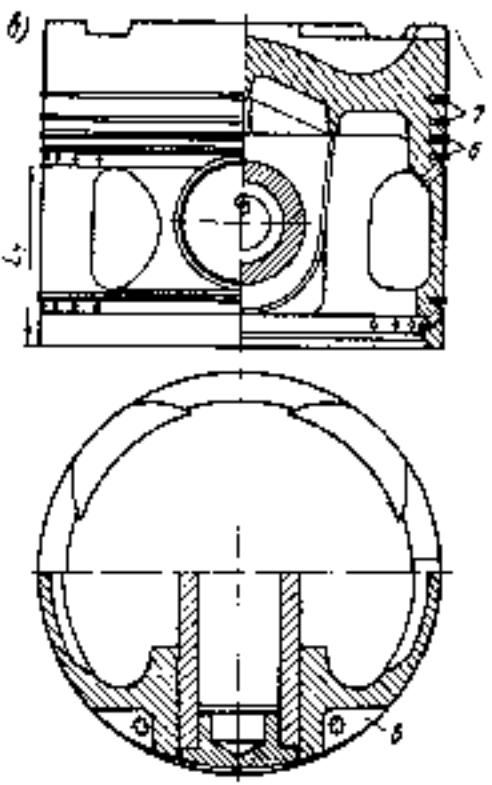


Рис. 68. Поршни двигателей
а — типа НФД16 (алюминиевый сплав); б — типа ЧН15/18 (чугун); в — типа ЯМЗ

В виду условности этого расчета напряжение изгиба $\sigma_и$ допускается невысокими:

для чугунных поршней без ребер под днищем — до 30 МПа, а с ребрами — до 100 МПа;

для поршней из алюминиевого сплава без ребер под днищем — до 15 МПа, а с ребрами — до 50 МПа.

Вследствие сильного нагревания головки при работе двигателя и, значит, ее расширения между головкой и втулкой цилиндра предусматривают значительный зазор, равный примерно 0,006 $D_п$ (диаметра цилиндра). Чтобы предотвратить утечку воздуха и газа через него, на головке устанавливают 3—6 уплотнительных колец *7* (в зависимости от размеров и быстроходности двигателя). В нижнюю канавку вставляют маслосъемное кольцо *6*. Ниже его протачивают канавку, из которой в тронке сверлят отверстия *а* для сброса масла внутрь поршня. Иногда сочетание колец бывает другое.

Так, у двигателя ЗД6 два верхних кольца *7* (рис. 68, *а*) являются уплотнительными, а два нижние *6* — одновременно и уплотнительными и маслосъемными

Зазор между тронком и втулкой цилиндра составляет у чугунных поршней примерно 0,001 $D_п$, у поршней из алюминиевых сплавов — примерно 0,0015—0,0025 $D_п$. При таких зазорах возможно заедание поршня в случае его перегревания. Чтобы воспрепятствовать нагреванию тронка, стенки поршня при переходе от головки к тронку резко уменьшают. В связи с этим основная часть теплового потока от днища передается через кольца *7* (см. рис. 68, *а*, *б*) стенке цилиндра и через нее охлаждающей воде.

Ввиду сосредоточения большой массы металла в районе бобышек в тронке будет максимальное тепловое расширение в направлении оси пальца. Поэтому наружную поверхность тронка в районе бобышек снимают (сошлифовывают), в результате чего образуются так называемые холодильники *в* глубиной до 1 мм (см. рис. 68, *а*, *б*).

У некоторых двигателей в целях уменьшения местной концентрации металла и снижения массы поршня вблизи бобышек выбирают карманы *в* (см. рис. 68, *в*).

Поршень, изображенный на рис. 68, *в*, относят к числу укороченных: его длина меньше, чем диаметр. Такой размер выбран для облегчения поршня, но при уменьшении длины тронковой части значительно растет давление поршня на стенку цилиндра, увеличивается изнашивание втулки и поршня.

Давление на тронк, кПа, может быть определено как

$$p_т = P_{н\,max}/(D_ц l_т), \qquad (94)$$

где $P_{н\,max}$ — наибольшая нормальная сила, кН;

$D_ц$ — диаметр цилиндра, м;

$L_т$ — длина тронковой части поршня, м

Значение $P_{н\,max}$ при точных расчетах находят из диаграммы изменения этой силы. Приближенно можно принимать: $P_{н\,max}=0{,}08\ P_z$ при относительной длине шатуна $L_0=5$; $P_{н\,max}=0{,}1P_z$ при $L_0=4$, где $P_z=p_z(\pi D_ц^2/4)$.

Обычно p_z у тихоходных дизелей с чугунными поршнями равно 350 кПа, с поршнями из алюминиевых сплавов — 550 кПа; у быстроходных дизелей с поршнями из алюминиевых сплавов $p_z=700$ кПа; у двигателей с укороченным поршнем $p_z=1000$ кПа.

Снижение тепловых напряжений поршня. Через уплотнительные кольца передается 75—80% всего теплового потока от днища поршня. При этом через первое (верхнее) кольцо отводится 40—50% всей теплоты, через второе — в 2 раза меньше, через третье — в 4 раза меньше.

Недостаточный отвод теплоты от днища поршня может привести к его перегреву и, как следствие этого, к появлению трещин. Чтобы улучшить отвод теплоты от днища и равномернее распределить ее между всеми кольцами, переход от днища к стенке делают плавным, а толщину днища к стенке увеличивают.

В очень тяжелых условиях работает верхнее кольцо. Оно быстрее

остальных теряет упругость и закоксовывается. Для облегчения его работы выше первого кольца протачивают канавку, отклоняющую тепловой поток в направлении нижних колец.

При больших диаметрах цилиндров и при высокой средней температуре рабочего цикла перегревание днища поршня можно предотвратить, лишь искусственно охлаждая его. Поэтому у некоторых двигателей поршень охлаждается маслом, подводимым через шатун.

При умеренных тепловых напряжениях поршень охлаждают фонтанирующей струей масла (рис. 69, *а*). Масло поступает к головке 2 шатуна по трубке *1* от кривошипного полициника под давлением. Пройдя по кольцевой канавке *а* к соплу *3*, масло фонтанирует. Струя масла попадает на днище поршня *4*, охлаждая его, и стекает затем в поддон фундаментной рамы.

В двигателях с более высокими тепловыми напряжениями предусматривают проточное охлаждение поршня (рис. 69, *б*). В этом случае внутри головки поршня протачивают полость охлаждения *е*. К перегородке, отделяющей полость охлаждения, крепит стакан *4*, внутри которого находится втулка *2*, прижатая пружиной *3* к головке *1* шатуна. Масло из канала *а* стержня и канавки *б* головки шатуна поступает через втулку *2* и стакан *4* в полость *е*, откуда стекает в картер по трубке *5*.

При высоких тепловых напряжениях допускается изготовлять составной поршень.

Так, у двигателя 10Д40 (1ЬДН23/30) с цилиндровой мощностью 110 кВт при 700 мин$^{-1}$ поршень (рис. 70) состоит из трех основных частей: головки *6*, тронка *3* и вставки *4*. Головка *6* соединяется с тронком четырьмя винтами *8*, вставку *4* фиксирует в осевом направлении стопорное кольцо *7*, установленное в проточке тронка *3*.

Головка *6* при такой конструкции поршня может быть выполнена из жаростойкого металла (у двигателя 10Д40 из стали 2Х13 или из легированного чугуна) и заменена в случае выхода из строя.

Так как палец *2* поршня находится в расточке вставки *4*, то в тронке *3* нет бобышек

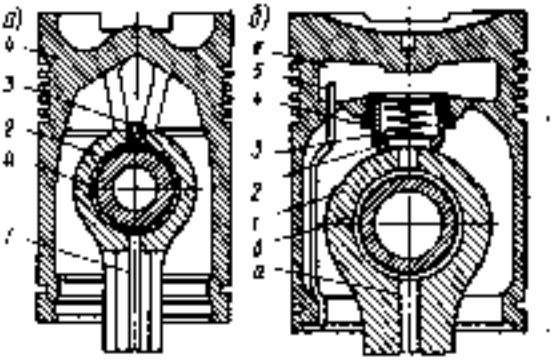


Рис. 69. Схемы охлаждения поршней:
а — двигателя ЬЛ275ПН; *б* — двигателя Г10.5

и отверстий для пальца, в связи с чем при нагревании он расширяется равномерно во всех направлениях. Материалом тронка двигателя 10Д40 служит чугун, вставки — алюминиевый сплав.

Поршень охлаждает масло, подводимое через шатун, к верхней головке которого прижимается башмак *10*. Через канал *е* вставки *4* масло проходит в полость *б*, омывая центральную часть днища *7* поршня, по каналам *а* протекает в полость *г* головки и затем стекает в картер двигателя.

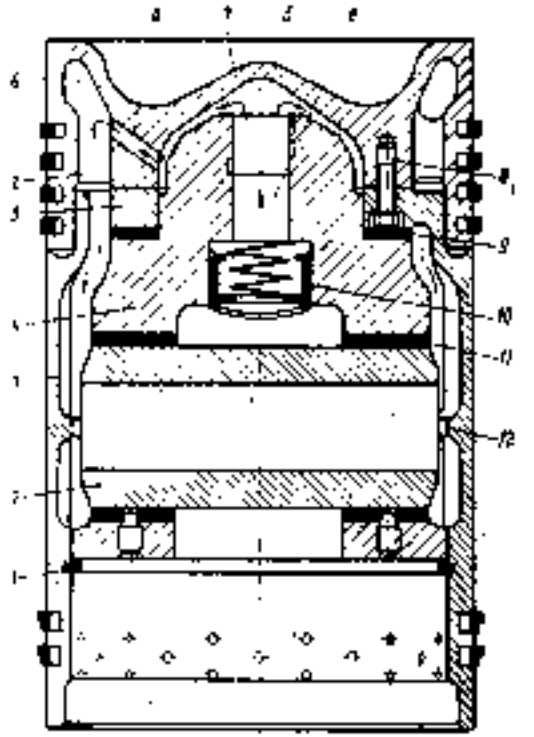


Рис. 70. Составной поршень двигателя 10Д40

через канавки вставки 4 не изображенные на чертеже.

Прокладка 6, устанавливаемая между вставкой 4 и опорным буртом 5 гильзы 3 позволяет регулировать степень сжатия.

Уплотнительные кольца. Согласно ГОСТ 7133—80 поршневые кольца дизелей должны быть изготовлены из серых легированных чугунов с пластинчатым графитом или из чугунов с шаровидным графитом (высокопрочные чугуны). В судовых двигателях кольца обычно выполнены из чугунов марок СЧ18—СЧ28. Верхние кольца у некоторых форсированных дизелей (например, М401А) изготовляют из стали.

В свободном состоянии диаметр D_0 поршневого кольца (рис. 71, *а*) превышает диаметр цилиндра $D_ц$. Если часть кольца вырезать, то в этом месте образуется так называемый замок *к*. Уплотнительные кольца делают, как правило, с косым замком при правом (рис. 71, *б*) или левом (рис. 71, *в*) направлении реза. Часто на один и тот же поршень ставят кольца с правым и левым направлениями реза, чередуя их. Маслосъемные кольца выполняют обычно с прямым замком (рис. 71, *г*).

После заводки кольца вместе с поршнем в цилиндр в замке остается зазор $c=(0{,}5\div1{,}5)$ мм. Поскольку при заводке кольцо было сжато, оно прижимается к стенке цилиндра в силу своей упругости. Кроме того, кольцо прижимается к стенке цилиндра и к стенке канавки давлением газов (рис. 71, *д*). Зазор кольца по высоте канавки составляет $a=(0{,}08\div0{,}30)$ мм, радиальный зазор $b=(1\div2)$ мм. Благодаря уплотняющему действию кольца энергия просачивающихся газов затрачивается на преодоление сопротивления в зазоре *а* и *b*.

У большинства уплотнительных колец радиальная толщина больше высоты. Такие кольца жестче, быстрее прирабатываются к втулке цилиндра и меньше разбивают торцовую поверхность канавки. В то же время кольца с малой радиальной толщиной позволяют уменьшить толщину стенки головки. Кольца с трапецеидальной формой поперечного сечения применяют в качестве верхних при высоких тепловых напряжениях поршней: такие кольца хоть и дороже, но менее склонны к пригоранию, лучше уплотняют поршень и удаляют масло со стенок цилиндра.

При установке замки колец на поршне ставят «разбежку», т. е. сдвигают замок одного относительно другого. Кольца от поворота не фиксируют, чтобы уменьшить их пригорание. Если возможно задевание концов кольца за вырезы во втулке (окна в двухтактных двигателях), концы сошлифовывают.

Для повышения износостойкости поршневые кольца покрывают слоем пористого хрома. Такое покрытие обязательно для верхнего кольца четырехтактных дизелей с диаметром цилиндра до 250 мм. Верхние поршневые кольца остальных двигателей должны иметь приработочное покрытие или приработочные вставки. Приработочное покрытие получают лужением или омеднением рабочей поверхности коль-

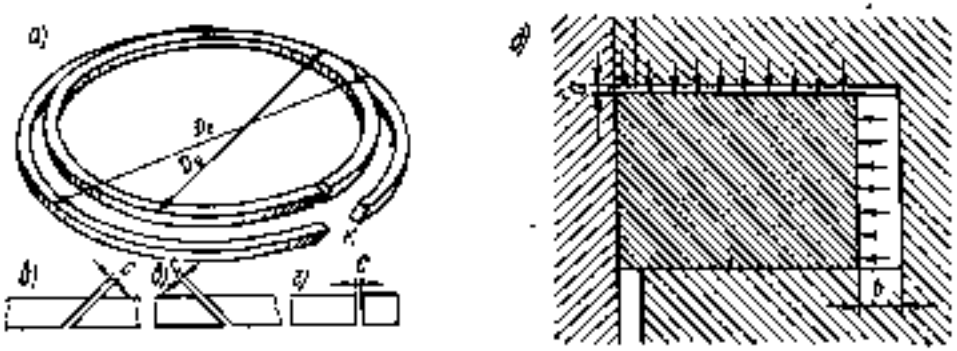


Рис. 71. Поршневые кольца

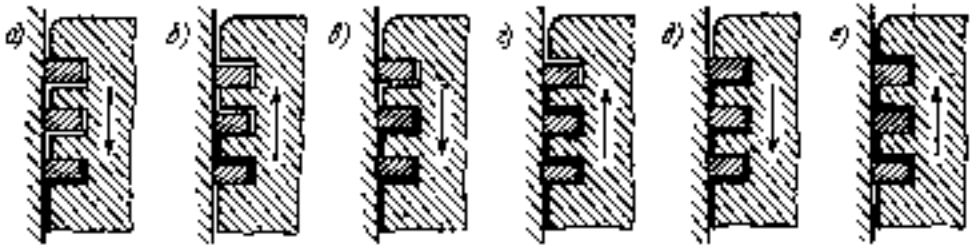


Рис. 72. Схема перекрытия уплотнительных колец

ца. Приработочные вставки изготовляют в виде лоиска из меди.

Для уменьшения нажашивания у колец снимают фаски, так как острые кромки ухудшают распределение смазочного материала по поверхности трения.

Маслосъемные кольца. Одни уплотнительные кольца только перемещают масло по стенкам цилиндра. При движении поршня вниз (рис. 72, *а*) масло заполняет зазор под кольцом, а при движении его вверх (рис. 72, *б*) оно вытесняется в зазор над кольцом. При следующих движениях поршня (соответственно рис. 72, *в* и *г*) масло подобным же образом поднимается еще выше и наконец будет перенесено в камеру сгорания (рис. 72, *д* и *е*). Это приведет к быстрому пригоранию колец, к загрязнению стенок камеры сгорания и к перерасходу масла. Поэтому, чтобы не занести масло в камеру сгорания, предусматривают маслосъемные кольца. Они могут быть конической формы (рис. 73, *а*). В этом случае при движении поршня вверх образуется масляный клин, кольцо под давлением масла сжимается и скользит по его слою. При движении вниз кольцо снимает масло со стенок втулки, которое стекает через отверстия *а* внутрь поршня.

Часто форма поперечного сечения маслосъемных колец соответствует изображенной на рис. 73, *б*. В них проточена наружная кольцевая канавка *б* и сделаны прорези *в* внутрь кольца. Такие кольца, как видно из рисунка, снимают масло со стенок не только при движении поршня вниз, но и при движении его вверх. При установке этого типа колец на поршне наряду со сбрасывающими отверстиями *а* ниже кольца должны быть предусмотрены отверстия *г* сзади кольца. Конические кольца и кольца с проточкой часто

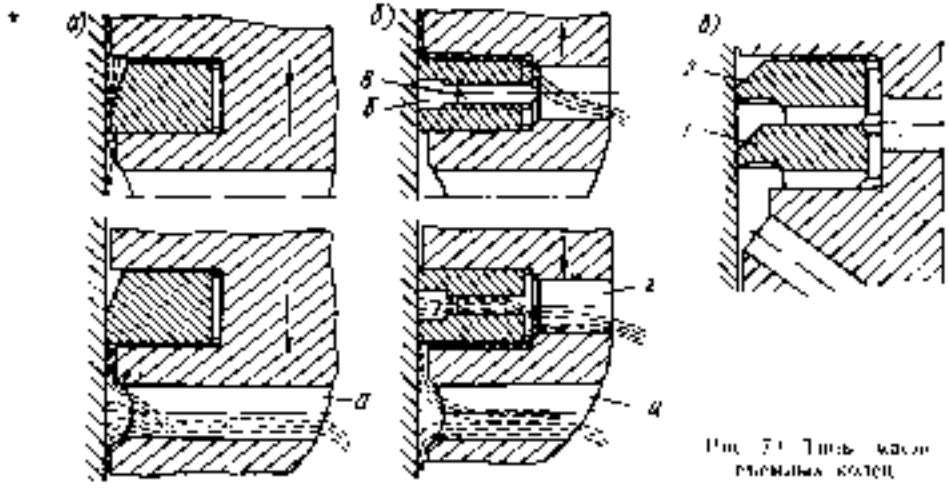


Рис. 73. Типы маслосъемных колец

встречаются на одном и том же поршне (см. рис. 68, *а*).

У некоторых двигателей в одну канавку ставят два маслосъемных кольца. Как видно из рис. 73, *в*, пара таких колец *1* и *2* напоминает кольцо с проточкой, но при раздельном изготовлении кольцам может быть придана более удачная форма.

Для снятия части масла со стенок цилиндра нижнюю кромку кольца иногда выполняют в виде скребка.

Поршневые пальцы. Рекомендуется изготавливать пальцы из углеродистых или легированных цементируемых и азотируемых сталей, а также из высокоуглеродистых сталей с долей углерода до 0,65%, подвергаемых закалке ТВЧ (сталь 20, 15Х, 20Х, 12ХН3А и др.). Внешнюю поверхность пальца цементируют или азотируют, для снижения массы пальцы изготовляют пустотелыми.

Поршневые пальцы, не закрепленные в бобышках и после нагревания поршня при работе двигателя способные вращаться, называют плавающими. Они равномерно изнашиваются и при нагревании не распирают поршень. Однако зазор пальца в бобышках увеличивает суммарный зазор соединения поршень — шатун, что приводит к ускоренному изнашиванию деталей. Поэтому в крупных двигателях пальцы закрепляют в бобышках. В двигателях речного флота такие пальцы не встречаются.

Плавающий палец должен быть зафиксирован от смещения вдоль оси. Существует несколько способов фиксации пальцев в осевом направлении (рис. 74).

Очень распространен способ фиксации пальца *2* (рис. 74, *а*) пружинящими кольцами (их называют также кольцевыми пружинами, кольцами Зегера), вставляемыми в проточку бобышки поршня *1*. Их поперечные сечения могут быть прямоугольной *3* и круглой *3'* формы. Часто используют способ фиксации пальца алюминиевыми заглушками *4* и *5* (рис. 74, *б*, *г* и *е*), вставляемыми в расточку пальца *2* (рис. 74, *б*) или в расточку бобышки (рис. 74, *в*). При работе двигателя заглушки скользят вдоль стенки втулки цилиндра и не позволяют пальцу сместиться. У заглушек, вставляемых в расточку пальца (см. рис. 74, *б*), внешняя поверхность сферической формы. Их вставляют в бобышки поршня *1* вместе с пальцем *2*. Если же

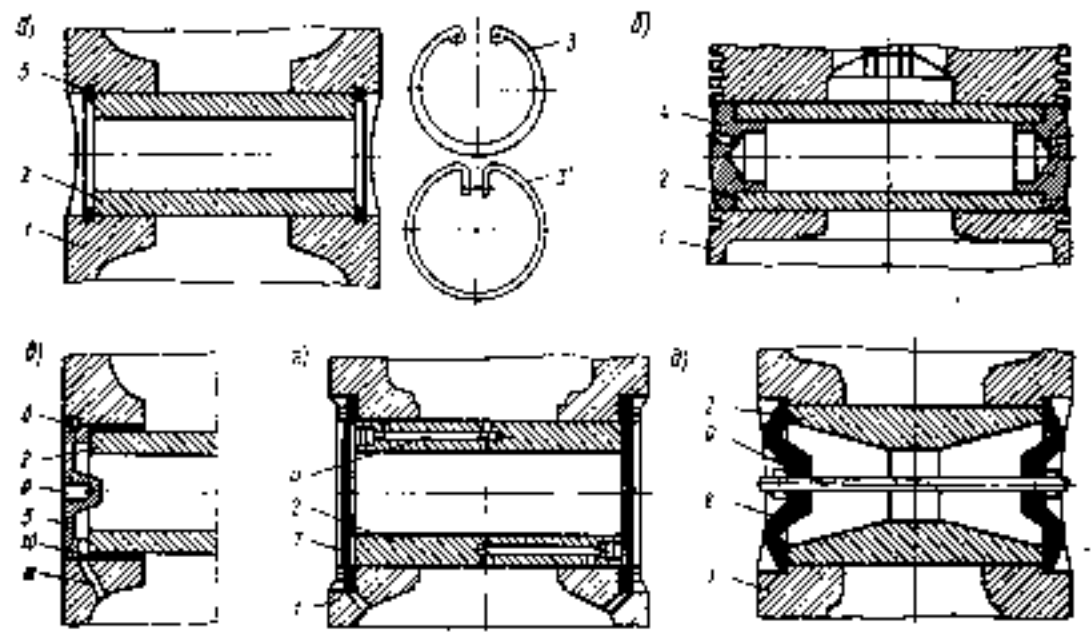


Рис. 74. Поршневые пальцы и способы их фиксации

заглушка 5 (см. рис. 74, в) вставлена в расточку бобышки, то ее внешняя поверхность обработана по диаметру цилиндра, а поворот предотвращает штифт 6. Чтобы под заглушкой не скапливалось масло, просверлен отводящий канал а. Отверстие б предназначено для ввертывания рыма при снятии заглушки.

Палец смазывается в бобышках маслом, вытекающим вдоль пальца из верхней головки шатуна, и маслом, снимаемым со стенки цилиндра. В некоторых двигателях (рис. 74, г, дизель Г70-5) в пальце 2 предусмотрены каналы а для принудительного подвода масла к трущейся поверхности бобышки 1 из верхней головки шатуна. Поскольку в этом случае масло может попадать в большом количестве на стенку втулки цилиндра, палец фиксируют заглушкой 7 с уплотняющей прокладкой под ней. Заглушку крепят к поршню винтами.

Аналогичную герметизацию заглушек 8 (рис. 74, д), стягиваемых шпилькой 9 и опирающихся на бурты поршня 1, можно встретить в двигателях Д Р30/50, однако цель герметизации здесь иная: предотвратить утечку продувочного воздуха через полость внутри пальца 2.

У алюминиевых поршней иногда для пальца 2 в бобышки вставляют бронзовые втулки 10 (см. рис. 74, в), более износостойкие. У составного поршня двигателя 10Д40 (см. рис. 70) втулка 11 изготовлена из стали и заплавлена свинцовистой бронзой. В этом двигателе палец от осевого смещения фиксирует внутренний поясок 12 трокка.

Проверка пальца на прочность. Как видно из рис. 75, на опорную часть пальца действует сила $P_z/2$ в каждой бобышке, причем

$$P_z = p_z (\pi D^2/4)$$

Силы $P_z/2$ при расчете пальца принято считать сосредоточенными и приложенными по середине длины $l_б$ опорной части пальца в бобышке. Реакцию $R = P_z$ считают равномерно распределенной по длине $l_ш$ шатунного подшипника. При таких допущенных расчетная схема пальца как балки, подверженной изгибу, будет иметь вид, изображенный в нижней части рис. 75.

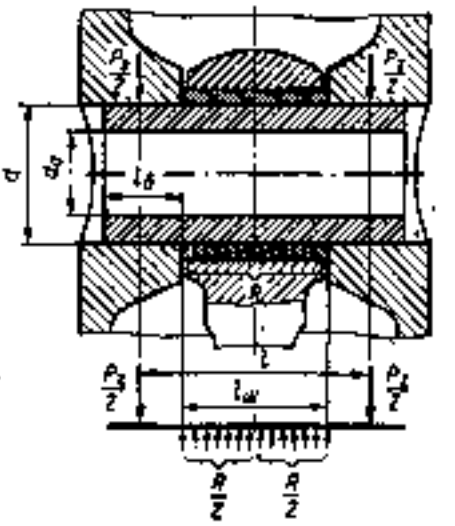


Рис. 75. Расчетная схема поршневого пальца

Опасным является сечение по оси цилиндра. Изгибающий момент в этом сечении будет

$$M_и = \frac{P_z}{2} \frac{l}{2} - \frac{R}{2} \frac{l_ш}{4}.$$

Поскольку $R = P_z$, то

$$M_и = \frac{P_z}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{l_ш}{4} \right) \qquad (75)$$

Момент сопротивления полого круглого сечения

$$W = \frac{\pi}{32} \frac{d^4 - d_1^4}{d}$$

Напряжение изгиба $\sigma_и = M_и/W$ не должно превышать 90—150 МПа для углеродистых и 130—250 МПа для легированных сталей, причем меньшие значения относятся к тихоходным, а большие — к быстроходным дизелям. Максимальное давление пальца в бобышках, определяемое по формуле

$$p = P_z/(2 d l_б),$$

допускается не более 40 МПа для чугунных поршней и $p = 30$ МПа для поршней из алюминиевого сплава.

§ 24. Шатуны

Конструкция и материал. Основными элементами шатуна являются верхняя (поршневая) головка *6* (рис. 76), стержень *5* и нижняя (кривошипная) головка *4*. Верхнюю головку шатунов дизелей речных судов изготовляют заодно со стержнем, неразъемной, нижнюю головку *4* — разъемной (или отъемной): предусматривают крышку *1* с буртом *2*, крепящуюся с головкой шатунными болтами *3*.

Шатуны изготавливают из конструкционных сталей 35, 40, 45, 45Г2, а у высокооборотных двигателей — из легированных сталей 40ХН, 40ХНМА и 18Х2Н4ВА. Согласно техническим требованиям на изготовление шатуны дизелей должны быть штампованными. Допускается изготовлять шатуны крупных дизелей свободной ковкой, а отъемные нижние головки или их крышки двухтактных дизелей — литыми.

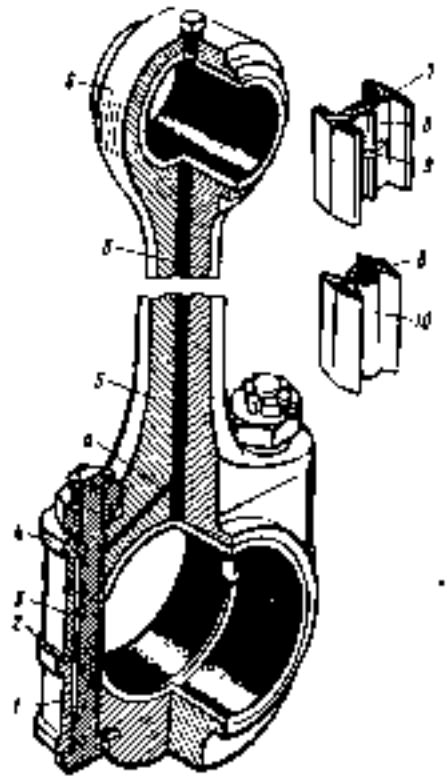


Рис. 76. Шатун

Поперечное сечение стержня кованых шатунов круглое, штампованных — двутавровой формы *7*. Снаружи поверхность штампованных шатунов не обрабатывают. Двутавровые шатуны при одинаковой прочности легче круглых. Этим объясняется их применение в высокооборотных дизелях. При большом объеме производства, окупающем затраты на штампы, шатуны изготавливают двутаврового сечения для малооборотных двигателей.

Для подвода масла из кривошипного подшипника в поршневой предусмотрены каналы *а* и *б*, просверленные в круглом стержне шатуна. В шатунах двутаврового поперечного сечения для подобной цели используют трубку *8*, прикрепленную к стержню скобами *9*, или отверстие *в*, просверленное в утолщении *10* стержня.

Стержень шатуна нагружен по оси силой P_z, максимальное значение которой наблюдается в момент сгорания. Размеры шатунов судовых дизелей таковы, что ни формула Эйлера, ни формула Тетмайера для расчета устойчивости стержней использованы быть не могут. Прочность стержня шатуна можно проверить по эмпирической формуле. Суммарные напряжения в среднем сечении шатуна с учетом изгиба в плоскости качания определяют по формуле Навье-Ранкина:

$$\sigma = K P_z / f_{ср}$$

Сила P_z известна, $f_{ср}$ — это средняя площадь поперечного сечения стержня, т. е. сечения, взятого по середине длины шатуна.

Параметр K вычисляют по формуле

$$K = 1 + c\,(L/i)^2, \qquad (76)$$

где c — коэффициент, характеризующий упругие свойства материала шатуна;
L — длина шатуна, м;
i — радиус инерции среднего сечения, м.

Радиус инерции находят способом, известным из механики. Коэффициент c зависит от марки стали, из которой изготовлен стержень, т. е.

Марка стали	
35	0,00015
40	0,00016
45	0,00017
45ХН	0,00040
18ХН2Н4ВА	0,00043

Допускаемые напряжения для углеродистой стали $[\sigma]=(80\div120)$ МПа, для легированной — $[\sigma]=(120\div180)$ МПа.

Верхняя головка. Площадь поперечного сечения стенки верхней головки шатуна в вертикальной плоскости, как правило, немного больше, чем в горизонтальной плоскости (рис. 77, *а*), но иногда они и равны (рис. 77, *б* и *в*). Переход от головки к стержню должен быть главным, без подрезов, чтобы не вызывать концентрации напряжений.

Втулка *1* (рис. 77, *а*), запрессованная в верхнюю головку шатуна, образует головной подшипник для пальца, соединяющего шатун с поршнем. Изготавливают втулки из оловянистофосфористой бронзы БрО6, 5Ф0,15, БрО10Ф1 или из стали и заливают изнутри свинцовистой бронзой. У большинства двигателей втулки стопорят винтами *2*.

Как уже было изложено, головной подшипник у большинства двигателей смазывается маслом, подводимым через осевой канал *а* шатуна или по трубке, прикрепленной к стержню. Для подвода масла к рабочей поверхности втулки обычно протачивают внешнюю кольцевую или полукольцевую канавку *б*, из которой по боковым радиальным отверстиям *в* масло проходит к холодильнику *3*.

У двигателей с охлаждаемыми поршнями в верхних головках шатунов предусмотрены отверстия для выхода масла в полость охлаждения. В этом случае канавка *б* кольцевая. Она соединяет отверстие *г* с осевым каналом *а*. Отверстия *г* в головке и втулке предназначены для подвода масла к поршневому пальцу.

Головной подшипник некоторых высокооборотных двигателей смазывается каплями масла, оседающими из масляного тумана картерного пространства. В верхней части головки и втулки таких двигателей предусмотрены отверстия *д* (рис. 77, *в*). Капельки масла, оседающие на верхнюю головку, через эти отверстия поступают на смазывание поршневого пальца. В одно из отверстий вставлена латунная трубка *4*, которая стопорит втулку *1* от проворачивания.

Разработанные методики сложных расчетов прочности поршневой головки являются в той или иной степени приближенными. Для грубой проверки ее прочности можно ограничиться определением напряжения растяжения в горизонтальном сечении *х—х* головки от действия сил инерции поступательно-движущихся частей:

$$\sigma_р = P_{jв}/(2f),$$

где $P_{jв}$ — сила инерции поступательно движущихся частей при положении поршня в в. м. т., Н;

f — площадь поперечного сечения головки в горизонтальной плоскости (втулку поршневого подшипника не учитывают), м².

Допускаемые значения $[\sigma_р]=(30\div60)$ МПа, причем меньшие значения относятся к углеродистой стали, большие — к легированной.

Максимальное давление в поршневом подшипнике, определяемое по выражению $p=P_j/(dl_п)$ (см. рис. 75), не должно превышать 15—20 МПа для малооборотных дизелей и 25—50 МПа для среднеоборотных. Меньшие значения относятся к подшипникам из оловянистой бронзы, большие — из свинцовистой бронзы.

Нижняя головка. В ней расположен кривошипный подшипник шатуна. В случае если головка выполнена отъемной (рис. 77, *г*), кривошипный подшипник создают наплавкой антифрикционного сплава в ее верхней *11* и нижней *6* половинках. При отъемной головке степень сжатия в цилиндре можно регулировать изменением толщины прокладки *12* под пяткой *14* шатуна: при увеличении толщины прокладки уменьшается объем пространства сжатия, т. е. увеличивается степень сжатия.

На двигателях, построенных за последние годы, прокладку *12* не ставят, так как она уменьшает общую жесткость всей нижней головки. Хотя об-

щая масса шатуна с отъемной головкой больше, чем с неотъемной, ремонт его проще.

Верхнюю половинку *11* кривошипной головки центрируют с пяткой *14* шатуна с помощью выступа *17* и шатунных болтов *9*. Нижняя половинка (крышка кривошипного подшипника) *6* направляется или шатунными болтами, или выступами *22* (см. рис. 77, *е*) на краях крышки, а иногда и теми и другими. Между половинками предусматривают наборы прокладок *8* (см. рис. 77, *г*) для регулирования масля-

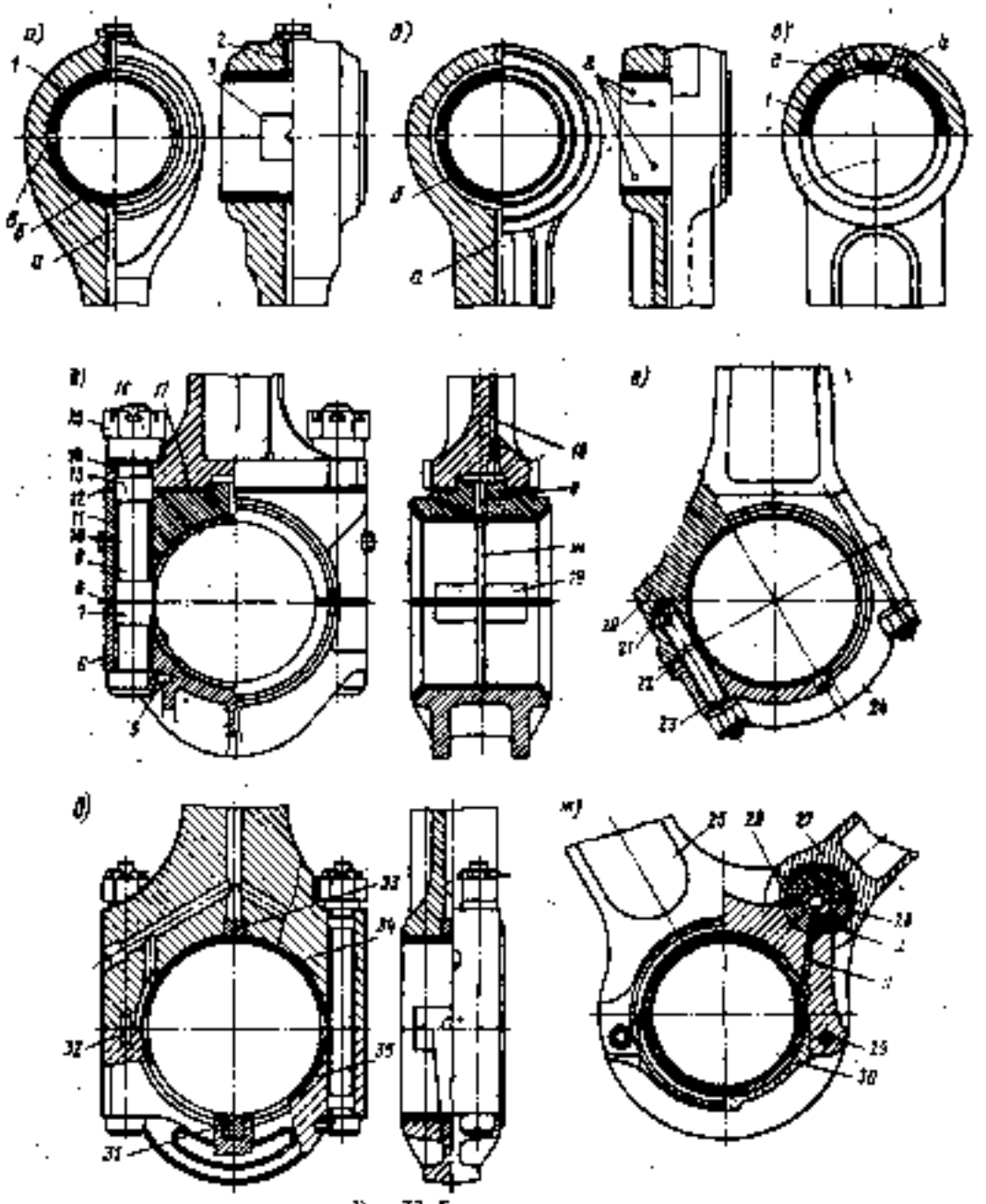


Рис. 77. Головки шатунов:
а, *б*, *ж* — поршневые; *г*, *д*, *е*, *з* — кривошипные

ного зазора. Однако в целях обеспечения большей жесткости подшипника от них часто отказываются.

Для заливки кривошипных подшипников используют такие же сплавы, как и для рамовых.

Масло для смазывания кривошипного подшипника поступает из осевого канала коленчатого вала на поверхность шейки через одно или два отверстия. При одном отверстии в подшипнике прорезают кольцевую канавку *ж*. Из нее масло поступает в холодильники *19*, затем через отверстия *е*, трубку *18* — к подшипнику верхней головки шатуна.

Кривошипный подшипник в неотъемной нижней головке создают стальные вкладыши *34* и *35* (рис. 77, *д*) с наплавленным антифрикционным сплавом. От проворачивания вкладыши фиксируют штифтами *31*, *33*, а штифт *32* — нижнюю крышку шатуна относительно верхней части. Иногда у краев вкладышей протачивают выточки под шатунные болты, которые в этом случае и фиксируют вкладыши.

Встречаются шатуны, в кривошипной головке которых предусмотрен лишь один верхний вкладыш, а на нижнюю половинку наплавлен антифрикционный сплав.

В небольших двигателях кривошипная головка часто выполнена с косым разъемом (рис. 77, *е*) для удобства обслуживания. Крышка *24* прикреплена к головке *20* шпильками *23*, застопоренными штифтами *21*, а направляется выступами *22*. Вкладыши у такого типа головок тонкостенные, при изнашивании их заменяют новыми. Для увеличения жесткости головки регулировочные прокладки не ставят.

К шатунам V-образных судовых двигателей конструируют общую для двух цилиндров кривошипную головку. К пальцу *26* главного шатуна *25* (рис. 77, *ж*) прикреплен прицепной шатун *27*, нижняя головка которого снабжена бронзовой втулкой *28* (в ней установлен палец *26*), смазываемой маслом, поступающим из кривошипной шейки коленчатого вала по каналам *и* и *к*. Крышка *30* закреплена двумя коническими штифтами *29*, вставляемыми в ушки крышки и головки.

Шатунные болты. Обычно кривошипная головка закреплена двумя болтами, по одному с каждой стороны (см. рис. 77, *г*), а иногда к четырьмя (см. рис. 77, *д*). У головки с косым разъемом (см. рис. 77, *е*) число крепежных шпилек достигает шести. Шатунные болты одновременно скрепляют и центрируют составные части головки. На стержне *9* болта (см. рис. 77, *г*) предусмотрены центрирующие пояски *7* и *13*. Точность соединения нижней *6* и верхней *11* половинок подшипника обеспечивает поясок *7*. Поясок *13* центрирует пятку *14* стержня шатуна с верхней половинкой *11*. Иногда для центрирования применяют штифты *32* (см. рис. 77, *д*) и выступы *22* (см. рис. 77, *е*) у головки или центрирующие бурты *2* (см. рис. 76) у крышки. От проворачивания шатунные болты фиксируют штифты *5* (рис. 77, *г*), а от выпадания — винт *10*. Гайки *15* шатунных болтов корончатые, застопорены соответствующими стандартными шплинтами *16*.

Шатунные болты — весьма ответственная деталь. Обрыв их ведет к крупной аварии. Во время работы дизеля шатунные болты испытывают растяжение от силы инерции поршня и стержня шатуна, действующей в конце такта выпуска и в начале такта впуска. Эта сила — переменная, близкая к ударной. Болты могут испытывать ударные нагрузки и при заедании поршня. Поэтому шатунные болты четырехтактных дизелей должны быть изготовлены из легированной стали с механическими свойствами не ниже, чем у стали 40ХН. В двухтактном двигателе силе инерции всегда противодействует давление газа на поршень, вследствие чего шатунные болты могут быть выполнены из менее качественной стали.

Гайки шатунных болтов четырехтактных дизелей изготавливают из стали 40Х, в обоснованных случаях — из стали 18Х2Н4ВА.

Чтобы избежать концентрации напряжений, шатунные болты должны быть правильно обработаны: без рез-

ких переходов от одного сечения к другому, рисок, царапин, забоев; резьба должна быть мелкой и чистой, без заусенцев и задиров.

Никакие дополнительные усилия на срез, изгиб шатунные болты не должны испытывать. Поэтому равномерность прилегания головки и гаек проверяют «по краске». Болты должны быть затянуты достаточно для обеспечения жесткости соединения, но не чрезмерно, при перетяжке может быть превышен предел текучести материала и болт при работе двигателя порвется. Шатунные болты затягивают с определенной силой, указываемой в инструкции. Если предусмотрен динамометрический ключ, допускающий затяжку гаек лишь с определенным усилием, то следует пользоваться только им. Длину болта контролируют микрометрической скобой: появление остаточного удлинения является браковочным признаком болта. Гайка болтов должны быть надежно зашплинтованы, причем применять шплинты несоответствующего размера не допускается.

Поскольку болт испытывает переменные напряжения, он может порваться вследствие усталости металла. Поэтому в срок, указанный в инструкции по эксплуатации двигателя, шатунные болты необходимо заменять независимо от внешнего состояния. Пренебрегать сроками замены шатунных болтов весьма опасно.

Расчет прочности шатунных болтов. Как отмечалось, шатунные болты должны быть затянуты с силой, указанной в инструкции по обслуживанию двигателя. Обычно предварительная затяжка в 2—2,5 раза больше той части силы инерции $P_{ив}$ поступательно-движущихся частей при положении поршня в в. м. т., которая приходится на один болт. При работе двигателя в конце такта выпуска на болты будет действовать $P_{ив}$ и центробежная сила шатуна, создаваемая вращающей его частью, расположенной выше плоскости разъема кривошипной головки. Напряжения от действия этих сил сложатся с напряжениями от предварительной затяжки. Следовательно, прочность болта должна быть рассчитана на силу, несколько превышающую предварительную затяжку. Обычно считают, что напряжение растяжения болта

$$\sigma_р = (2{,}2 \div 3{,}2)\, P_{ив}/(2z_б f), \qquad (77)$$

где $P_{ив}$ — сила инерции поступательно-движущихся частей при положении поршня в в. м. т., кН;

$z_б$ — количество болтов, шт.;

f — площадь наименьшего сечения болта, м².

Кроме того, при затяжке в болте возникает напряжение кручения, сохраняющееся и при работе двигателя. Крутящий момент, Н·м, нагружающий болт при затяжке,

$$M_к = \mu P_з d_{ср}/(2z_б), \qquad (78)$$

где μ — коэффициент трения в резьбе, который может быть принят при чистой и смазанной резьбе равным 0,08—0,1, а при грубой нарезке и резьбе без смазки он увеличивается до 0,15—0,17;

$d_{ср}$ — средний диаметр резьбы.

Силу затяжки можно принять

$$P_з = (2 \div 3)\, P_{ив}.$$

Напряжение кручения определяют как

$$\tau = M_к / W_р,$$

причем полярный момент сопротивления $W_р = \pi d^3/16$ следует принимать по минимальному диаметру болта.

Суммарные напряжения в болте

$$\sigma_{рк} = \sqrt{\sigma_р^2 + 4\tau^2}$$

для легированной стали не должны превышать 120—180 МПа.

§ 25. Коленчатые валы и маховики

Материал и конструкции кривошипов. Для судовых дизелей коленчатые валы изготавливают цельными ковкой или штамповкой из углеродистых сталей марок 35, 40, 45, 45Г2, 50 и 50Г, из легированных сталей марок 18ХНВА, 38ХН3МА, 40ХНМА. Категория прочности легированных сталей должна быть КП-40, КП-50, КП-60, КП-80, т. е. предел текучести их 392—785 МПа.

С целью повышения износоустойчивости, особенно, если подшипники бронзовые, поверхности кривошипных и рамовых шеек закаливают ТВЧ, азотируют или цементируют

Так как стоимость коленчатого вала достигает 30% общей стоимости двигателя, для его снижения применяют чугунные валы Их изготавливают из чугуна с шаровидным графитом, модифицированного сфероидизирующими добавками Рекомендуется легировать такой чугун никелем, медью и другими элементами Временное сопротивление разрыву чугуна должно быть не менее 490 МПа. Для повышения эксплуатационных свойств чугунные коленчатые валы подвергают механическому наклепу, термической, химико-термической обработкам или сочетанию этих обработок

Особое внимание при изготовлении коленчатых валов обращают на точность и чистоту обработки шеек Валы также балансируют

Коленчатый вал состоит из нескольких соосных рамовых или коренных шеек и кривошипов, а каждый кривошип — из шатунной шейки *2* (рис 78, *а*), двух щек *5*, *3* и двух рамовых или коренных шеек *4*, *6* Шейки *4*, расположенные между двумя соседними кривошипами, являются для них общими. На задний конец вала насажен маховик *1*, на передний — фланец *7*

Шатунные и рамовые шейки обычно изготовляют одного диаметра Но если шатунные шейки меньше рамовых, диаметр шатунных болтов может быть увеличен Места перехода шеек к щекам (галтели) выполняют плавными, их минимальный радиус допускается 0,05 диаметра шейки вала, но не менее 0,5 мм

Внутреннюю полость коленчатого вала используют для подвода смазочного масла к рамовым подшипникам. В двигателях с фундаментными рамами оно поступает от смазочной магистрали к рамовому подшипнику, а от него к кривошипному Для этого пред-

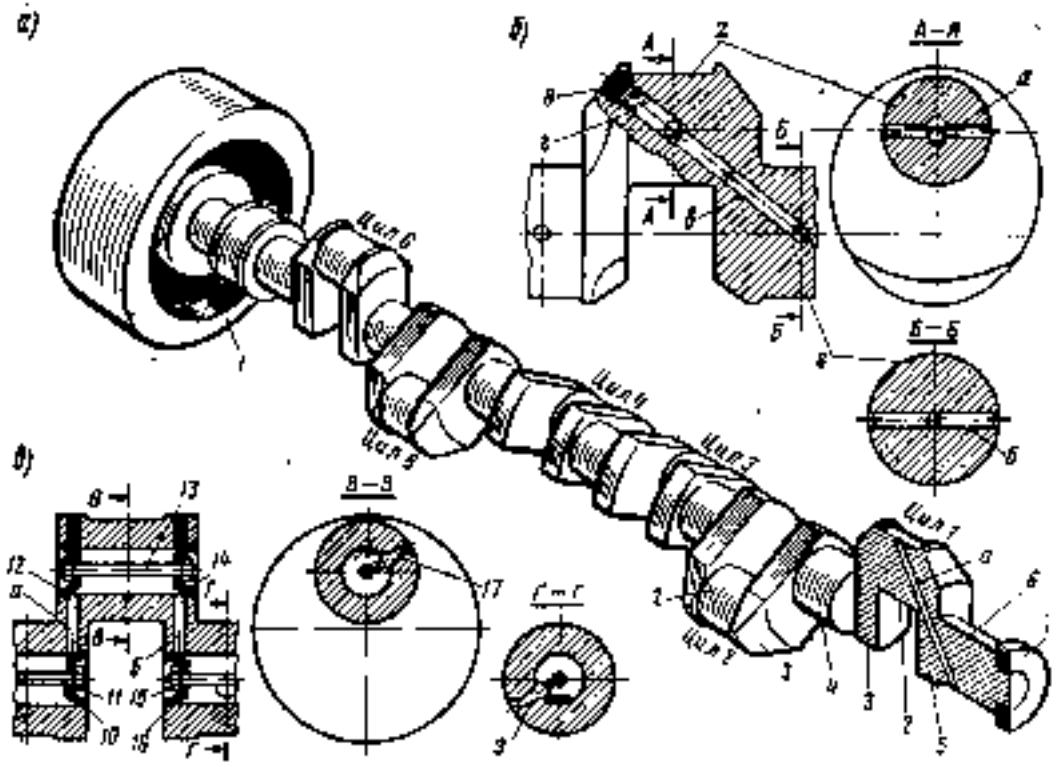


Рис 78 Коленчатый вал с маховиком

назначен канал *а*, соединяющий внутреннюю полость рамовой шейки *б* с полостью шатунной *2* (рис. 78, *а*, *б* и *в*). В данном случае масло выходит из канала лишь в одном месте шатунной шейки, в связи с чем нужны кольцевые канавки в рамовых и кривошипных подшипниках. Только при этом масло будет непрерывно поступать в канал *а*, а из него — в осевой канал шатуна и далее на смазывание подшипника верхней головки шатуна. Чтобы исключить полукольцевые канавки, предусматривают по два отверстия для входа масла в шейки и по два отверстия для выхода масла из них.

Так, у двигателей типа Ч18/22 (рис. 78, *б*) в рамовых *б* и шатунных *2* шейках просверлены диаметральные каналы *а* и *б*, соединенные наклонным каналом *в*. Так как с одного конца канал *б* всегда сообщен с полукольцевой канавкой верхнего вкладыша рамового подшипника, масло поступает в канал непрерывно. В данном случае наклонный канал *в* закончен сепарационным колодцем *г*. Под действием центробежных сил при вращении вала в колодец будут отбрасываться загрязнения, находящиеся в масле. При отсутствии такого колодца загрязнения попадают в подшипник. Пробка *8* закрывает отверстие для промывки колодца.

Чтобы облегчить вал и уменьшить центробежные силы инерции, шейки кривошипов высокооборотных двигателей выполняют полыми и закрывают заглушками.

На рис. 78, *в* изображен кривошип двигателей типа Д6. Полости в шейках закрыты заглушками *10*, *12*, *14*, *16*, стягиваемыми болтами *11*, *13*, *15*. Масло для смазывания поступает с торца вала и проходит из одной полости в другую по каналам *а* и *б*. Ввод его в подшипники предусмотрен в наименее нагруженные части шеек через сепарационные трубки *17* и *19*. Загрязнения, имеющиеся в масле, отбрасываются центробежной силой к стенкам полостей. В подшипники из центральной части поступает чистое масло. Периодически заглушки снимают и полости промывают.

Задние концы валов. Для соединения с валопроводом, валом генератора или грунтового насоса и для крепления маховика на заднем конце вала предусматривают фланец *2* (рис. 79, *а*). Чтобы предотвратить просачивание масла, на валу со стороны концевого подшипника *6* находится маслосбрасывающий гребень *5*. У реверсивных двигателей в месте выхода вала из кожуха *3* предусмотрена маслоотгонная резьба *1*. Направление резьбы должно быть такое, чтобы масло перемещалось к гребню *4*, с которого оно сбрасывается в поддон фундаментной рамы.

У реверсивных двигателей вал на выходе из кожуха *16* (рис. 79, *б*) уплотнен войлочным кольцом *17*, к которому изнутри примыкает маслосбрасывающий диск *9*, крепящийся болтами *7*. На шейке подшипника предусмотрен маслоотбойный гребень *10*. Если у двигателей на задний конец вала будет насажена шестерня привода распределительного вала, то ее изготовляют составной из двух половин *20*, *24* (рис. 79, *в*), соединенных шпильками, болтами или хомутами *19*, *21*. Шестерню фиксирует на шейке *22* вала шпонка *23*.

На двигателях комбината СКЛ в кормовом отсеке фундаментной рамы установлен подшипник, воспринимающий упор гребного винта. В связи с этим на заднем конце вала предусматривают гребень *11* (см. рис. 79, *б*), через который упор винта передается подшипнику. Поскольку диаметр гребня *11* больше диаметра фланца *18*, шестерню *12* привода распределительного вала изготавливают цельной и насаживают на гребень *11*. Фиксирует ее шпонка *13*, а стопорят от продольного смещения полукольца *14* и *15*. Бурт *8* предназначен для центровки маховика.

Передние концы валов. Их обычно используют для привода навешенных вспомогательных механизмов (насосов, компрессоров), а иногда и для привода распределительного вала.

Наиболее проста конструкция переднего конца вала вспомогательных двигателей (рис. 79, *г*). На вале установ-

лены шестерня *25* привода распределительного вала и шестерня *26* привода вспомогательных агрегатов. Обе шестерни насажены на шпонках и закреплены концевой гайкой *27*, навернутой на нарезанный хвостовик вала.

У тихоходных главных двигателей с переднего торца размещают обычно поршневые насосы и компрессор. Для их привода к торцу коленчатого вала *28* (рис. 79, *д*) крепят дополнительный кривошип *30*, к шейке которого по каналу *а* вала поступает масло от рамового подшипника. Рядом с кривошипом насажена шестерня *29* привода других механизмов. В данном случае шестерня *29* зажата между фланцем коленчатого вала и фланцем *31* дополнительного кривошипа, причем она одновременно центрирует вал и кривошип (двигатели НФД48). На современных дизелях поршневые насосы не устанавливают, поэтому нет дополнительного кривошипа, а шестерня привода агрегатов остается. На носовой конец коленчатого вала у многих двигателей насажен демпфер крутильных колебаний.

Наиболее сложна конструкция переднего конца вала при торцовом подводе к нему масла.

Например, у двигателя 3Д6 (рис. 79, *е*) масло поступает внутрь полого хвостовика *36*, вставленного в расточку коренной шейки *34* коленчатого вала. По каналам *г* оно прохо-

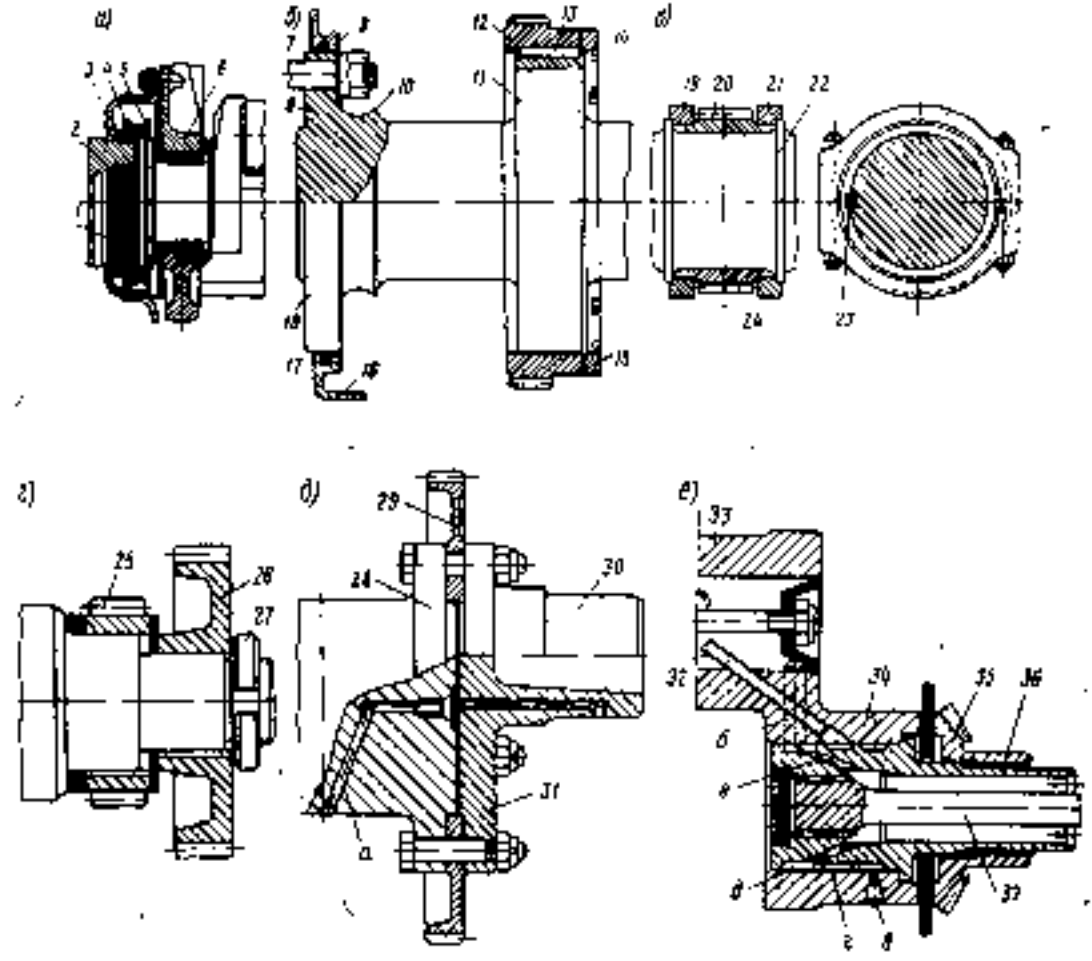


Рис. 79. Конструктивное исполнение задних концов коленчатых валов
а, б, в — главных; г, д, е — передних

дит в кольцевую выточку *б* хвостовика и по каналам *б* поступает внутрь первой шатунной шейки *33*. Далее масло проходит по валу уже известным путем, а для смазывания первой коренной шейки *34* оно направляется по сверлениям *32* в кольцевую канавку *г* и затем через отверстие *в*. Шестерня *35* предназначена для привода вспомогательных агрегатов и одновременно является ведущей шестерней привода распределительного вала. Вал дополнительного отбора мощности *37* позволяет приводить в движение любые вспомогательные механизмы машинного отделения. Подобные валы предусматривают на главных двигателях, устанавливаемых на небольших теплоходах.

Расположение кривошипов. Как известно из § 16, кривошипы однорядного двигателя должны быть повернуты один относительно другого на угол $\varphi = 360°/z$ у двухтактного двигателя и $\varphi = 720°/z$ у четырехтактного (z — число цилиндров).

У многоцилиндрового двигателя последовательность (порядок) работы цилиндров может быть различной. При ее выборе стремятся по возможности облегчить работу рамовых подшипников. Для этого рабочие ходы в цилиндрах, стоящих рядом, не должны следовать один за другим.

Например, если в цилиндре условно справа от подшипника будет мертвая, то в цилиндре слева от него будет вторая половина такта расширения. Если в цилиндре слева будет, например, такт выпуска или впуска, то рамовый подшипник будет нагружен меньше. Это возможно тогда, когда цилиндры работают не подряд, а в последовательности 1—5—3—6—2—4.

Выбирая порядок работы цилиндров, стремятся также достичь наиболее полной уравновешенности сил инерции деталей кривошипно-шатунного механизма (см. § 19). Иногда при выборе порядка работы цилиндров учитывают также вопросы повышения эффективности наддува и улучшения технологии изготовления вала.

В табл. 2 приведены схемы расположения кривошипов двигателей серийного флота и дана оценка принятого порядка работы цилиндров по нагрузке на подшипники и уравновешенности сил инерции.

При работе на задний ход реверсивные двигатели имеют обратный порядок работы цилиндров, приведенный в табл. 2 в скобках. Поскольку условия работы подшипников и уравновешенность сил инерции при прямом и обратном порядках работы одинаковы, коленчатый вал аналогичной конструкции применяется для двигателей разного вращения. Поэтому двигатель левого вращения при ходе вперед имеет такой порядок работы цилиндров, какой у двигателя правого вращения бывает при ходе назад, и наоборот.

Маховики. Для создания наибольшего момента инерции при одинаковой массе двигателя основную массу металла сосредоточивают в ободе *7* маховика (рис. 80, *а*). С помощью диска *6* он соединен со ступицей *2*, насаженной на центрирующие выступы-фланцев *4* коленчатого и *1* приставного валов. Вначале маховик крепят монтажными винтами *5* к фланцу *4* коленчатого вала, затем маховик и приставной вал крепят к коленчатому шпильками *3*.

У небольших двигателей (рис. 80, *б*) со стартерным пуском на маховике предусматривают зубчатый венец *11* для сцепления с шестерней стартера на время пуска. Венец *11* зафиксирован на маховике *10* штифтами *14*. Иногда запрессовывают венец и без дополнительной фиксации. Маховик крепят к торцу коленчатого вала *12* винтами *13*. В соединении предусмотрены контрольные штифты *8*.

Вал дизеля, маховик которого изображен на рис. 80, *б*, соединен с валом генератора через упругую муфту, состоящую из закрепленной на маховике полумуфты *9*, полумуфты *17* вала генератора и резиновых шашек *16*. Последние помещены между выступами полумуфт *9* и *17*, в связи с чем вращающий момент передается от вала дизеля валу генератора через эти упругие элементы. Шашки *16* закрыты с торца кольцом *15*.

На обод маховика нанесена градуировка, позволяющая определять углы поворота вала при регулировочных

Обозначение или марка двигателя	Тактность	Число цилиндров	Угол между кривошипами, град	Порядок работы цилиндров	Схемы расположения кривошипов коленчатого вала	Нагрузка на рабочие подшипники	Уравновешенность двигателя
4ЧН 10,5/13 4НФД24	4	4	180	1—3—4—2		Повышенная между цилиндрами 1—2 и 3—4	Не уравновешены силы инерции второго порядка
4СН10 4СН60	4	4	180	1—2—4—3		То же	То же
4,5Р30/50	2	4	90	1—3—2—4 II—4—2—3I		Повышенная между цилиндрами 2—3	Не уравновешены все моменты сил инерции
Л275, 1ЯД 3Д6, 6Н12'14	4	6	120	1—5—3—6—2—4 (I—4—2—6—3—5)		Нормальная	Полная
6ЧРН25/34 Д50К	4	6	120	1—3—5—6—4—2 (1—2—4—6—5—3)		Повышенная между цилиндрами 1—2 и 5—6	Полная
6НФД48	4	6	120	1—4—5—6—3—2 II—2—3—6—5—4I		Повышенная между цилиндрами 1—2, 2—3, 4—5 и 5—6	То же
6,5Р30/50	2	6	60	1—5—3—4—2—6 II—6—2—4—3—5I		Особенно сильно нагружен подшипник между цилиндрами 3—4	Не уравновешены моменты сил инерции второго порядка
9НФД36, 9НФД48	4	8	90	1—3—4—7—8—6—5—2 (1—2—5—6—8—7—4—3)		Повышенная между цилиндрами 1—2, 3—4, 5—8 и 7—8	Полная

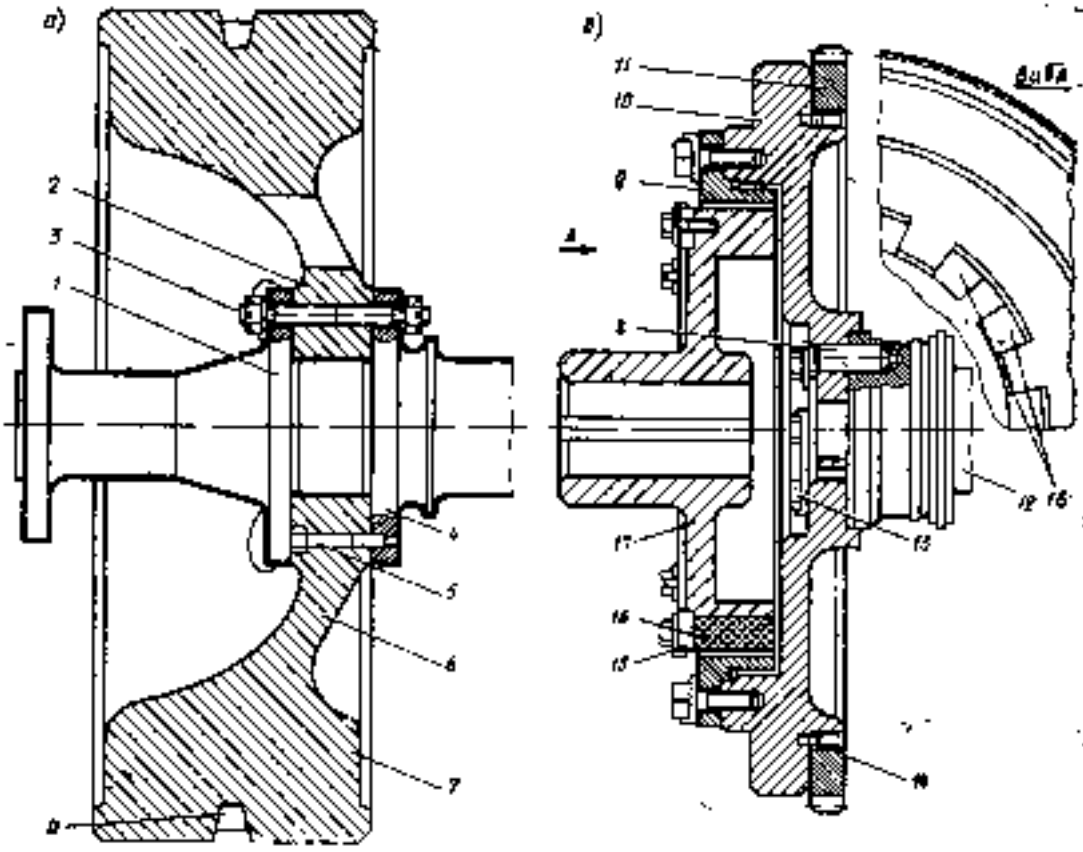


Рис 80 Маховики
а — двигателя 6ЧРН36/45, б — двигателя 6Ч12/14

работах Кроме того, в нем предусматривают углубления *а* (см рис 80, *а*) или зубцы для проворачивания вала вручную Согласно ГОСТ 10150—82 главные судовые двигатели должны быть снабжены механическим или ручным валоповоротным устройством, причем должна быть исключена возможность пуска двигателя при включенном валоповоротном устройстве.

Глава V

СИСТЕМЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ И НАДДУВА

§ 26. Впускные и выпускные клапаны и их приводы

Устройство и материал клапанов. Во всех двигателях впускные и выпускные клапаны открываются внутрь цилиндра Давлением тарелки клапанов прижимаются к седлам, в результате плотность посадки их повышается

Клапаны (рис 81, *а*) состоят из штока *3* и тарелки *10*, выполняемых обычно заодно На тарелке снята коническая рабочая фаска *1* под углом α, равным 90—120° Благодаря фаске *1* тарелка *10* плотно сидит в седле, проточенном в крышке *2* цилиндра Рекомендуется принимать угол α фаски *1* на 1—2° больше угла посадочной поверхности

седла. Фаску и седло взаимно притирают с помощью приспособления, для которого предусмотрены углубления а или шлиц.

Шток 3 клапана движется в чугунной, бронзовой или стальной смеяной втулке 4, смазываемой маслом, подводимым от узлов привода открытия клапана или вручную. Втулка 4 вставлена в крышку 2.

Клапан прижат к седлу пружиной 5, упирающейся нижним концом в крышку 2, а верхним — в тарелку 6, закрепленную в верхней части штока 3 клапана.

Когда клапан закрыт, пружина удерживает его в седле, несмотря на разрежение в цилиндре при всасывании (выпускной клапан). В момент окончания подъема клапана пружина препятствует его дальнейшему движению под действием сил инерции. Отрыв толкателя от кулачковой шайбы исключен.

Клапанные пружины изготавливают из высокоуглеродистых марганцовистых, кремнемарганцовистых и хромоникелевакадиевых сталей 60Г, 65Г, 50ХФА и др.

Тарелка 6 закреплена, как правило, двумя коническими полукольцами («сухариками») 8 и 9. Их надевают на шейку клапана при опущенной тарелке 6. Снаружи у полуколец предусмотрена коническая поверхность, а у тарелки 6 — коническая расточка. Поэтому после того, как полукольца 8 и 9 будут надеты, тарелка 6 под действием пружины 5 упрется в полукольцо, прижав их к шейке штока.

Клапаны открывает рычаг привода, действующий на торец штока. Чтобы торец не изнашивался, в него вставляют или на него надевают закаленный наконечник 7, а иногда наплавляют на него износостойкий слой металла или закаливают торцовую поверхность, причем иногда предварительно приваривают стальную пластину.

Седла клапанов могут быть вставными (рис. 81, б). Седло 11, изготовленное из специального чугуна, стали или бронзы, вставляют в крышку и фиксируют.

В клапане на рис. 81, б предусмотрены внешняя 15 и внутренняя 14 пружины с разным направлением витков. При двух пружинах легче обеспечить необходимые усилия пружин на закрытый и открытый клапан при данной высоте его подъема. Кроме того, при поломке одной из пружин другая удерживает клапан в седле. Работа клапана с нормальной частотой вращения при одной сломанной пружине немот-

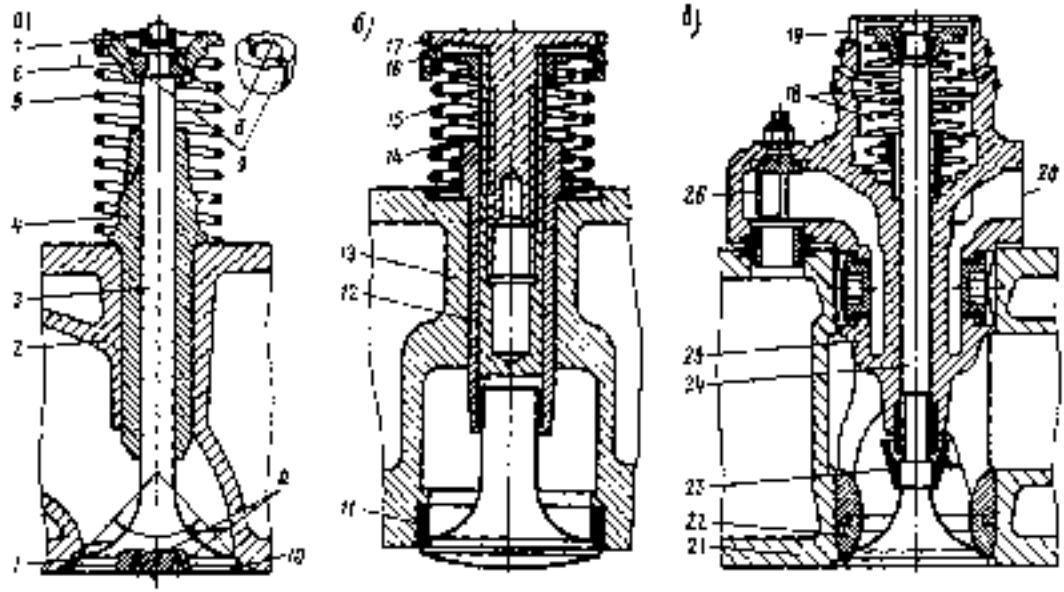


Рис. 81. Типы клапанов рабочих цилиндров

можна, но по крайней мере исключена опасность выпадания его в цилиндр.

Клапан на рис. 81, *а* типичен для штангового привода, когда его открывает рычаг. Есть двигатели, у которых кулачковые шайбы распределительных валов действуют непосредственно на клапаны. У таких двигателей в конструкции клапана (рис 81, *б*) предусмотрена упорная тарелка *17* большого диаметра, на которую сверху действует кулачковая шайба. Тарелка *17* ввернута во внутрь штока *12* клапана. Под упорной тарелкой *17* помещена замковая тарелка *16*. На тарелке *17* снизу и тарелке *16* сверху выполнены радиальные шлицы. Кроме того, тарелка *16* надета на осевые шлицы штока *12* клапана. Пружины *14* и *15* прижимают замковую тарелку *16* к упорной тарелке *17*, предотвращая ее проворачивание, т. е. вывертывание из штока *12*. В клапане предусмотрены направляющая втулка *13* и вставное седло *11*, которое в данном случае применено потому, что головка цилиндра изготовлена из алюминиевого сплава.

У крупных дизелей и у двигателей с высокими тепловыми напряжениями в конструкции клапанов предусмотрен корпус. Иногда корпус предусматривают лишь у выпускных клапанов, как, например, в двигателях НФД48-2АУ (рис 81, *в*).

Шток клапана *24*, снабженный защитным отражателем газа *23*, пружины *18*, тарелку *19*, седло *22* собирают в один узел с корпусом *25*. Затем клапан в сборе вставляют в гнездо крышки *21* цилиндра и корпус крепят к крышке. Корпус выпускного клапана делают охлаждаемым. При данной конструкции клапана вода поступает внутрь корпуса *25* из крышки *21* через регулировочный кран *26*, а через фланец *20* — в сборную магистраль.

Впускные и выпускные клапаны выполняют обычно одинаковыми по конструкции и размерам. Иногда диаметр тарелки впускного клапана делают больше, чем у выпускного, чтобы уменьшить сопротивление впуску свежего заряда воздуха. Клапаны чаще всего изготовляют из разного материала. Впускные клапаны должны быть изготовлены из стали 20ХН4ФА, 4Х9С2, 4Х10С2М, а выпускные — из стали 4Х10С2М, 4Х14Н14В2М или других, обеспечивающих стойкость клапанов. Допускаются сварные клапаны: тарелка из жаропрочной стали, а стержень из конструкционной. Фаску тарелок рекомендуется наплавлять коррозионно-, жаро- и износостойкими сплавами или материалами. Наружную поверхность стержней хромируют, азотируют, закаливают ТВЧ или упрочняют накаткой. При работе дизеля на тяжелых топливах повышать коррозионную стойкость клапана становится необходимо.

Чтобы различить впускной и выпускной клапаны, если у них одинаковые диаметры, но изготовлены из разных материалов, на нижнем торце тарелки выбивают клейма: «Вп», «Вс» для впускного и «Вх», «Вых» для выпускного. На двигателях, изготовленных в ГДР, клейма бывают соответственно «Е» (einlas — впуск) и «А» (auslas — выпуск).

Типы клапанных приводов. Как было описано выше, клапаны открывает либо особый механизм, называемый клапанным приводом, либо кулачковая шайба распределительного вала, непосредственно воздействуя на клапан.

У большинства судовых двигателей клапаны открываются с помощью привода от распределительного вала, расположенного на уровне верхней части картерного пространства (нижнее расположение). Чаще всего распределительный вал *20* (см. рис. 216) расположен внутри картерного пространства, вследствие чего обеспечивается хорошее смазывание кулачковых шайб масляной пылью, но усложнен доступ к ним. У некоторых типов двигателей распределительный вал *16* (см. рис. 217) помещен в специальной выгородке блок-картера или блока цилиндров. В этом случае облегчен доступ к кулачковым шайбам для осмотра и регулировки, но необходима система подвода масла к узлам привода.

Способ открытия клапанов кулачковыми шайбами (верхнее надклапанное расположение распределительного ва-

ла) принят в быстроходных двигателях. При этом предусматривают два распределительных вала *14* и *15* (см. рис 221), укладываемых над впускными (вал *14*) и выпускными (вал *15*) клапанами. Хотя наличие двух распределительных валов, усложнение связи распределительных и коленчатых валов, загромождение головки двигателя являются недостатками данного способа открытия клапанов, но это лучше, чем детали клапанного привода, на которые действуют силы инерции и которые у быстроходных двигателей были бы значительными. Кроме того, при рассматриваемом размещении валов легко обеспечить открытие впускных и выпускных клапанов тогда, когда их по два (тех к других) на каждый цилиндр. При нижнем расположении распределительного вала усложняется конструкция клапанного привода.

Привод с неразрезными рычагами. Клапаны *1* (рис 82, *а*) открывают рычаги *13* и *16*, сидящие на оси *14*, закрепленной в стойке *12* крышки цилиндра. На других концах этих рычагов предусмотрены регулировочные винты *3*, упирающиеся в головки штанг *4*. Нижний конец каждой из штанг упирается в толкатель *10*, на ролик *9* которого может воздействовать кулачковая шайба *8* распределительного вала. Когда выступ кулачковой шайбы набежит на ролик толкателя, штанга поднимется и рычаг *13* или *16* откроет клапан. Закрываются клапаны под действием своих пружин.

Клапанные рычаги изготовляют из стали. Чтобы уменьшить расстояние между кулачковыми шайбами, в двигателях Л275 рычаги касаженеы не под прямым углом по отношению оси *14*. Для уменьшения изнашивания торцовой поверхности штока клапана и конца рычага предусмотрен ролик *2*. Однако такая конструкция себя не оправдала, на двигателях 6Л275П(ПН завод-изготовитель ролики уже не ставит. Подшипниками рычагов служат бронзовые втулки *15*, смазываемые под давлением маслом, подводимым в канал *а* через штуцер, ввернутый с торца оси *14*. По каналам *б* клапанных рычагов масло проходит также для смазывания сферической опоры верхней головки штанги *4*, а через просверленные отверстия в этой головке, внутренней полости штанги и в нижней ее головке подпятника *6* толкателя и затем далее ролика *9* и самого толкателя *10*. Охватывающая все узлы привода масляная система потребовалась потому, что в этом двигателе толкатели помещены в выгородке блок-картера, изолированной от картерного пространства (см. рис 217).

Чтобы толкатель *10* не поворачивался относительно своей оси, в рассматриваемой его конструкции предусмотрена скользящая шпонка *11*, для которой в корпусе *5* выполнена вертикальная канавка. Окна *е* в ролик *7* толкателя предназначены для подъема последнего при реверсировании двигателя.

После пуска двигателя клапаны вследствие их нагревания удлиняются. Если в клапанном приводе не будет зазора, то при удлинении клапан не будет садиться в седло и его герметичность нарушится. Следовательно, нарушится нормальное течение процессов сжатия и расширения, а в результате прорыва газов при горении клапан будет быстро обгорать и выйдет из строя. Поэтому при сборке привода и периодических проверках двигателя тепловой зазор в приводе регулируют болтами *3*. Размер этого зазора для холодного двигателя указан в руководстве по его эксплуатации и колеблется в пределах 0,2—2 мм для впускных и 0,3—2,5 мм для выпускных клапанов. Измеряют зазор щупом и обычно над торцом клапана.

При работающем, прогретом двигателе тепловой зазор уменьшается, но он обязательно должен быть. Во время работы двигателя его следует периодически проверять. Для этого достаточно повернуть штангу *4*: при наличии зазора в момент, когда клапан закрыт, она легко поворачивается.

Привод с разрезными рычагами. Конструкция приводов с кулачковыми шайбами на распределительном валу значительно упрощается при наличии разрезных рычагов. В данном случае

плечо рычага, прижимающее к клапану, и плечо, примыкающее к штанге, изготовляют каждое отдельно и жестко насаживают на общий валик.

На рис. 82, *б* изображен привод, клапанный рычаг *27* которого выполнен неразрезным, а рычаги *24* и *26* представляют собой два плеча разрезного рычага открытия впускного клапана. Рычаги *24* и *26* насажены на валик *29* на шронках и закреплены на нем стяжными винтами. Валик *29* лежит в роликовых подшипниках стойки *30*, закрепленной на крышке цилиндра. Рычаг *24* с помощью головки, нижняя поверхность которой подвергалась цементации и закалке, может воздействовать на шток клапана *25*. На конце рычага *26* предусмотрен регулировочный винт *23*, сферический торец которого опирается в верхнюю головку штанги *22*. Когда кулачковая шайба *17* набежит на ролик *18* толкателя *19*, штанга *22*, поднимаясь, повернет по часовой стрелке рычаг *26* вместе с валиком *29* и рычагом *24*, открывающим клапан.

Валик *29* является одновременно осью качания неразрезного рычага, имеющего также роликовый подшипник. Подшипники валика *29* и рычага *27* смазываются через каналы в валике консистентным смазочным материалом от колпачковой масленки *28*.

Толкатели *19* направляет втулка *21*, закрепленная на полке блок-картера. В каждый из толкателей вставлен упор *20* со сферическим торцом, в который упирается нижняя головка штанги *22*. Ролик *18* толкателя фиксируют в вырезах *г* нижней части втулки *21*, благодаря чему предотвращается поворот толкателя относительно его оси.

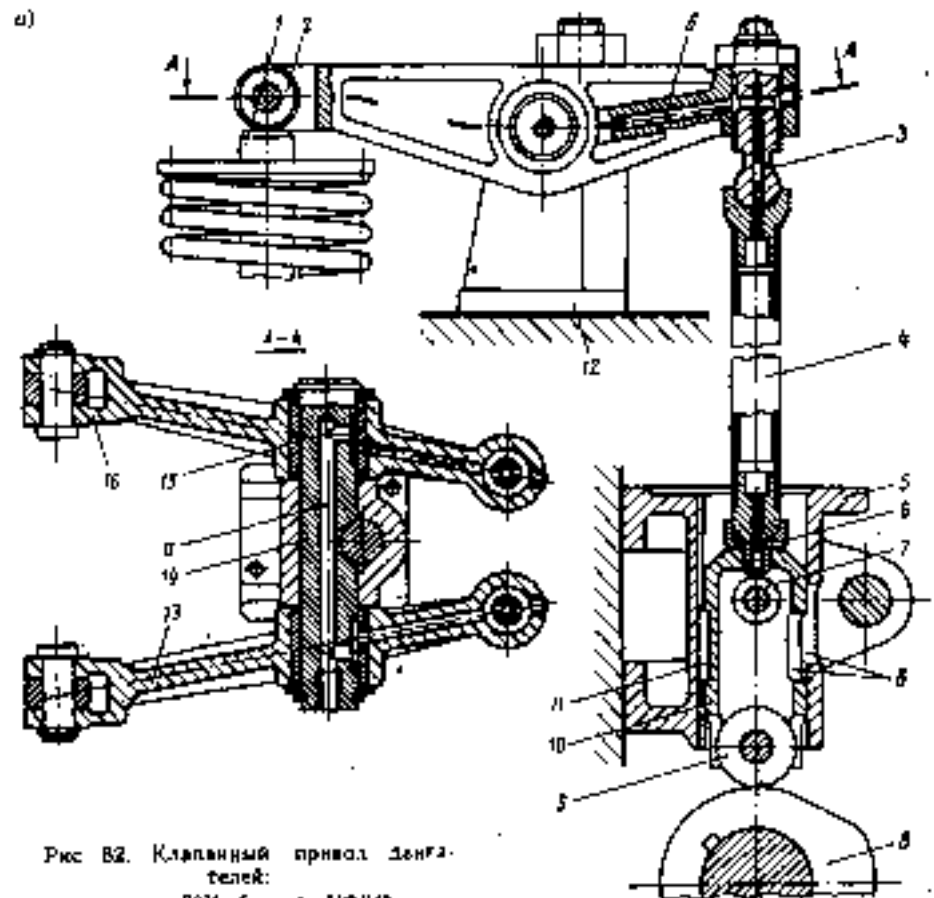


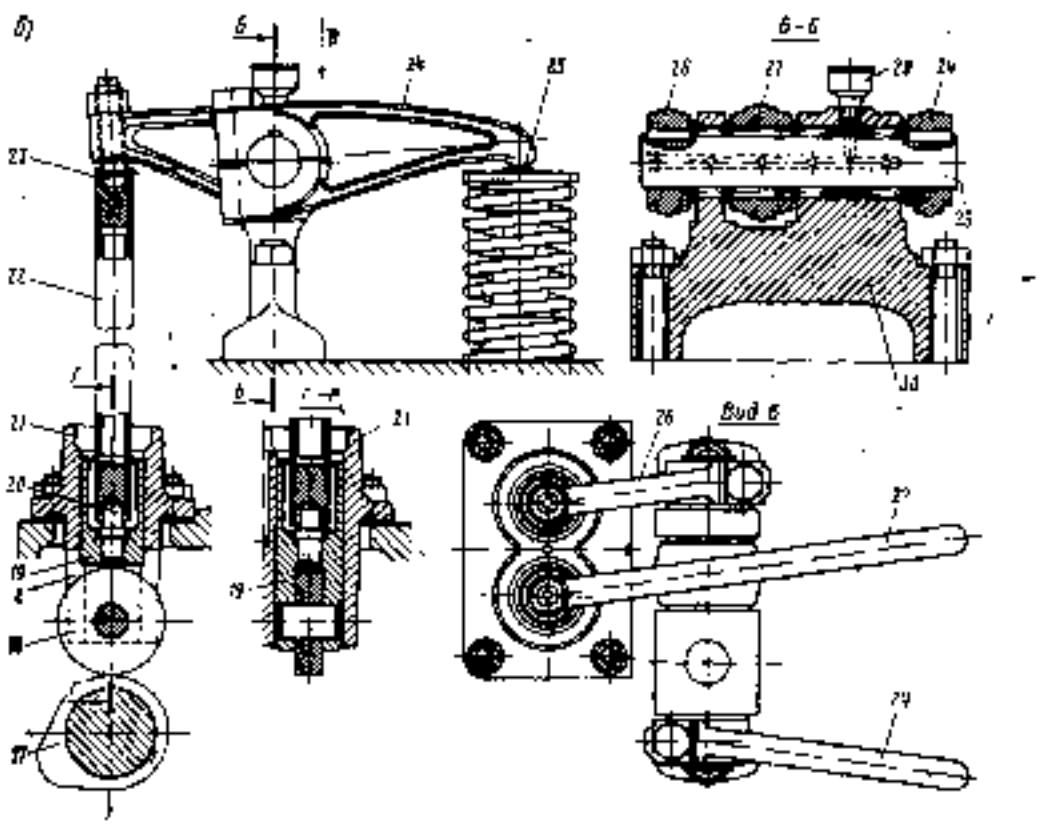
Рис 82. Клапанный привод двигателей:
а — типа Л275, б — типа ЯФЦ4Л

Головки штанг в данном случае смазывают вручную. Смазывание ролика *18* и толкателя *19* происходит за счет оседания частичек масла из воздуха картерного пространства.

Ручное смазывание узлов клапанного привода — недостаток двигателя, особенно автоматизированного, эксплуатирующегося без постоянной вахты в машинном отделении или с сокращенным его составом. Поэтому в двигателях, построенных за последние годы, предусмотрено централизованное смазывание клапанного привода. В этом случае во избежание потерь масла крышки цилиндров закрыты колпаками (см., например, рис. 217). В необходимых случаях оборудуют и штанги закрытиями в виде кожухов (двигатели 6ЧРН36/45).

В двигателях с большой частотой вращения часто применяют толкатели, условно называемые плоскими. У них нет роликов, и кулачковая шайба *1* (рис. 83, *а*) воздействует на плоскую поверхность головки *2* толкателя *3*. Иногда у плоских толкателей предусматривают форму стакана *4* (рис. 83, *б*), в углубление дна которого упирается сферическая головка штанги *5*. Чтобы уменьшить изнашивание торцовой поверхности толкателя, ось его часто смещают относительно середины кулачковой шайбы (см. рис. 83, *а*). В этом случае при каждом набегании шайбы толкатель будет поворачиваться.

Приводы открытия группы клапанов. У некоторых типов двигателей штанговые приводы применяют для одновременного открытия группы (от двух до четырех) клапанов одинакового назначения. Так, у двигателя Д50, в котором по два впускных и выпускных клапана на цилиндр, в приводе предусмотрены трехплечие рычаги: плечо для штанги расположено с одной стороны оси качания, два плеча для клапанов — с другой. Рычаги расположены один над другим, в связи с чем у выпускных клапанов более длинные стержни, чем у впускных.



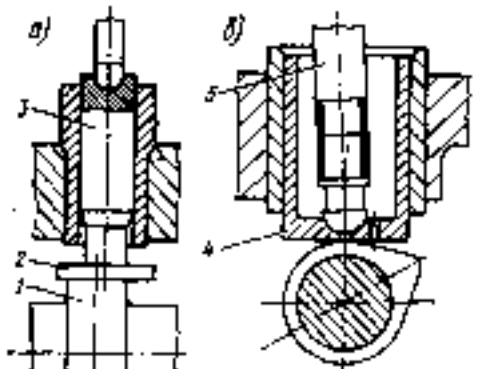


Рис. 83. Типы плоских толкателей

Интересна конструкция клапанного привода двигателя 10Д40 (рис. 84). У этого двухтактного дизеля в крышке цилиндра установлено четыре выпускных клапана, а продувочный воздух поступает через окна во втулке цилиндра. Поскольку у всех клапанов одинаковое назначение, они должны открываться одновременно. Для этой цели служит трехплечий рычаг; его плечо *10* примыкает к штанге *11* привода, а плечи рычагов *1* и *4* через траверсы *2* и *3* открывают клапаны *5*. Каждая траверса предназначена для открытия двух клапанов. Хвостовик *8* траверсы движется в направляющей втулке *6*, возвратное движение траверсы осуществляется под действием пружины *7*. Для регулировки сопряжений плеч рычагов *1* и *4* с траверсами *2* и *3* служат болты *9*.

Траверсы открывают клапаны с помощью гидротолкателей (см. узел *I*). Втулка *13* гидротолкателя запрессована в траверсу. Внутри втулки *13* находится толкатель *14*, упирающийся в торец клапана *5*. Пространство над толкателем заполнено маслом, поступающим через шариковый клапан *12* по каналу *а* масляной системы дизеля.

Привод работает следующим образом. Пока штанга *11* неподвижна, толкатели *14* под давлением масла упираются в штоки клапанов *5*, а траверсы *2* и *3* — в упорный болт *9* клапанного рычага. Зазора в клапанном приводе нет, но это не препятствует тепловому удлинению штока клапана при работе, ибо толкатель *14* опустится под давлением масла до упора в торец клапана. При подъеме штанги *11* клапанный рычаг повернется против часовой стрелки и его плечи *1*, *4* надавят на траверсы *2*, *3*. При движении траверс вниз шариковый клапан *12* перекроет выход масла из втулки *13* и траверса через слой масла откроет толкательных *14* клапаны.

Гидротолкатели обеспечивают открытие и закрытие клапанов точно в моменты набегания кулачковой шайбы на ролик толкателя и сбегания ее с ролика, а также уменьшают уровень шума при работе клапанного привода.

§ 37. Распределительные валы

Конструктивное исполнение распределительных валов и их подшипников. У быстроходных и нереверсивных двигателей распределительный вал часто выполняют заодно с кулачковыми шайбами, у остальных двигателей кулачковые шайбы насаживают на него. Материалом для валов и шайб служат цементируемые стали 15Х, 20Х, 12ХН3А и стали 45, 50Г, 38ХС, 45Х, 50Х, подвергающиеся поверхностной закалке. Распределительные валы тронковых дизелей с насаженными кулачковыми шайбами должны быть изготовлены из стали с временным сопротивлением разрыву не ниже 568 МПа.

При нижнем расположении распределительный вал заводят в гнезда блок-картера с торца двигателя. Чтобы облегчить эту операцию, вал обычно изготовляют составным по длине. Способы соединения его частей различны. На рис. 85, *а* изображена половина распределительного вала двигателя 6ЧСП18/22, на которой предусмотрен фланец *2* для соединения его со второй половиной. У двигателей типа НФД48 конец *4* (рис. 85, *б*) носовой части распределительного вала входит внутрь его расточной кормовой части *7*. Соединение фиксируют шпонка *8* и втулка *5*, закрепленная винтом *6*.

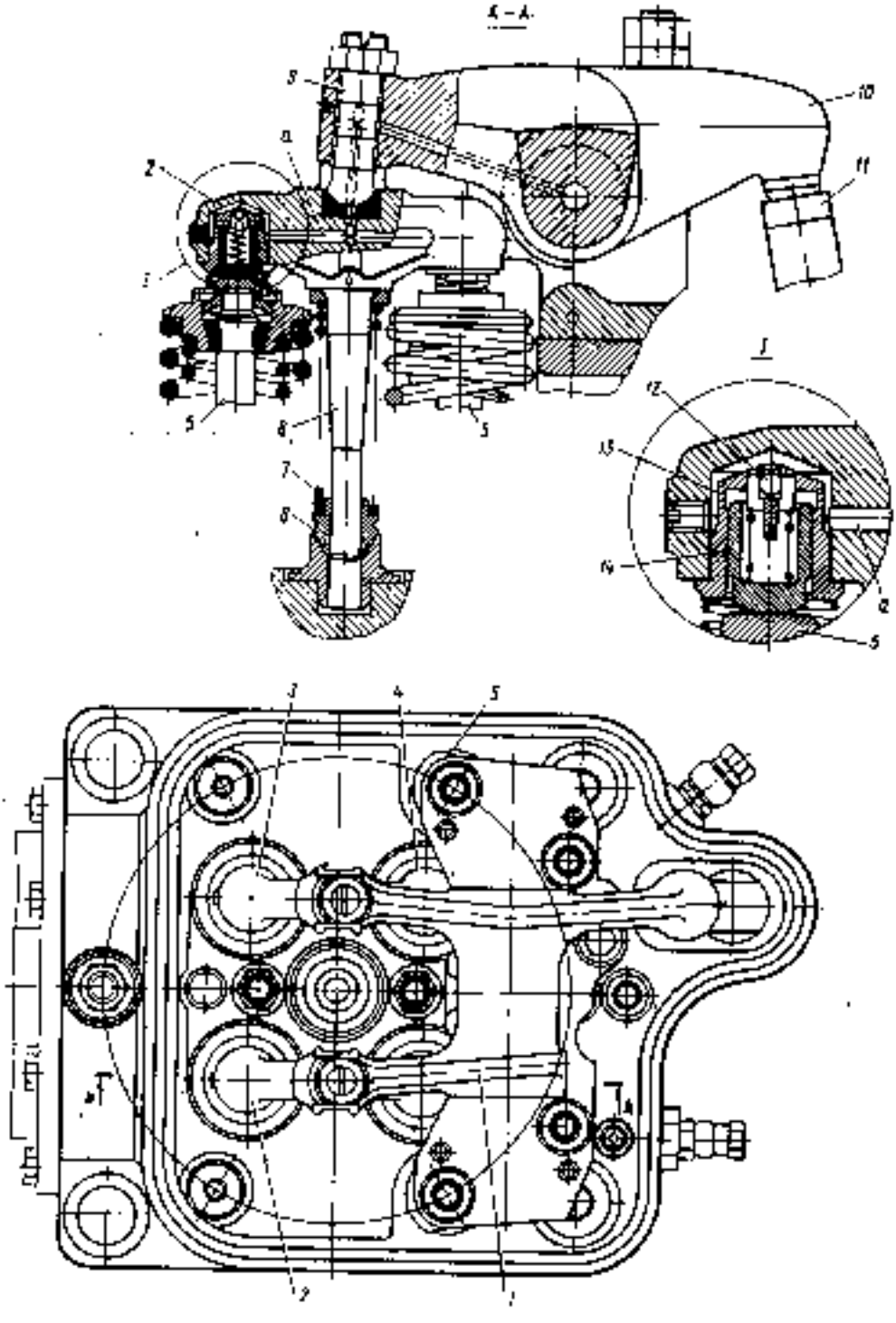


Рис. 84. Групповой клапанный привод двигателя 1Д12-400

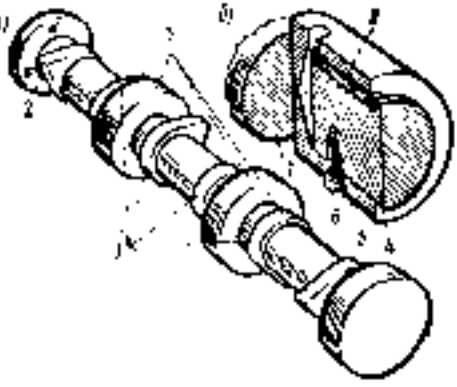


Рис 85 Способы соединения составных распределительных валов

Для установки распределительного вала вместе с кулачковыми шайбами в гнезда выгородки блок-картера должны быть предусмотрены шейки *3* (см рис. 85, *а*), диаметр которых больше диаметра окружностей, описываемых вершинами кулачков шайб *1*. Чаще в гнезда блок-картера заводят распределительный вал вместе с надетыми на него подшипниками, которые выполняют из двух половин *1* и *3* (рис. 86, *а*) с наплавленным антифрикционным сплавом. Надетые на шейку *6* распределительного вала эти половины крепят болтами *2*. После заводки распределительного вала в гнезда блок-картера (блока цилиндров) каждый подшипник фиксируют в гнезде *4* винтом *5* (двигатели типа Л275).

Концевой подшипник, изображенный на рис. 86, *б*, также состоит из двух половин *1* и *3*. Его крепят винтами *7* к приливу *8* блока цилиндров. Рассматриваемые подшипники смазывают-

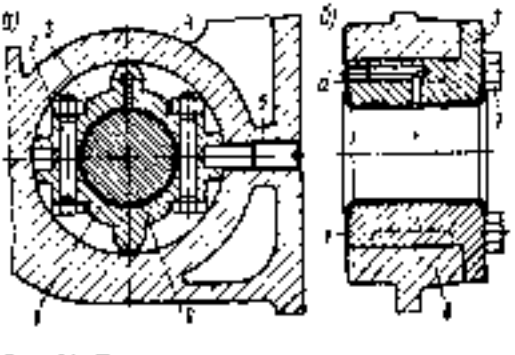


Рис 86 Подшипники распределительного вала

ся маслом, подводимым по каналам *а* с торца или радиальным.

При верхнем, надклапанном расположении распределительные валы *7* и *10* (рис. 87, *а*, двигатель 3Д6) укладывают в расточки алюминиевых стоек *11*, соединенных шпильками с головкой двигателя. Крышку *8* такого объединенного для двух валов подшипника крепят шпильками *9*.

Смазочный материал поступает под давлением внутрь пустотелых валов *7* и *10* через концевой подшипник (рис. 87, *б*) по каналам *б*, *в* и отверстие *г*, а далее поступает к подшипникам по радиальным сверлениям *а* (рис. 87, *а*). Распределительные валы *7*, *10* приводятся в движение шестернями *2*, *3*, *4*, *5*. Вал *1* приводит в движение шестерню *2*.

Кулачковые шайбы. Распределительный вал несет на себе кулачковые шайбы: для открытия впускных и выпускных клапанов, для привода топливных насосов и иногда пусковых золотников или пусковых клапанов. У реверсивных двигателей предусматривают два комплекта кулачковых шайб для переднего и для заднего хода. Если в двигателе установлен блочный топливный насос со своим кулачковым валом, то на распределительном валу кулачковые шайбы топливных насосов не предусмотрены.

На распределительном валу двухтактного двигателя с индивидуальными топливными насосами высокого давления устанавливают лишь кулачковые шайбы приводов этих насосов.

Обычно кулачковые шайбы куют из вязкой стали каждую в отдельности или в виде блока из нескольких шайб. Рабочие поверхности их цементируют и закаливают.

На рис. 88, *а* изображен участок распределительного вала одного цилиндра двигателя 6С275Л. В нем предусмотрены блок *9* кулачковых шайб впускных клапанов и блок *1* кулачковых шайб выпускных клапанов. Каждый блок состоит из шайбы *12* переднего и шайбы *13* заднего хода. При реверсировании распределительный вал передвигается и под толкателями оказываются шайбы обратного хода.

Шайбы зафиксированы на распределительном валу *5* общей шпонкой *2* и стальными винтами *3*, *10*, предотвращающими осевой сдвиг шайбы. Профиль шайбы, называемый тангенциальным, описан радиусами *r* и *R* (см. рис. 88, *а*).

Кулачковые шайбы топливных насосов насаживают на распределительный вал так, чтобы их можно было поворачивать относительно вала. Это необходимо для регулирования момента начала подачи топлива. В рассматриваемом случае кулачковые шайбы топливного насоса переднего *8* и заднего *7* хода прикреплены к блоку *9* шайб впускных клапанов шпильками *4*. Для удобства монтажа у шайб предусмотрена объемная затылочная часть *11*. Шайба *8* центрируется выступом на блоке *9*, а шайба *7* — кольцом *6*. Возможность поворота («докатки») шайб обеспечивают специальной формой отверстий *а* под шпильки *4*: при необходимости «докатить» шайбу ослабляют затяжку шпилек *4* и ту или другую шайбу повертывают на нужный угол.

В двигателях типа НФД48 (рис. 88, *б*) все четыре шайбы впускных и выпускных клапанов выполнены единым блоком *15*, зафиксированным на распределительном валу *7* шпонкой *13* и винтом *1*. Кулачковые шайбы переднего *4* и заднего *6* хода топливного насоса в данном случае закреплены на шлицах. На вал *7* насажена ступица *8*, зафиксированная той же шпонкой *13* и штифтом *5*. На ступицу *8* свободно насажены шайбы *4*, *6* топливного насоса и блок *11* кулачковых шайб пусковых золотников, закрепленный штифтом *3*. В блоке кулачковых шайб *15* предусмотрены конические переходные поверхности *14*. При реверсировании

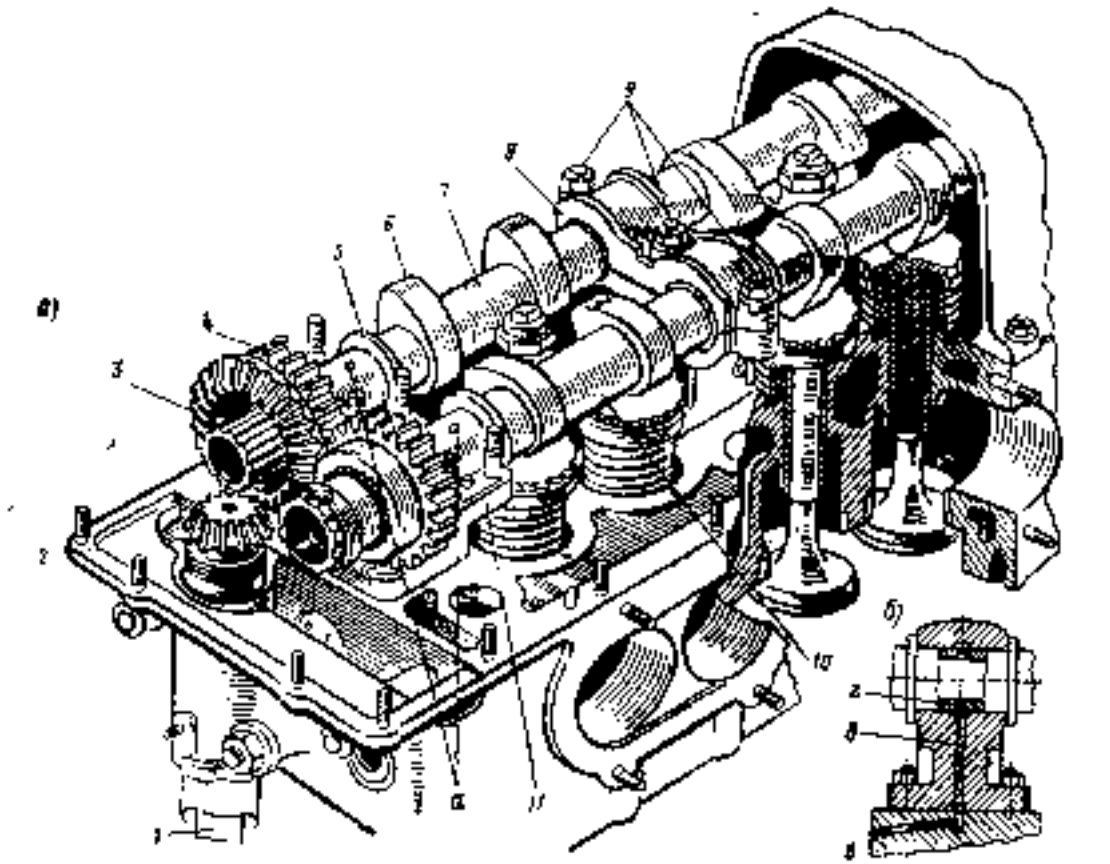


Рис. 87. Распределительные валы двигателей типа Д6

задержки перемещения распределительного вала Не будет

Шайбы топливного насоса изготовлены со шлицевыми поясами *9* и *10*. Радиальные шлицы пояса *9* сцеплены со шлицами бурта ступицы *8*. В поясе *10* сцеплены между собой шлицы шайб *4* и *6*. Сцепление (путем стягивания) шайб *4*, *6* и *11* обеспечивает гайка *2*, навернутая на ступицу *8*. Гайка *2* застопорена замковой шайбой *12*. Для «прокатки» шайб *4*, *6* необходимо отдать гайку *2*, сдвинуть вправо шайбу *4* или *6* в зависимости от того, какую из них требуется «прокатать», и повернуть шайбу. Поскольку в поясах *9* и *10* предусмотрено по 180 шлицев, «прокатка» шайбы на один зуб будет означать поворот ее на 2°.

У высокооборотных двигателей при верхнем нижнеклапанном расположении распределительные валы *1* и *10* (см. рис. 87, *а*) откованы заодно с кулачковыми шайбами *6* выпуклого профиля. Такие шайбы быстрее открывают клапаны, чем шайбы с тангенциальным профилем, но сложны в изготовлении.

Приводы распределительных валов. При нижнем расположении распределительный вал приводят во вращение от коленчатого вала шестерни, выполненные косозубыми для плавного зацепления.

В четырехтактном двигателе периодичность работы механизма газораспределения и подачи топлива такова: один раз за два вращения коленчатого вала и распределительный вал такого двигателя должен вращаться вдвое медленнее коленчатого, а у двухтактного — с той же частотой, что и коленчатый.

В целях уменьшения размеров шестерен приводы обычно изготовляют с промежуточными шестернями.

Так, на рис. 88, *а* изображен привод с одной промежуточной шестерней *2*, сцепленной с ведущей шестерней *1* коленчатого и с ведомой *3* распределительного валов. Поскольку двигатель четырехтактный (типа Д12Б1), то у шестерни *3* вдвое больше диаметр, чем у шестерни *1*. Промежуточная шестерня *2*, как известно, на передаточное число влияния не оказывает. От шестерни *3* приводится также вал регулятора *4*. Кожух шестерни *3* распределительного вала увеличивает габаритные размеры двигателя.

Для уменьшения диаметра шестерен распределительного вала в приводах часто применяют двухступенчатую передачу. В этом случае промежуточных шестерен в приводе предусматривают две, жестко насаженные на об-

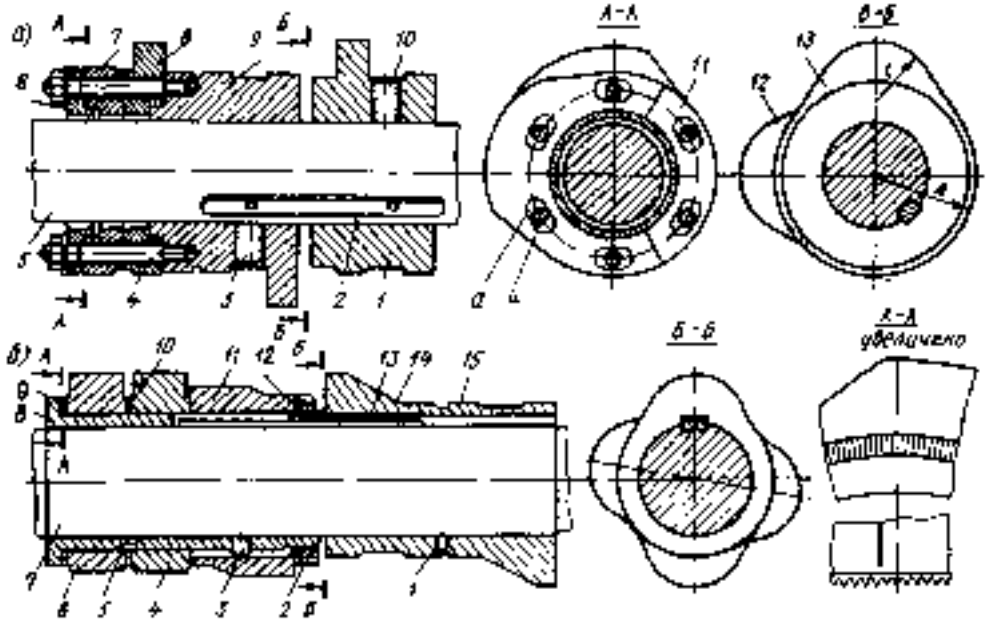


Рис. 88. Кулачковые шайбы распределительных валов

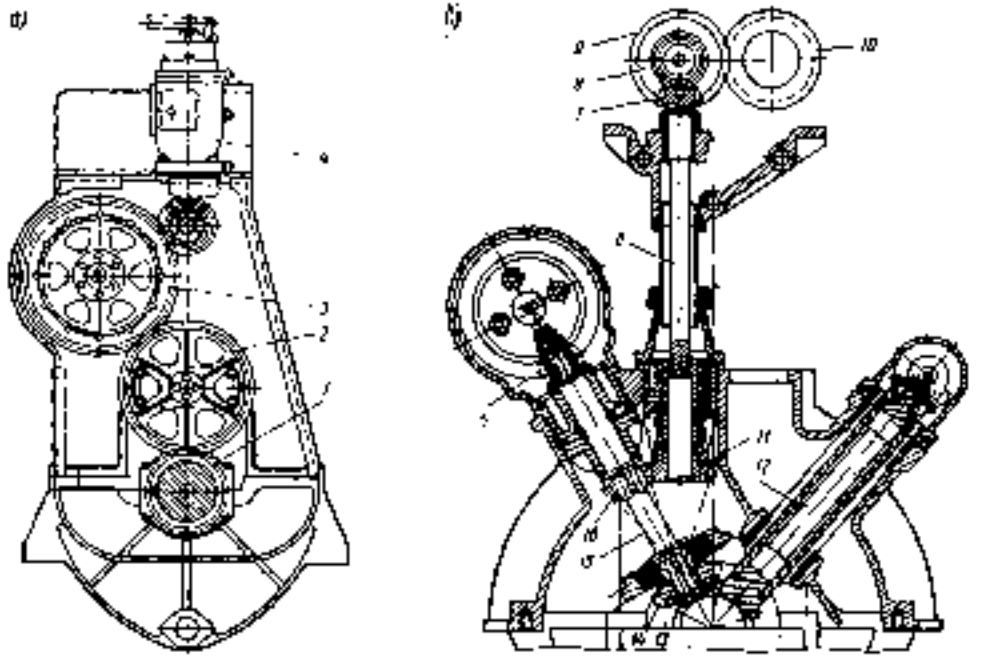


Рис. 89. Приводы распределительных валов

ций вал. Одна из них свеплена с шестерней коленчатого, а другая — с шестерней распределительного валов. Путем подбора размеров промежуточных шестерен можно получить небольшой диаметр шестерни распределительного вала.

При нижнем расположении распределительных валов в привод вводят промежуточные валы, которые используют и для привода различных механизмов.

Ведущая коническая шестерня *13* (рис. 89, *б*) коленчатого вала сцепления с ведомой шестерней *14* наклонного вала *15*. С помощью пары конических шестерен *11* и *16* наклонный вал 15 приводит в движение вертикальный вал *6*, а шестерня *5* — воздухораспределитель и топливный насос (двигатель ЗД6). Второй наклонный вал *12* служит для привода зарядного генератора.

Вертикальный вал *6* парой конических шестерен *7* и *8* приводит в движение распределительный вал впускных клапанов, а через пару цилиндрических шестерен *9* и *10* — вал выпускных клапанов.

Подобный привод применяется в V-образных двигателях.

Фазы и диаграммы распределения четырехтактного дизеля. Моменты открытия и закрытия клапанов не совпадают с положениями поршня в м. т. Выпускной клапан приходится открывать раньше, чем поршень придет в н. м. т. в конце такта расширения. Если такого опережения открытия клапана не предусматривать, то к началу хода поршня вверх давление в цилиндре не успеет снизиться до давления выпуска и на преодоление этого противодавления газов будет расходоваться лишняя работа.

Закрывать выпускной клапан целесообразно уже после перехода поршня через в. м. т. Скорость поршня вблизи мертвых точек незначительна, и продолжающееся по инерции движение потока отработавших газов будет способствовать отсосу газов из цилиндра. Отсюда же вытекает и целесообразность открывать впускной клапан до прихода поршня в в. м. т., т. е. поступление свежего заряда одновременно с отсосом из цилиндра продуктов сгорания является продувкой цилиндра.

Вблизи в. м. т. поршень также движется с небольшой скоростью. Поэтому в начале движения поршня вверх при такте сжатия в цилиндре еще бу-

дет разрежение, а столб поступающего в него воздуха будет обладать запасом кинетической энергии. Если задержать закрытие впускного клапана, то воздух по инерции будет продолжать поступать в цилиндр: будет происходить дозарядка последнего.

Следовательно, целесообразно открывать клапаны с опережениями, а закрывать их с запаздываниями относительно положений поршня в мертвых точках. Однако эти опережения и запаздывания не должны быть чрезмерными.

Так, если выпускной клапан открыть слишком рано, то будет бесцельно теряться энергия еще работоспособного газа, а при чрезмерно поздием его закрытии может происходить отсос продуктов горения из выпускного коллектора. При чрезмерно раннем открытии впускного клапана может быть выброс отработавших газов во впускной коллектор, а при слишком позднем его закрытии — выталкивание воздуха во впускной коллектор при начавшемся сжатии.

Моменты открытия и закрытия клапанов называют фазами газораспределения. Их определяют опытным путем и приводят в формулярах двигателей в виде углов опережения и запаздывания (по повороту кривошипа).

Для большей наглядности часто строят диаграмму газораспределения. У четырехтактного двигателя она имеет вид спирали (рис. 90). Угол α_2 является углом опережения открытия впускного клапана, а угол α_4 — углом

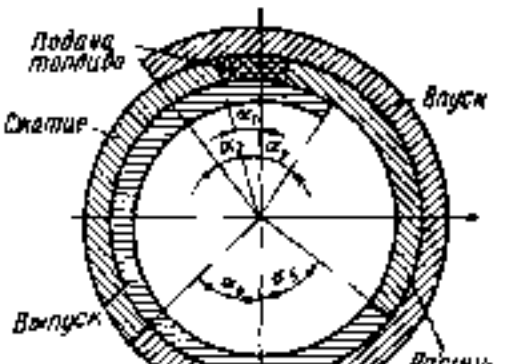


Рис. 90. Диаграмма газораспределения четырехтактного дизеля

запаздывания его закрытия. Таким образом, впускной клапан открыт в течение $\alpha_2+180°+\alpha_4°$ п. к. в., что составляет продолжительность процесса впуска. Угол α_1 — угол опережения подачи топлива. Процесс выпуска начинается с опережением на угол α_3, когда открывается выпускной клапан, и заканчивается с запаздыванием на угол α_1. Общая продолжительность процесса выпуска составляет $\alpha_3+180°+\alpha_1°$ п. к. в.

Как видно из диаграммы, при угле п. к. в. $\alpha_2+\alpha_1$ оба клапана — впускной и выпускной — открыты одновременно. Этот угол называют углом перекрытия клапанов. У дизелей без наддува он равен 25—70° п. к. в.

§ 28. Газообмен в двухтактных двигателях

Типы продувок. В § 4 был рассмотрен простейший способ продувки, называемый поперечно-щелевой (рис. 91, а). Его особенность заключается в том, что выпускные *3* и продувочные *4* окна расположены с разных сторон втулки цилиндра. Они соединены соответственно с выпускным коллектором *2* и с ресивером продувочного воздуха *5*. Продувочным окнам придан наклон вверх, в связи с чем воздух движется сначала к крышке цилиндра, затем, вытесняя отработавшие газы, меняет направление на обратное.

Чтобы к моменту открытия продувочных окон давление в цилиндре успело снизиться и стать ниже давления продувочного воздуха, выпускные окна *3* предусмотрены выше продувочных *4*. Однако в этом случае поршень *1*, двигаясь вверх, закроет сначала продувочные окна, выпускные будут еще частично открыты. Процесс продувки после закрытия продувочных окон заканчивается, следовательно, через неполностью закрытые выпускные окна будет выходить (частичная утечка) свежий заряд воздуха. Чтобы избежать это явление, у крупных двигателей выпускные и продувочные окна выполняют одинаковой высоты, но

в ресивере продувочного воздуха ставят невозвратные клапаны, которые предотвращают заброс отработавших газов из цилиндра в ресивер при открытых окнах; продувка начнется лишь при падении давления в цилиндре после открытия выпускных окон. При движении же поршня вверх продувочный воздух будет поступать до момента закрытия и тех и других окон. С той же целью в некоторых крупных двигателях на выпускном патрубке ставят приводной золотник, привод которого регулируют так, чтобы в момент перекрытия поршнем продувочных окон золотник перекрыл выпускные.

Способ поперечно-щелевой продувки широко распространен вследствие его простоты. В двигателях морского флота встречается петлевая продувка (рис. 91, *б*). Выпускные *3* и продувочные *4* окна расположены с одной стороны цилиндра, причем выпускные — над продувочными. Выпускной коллектор *2* и ресивер продувочного воздуха *1* находятся с одной стороны двигателя. При таком расположении окон продувочный воздух омывает цилиндр по всему контуру, начиная с днища поршня *5*. Это очень важно, так как продувочный воздух охлаждает днище поршня. В данном случае продувочным окнам придан небольшой наклон вниз, а днищу поршня — вогнутая форма.

Качество очистки цилиндра при петлевой продувке несколько выше, но утечка свежего заряда больше, чем при поперечно-щелевом способе продувки. Поэтому в двигателях большой мощности на выпускных патрубках ставят золотники, перекрывающие выпускной патрубок по окончании продувки.

При рассмотренных схемах продувки в цилиндре движутся встречные потоки воздуха и выпускных газов, вследствие чего воздух и газы перемешиваются. В местах изменения направления движения воздуха появляются вихри, в связи с чем там остаются отработавшие газы. Поэтому качество очистки цилиндра в таких двигателях ниже, чем в четырехтактных.

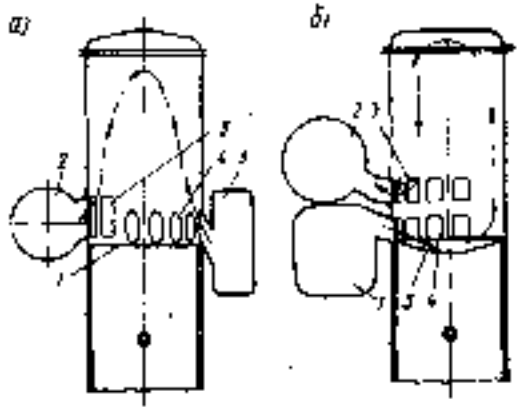


Рис. 91. Способы контурных продувок

Качественная (не уступающая очистке в четырехтактных двигателях) очистка цилиндра обеспечивается при прямоточных способах продувки. Суть способа заключается в том, что выпуск газов происходит с одного конца цилиндра, а впуск продувочного воздуха — с другого. Это достигают установкой в крышке цилиндра выпускных клапанов *1* (рис. 92, *а*). Поршень *2* открывает лишь продувочные окна *а*, а клапаны *1* открываются с помощью привода, как и у четырехтактных двигателей. Продувочные окна *а* расположены по всей окружности цилиндра, причем им придан тангенциальный наклон для образования спирального вихря продувочного воздуха. Ресивер продувочного воздуха *б* опоясывает втулку цилиндров по всей окружности.

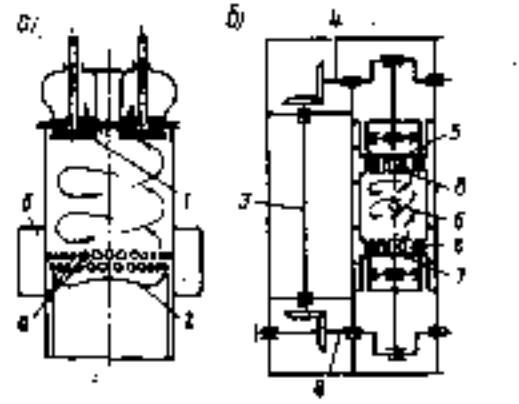


Рис. 92. Способы прямоточных продувок

Так, прямоточно-клапанный способ продувки применен в двигателях 16Д40, имеющих наибольшую на речном флоте агрегатную мощность.

В дизелях большой мощности широко применяют также прямоточно-щелевой способ продувки (рис. 92, *б*). В цилиндре предусмотрены два поршня: верхний *5* и нижний *7*. Верхние поршни двигателя работают на верхний коленчатый вал *4*, а нижние — на основной нижний вал *8*. Валы сообщены вертикальным валом *3* и коническими шестернями. Верхний поршень *5* открывает и закрывает продувочные окна *6*, а нижний — выпускные *2*. Поршни движутся противоположно. Когда они сходятся к внутренней мертвой точке, в цилиндре происходит сжатие и форсунка *1* впрыскивает топливо. Затем под давлением газа поршни расходятся, открывая в конце хода расширения выпускные (поршень *7*) и впускные (поршень *5*) окна. Рассмотренный способ продувки предусмотрен в отечественных тепловозных двигателях Д100.

Двигатели с противоположно движущимися поршнями (ПДП) строят и многорядными.

Так, в отечественном дизеле марки 5Д (16ДНП23/2×30, 16ДРПН23/2×30) мощностью 3312 кВт при частоте вращения 643 мин$^{-1}$ два ряда цилиндров с ПДП при четырех коленчатых валах. Встречаются двигатели ПДП с другими кинематическими схемами: треугольные («delta») с тремя рядами цилиндров и тремя коленчатыми валами, ромбовидные с четырьмя рядами, четырьмя валами и др.

При прямоточном способе продувки легко осуществить дозарядку цилиндра, если предусмотреть закрытие выпускных окон или клапанов раньше продувочных. У двигателей с ПДП для этого верхний и нижний кривошипы располагают под углом, отличным от 180°, ходы поршней делают разными.

Диаграммы газораспределения. Так как рабочий цикл двухтактного двигателя совершается за 360° п. к. в., диаграмма его газораспределения имеет вид кольца (рис. 93). При простейшем способе поперечно-щелевой или петлевой продувки (рис. 93, *а*) угол α_2, характеризующий продолжительность выпуска, всегда больше угла α_3 продувки: выпускные окна открываются раньше, а закрываются позднее продувочных. При прямоточных и некоторых других способах продувка может быть закончена даже позднее выпуска. Поэтому продолжительность впуска (угол α_3, рис. 93, *б*) может быть больше продолжительности выпуска (угол α_2). В этом случае по окончании выпуска происходит так называемая дозарядка цилиндра.

В обеих диаграммах (см. рис. 93) угол α_1 является углом опережения подачи топлива.

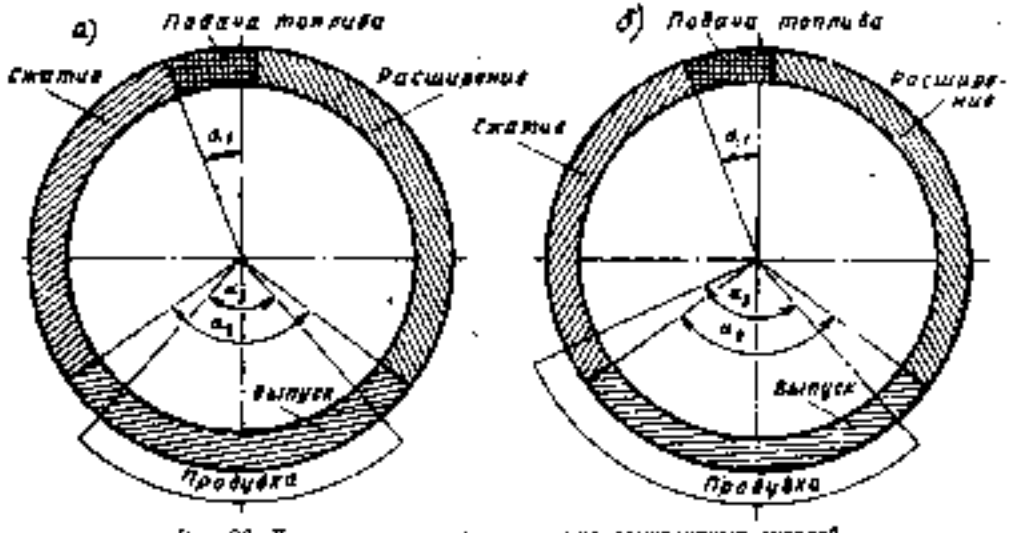


Рис. 93. Диаграммы газораспределения двухтактных дизелей

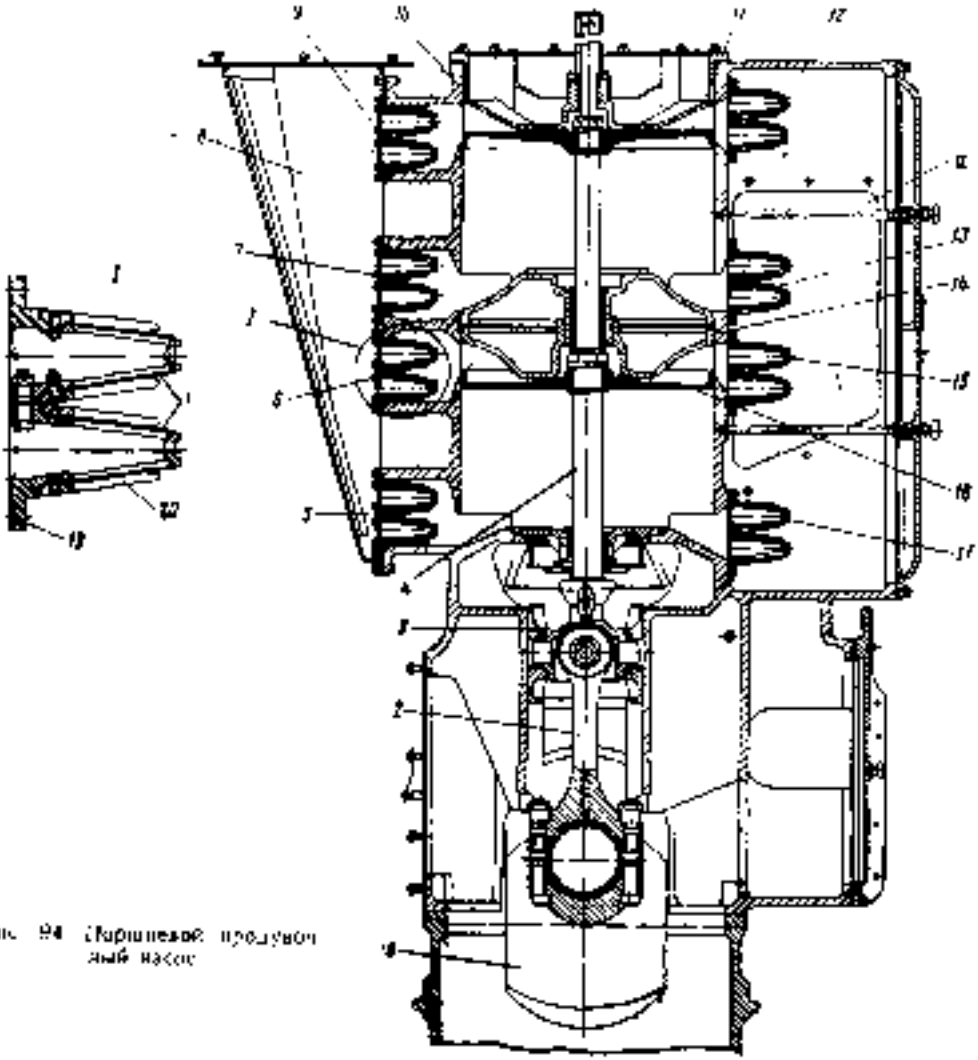


Рис. 94. Поршневой продувочный насос

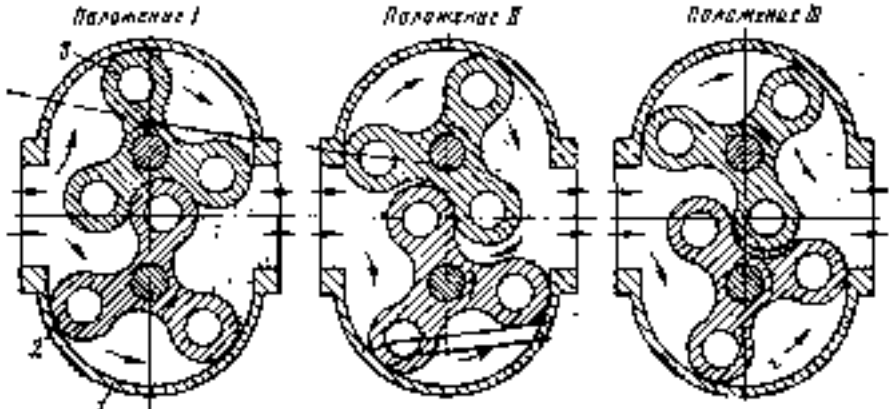


Рис. 95. Схема работы эксцентрикового продувочного насоса

Поршневой продувочный насос. Продувочный воздух вырабатывают продувочные насосы. В простейшем варианте таким насосом может быть кривошипная камера (т. е. картерное пространство) при условии, что двигатель одноцилиндровый или кривошипные камеры цилиндров разобщены. При движении поршня вверх в кривошипной камере создается разрежение и в нее засасывается из атмосферы воздух. При движении поршня вниз сжимаемый поршнем в камере воздух поступает через канал и продувочные окна в цилиндр.

В судовых дизелях устанавливают специальные продувочные насосы — поршневые, роторные или центробежные — с приводом от коленчатого вала, создающие избыточное давление воздуха 10—50 кПа.

Поршневые насосы используют для тихоходных двигателей, причем иногда (рис. 94) их изготовляют с двумя поршнями на одном штоке (тип тандем). Цилиндр *10* насоса промежуточным диском *14* разделен на две полости, каждая из которых является насосом двойного действия. Соответственно этому на штоке *4* насоса закреплены два поршня: верхний *11* и нижний *16*. Шток соединен с крейцкопфом *3* и приводится в движение шатуном *2* от прицепного кривошипа *18* коленчатого вала.

В цилиндре насоса установлены секции пластинчатых клапанов: всасывающих *5, 6, 7, 9* и нагнетательных *12, 13, 15, 17*. К всасывающим клапанам по патрубку *8* поступает воздух из атмосферы; от нагнетательных клапанов он направляется в полость *а* и из нее — в ресивер.

Если поршни будут двигаться вниз, в верхних полостях будет происходить всасывание. Атмосферный воздух через клапаны *6, 9* поступит в верхние полости, а из нижних нагнетаемый воздух пройдет через клапаны *13, 17* в полость *а* и далее в ресивер продувочного воздуха.

После того как поршни из н. м. т. начнут двигаться вверх, воздух будет засасываться через клапаны *5* и *7* в нижние полости, а из верхних полостей нагнетаемый воздух пойдет через клапаны *12* и *15* в ресивер.

Конструкция всасывающих и нагнетательных клапанов одинаковая. Они состоят из ряда пластин *1*, закрепленных одним концом на корпусе *19*. При движении воздуха из внутренней части корпуса *19* пластины отгибаются и пропускают его. Обратное движение воздуха невозможно, так как пластины ложатся на корпус, закрывая проходные щели. Над пластинами установлены отбойники *20*.

Роторный продувочный насос. Некоторые двухтактные двигатели оборудованы роторными продувочными насосами.

На рис. 95 изображена схема роторного насоса, установленного в двигателях Д100 и 37Д. Внутри корпуса *1* расположены два трехлопастных ротора *2* и *3*. Валы, на которые насажены роторы, сцеплены внешними шестернями и вращаются синхронно. Зазоры между роторами *2* и *3* и стенками корпуса и роторами небольшие.

При вращении роторы переносят воздух в направлении, показанном стрелками. Сравнивая приведенные на рис. 95 три последовательных положения роторов, можно установить, что затушеванная площадь справа от роторов уменьшается, т. е. они вытесняют воздух в ресивер. В то же время площадь слева увеличивается (из сравнения положений *I* с положениями *II* и *III*), т. е. происходит всасывание. Продувочный насос такого типа может быть только у мореходного двигателя.

§ 29. Газопроводы

Общая схема газопроводов двигателей без наддува изображена на рис. 96, *а*. Для распределения по цилиндрам всасываемого воздуха и сбора выпускных газов предусмотрены впускной *8* и выпускной *7* коллекторы. Двигатели береговых установок и особенно берегового транспорта снабжают воздушными фильтрами, задерживающими пыль. На судовых дизелях без наддува фильтры не всегда ставят,

так как они увеличивают сопротивление всасыванию, а вместо фильтра во всасывающем коллекторе *8* предусмотрена решетка *10*, задерживающая случайные предметы. Решетки ставят, как правило, с одного торца коллектора, другой его торец глушат. При этом патрубок *9* первого цилиндра будет ближе к месту забора воздуха (к решетке *10*), чем патрубки остальных цилиндров, вследствие чего условия работы цилиндров будут разные. Поэтому у двигателей типа НФД48 во всасывающем коллекторе предусмотрена продольная щель *а* (рис. 96, *б*) для впуска воздуха между его корпусом *11* и крышкой *12*. Вдоль щели установлена решетка *13*.

Выпускные газы отводятся из выпускного коллектора *7* (см. рис. 96, *а*) чаще всего с торца. С помощью переключающей заслонки *1* газы могут быть направлены в котел-утилизатор *6* или, минуя его, по трубе *2* — непосредственно в глушитель *5*. В различных местах газопровода обычно ставят компенсаторы *3*, допускающие взаимное осевое смещение труб при их нагревании.

Котел-утилизатор использует теплоту выпускных газов, температура которых может быть от 420 до 750 К.

Глушитель *5*, предназначенный для уменьшения шума выпуска, смонтирован внутри кожуха *4* дымовой трубы.

Газопровод двухтактных двигателей отличается от рассмотренного выше выпускным трубопроводом: вместо выпускного коллектора в нем предусмотрен ресивер продувочного воздуха, соединенный с продувочным насосом.

Глушители выпуска и искрогасители. Выпускные газы создают сильный шум при выпуске вследствие пульсации образующихся при истечении газов вихрей. Глушитель снижает неравномерность потока газов и уменьшает их скорость. На судах важно не только уменьшить шум, но и воспрепятствовать вылету с газами из дымовой трубы искр. С этой целью ставят глушители с искроулавливанием (рис. 97, *а*) или искрогасители. Выпускные газы, попав в глушитель по патрубку *1*, направляются в пространство между стенками внешнего *2* и внутреннего *3* цилиндров. Поскольку объем этого пространства значителен, газы расширяются, скорости их выравниваются (пульсация уменьшается). Затем через окна *а* газы проходят внутрь цилиндра *3*. В результате дробления потока и трения при переходе через окна наблюдаются дальнейшее уменьшение пульсации газов и потеря их энергии. Этому же способствует переход газов из верхней части цилиндра *3* в нижнюю вдоль направляющих лопаток *5*, укрепленных на отражателе *6*.

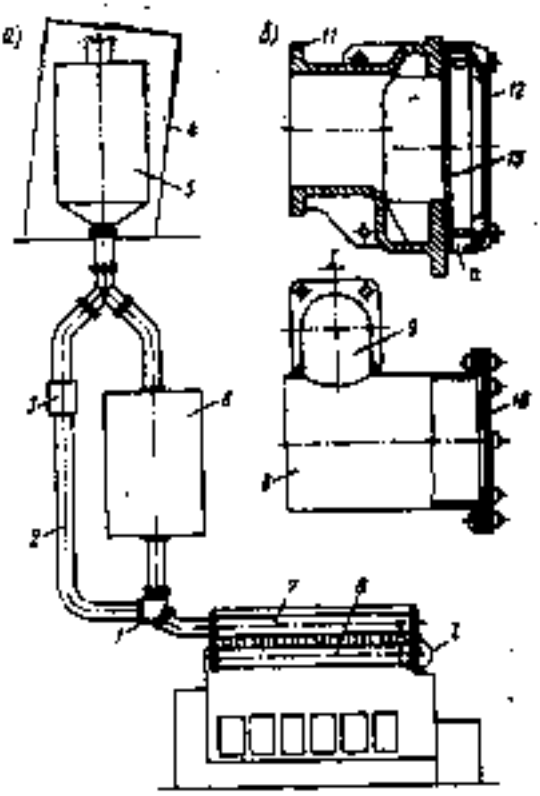


Рис. 96. Газопровод к всасывающим коллекторам

Лопатки направляют газы по винтовой линии, в связи с чем под действием центробежной силы механические примеси (сажа) отбрасываются к стенкам цилиндра *3*. Крупные примеси выпадают и по конусу *7* поступают в копильник *8*. Мелкие частицы, улавливаемые окнами *б*, попадают в карман *в*, а из него в копильник *8*. Газы выходят

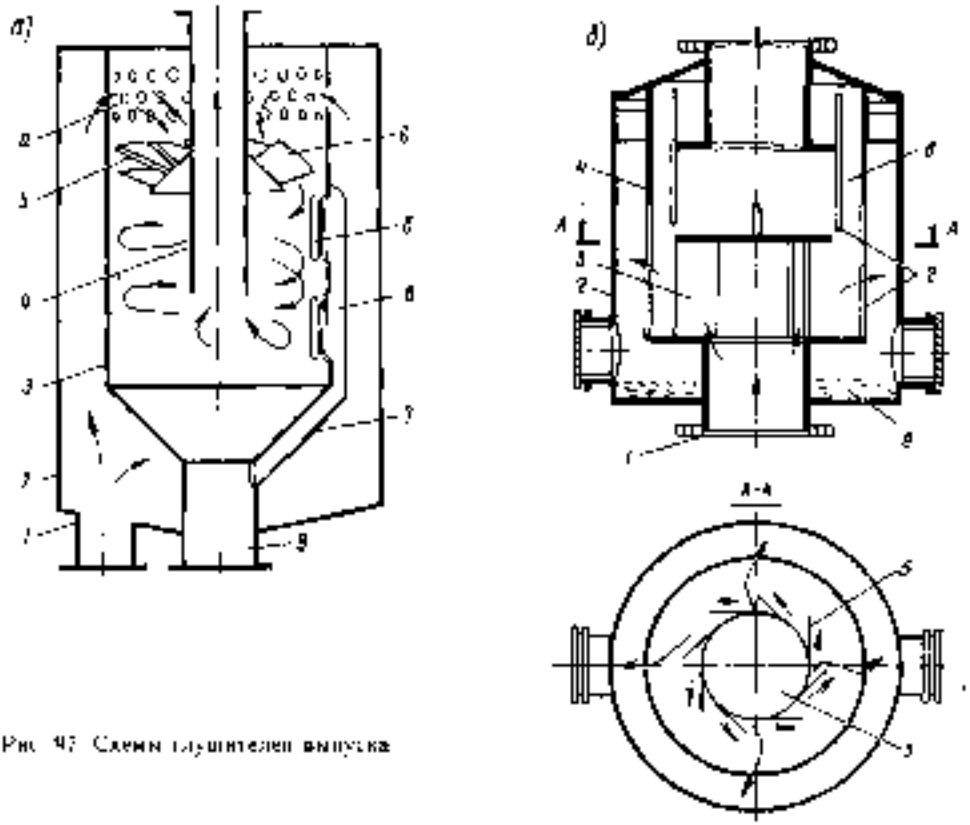


Рис. 97. Схемы глушителей выпуска

ля глушители в атмосферу по патрубку 4.

Суда, перевозящие нефть и нефтепродукты, в настоящее время оборудованы искрогасителями мокрого типа. Газы перед выходом из такого искрогасителя проходят водяную завесу, искры гаснут, шум уменьшается, поэтому у охлажденных газов меньше пульсации.

Воду после искрогашения выбрасывают. В результате этого загрязняется окружающая среда. Кроме того, вода вызывает коррозию элементов системы искрогашения.

АЦКБ Минречфлота создало и успешно внедряет на танкерах искрогасители сухого типа (рис. 97, *б*). Газы от газовых двигателей или котлов поступают через патрубок *1* корпуса *2* в центробежный аппарат *3* с лопатками *5*, где получают вращательное движение. Частицы сажи под действием центробежной силы отбрасываются и попадают через щели-ловушки *6* отделительной камеры *а* в пространство между корпусом *2* и цилиндрической вставкой *4*, откуда их периодически убирают.

§ 30. Турбокомпрессоры

Наполнение и выпуск при наддуве. К впускным клапанам четырехтактного двигателя с наддувом воздух из наддувочного коллектора поступает под избыточным давлением. Вследствие увеличения массы воздуха при том же объеме цилиндра можно повысить цикловую подачу и получить большую мощность, чем у двигателя без наддува. Это значит, что *наддув является способом форсирования двигателя* по работе цикла, по *среднему индикаторному давлению*.

При любом способе форсирования сокращается срок службы двигателя, поэтому при внедрении наддува принимают меры к снижению тепловых на-

пряжений деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Некоторые из них рассматривались выше, в данном параграфе будут указаны меры, относящиеся к периоду газообмена.

Продувка цилиндра наддувочным воздухом в конце хода выпуска способствует охлаждению деталей ЦПГ. Ее можно осуществить в том случае, когда давление наддувочного воздуха (обычно не ниже 130 кПа) будет больше давления газов в выпускном коллекторе. К концу хода выпуска давление за выпускным клапаном бывает выше атмосферного. Оно равно сумме относительных сопротивлений трубопровода, турбины и, возможно, котла-утилизатора с глушителем, т. е. примерно 110 кПа. Если иметь в виду один цилиндр, то такое соотношение давлений реально. Но в многоцилиндровом двигателе картина может быть другой. В начале свободного выпуска давление газов составляет 200—500 кПа. Если в двигателе один выпускной коллектор, то газы импульсно будут поступать в коллектор: через угол поворота вала, соответствующий углу расклинки кривошипов. В результате в коллекторе установится среднее давление, которое будет меньше, чем в начале, но больше, чем в конце выпуска. Оно будет мало отличаться от давления наддува, в связи с чем продувка цилиндра станет невозможной.

Следовательно, в многоцилиндровом двигателе необходима такая организация выпуска, чтобы к моменту закрытия выпускного клапана одного цилиндра в коллектор не поступали газы из другого. Данное требование будет выполнено в том случае, если время между выпусками из разных цилиндров будет больше продолжительности выпуска, т. е. не меньше 240° п. к. в. Исходя из этого двигатели с газотурбинным наддувом оборудуют несколькими выпускными коллекторами (шестицилиндровый четырехтактный — двумя, восьмицилиндровый — четырьмя). Цилиндры к коллекторам присоединяют с учетом необходимости обеспечения указанного промежутка между выпусками.

Для повышения эффективности продувки цилиндра наддувочным воздухом увеличиваются угол запаздывания закрытия выпускного и угол опережения открытия впускного клапанов, а в конечном счете угол перекрытия клапанов, который у дизелей с наддувом может быть от 75 до 142° п. к. в., если иметь в виду двигатели серийного флота.

Тепловые напряжения деталей ЦПГ снижаются также при охлаждении наддувочного воздуха, для чего устанавливают воздухоохладители. При водяном охлаждении температуру наддувочного воздуха после охладителя можно довести до значения, на 10—15 °С превышающего температуру охлаждающей воды. Обычно температура воздуха снижается в охладителе не менее чем на 20 °С.

Благодаря продувке цилиндра и охлаждению наддувочного воздуха не только снижаются тепловые напряжения, но и повышается мощность двигателя: в результате продувки почти полностью удаляются остаточные газы, а вследствие охлаждения увеличивается плотность воздуха.

И то и другое способствует увеличению массы свежего заряда, что позволяет повысить цикловую подачу топлива. Однако установка охладителя, оказывающего сопротивление движению наддувочного воздуха, может привести к такому снижению давления впуска, которое сведет на нет эффект от охлаждения. Поэтому согласно ГОСТ 10598—82 потеря давления воздуха в охладителе наддувочного воздуха не должна превышать 1,75% давления наддува, а по абсолютному значению 4,9 кПа.

Компрессоры наддувочного воздуха. На речном флоте применяют лишь центробежные компрессоры наддувочного воздуха. На рабочем колесе (рис. 98, *а*), насаженном на вал *3*, предусмотрены лопатки *1*, к которым через всасывающую камеру *2* поступает воздух из атмосферы. Увлекаемый вращающимися лопатками воздух под действием центробежной силы движется по межлопаточным каналам в направлении от центра вала, затем через

щелевой *б* и улиточный *а* каналы-диффузоры проходят к выходному патрубку *5*.

К камере *2* присоединены воздушный фильтр и глушитель, уменьшающие шум, создаваемый всасываемым воздухом. Для обеспечения безударного входа воздуха на лопатки рабочего колеса во всасывающей камере предусматривают направляющий аппарат. Но чаще вместо аппарата загибают вперед входные кромки *б* лопаток *1*, образуется так называемый вращающийся направляющий аппарат. В большинстве компрессоров наддувочного воздуха предусмотрены лопатки *1*, направленные радиально, к рабочее колесо *4* полузакрытого типа. Встречаются компрессоры с рабочим колесом *7* закрытого типа (рис. 98, *б*): лопатки *8* расположены у них между двумя торцовыми стенками *У* полузакрытого колеса одной (с внешнего торца) стенки нет. При закрытом колесе лопатки *8* могут быть загнуты назад, что увеличивает к. п. д. компрессора, но такое колесо применяют лишь при умеренных частотах вращения.

Щелевой *б* и улиточный *а* каналы-диффузоры служат для преобразования кинетической энергии воздуха в потенциальную, т. е. для уменьшения скорости воздуха, в результате чего повышается его давление. Ширина *b* щели канала *б* на выходе может быть больше, чем на входе. Однако даже при постоянной ширине щели, как это изображено на рис. 98, *а*, площадь выходного сечения, равная $\pi D_2 b$, будет больше площади $\pi D_1 b$ входного. Следовательно, скорость воздуха при выходе из диффузора *б* будет меньше, чем при входе в него, а давление — выше. В щелевых диффузорах некоторых компрессоров предусматривают направляющие лопатки. Для компрессоров, работающих на переменных режимах, более приемлемы безлопаточные диффузоры.

Площадь поперечного сечения улиточного диффузора *а* увеличивается по направлению к выходному патрубку *5* (см. рис. 98, *а*). Таким образом, в этом диффузоре скорость воздуха будет продолжать уменьшаться, а давление — повышаться.

Газовые турбины. В двигателях средней и большой мощности для создания наддува устанавливают газовую турбину осевого типа (рис. 99, *а*). Корпус турбины состоит из входной *10* и выходной *9* частей. Внутри входной части расположен неподвижный направляющий аппарат *3* с лопатками *1*. Вал *8* откован заодно с рабочим колесом *7*. Выпускные газы из двигателя под избыточным давлением поступают через патрубки *2* входной части *10* корпуса в кольцевую камеру *а*. Затем проходят между неподвижными лопатками *1* направляющего аппарата *3*. На этих лопатках выпускные газы расширяются первоначально, в результате чего их потенциальная энергия преобразуется в кинетическую. С большой скоростью газы двигаются в осевом направлении под оптимальным углом на лопатки *4*. В этот момент происходит преобразование кинетической энергии газа в механическую энергию вращения рабочего колеса *7*. На противоположном конце вала рабочего колеса насажено колесо компрессора наддувочного воздуха.

Израсходовав большую часть энергии, минуя обтекатель *б*, предохраняющий вал *8* турбины от теплового воздействия и предотвращающий завихрение газов, они выходят через патрубок *5* в выпускной трубопровод.

При малом количестве газа высота лопаток турбины должна быть небольшой, что снижает к. п. д. турбины. Поэтому для наддува двигателей малой мощности преимущественно применя-

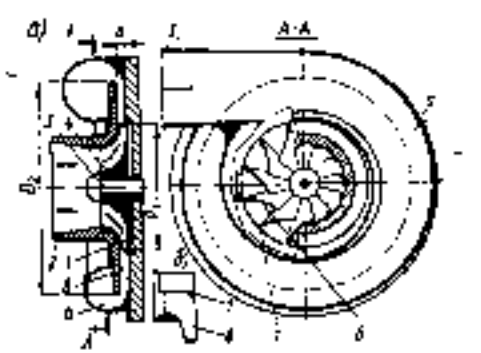


Рис. 98. Схема центробежного компрессора

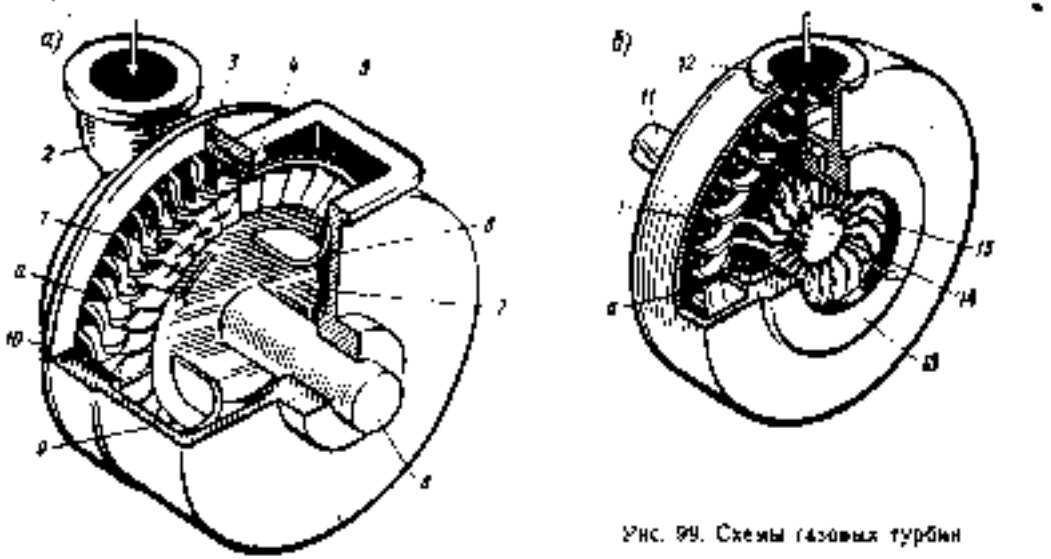


Рис. 99. Схемы газовых турбин

ют турбины радиального типа (рис. 99, *б*).

В радиальную турбину газы от двигателя поступают через патрубок *12* в распределительный канал *а*, опоясывающий лопатки *1* направляющего аппарата по окружности. С этих лопаток газы двигаются в радиальном направлении (отсюда название турбины) на лопатки *13* рабочего колеса *14* и вращают его вместе с валом *11*, а затем через отверстие во фланце *15* уходят в выпускной трубопровод. Радиальные турбины отличаются повышенной быстроходностью, поэтому надежность работы подшипников турбины меньше.

Рабочие колеса радиальных турбин изготовляют, как правило, из стального литья. Лопатки рабочих колес осевых турбин обычно выполняют отдельно и вставляют в гнезда колеса турбины. Иногда для предотвращения вибрации лопатки просверливают, а через отверстия пропускают бандажную проволоку. Часто лопатки приваривают к ступице колеса.

Питание газовых турбин. Как было отмечено ранее, выпускные газы двигателей с наддувом поступают в несколько коллекторов, с тем чтобы можно было организовать продувку цилиндра наддувочным воздухом. Площадь поперечного сечения выпускных коллекторов небольшая. Характер давления газов в коллекторе и перед турбиной сохраняется почти таким же, как и при выходе из цилиндра, т. е. пульсирующим, импульсным. В связи с этим подобный газотурбинный наддув называют импульсным. При таком наддуве мощность турбины на 20—50% больше, чем это было бы при постоянном давлении в выпускном коллекторе. Импульсная турбина быстрее набирает частоту вращения при пуске двигателя или при увеличении на него нагрузки.

На рис. 100, *а* приведена схема трубопроводов для шестицилиндрового четырехтактного двигателя с импульсным наддувом. К двум выпускным коллекторам цилиндры присоединены с учетом порядка их работы. Так, при порядке работы цилиндров *1—5 3 —6 2—4*, в один из коллекторов поступают газы из цилиндров *1, 3, 2*, в другой — из цилиндров *5, 6, 4*. Следовательно, в каждый из коллекторов газы будут поступать импульсами, следующими один за другим через 240° угла п.к.в.

На рис. 100, *в* вместимость выпускных коллекторов разная: для цилиндров *1, 2* и *3* больше, чем для цилиндров *4, 5* и *6*. В связи с этим условия работы цилиндров и импульсы давлений перед турбиной будут разными. Чтобы выровнять условия работы цилиндров и турбины, иногда применяют особый порядок работы цилиндров. Так, у двигателя Д50 порядок работы цилиндров следующий: *1—5—3—6—4—2*. Как видно из рис. 100, *б*, вместимости коллекторов в данном случае примерно равны. Такой же результат получен при порядке работы цилиндров *1—2—3—6—5—4*, характерном для двигателей 6ЧФ Д48АУ.

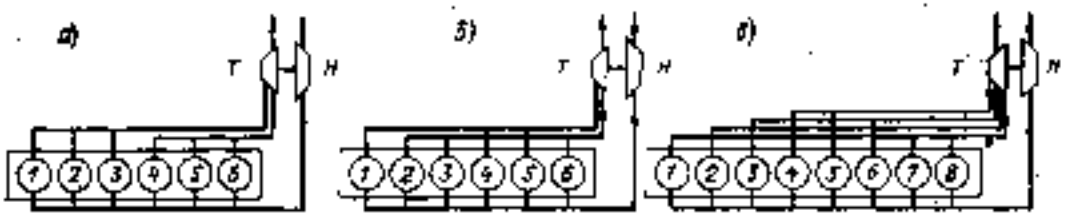


Рис. 100. Схемы газопроводов при наддуве:
Т — турбина; *Н* — нагнетатель

У двигателей с числом цилиндров больше шести для организации импульсного питания турбины двух коллекторов недостаточно. В связи с этим у восьмицилиндрового двигателя предусматривают четыре коллектора. На рис. 100, в дана схема двигателя с порядком работы цилиндров 1—5—4—2—6—3—7—8.

При газотурбинном наддуве объединяют два тепловых двигателя — дизель и газовую турбину; дизель обеспечивает турбину рабочим газом, а последняя приводит в движение компрессор, питающий дизель воздухом. Экономичность и надежность такой комбинированной установки зависит от согласованности работы ее составных частей, т. е. дизеля, турбины и компрессора.

Типы турбокомпрессоров. В соответствии с ГОСТ 9658—81 турбокомпрессоры для наддува изготовляют двух типов: ТКР — с центробежным компрессором и центростремительной (радиальной) турбиной; ТК — с центробежным компрессором и осевой турбиной. Турбокомпрессоры обоих типов могут быть трех исполнений:

Н — низкого давления, т. е. со степенью повышения давления $p_н/p_0 = 1,9$ ($p_н$ — давление воздуха после компрессора (нагнетания), p_0 — давление барометрическое);

С — среднего давления, со степенью повышения давления более 1,9 до 2,5;

В — высокого давления, со степенью повышения давления более 2,5.

На речном флоте встречаются лишь турбокомпрессоры низкого давления: при таком давлении наддува можно обеспечить увеличение мощности двигателя при умеренных тепловых напряжениях деталей. У большинства двигателей серийного флота давление наддува 130—150 кПа, т. е. степень повышения давления 1,25—1,45, что обусловливает повышение мощности у них по сравнению с аналогичными двигателями без наддува примерно в 1,5 раза. У некоторых дизелей (Г70, М401А) давление наддува составляет 170 кПа, т. е. степень повышения давления 1,65.

Согласно ГОСТ 9658—81 в условном обозначении турбокомпрессоров, кроме типа, указывают номинальный диаметр колеса компрессора в см, исполнение, модификацию.

Так, например, турбокомпрессор марки ТКР-11Н-1 можно расшифровать так: турбокомпрессор с радиальной турбиной, диаметр рабочего колеса компрессора 110 мм, низкого давления, первой модификации.

На ряде двигателей флота установлены турбокомпрессоры зарубежного производства.

Схема турбокомпрессора осевого типа. Остов турбокомпрессора состоит из трех частей (рис. 101, *а*): входного *1* и выходного *5* корпусов турбины и корпуса *4* компрессора с расширенной частью *18*. Части остова закреплены так, чтобы можно было одновременно изменять их положение в плоскости, перпендикулярной оси вала. Одновременный поворот корпусов не отражается на работе турбокомпрессора, что позволяет смонтировать его так, чтобы подводить к нему трубопроводы. Согласно ГОСТ 9658—81 у осевых турбокомпрессоров должна быть обеспечена возможность поворота корпусов на угол, кратный не более чем 30°.

У входного корпуса *1* импульсной турбины столько же входных патрубков *2*, сколько выпускных коллекторов у двигателя. На рисунке показаны два патрубка. Соответственно направляю-

щий аппарат разделен на две разобщенные секции *I* и *II*. При четырех коллекторах будет четыре патрубка и четыре секции. В средней части входного корпуса предусмотрена полость *а* для подшипника *9* рабочего вала. Она окружена пространством *в* для охлаждающей воды. Охлаждение входного корпуса необходимо для обеспечения надежной работы подшипника и снижения тепловой напряженности деталей турбины.

Выходной корпус *5* турбины является обычно несущим: он крепится к остову двигателя лапами *6*.

Для снижения температуры обработавшего газа и, следовательно, его противодавления входной *1* и выходной *5* корпуса турбины охлаждаются водой, поступающей из системы охлаждения двигателя через патрубки *7* в полости *в* и *и*. Охлаждение стенки, прилегающей к компрессору, предотвращает подогрев газами воздуха в нем. С этой же целью часто предусматривают теплоизоляционную или охлаждаемую водой вставку *12*. Для защиты вала ротора от действия газа в выходной полости *б* устанавливают отражатель *11*.

Корпус *4* компрессора выполняют неохлаждаемым. В средней его части находится полость *д* для подшипника *15* ротора, вокруг которой проходит входной канал *г* для всасываемого воздуха. Перед каналом или внутри него должны быть устройства для глушения шума, создаваемого всасываемым воздухом.

Вокруг рабочего колеса *13* компрессора располагается щелевой диффузор *ж*; через него нагнетаемый рабочим колесом воздух поступает в улиточный диффузор *е*, а из него к выходному патрубку *3* и дальше в наддувочный коллектор. На рис. 101, *а* показан лопаточный щелевой диффузор. Он имеет лопатки *21*, сечение между которыми к выходу увеличивается.

Ротор турбокомпрессора выполняется с общим для турбины и компрессора валом. Вал *19* турбокомпрессоров осевого типа опирается на подшипники *9* и *15* по концам его. Применяют как подшипники качения, так и скольжения. При подшипниках качения уменьшаются потери на трение, но они имеют меньший срок службы и жесткости при ударной нагрузке. В связи с последним обстоятельством подшипники качения устанавливают в упругих втулках, амортизирующих колебания вала ротора. В подшипниках скольжения часто применяют с той же целью плавающие втулки. Они вставляются в гнездо подшипника свободно и, следовательно, имеют два масляных слоя: между гнездом и втулкой и между втулкой и валом.

Срок службы подшипников скольжения в 3—5 раз больше, чем подшипников качения. Подшипники скольжения имеют циркуляционную смазку, тогда как подшипники качения часто смазываются маслом, забрасываемым из ванны, создаваемой в полостях *а* и *д*.

Рабочее колесо *20* осевой турбины, несущее на себе лопатки *10*, выполняют обычно заодно с валом *19*. Рабочее колесо *13* компрессора чаще всего сидит на шпонке и крепится с торца гайкой или кольцом, насаженным в горячем состоянии. На рис. 101, *а* показано рабочее колесо *13* закрытого типа: лопатки колеса находятся между двумя его торцовыми стенками. В целях повышения к. п. д. компрессора при закрытых колесах применяют лопатки *22*, загнутые назад.

Схема турбокомпрессора радиального типа. Остов турбокомпрессора с радиальной турбиной (рис. 101, *б*) также состоит из трех частей: корпуса *5* турбины, корпуса *2* подшипников и корпуса *1* компрессора. Возможность взаимного поворота частей остова обеспечивается и в турбокомпрессорах радиального типа, но для них допускается кратность угла поворота, равная 45°.

У корпуса импульсной радиальной турбины каналы *а* и *б* для входа газа, поступающего через патрубки *4* и *3*, также раздельные. Из этих каналов по лопаткам *8* и *9* направляющего аппарата *12* он движется на лопатки *10* рабочего колеса *15*, с которых выходит через центральный патрубок *13*.

Корпус *2* подшипников делается несущим. В нем заключены подшипник *16* турбины и подшипник *18* компрес-

сора. Со стороны турбины предусмотрена полость *в* для охлаждающей воды.

Корпус *1* компрессора имеет центральный патрубок *7* для входа воздуха, щелевой *в* и улиточный *д* диффузоры. Из улиточного диффузора воздух выходит через патрубок *б* с фланцем *20*.

Вал *17* турбокомпрессора с радиальной турбиной опирается на подшипники скольжения *16* и *18* средней частью. Рабочее колесо *15* турбины обычно привариваемся к валу. Рабочее колесо *22* компрессора чаще всего насаживается на шлицы вала и крепится гайкой-обтекателем *21*. Направление лопаток *23* встречается только радиальное, входные кромки их загибаются вперед по направлению вращения.

Уплотнения. В турбокомпрессоре предусмотрены уплотнения между рабочим валом и корпусом, отделяющие полости подшипников от газовой и воздушной полостей турбины и компрессора, и уплотнения, разделяющие газовую и воздушную полости.

Роторы турбокомпрессоров вращаются с частотой 10 000—35 000 мин$^{-1}$. При такой частоте вращения надежны лишь уплотнения лабиринтового типа. В турбокомпрессорах с концевыми подшипниками применяют обычно осевые уплотнения (см. рис. 101, *а*) *8* со стороны подшипника турбины, *17* между воздушной и газовой полостями, *16*, препятствующее утечке нагнетаемого воздуха, и *14* со стороны подшипника компрессора. У турбокомпрессоров консольного типа (см. рис. 101, *б*) чаще встречаются радиальные уплотнения: *14* со стороны турбины, *19* со стороны компрессора, но имеются участки и с осевыми уплотнениями, как, например, участок *11* со

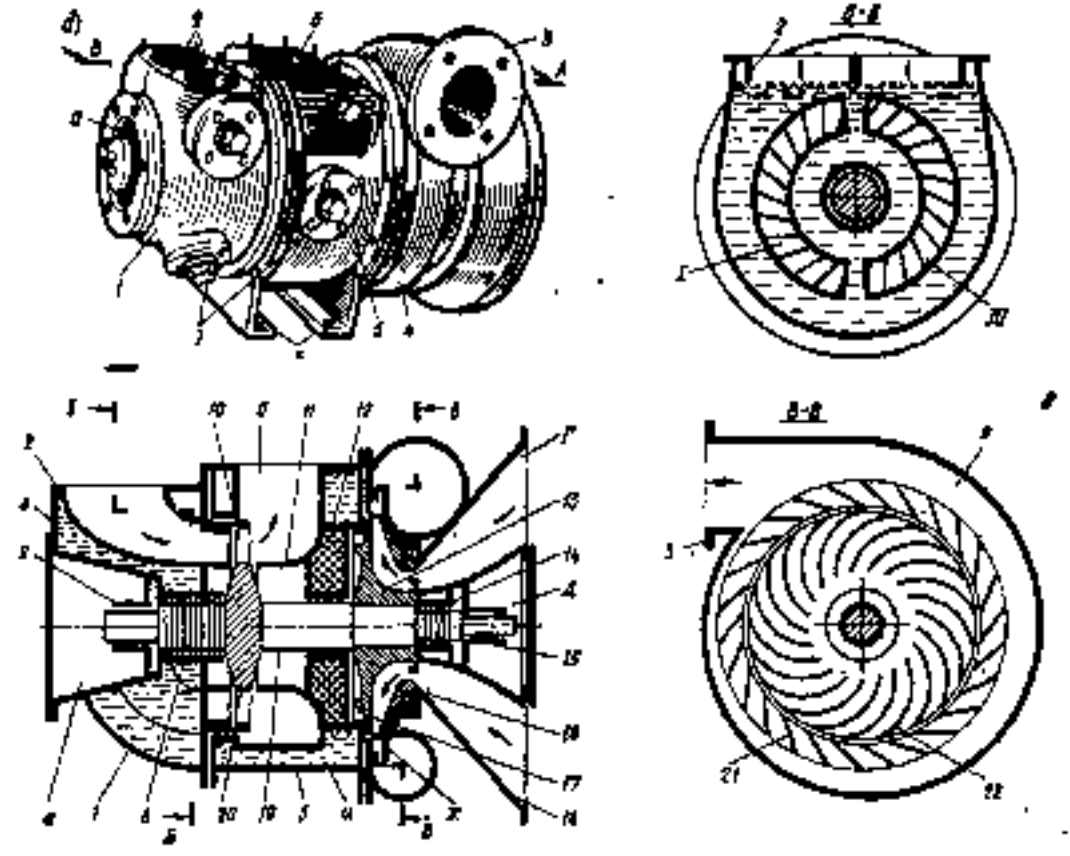


Рис 101 Турбокомпрессоры осевого

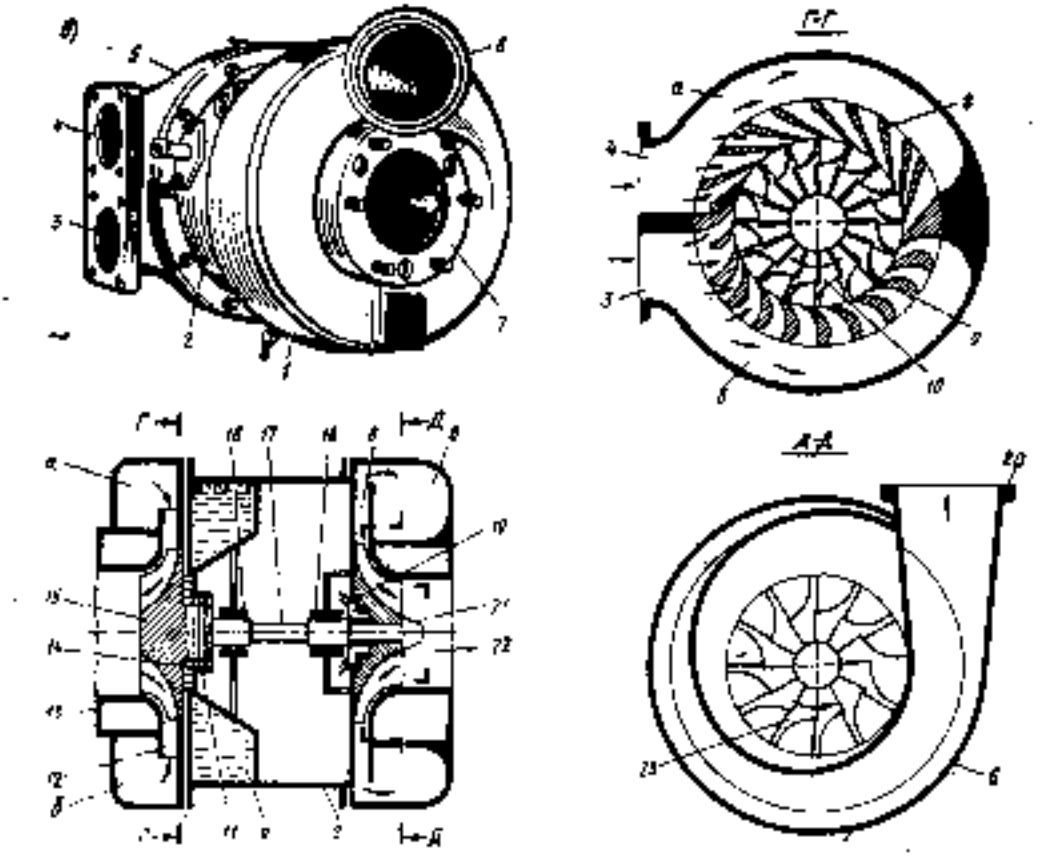
стороны турбины. Радиальные уплотнения предусматривают и в компрессорах с концевыми подшипниками.

Когда диаметры деталей значительны, обычно применяют осевые лабиринтовые уплотнения гребешкового типа (рис. 102, *а*). На рабочем валу *4* протачивают канавки, в которые вставляют гребешки *2* из отбортованной ленты. Их закрепляют на роторе проволочными кольцами *3*. Газ, просачивающийся в зазор между гребешком *2* и корпусом *1*, попадает в пространство между гребешками. Из вихреобразования в этом пространстве тратится энергия газа. После прохода нескольких гребешков энергия его снижается и он не может преодолеть сопротивление щели. В одном уплотнении делают 6—8 гребешков. Иногда гребешки вытачивают совместно с ротором.

При небольшом диаметре шейки ротора устанавливают лабиринтовые втулки (рис. 102, *б*). В данном случае гребешки *7* предусмотрены на втулке *8*. В этом случае тормозящий зазор образуется между гребешком и шейкой вала ротора *4*. Поскольку лабиринтовые втулки ставят обычно для уплотнения полости подшипника, со стороны этой полости на рабочем валу предусматривают отбойный гребень *5* для сброса масла и гребень *6* на втулке.

Радиальные лабиринтовые уплотнения выполняют в виде нескольких концентрических гребней *10* на рабочем колесе *11* (рис. 102, *в*) и аналогичных гребней *9* на стенке *1* корпуса. Радиальное уплотнение может быть с отбойным гребнем, предотвращающим проход масла.

Турбокомпрессор типа ПДГ (PDH). Для примера на рис. 103 изображен



типа (а) и радиального типа (б)

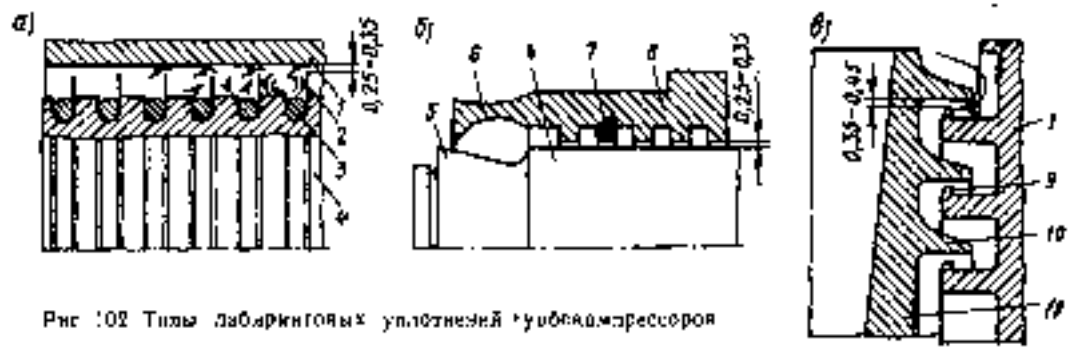


Рис 102 Типы лабиринтовых уплотнений турбокомпрессоров

турбокомпрессор ПДГ16Н (PDH16N). Его применяют для наддува двигателей 6Л160ПНС. Аналогичные турбокомпрессоры большей подачи устанавливают на двигателях 6Л275ПН (ПДГ35Н) и на двигателях 8НФД48АУ (ПДГ50Н)

Турбина турбокомпрессора импульсная с двумя каналами для подвода газов. Направляющий аппарат *38* прикреплен к входному корпусу *5* турбины винтами *9*. В средней полости корпуса установлен шариковый подшипник *2* турбины, помещенный внутри стальной пружинящей втулки *1*. Масло для смазывания подшипника, увлекаемое из масляной ванны диском *3*, через окно корпуса *4* поступает к подшипнику

Выходной корпус *10* турбины кронштейнами *33* и *37* прикреплен к двигателю. В нем помещена вставка *36*, являющаяся обтекателем и кожухом для термоизоляционной набивки *34*. На обоих корпусах турбины предусмотрены патрубки *6*, *35* для подвода и отвода охлаждающей воды.

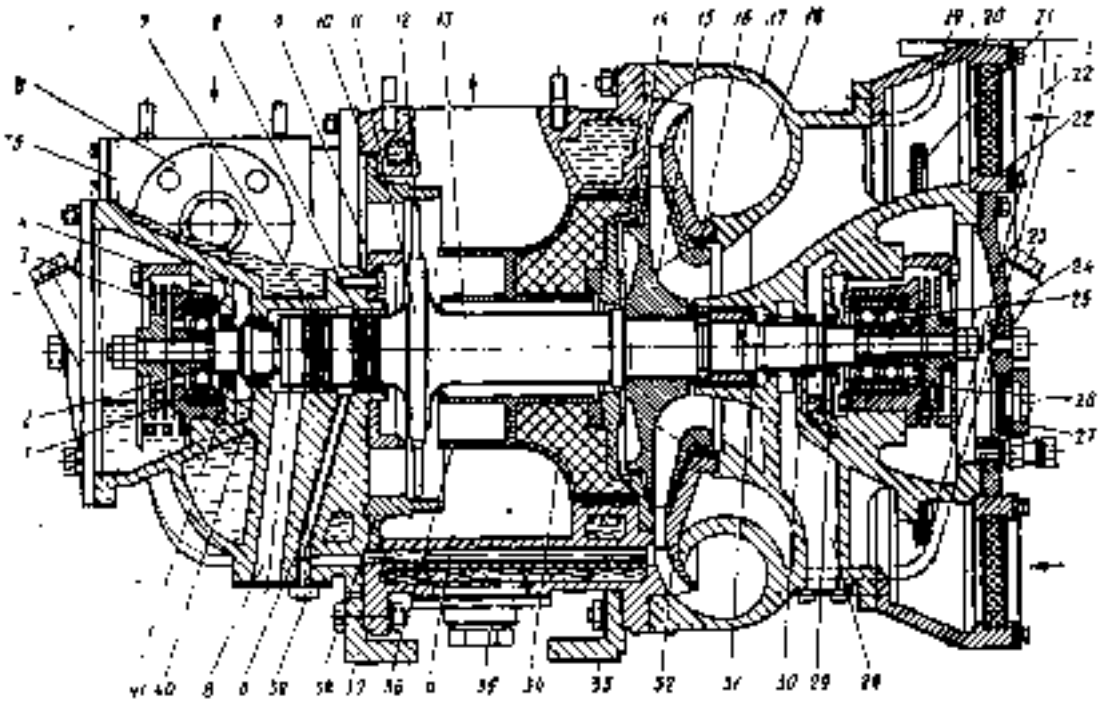


Рис 104 Турбокомпрессор ПДГ16Н

Корпус *17* компрессора отлит заодно с улиточным диффузором *18*. Лопаточный диффузор *32* выполнен отдельно и вставлен в корпус компрессора. К корпусу прикреплена коробка *20* с воздушным фильтром *23* или воздухозаборный кожух *22*. Для уменьшения шума всасывания стенки коробки *20* оклеены войлочной лентой *19* и внутри коробки установлено покрытое войлоком ребро *21*.

В средней части корпуса компрессора помещен опорно-упорный шариковый подшипник *25*, находящийся внутри резиновой втулки *26*. Смазка подшипника производится так же, как и подшипника турбины. Обе полости подшипников снабжены стеклами *27* для контроля уровня масла и горловинами *24* для заливки масла.

Вал *13* турбины выполнен заодно с рабочим колесом *11*. Лопатки *12* турбины приварные, но могут быть и вставные. Рабочее колесо *15* компрессора сидит на шпонке. В осевом направлении его фиксирует кольцо *31*, насаженное в горячем состоянии.

Со стороны подшипника турбины установлены две лабиринтовые втулки *40* и *41*, препятствующие проходу масла вдоль вала. Для предотвращения пропуска газа в полость подшипника установлены две секции *7* и *8* гребешкового уплотнения. В пространство между ними по каналам *а* и *б* поступает уплотняющий воздух от компрессора, который должен устранить возможность проникновения газа в полость подшипника. Количество поступающего в уплотнение воздуха регулируют винтом *39*, а об эффективности уплотнения можно судить по вентиляционному каналу *в*: из него не должны выходить газы.

На рабочем колесе компрессора предусмотрены гребешковые уплотнения *14* и *16* для предотвращения утечки нагнетаемого воздуха. Воздух, просачивающийся через уплотнение *14*, проходит в пространство между защитным кожухом *35* и валом *13*, что способствует охлаждению вала.

Со стороны подшипника компрессора установлены лабиринтовые втулки *29* и *30*. Средняя часть втулки *30* соединена со стенками разгрузочного канала *28*, выходящего в атмосферу. Без него существовала бы опасность подсоса ходпрессором масляной пыли из полости подшипника.

Подача турбокомпрессора ПДТ16Н 160 м³/ч воздуха при давлении 101,3 кПа и температуре 293 К. Частота вращения ротора 21 000 мин⁻¹. Давление наддува 130 кПа, нормальная температура газа перед турбиной 823 К.

Глава VI

ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

§ 31. Состав и схемы топливных систем

Топливная система должна обеспечивать хранение, подогрев, очистку и периодическую подачу в цилиндры строго определенной дозы распыленного топлива.

Для хранения топлива предусматривают цистерны основного запаса и расходные топливные баки. В цистернах основного запаса хранится основное количество топлива, а в расходных баках — некоторое количество его для питания двигателя.

Непрерывная очистка топлива производится в фильтрах, периодическая очистка сильно загрязненного или обводненного топлива — в сепараторе.

В цилиндры топливо подают топливные насосы высокого давления (ТНВД), число которых соответствует числу цилиндров. ТНВД дозируют топливо, т. е. измеряют определенное его количество и подают под большим давлением в распыливающие форсунки.

Если двигатель работает на моторном топливе, то в систему устанавливают отстойные цистерны, устройства для подогревания и дополнительной очистки топлива. Поскольку для пуска двигателя необходимо дизельное топливо, то предусматривают специальный трубопровод.

Основной запас топлива хранят в отсеках, выгородках у бортов, междудонном пространстве. В случае размещения топлива в отсеке устанавливают перегородки, чтобы предотвратить перетекание топлива от борта к борту при кренах, на волнении. Для приема топлива по бортам теплохода устанавливают наливные палубные втулки, от которых в цистерны идут приемные трубы.

Цистерну основного запаса оборудуют вентиляцией, чтобы при приеме или заборе топлива в ней не создавалось давление или разрежение и для удаления паров топлива. Вентиляционные трубы выводят выше надстройки и на конце их устанавливают огнезащитную сетку.

Для забора топлива из цистерны основного запаса, как правило, предусматривают два патрубка: верхний и нижний. Оба приемных патрубка размещают в нижней части цистерны, но один несколько выше другого, чтобы через него можно было принимать достаточно чистое топливо. Верхний патрубок (или дополнительный) обычно оборудован поплавком, позволяющим брать топливо из верхних его слоев. Нижний патрубок предназначен для зачистки цистерны. В самой нижней части цистерны должен быть кран для спуска отстоя.

В цистернах основного запаса моторного топлива и в отстойных устанавливают змеевики для подогревания топлива.

Вместимость цистерн основного запаса рассчитывают на 10—20 сут работы теплохода.

Вместимость расходного бака рассчитывают на 6—8 ч работы тех двигателей, которые от него питаются. Расходные баки предусматривают для каждого двигателя и каждого вида топлива (дизельного, моторного). Их располагают в верхней части машинного отделения.

В расходный топливный бак топливо подает из цистерны основного запаса дежурный топливный насос. Обычно устанавливают два насоса: приводной от электродвигателя и ручной.

На судах с экипажами, работающими по методу совмещения профессий или без постоянной вахты в машинном отделении, расходный бак должен заполняться автоматически. Расходный бак моторного топлива заполняет обычно насос сепаратора.

Чтобы избежать переполнения бака, в верхней его части устанавливают переливную трубу, площадь поперечного сечения которой должна быть в 1,5 раза больше наполнительной. Переливная труба соединена с цистерной основного запаса, оборудованной обычно вентиляционной трубой (в верхней части) и трубой для спуска топлива (в нижней части).

Кроме того, на расходном баке должны быть предусмотрены указательное стекло для контроля уровня топлива, расходный патрубок с краном и труба для спуска отстоя. Расходный патрубок устанавливают несколько выше дна бака, чтобы на двигатель не попадал отстой, а патрубок для спуска отстоя — в самом нижнем месте бака. В автоматизированных установках подачи топлива расходный бак оборудован сигнализацией, информирующей о минимальном уровне топлива.

На небольших судах расходные баки не устанавливают, топливо подает в двигатель из цистерны основного запаса топливоподкачивающий насос.

Системы топливоподготовки дизельного топлива. В настоящее время на флоте наряду с дизельным широко применяют тяжелые топлива, менее дефицитные, чем дизельное, но более дешевые. В этом разделе будут рассмотрены однотопливные дизельные и двухтопливные системы.

В топливную систему входят: топливная система всей СЭУ и системы питания собственно двигателей.

На рис. 104 изображена принципиальная схема системы дизельного топ-

лива СЭУ. В ее состав входят цистерны основного запаса *1*, *4* и расходные *12*, *15*, насосы *27* и *35*, сепаратор *22*, цистерна грязного топлива *25*, трубопроводы, краны и др.

В цистернах *1* и *4* хранится основной запас топлива. Он рассчитан на 10—20 сут работы двигателей, установленных на теплоходе. Цистерны основного запаса (одна или несколько) расположены в корпусе судна и оборудованы вентиляционными трубами *2* с пламепрерывающим устройством *3*.

Топливо от нефтебункеровочной станции можно принимать с любого борта судна, для чего предусмотрены палубные втулки *29* и *6*. Перед приемом топлива открывают вентили *28* и *7*, а также вентили *30* или *6* в зависимости от того, с какого борта его будут принимать и в какую цистерну. Если топливо принимают сразу во все цистерны, вентили *30* и *6* открывают одновременно. Имп же пользуются для выравнивания уровня топлива в цистернах.

Расходные цистерны заполняют топливом из цистерн основного запаса с помощью электронасосного агрегата *35* автоматически или ручным насосом *27* с помощью трехходовых кранов *34* и *9*. На схеме они показаны при работе электронасосного агрегата *35*. При открытых проходных кранах *5*, *18* топливо поступает из цистерны *4* в цистерну *12*. Из цистерны *1* топливо забирают через кран *31*, в цистерну *15* оно поступает через кран *19*. В случае переполнения расходных цистерн топливо отводится из них по трубам *10* в цистерну основного запаса.

Из расходных цистерн *12* и *15* топливо через краны *13* и *16* поступает в дизель. Вместимость цистерны должна быть рассчитана на работу дизеля (или дизелей), питающегося от нее в течение 6—8 ч. Расходные цистерны оборудованы вентиляционными трубами *11* и кранами *14*, *17* для спуска отстоя.

Топливная система СЭУ оборудована сепаратором *22* для предварительной очистки топлива от воды или загрязнений. В нем предусмотрены два

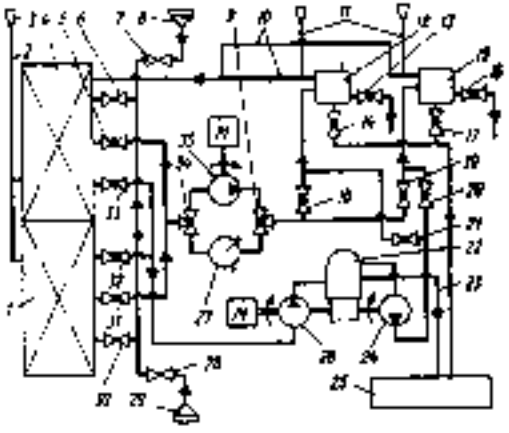


Рис. 104. Схема системы дизельного топлива СЭУ

насоса *24*, *26*. Последний забирает топливо от цистерны *1* или *4* в зависимости от того, какой из кранов *32* или *33* открыт, и подает его в сепаратор. Очищенное топливо насос *24* через кран *21* или *20* подает в цистерну *12* или *15*. Вода или загрязнения стекают по трубе *23* в цистерну *25*, откуда с помощью специального насоса поступают на плавучие станции сбора подсланевых вод.

Схема системы дизельного топлива собственно дизеля. На рис. 105 изображена принципиальная схема системы дизельного топлива. Расходная цистерна *5* устанавливается как можно выше и снабжается указателем уровня топлива. При открытом кране *4* топливо проходит фильтры предварительной очистки *3* и забирается топливоподкачивающим насосом *1*, последний подает топливо через фильтры грубой *10* и

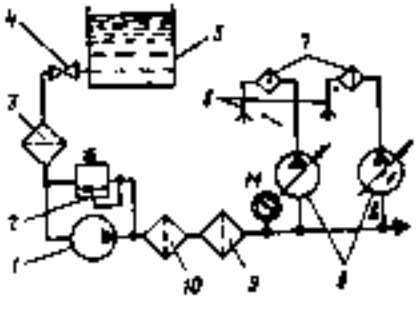


Рис. 105. Схема системы дизельного топлива собственного дизеля

тонкой 9 очистки к топливным насосам высокого давления, которые направляют топливо в форсунки 6. Часто фильтром предварительной очистки 3, установленным в цистерне 5, является латунная сетка. Перед форсунками размещают фильтры высокого давления 7, которые должны задерживать кусочки окалины.

Насосы высокого давления 8 должны подавать в форсунки одинаковые порции топлива, соответствующие нагрузке на двигатель. Бесперебойную подачу топлива к насосам высокого давления, несмотря на сопротивление фильтров 10 и 9, обеспечивает топливоподкачивающий насос 1. Так как подача насоса 1 превышает подачу насосов 8, то в системе предусматривают клапан 2, перепускающий излишнее топливо обратно во всасывающий трубопровод.

На дизелях первых выпусков топливоподкачивающих насосов не было. К топливным насосам топливо поступает вследствие гидростатического давления топлива в цистерне 5.

Системы топливоподготовки моторного топлива. Двигатели, работающие на тяжелом (моторном) топливе, оборудуют системой топливоподготовки, предназначенной для подогревания и предварительной очистки его от смолистых веществ, воды и прочих примесей.

Основной запас тяжелого топлива хранится в одной (или в нескольких) цистерне 3 (рис. 106), в которой предусмотрен змеевик 1 или другое устройство для подогревания. Электронасосный агрегат 5 подает топливо в отстойную цистерну 19 через вентили 4 и 2. Загрязнения оседают тем сильнее, чем выше температура, создаваемая подогревателем 22. Из отстойной цистерны топливо поступает в сепараторы 13 и 10, работающие последовательно. Насос 15 сепаратора 13 может забирать топливо из отстойной цистерны 19 или цистерны основного запаса 3, что зависит от того, какой из вентилей 20 или 21 открыт. Насос 15 подает топливо через трехходовый кран 16 в один из подогревателей 17 или 7, а оттуда оно выходит через кран 6. Если дополнительно подогревать топливо перед сепарацией не требуется, открывают кран 18 и оно, минуя подогреватели, направляется в сепаратор 13. Очищенное топливо насос 14 подает к насосу 12, а последний направляет его в сепаратор 10. Отсепарированное топливо насос 11 подает в расходную цистерну 8, оборудованную подогревателем 9. Отходы сепарации по трубам (на схеме не показаны) поступают в специальную цистерну.

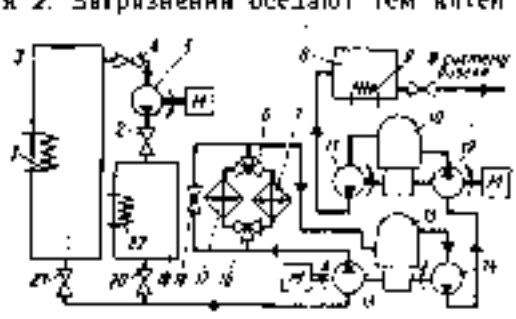


Рис. 106. Схема системы топливоподготовки

Схема системы моторного топлива собственно дизеля. Дизели, приспособленные для работы на моторном топливе, используют его только при полной или достаточно высокой нагрузке. При пуске, во время маневров и перед остановкой дизель переводят на дизельное топливо. Это значит, что в системе должно быть подведено к топливным насосам два вида топлива: моторное и дизельное. Системы с автоматическим переключением питания дизеля с одного вида топлива на другое сложны. На рис. 107 изображена упрощенная схема, поясняющая принцип организации питания дизеля обоими видами топлива. Для подачи топлива предназначены краны 13, 16 и 4, переключаемые одновременно. На рис. 107 они изображены в двух положениях: справа при работе дизеля на моторном топливе, слева при работе его на дизельном.

Электронасосный агрегат 1 забирает моторное топливо из цистерны 2 через фильтр предварительной очистки 3. Несмотря на подогреватель в расходной цистерне 2, топливо дополнительно проходит через подогреватель 15. Затем через фильтры грубой 14 и тонкой 12 очистки, кран 13 оно

направляется в магистраль *9*, а из нее — к топливным насосам *8*. Топливо насос *1* подает в большем количестве, чем это требуется. Лишнее топливо отводится от дизеля по трубе *10*, через кран *16* и по трубе *11* в цистерну *2*. Благодаря непрерывной циркуляции топлива предотвращается образование пробок и отложений. С помощью крана *4* при работе двигателя на моторном топливе соединены подводящая трубка *5* дизельного топлива с отводящей *6*. Таким образом, оно циркулирует в замкнутом контуре, не поступая к ТНВД.

Для работы на дизельном топливе дизель переводят с помощью кранов *13*, *16*, *4* (на рис. 107 слева). Из трубы *5* топливо через кран *4* проходит в трубу *7* и далее в магистраль *9*, откуда направляется к топливным насосам *8*. Избыток топлива по трубе *10* через кран *16* поступает в трубу *6* и по ней в расходную цистерну дизельного топлива.

Чтобы избежать застывания моторного топлива, когда дизель работает на дизельном, электронасосный агрегат *1* не останавливается. При этом моторное топливо циркулирует по контуру: расходная цистерна *2* — фильтр *3* — электронасосный агрегат *1* — подогреватель *15* — фильтры *14* и *12* — кран *13* — труба *11* — цистерна *2*.

Система топливоподготовки смесей дизельного и тяжелого топлив. Эксплуатация двухтопливных систем, рассмотренных выше, связана с неудобством переключения с одного вида топлива на другой. В настоящее время накоплен опыт приготовления и использования стабильных топливных смесей дизельного и тяжелого топлив в дизелях судов Минречфлота РСФСР. Основным устройством для приготовления высокостабильных качественных топливных смесей является ультразвуковой гидродинамический смеситель-дозатор УЗГС-5000. Он предназначен для смешивания в любых заданных пропорциях дизельного и тяжелого топлив с одновременной акустической обработкой.

Принцип действия УЗГС-5000 основан на интенсивном высокодисперсном

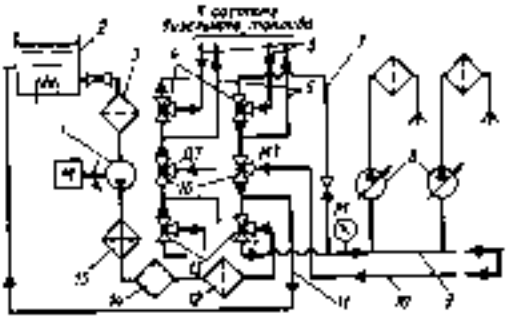


Рис. 107. Схема системы моторного топлива собственно дизеля

перемешивании движущихся под давлением 0,6—1,2 МПа потоков смешиваемых топлив в резонаторах, где энергия перепада давлений потоков преобразуется в энергию ультразвуковых колебаний вследствие знакопеременного торможения набегающих одна на другую (под острым углом) в вихревой камере резонаторов струй топлив.

Принципиальная схема приготовления смеси топлив приведена на рис. 108. Из цистерны основного запаса *6* тяжелое топливо, подогретое змеевиком *5*, шестеренный насос *4* забирает и через фильтр *3* подает к смесителю-дозатору *2* типа УЗГС-5000, а шестеренный насос *8* из цистерны *7* через фильтр *9* тоже подает дизельное топливо к этому же смесителю-дозатору. Там топлива смешиваются в заданных пропорциях и одновременно проходят ультразвуковую обработку. Готовая стабильная смесь поступает в расходные цистерны главных *10* и вспомогательных *1* двигателей. Очистку топливной смеси дополнительно

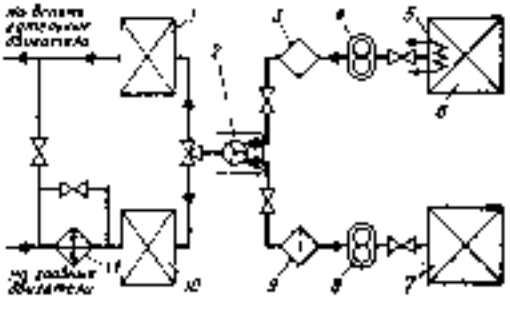


Рис. 108. Схема системы топливоподготовки смесей дизельного и тяжелого топлив

производят штатными фильтрами каждого двигателя. Если доля тяжелого топлива превышает 35%, включают нагреватель *11*.

Смесь топлив нельзя длительно хранить, поэтому ее необходимо использовать до постановки судна на зимний отстой.

Перед постановкой на зимний отстой для промывки топливной системы СЭУ рекомендуется не менее 20 ч отработать на чистом дизельном топливе.

§ 32. Топливоподкачивающие насосы

Чтобы обеспечить бесперебойную подачу топлива из расходных цистерн к топливным насосам высокого давления, в топливную систему включают топливоподкачивающие насосы. Благодаря создаваемому ими давлению топлива (0,02—0,5 МПа) обеспечивается устойчивая работа топливной системы.

В судовых дизелях применяются поршневые, шестеренные и роторные топливоподкачивающие насосы.

Поршневые саморегулируемые насосы. На вспомогательных высокооборотных двигателях устанавливают поршневые топливоподкачивающие насосы, обладающие свойством саморегулирования (рис. 108).

Нагнетательный ход поршня *5* (рис. 109, *а*) происходит в момент, когда кулачковая шайба *1* не воздействует на толкатель *2*. Последний отжимает пружина *12*, и шток *4* отходит от поршня *5*. Топливо, находящееся в полости *б* и вытесняемое поршнем, направляется в дизель. Поршень *5* перемещается под действием пружины *7* лишь по мере расходования топлива. Во время работы дизеля под нагрузкой большой расход топлива, т. е. оно покидает полость *б* быстро, без нагрузки — медленно. В первом случае скорость перемещения поршня *5* под действием пружины *7* будет выше, чем во втором. Значит, насос подает столько топлива, сколько его расходует двигатель. Таким образом, насос является саморегулируемым, не нуждающимся в перепускном клапане. При рассмотренном направлении движения поршня *5* в полости *а* создается разрежение, поэтому в нее через клапан

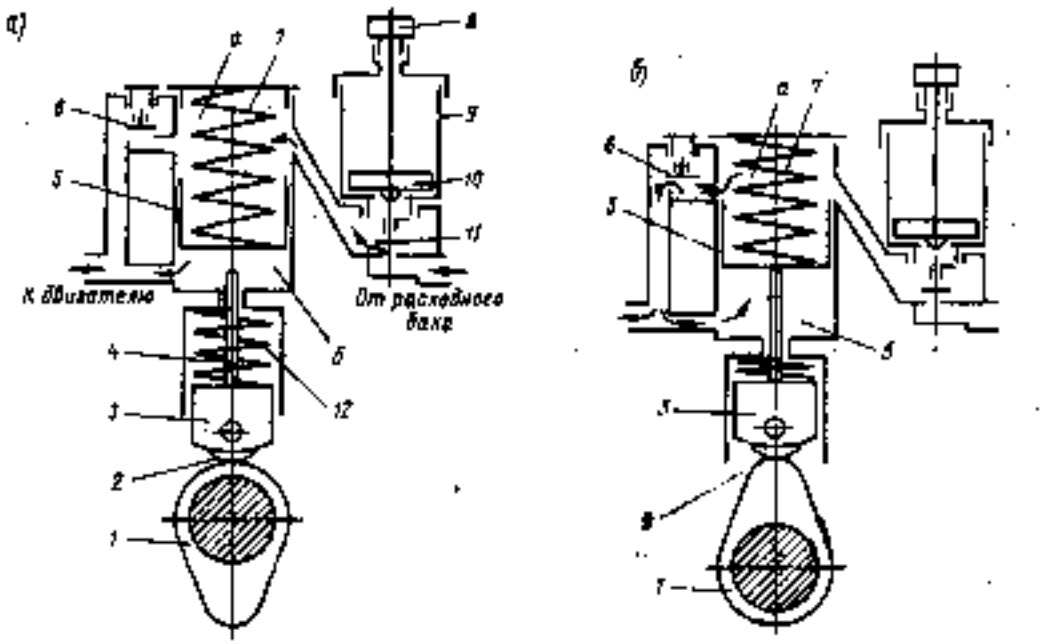


Рис. 109. Схема поршневого саморегулируемого топливоподкачивающего насоса:
а — нагнетательный ход, *б* — подготовительный ход

11 поступит топливо из расходной цистерны.

Когда кулачковая шайба *1* набежит на ролик *2* толкателя *3* (рис. 109, *б*), поршень *5* будет перемещаться в обратном направлении, сжимая пружину *7*. Топливо из полости *а* начнет выходить через клапан *6* в полость *б*. Часть топлива направится на дизель, но основная его масса перейдет из полости *а* в полость *б*. Иными словами, ход поршня *5* под действием кулачковой шайбы является подготовительным, т. е. поршень возвращается в исходное положение начала нагнетательного хода.

К топливоподкачивающему насосу присоединен топливопрокачивающий для предпускового прокачивания топливной системы дизеля.

При разборке и сборке топливной аппаратуры в систему может попасть воздух. Для его удаления и для предпускового прокачивания топлива головку *8* (см. рис. 109, *а*) вывинчивают из крышки цилиндра и начинают перемещать вверх-вниз поршень *10*. При движении поршня *10* вверх топливо из расходного бака засасывается в цилиндр *9* через клапан *11*, при перемещении поршня вниз оно через полость *а*, клапан *6* пойдет к двигателю.

После прокачивания головку *8* ввинчивают в крышку цилиндра *9* и поршень *10*, сместившись вниз, перекроет канал (отверстие), соединяющий цилиндр *9* с пространством под клапаном *11*.

На рис. 110 изображен продольный разрез насоса двигателя 6Л160П1НС, работающего по рассмотренному принципу. Поршень *18* нагружен с передней стороны пружиной *14*, упирающейся в пробку *13*, ввернутую в корпус *6* насоса. С задней стороны поршня предусмотрен колпачок *4*, внутри которого заключен нагнетательный клапан *1*. Через колпачок *4* на поршень *18* воздействует толкатель *2*, примыкающий другим торцом к эксцентрику *3* кулачкового вала блочного топливного насоса. В нижней части корпуса *6* помещены всасывающий клапан *15* и сетка *16*. Под ними находится отстойник *17*, в который по трубе, не изображенной на рисунке, поступает топливо.

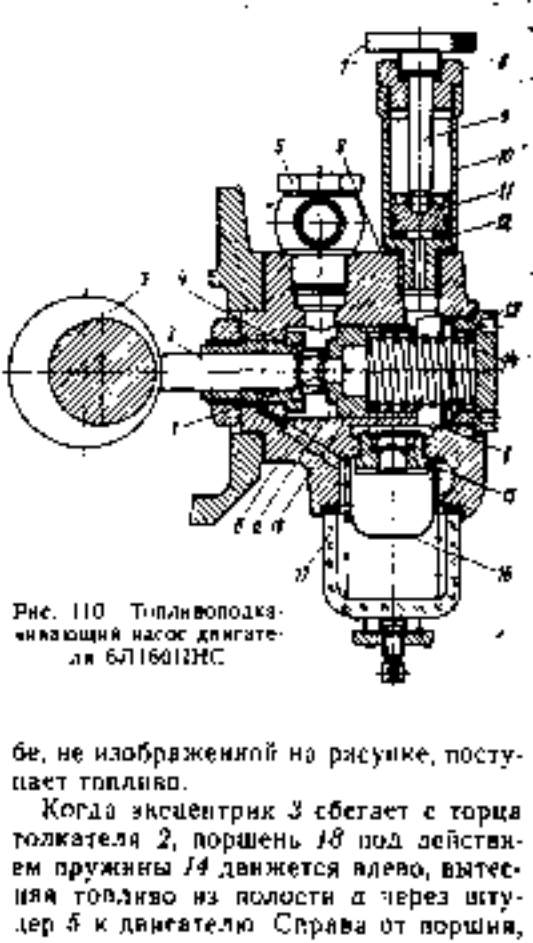


Рис. 110. Топливоподкачивающий насос двигателя 6Л160П1НС

Когда эксцентрик *3* сбегает с торца толкателя *2*, поршень *18* под действием пружины *14* движется влево, вытесняя топливо из полости *а* через штуцер *5* к двигателю. Справа от поршня, т. е. в полости *в*, создается разрежение и топливо из отстойника *17* засасывается в нее через сетку *16* и клапан *15*. При набегании эксцентрика *3* на толкатель *2* поршень *18* движется вправо, сжимая пружину *14*. Всасывающий клапан *15* закрывается, и топливо из полости *в* через нагнетательный клапан *1* вытесняется в полость *а*. Прокачивающееся вдоль толкателя топливо по каналу *6* стекает в отстойник.

Для заполнения системы топливом при неработающем двигателе предусмотрен ручной насос, цилиндр *10* которого ввернут в корпус *6*. При необходимости прокачать систему, головку *7* штока *9* ввинчивают из пробки *8*, после чего за эту головку начинают перемещать поршень *11* попеременно вверх и вниз. При движении поршня *11* вверх топливо засасывается через клапан *15* и полость *в* в цилиндр *10*, при движении его вниз топ-

ливо поступает через полость *в*, клапан *1*, полость *а* к штуцеру *5* к двигателю. После прокачивания головку *7* ввертывают в пробку *8* и поршень *11* прижимается к прокладке *12*, благодаря чему герметизируется полость *в*.

Шестеренные насосы. Наиболее часто для подачи топлива применяют шестеренные топливоподкачивающие насосы вследствие их простоты. В корпусе *1* насоса (рис. III, *а*) находятся ведущая *2* и ведомая *4* шестерни, сцепленные между собой. Ведущая шестерня *2* насажена на вал *3* с помощью шпонки и приводится во вращение от коленчатого вала. Шестерня *4* свободно сидит на оси *5*. Ведомая шестерня вращается против часовой стрелки, а ведущая *2* — по часовой. Каждая из шестерен при вращении переносит топливо во впадинах зубьев в направлении справа налево. Значит, топливо к шестерням должно быть подведено через отверстие *д*, а отведено от них через отверстие *а*.

Перемещаемое между зубьями шестерен — во впадинах топливо будет накапливаться в левой части корпуса насоса. При этом в ней будет создано давление, а в первой части — разрежение.

При конструировании насоса стремятся обеспечить избыток поступления топлива по сравнению с его расходованием. Для перепуска избыточного топлива предусмотрен клапан *6*, нагруженный пружиной *7*. В связи с избытком поступления топлива давление слева от клапана *6* возрастает, он отжимается от седла и топливо по каналам *б*, *в* и *г* перетекает в правую полость.

Как видно из рассмотренного, для нереверсивного насоса всасывающий и нагнетательный клапаны не нужны, тогда как у реверсивного насоса их должно быть по два всасывающие *12*, *17* (рис. III, *б*) и нагнетательные *13*, *15*. Полостью всасывания служит канал *ж* с отверстием *е* для подвода топлива, полостью нагнетания — канал *б* с отверстием *г* для штуцера, через который топливо отводится.

Если шестерни *14* и *18* будут вращаться по направлению сплошных стрелок, над клапаном *17* будет разрежение. Топливо, двигаясь по каналу *д*, поднимет клапан *17* и пройдет к шестерням, перемещаясь по каналу *в*, оно поднимет клапан *13* и поступит к выходному отверстию *г*. При обратном направлении вращения шестерен путь топлива изображен пунктирными стрелками. В этом случае шестерни его будут переносить слева направо. Всасывающий клапан *12* откроется, и

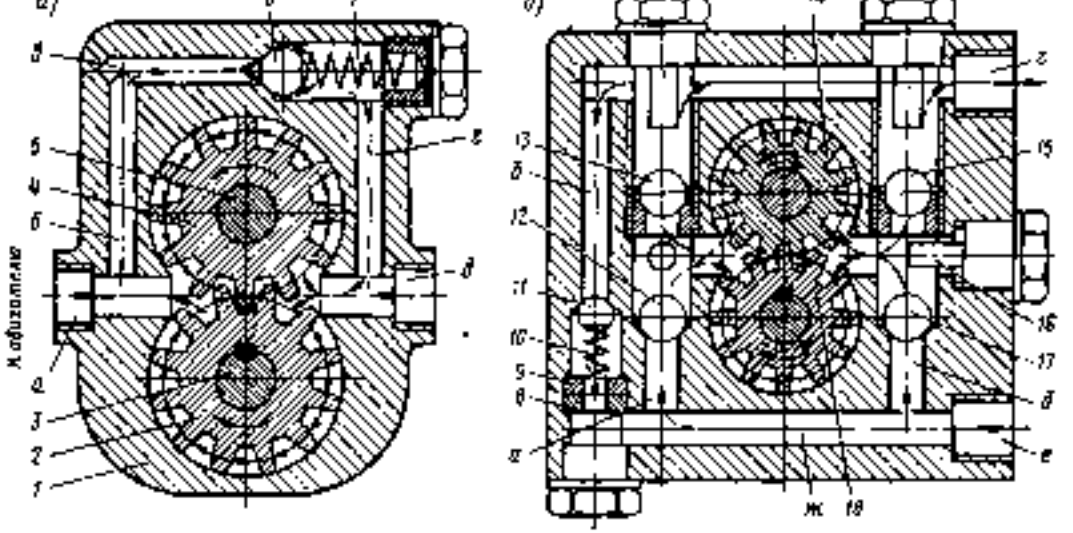


Рис. 113. Шестеренные насосы

из канала *ж* через полость *а* топливо поступит к шестерням. Нагнетаемое топливо поднимет клапан *15* и направится на выход из насоса через отверстие *г*.

Избыточное топливо перепускает клапан *11*, к которому подходит канал *б*. Давление, создаваемое насосом, можно регулировать натяжением пружины *10* посредством пробок *9*, *8*. На всех клапанах предусмотрены ограничители подъема *16*.

Роторный насос. В быстроходных двигателях применяют роторные топливоподкачивающие насосы. На двигателях ЗДГ устанавливают роторный насос БНК-12ТК (рис. 112).

В корпусе *5* помещен неподвижный стакан *1*, во внутренней полости которого эксцентрично вращается ротор *4* с четырьмя лопатками *2*, вставленными свободно в его пазы. Внутренние грани лопаток упираются в плавающий палец *3*, а внешние соприкасаются с цилиндрической поверхностью стакана *1*. В верхней части ротор *4* плотно прилегает к внутренней поверхности стакана *1*.

При вращении ротора по часовой стрелке его лопатки нагнетают топливо в направлении, изображенном сплошными стрелками. Избыточное топливо перепускает клапан *6*, как показано пунктирными стрелками. Перепускной клапан *6* нагружен пружиной *7*. Натяжение ее, а следовательно, и давление, создаваемое насосом, можно изменять с помощью пробки *8*, ввернутой в крышку *11* насоса. При регулировке натяжения пробку *8* поворачивают квадратным стержнем *10*, на головке *9* которого предусмотрен шлиц для отвертки.

Под тарелкой перепускного клапана *6* помещен заливочный клапан *12* со слабой пружиной *13*. Он служит для пропуска топлива в систему при подготовке двигателя к пуску. Под давлением топлива из расходного бака клапан *12* опускается и через отверстия в тарелке перепускного клапана *6* поступает в полость насоса. Во время работы насоса вследствие давления топлива заливочный клапан прижимается к тарелке перепускного

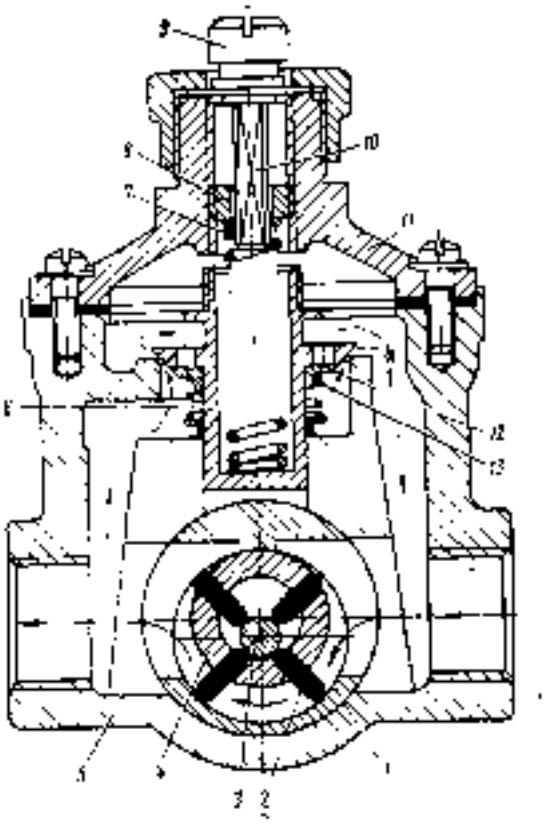


Рис. 112. Роторный насос

Как и шестеренные, роторные насосы могут быть реверсивными, если их оборудовать всасывающими и нагнетательными клапанами или золотником.

§ 33. Очистка топлива

Последовательность очистки. Топливо начинают очищать уже в приемных горловинах, где установлены сетки. Далее топливо отстаивается в цистернах основного запаса и в отстойных. В них под действием гравитационных сил из него выпадают наиболее крупные частицы. Из отстойных цистерн и из цистерн основного запаса топливо поступает в расходные цистерны (баки). На этом пути его, как правило, очищают сепараторами, производящими принудительное отделение посторонних частиц под действием центробежной силы.

В расходных цистернах (баках) предусмотрена зона отстоя топлива, а заборная труба с предохранительной сеткой поднята от дна на 50—100 мм. Этим еще раз предупреждается возможное попадание крупных частиц в топливную систему. От расходной цистерны до топливоподкачивающего насоса устанавливают фильтры грубой очистки. Они задерживают частицы более 50 мкм. За топливоподкачивающим насосом располагают обычно сдвоенные фильтры тонкой очистки, отсеивающие частицы более 5 мкм.

Последний этап очистки — предохранительные фильтры у форсунок. Они очищают топливо от частиц металлической пыли, окалины, фильтрующих элементов.

Топливо от воды очищают путем отстаивания в цистернах, сепараторами или фильтрующими элементами с гидрофобными свойствами.

Топливные фильтры. Как уже было отмечено выше, по назначению различают фильтры предварительной, грубой и тонкой очистки. В зависимости от того, где установлены фильтры, их подразделяют на фильтры низкого давления, устанавливаемые до топливных насосов высокого давления, и фильтры высокого давления, расположенные перед форсункой.

По принципу улавливания частиц фильтры делят на поверхностные, когда примеси задерживаются на поверхности фильтрующего материала, и объемные — примеси задерживаются внутри фильтрующего материала.

К первым относят сетчатые и щелевые фильтры. Вторые изготовляют из войлока (фетра), картона, бумаги, синтетических и других фильтрующих элементов.

Фильтры предварительной очистки устанавливают в приемных горловинах цистерн основного запаса, на заборных трубах расходных цистерн. Это, как правило, цилиндрические каркасы из листовой стали, обтянутые металлическими сетками с размерами ячеек 0,25×0,25 мм.

Сетчатые фильтры грубой очистки топлива, как правило, изготовляют двухсекционными. Иногда для более качественной очистки устанавливают последовательно три двухсекционных фильтра. Конструкция секций одинаковая. В каждой секции свой корпус *16* (рис. 113, *а*) и фильтрующий элемент *15*. Трехходовой кран *13* предназначен для включения в действие сразу обеих секций или каждой в отдельности.

Корпус секции фильтра *16* двигателя типа Л275 состоит из стакана *4*, днища *1*, бурта *7* и крышки *12*. Стакан *4* приварен к корпусу *14* трехходового крана. Внутрь стакана вставлен фильтрующий элемент *15*. Каркас его состоит из цилиндра *5* из перфорированного стального листа, глухого днища *2*, а сверху днища *9* с отверстиями *а* для прохода топлива. Выступающими краями верхнее днище *9* ложится на бурт *7*. Плотность прилегания днища *9* обеспечивает прокладка *8*, поджимаемая пружиной *11*. Каркас фильтрующего элемента покрыт латунной сеткой *6*.

Топливо поступает в фильтр по трубе *17*. Через нижние каналы в трехходового крана оно направляется в обе секции или в одну в зависимости от положения крана *13*, и проходит через сетку *6* внутрь фильтрующего элемента. Затем через отверстия *а* оно поднимается вверх и по каналам *б* трехходового крана выходит из фильтра.

Сетка *6* задерживает загрязнения, находящиеся в топливе. Время от времени ее необходимо промывать, для чего снимают крышку *12* и вынимают из корпуса фильтрующий элемент. Благодаря наличию двух секций можно промывать фильтр во время работы двигателя. Для этого секцию, подлежащую промывке, отключают краном *13*, тогда как вторая остается включенной.

Для включения секции фильтра в работу из нее необходимо удалить воздух, для чего предусмотрен кран *10*. Нижний кран *3* служит для слива топлива при отключении секции. Его можно также использовать для слива воды и грязного топлива.

В целях увеличения фильтрующей поверхности фильтрующий элемент (рис. 113, *б*) часто выполняют сбор-

ным из отдельных узлов дискового типа: обычно каркасных *18* и сетчатых *22*, *19* дисков. Каркасные диски у внутреннего диаметра гофрированные, в результате чего форма элемента чечевицеобразная. Каркасные и сетчатые диски по внешнему диаметру скреплены ободами *17*. Внутренние ободки *20* и *21* сетчатых дисков *22* и *19* отдельные. Фильтрующие узлы жонтируют на центральной трубе и стягивают гайкой, образуется единый фильтрующий элемент. Топливо подступает к элементу снаружи, проходит через сетки дисков *22* и *19* внутрь его, затем через гофры диска *18* в центральную трубу и далее выходит из фильтра.

Тонкость очистки топлива зависит от плотности сетки. Под мелкую сетку (например, с проходными сечениями примерно 0,07×0,07 мм), изготовляемую из тонкой проволоки, обычно устанавливают слой более грубой. В некоторых фильтрах между рядами сеток помещают слой ткани (фланель), что обеспечивает заданную тонкость фильтрации.

В последнее время сетки заменяют фильтрующим материалом ТПВФ-3. Он представляет собой синтетический

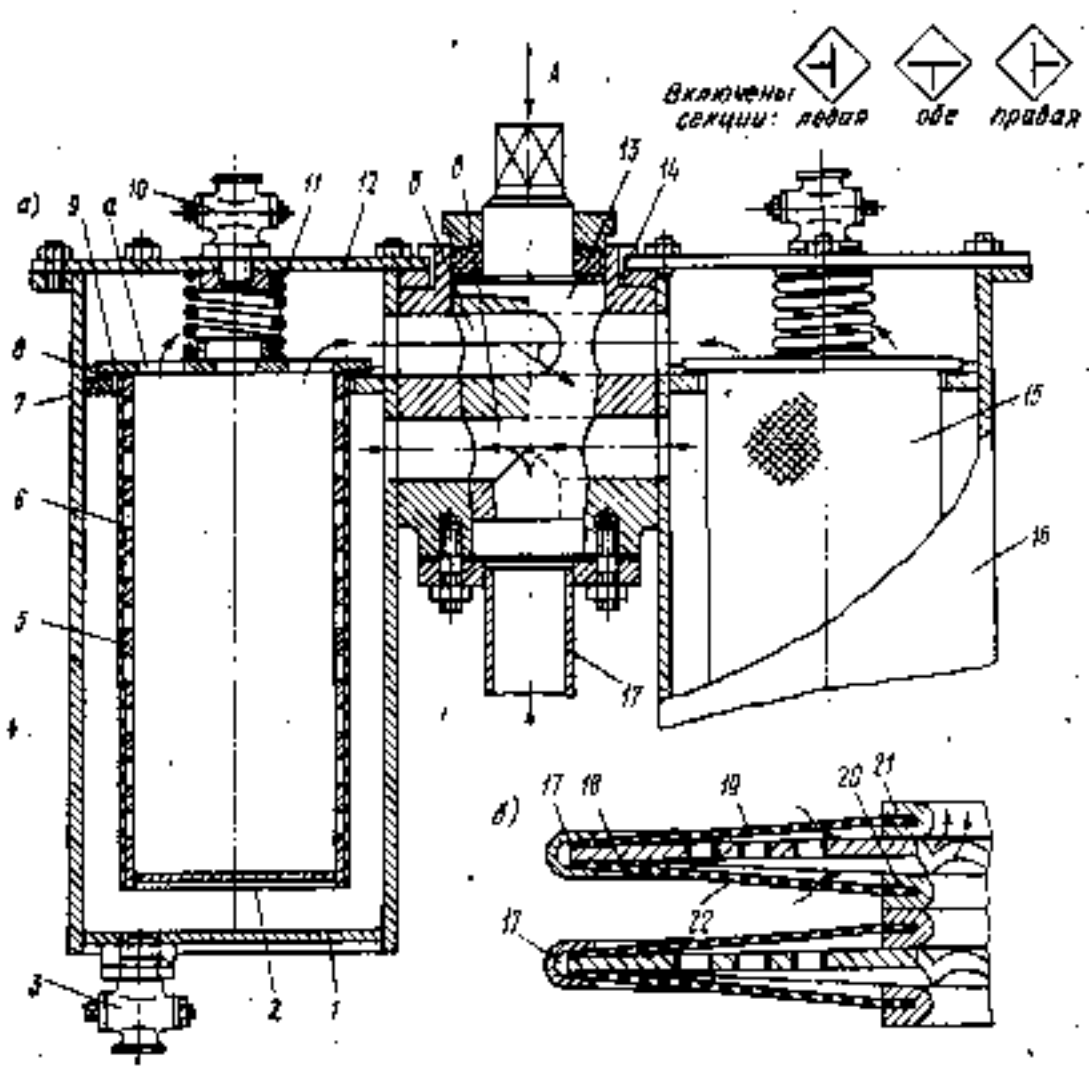


Рис. 111. Сетчатый фильтр

пористый материал — технический поливинилформаль, задерживающий воду и механические примеси

Щелевые фильтры грубой и тонкой очистки. Если для очистки сетчатые фильтры необходимо вскрывать, то пластинчато-щелевые фильтры грубой очистки можно промывать во время работы двигателя без их разборки. Хотя такие фильтры и изготовляют часто двухсекционными, но переключение с одной секции на другую не предусматривается.

На рис. 114, *а* изображен пластинчато-щелевой двухсекционный фильтр двигателей типа Л175.

Корпус *1* фильтра внутренней перегородкой *9* разделен на полость нефильтрованного топлива *а* и фильтрованного *г*. Из одной полости в другую топливо может переходить лишь через фильтрующие элементы *3* и *8*.

Каждый фильтрующий элемент выбран из чередующихся кольцевых решеток (пластин) *11* толщиной 0,25 мм и звездочек *12* толщиной 0,1 мм. Решетки и звездочки надеты на стержень *5* с лыской и сжаты стаканом *2* при затягивании гайки *13*.

Таким образом, между ободками решеток *11* остаются щели высотой 0,1 мм. Топливо, поступающее в полость *а* через входное отверстие *б*, проходит через щели и по каналам *д*, образованным вырезами решеток, направляется в полость *г*, откуда через отверстие *в* выходит к двигателю.

Механические примеси остаются на внешней поверхности фильтрующего элемента. С целью очистки щелей между решетками *11* помещены скребки *10*. Они надеты на квадратный стержень *7*, ввернутый в головку *6*. Фильтрующий элемент вместе со стаканом *2* можно поворачивать за рукоятку *4*. При повороте фильтрующего элемента скребки очищают щели, причем очистка может быть произведена во время работы двигателя.

К числу щелевых относят и фильтры высокого давления. Поскольку они должны удерживать лишь случайные частички, вместимость их небольшая, что позволяет упростить конструкцию

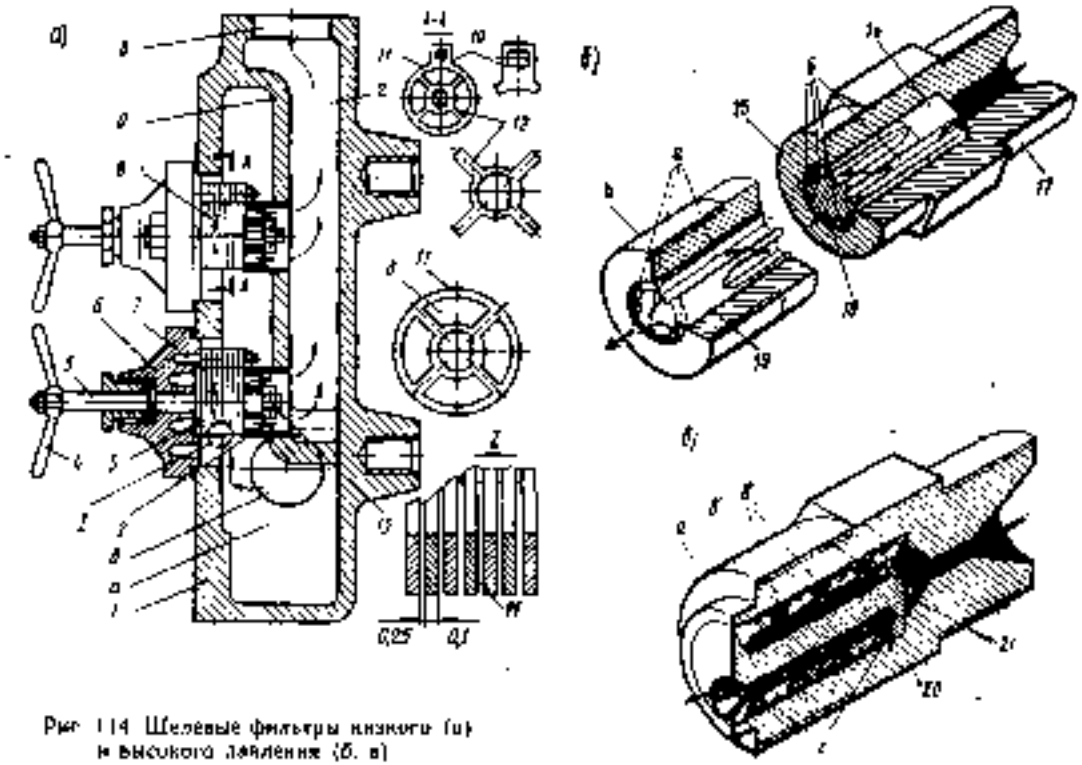


Рис. 114. Щелевые фильтры низкого (*а*) и высокого давления (*б*, *в*)

Фильтры высокого давления предусматривают с продольными и с кольцевыми щелями.

Фильтр с продольными щелями состоит из корпуса *15* (рис. 114, *б*) и стержня *18*. Нарезным участком *14* корпус *15* ввернут в корпус форсунки. К другому его нарезному участку *17* присоединена форсуночная трубка от ТНВД. Диаметры концевых участков *16* и *19* стержня *18* плотно прилегают к поверхности расточки корпуса *15*. Вдоль стержня *18* прорезаны канавки *б* и *а*. Половина канавок *б*, прорезаемых от правого конца стержня, не доходит до его левого конца, а канавки *а*, наоборот, начаты слева и не доходят до правого его конца. Топливо от насоса высокого давления входит справа в канавки *б*, проходит по щелям между стержнем и корпусом в канавки *а*, выходит слева и направляется в форсунку. Частицы, превышающие высоту щели, задерживаются в канавках *б* и *а*.

Фильтр высокого давления с кольцевыми щелями (рис. 114, *в*) состоит из корпуса *20*, ввернутого в корпус форсунки, и стержня *21*, концы которого входят плотно в расточку корпуса *20*. В средней части стержня диаметр меньше, в связи с чем между ней и расточкой корпуса образуется зазор порядка 0,02—0,05 *мм*.

Вдоль стержня *21* просверлены каналы *а* и *б*. Последний канал является входным, в него поступает топливо от насоса высокого давления. Канал *а* — выходной, из него топливо направляется в форсунку. На поверхности стержня *21* проточены канавки, направленные их эксцентриситетов диаметрально противоположны. Благодаря этому канавки *в* сообщаются с входным каналом *б*, а канавки *г* — с выходным каналом *а*. Топливо из входного канала *б* поступает в канавки *в*, затем проходит через щель между стержнем *21* и расточкой корпуса *20* в канавки *г*, а из них в выходной канал *а*. Механические примеси остаются в канавках *в*.

Фильтры тонкой очистки. Твердые частички размером менее 50 мкм, не удерживаемые сетчатыми, щелевыми и матерчатыми фильтрами, вызывают изнашивание плунжерных пар топливных насосов. Этот процесс можно частично уменьшить, если установить фильтры тонкой очистки.

На многих двигателях применяют войлочные фильтры тонкой очистки. На рис. 115, *а* изображен такой фильтр двигателя 3Д6. Фильтрующий элемент выбран из войлочных пластин *5* и *6*, причем тонкие пластины изготовлены из более плотного войлока и поставлены в целях сохранения формы элемента. Войлочные пластины надеты на перфорированный цилиндр *8*. На этот цилиндр предварительно надевают шелковый чехол *7*, предназначенный для удержания ворсинок войлока, которые могут быть унесены топливом. В других фильтрах под шелковый чехол устанавливают латунную сетку. Войлочные пластины зажаты между приливным днищем *12* каркаса и свободным днищем *4* гайкой *3*.

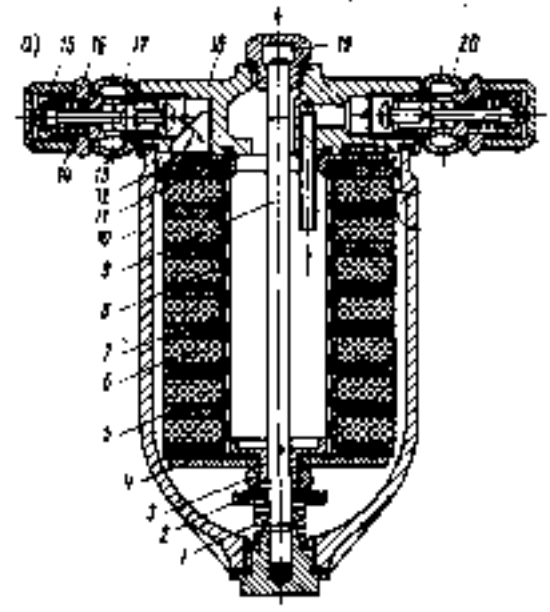
Фильтрующий элемент вставлен внутрь стакана *10*, который прикреплен к основанию *18* фильтра с помощью центрального стержня *9* и колпачковой гайки *19*. Для уплотнения предусмотрены войлочные прокладки *2* и *11*, поджимаемые пружиной *1*. Топливо поступает в фильтр по трубе *17*, проходит через войлочные пластины в направлении снаружи внутрь и выходит из фильтра через трубу *20*.

Фильтры тонкой очистки часто выполняют односекционными. Однако встречаются и двухсекционные фильтры, снабженные трехходовым краном. В фильтре двигателя 3Д6 предусмотрены клапаны *13* на входе и выходе для выключения и включения секций. При нормальной работе двигателя колпачки *15* навернуты на штуцера *16*, т. е. клапаны *13* открыты. Если фильтр необходимо вскрыть во время работы двигателя, колпачки *15* соответствующей секции отвертывают, пружины *14* закрывают клапаны и секция отключается. Войлочные фильтры задерживают механические примеси размерами 15 · 20 мкм. Однако наиболее сильно на изнашивание плунжерных пар топливных насосов влияют частицы раз-

мерами 6—12 мкм. Поэтому для тонкой очистки топлива стали применять бумагу и специальные фильтротканн, задерживающие примеси указанных размеров.

Отечественные фильтры тонкой очистки изготовляют следующих типов: ТФ — с одним фильтрующим элементом и 2ТФ — с двумя. Фильтры ТФ могут иметь пять типоразмеров, фильтры 2ТФ — семь. Рекомендуемый расход топлива за 1 ч через фильтр ТФ-1 составляет 6 кг, через фильтр ТФ-2 — 11, через фильтр ТФ-3 — 20, через фильтр ТФ-4 — 50, через фильтр 2ТФ-2 — 23, через фильтр 2ТФ-3 — 40, через фильтр 2ТФ-4 — 200, через фильтр 2ТФ-5 — 400 кг.

Фильтрующие элементы выполняют из бумаги, а при большой пропускной способности — из фильтротканн. Преимущество фильтротканн — возможность промывки фильтра без его разборки обратным потоком топлива.



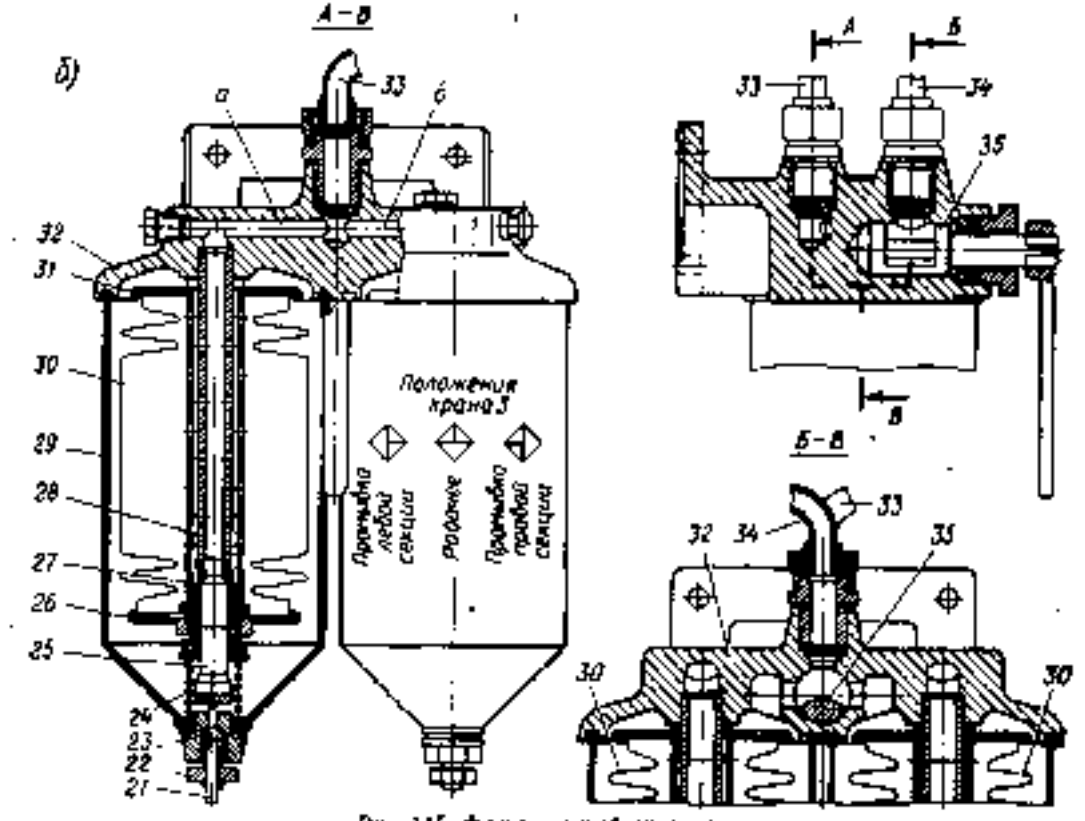


Рис. 115. Фильтр тонкой очистки
а — ФТ-1, б — типа 2ТФ-4

Так на рис. 115, б изображен фильтр двигателей М401А, в которых применена фильтротканъ, допускающая промывку обратным потоком топлива.

Фильтрующий элемент состоит из сложенного по длине цилиндра *30* из специальной ткани, верхнего *31* и нижнего *26* днищ центральной гильзы *27*. Элемент надет на трубку *28*, ввернутую в корпус *32* фильтра, уплотнен войлочными прокладками, поджимаемыми пружиной *24*, и закреплен в стакане стяжным винтом *25*.

Топливо поступает к трехходовому крану *35* фильтра по трубе *34*. При нормальной работе кран ставят в положение «Рабочее», показанное на рисунке, при котором включены обе секции. От крана *35* топливо направляется внутрь стаканов *29*, проходит через фильтротканъ *30*, затем через отверстия в гильзах *27* и трубках *26* поступает в каналы *а* из левой и *б* из правой секций, из которых по трубе *33* направляется к двигателю.

Для промывки какой-либо из секций, например левой, необходимо поставить кран *35* в положение «Промывка левой секции» и несколько вывернуть штуцер *22*, освободив этим шариковый клапан *23*. Топливо из включенной в работу правой секции будет по каналу *б* продолжать поступать через трубку *33* к двигателю и, кроме того, по каналу *а* в левую секцию. Двигаясь в ней по направлению «изнутри наружу», топливо промоет ткань *30* левой секции и вместе со смытой грязью станет вытекать через трубу *21* в емкость грязного топлива. Окончив промывку, штуцер *22* вертывают и клапан *23* закрывает путь топливу, а кран *35* ставят в положение «Рабочее». Промывку секции выполняют при малой нагрузке на двигатель, когда через фильтр проходит небольшое количество топлива.

Бумажные фильтрующие элементы изготовляют аналогично, но сложенный по длине цилиндр из специальной бумаги помещают внутрь перфорированного картонного цилиндра. Такой фильтрующий элемент не промывают, после загрязнения (срок службы примерно 1000 ч) его выбрасывают. Для надежной работы фильтра желательно применять топливо с коэффициентом фильтрации не более двух.

Бумажные и тканевые фильтры удерживают механические примеси размером более 5 мкм, а некоторые — более 2 мкм.

Кроме перечисленных выше материалов, в качестве фильтрующих применяют фетр, пряжу, искусственную минеральную шерсть, металлокерамику.

Сепараторы. При обводненном или сильно загрязненном топливе фильтры не обеспечивают его очистку, так как не задерживают воду, а от большого количества загрязнений быстро забиваются. В этих случаях для очистки топлива используют сепаратор, который работает по принципу отделения от топлива более тяжелых примесей (воды или загрязнений) под действием центробежной силы. Основная, верхняя часть сепаратора схематически изображена на рис. 116, *а*.

Внутри корпуса *2* сепаратора на вертикальном валу *1* установлен барабан *3*, частота вращения которого 7000 мин$^{-1}$. Вместе с ним вращается тарелкодержатель *15*, на который надеты 35—40 тарелок *5* с отверстиями *а*. Тарелки также вращаются вместе с барабаном. Сверху на тарелкодержатель надета горловина *16*. Барабан закрыт крышкой *8*, закрепленной гайкой *7*. На верхний торец крышки *8* уложено регулирующее кольцо *11*, зажатое гайкой *12*.

Корпус сепаратора закрыт крышкой *9*. Внутреннее пространство ее перегородками *10*, *13* и *14* разделено на полости: водяную *б*, чистого топлива *в* и переполнительную *г*. Кроме того, в крышке *9* предусмотрен канал *д*, по которому топливо поступает внутрь сепаратора.

Топливо из канала *д* крышки поступает внутрь тарелкодержателя *15*, а оттуда в нижнюю часть барабана. Затем, проходя через отверстия *а* тарелок и через зазоры между тарелками, оно движется вверх. Поскольку при этом топливо вращается вместе с тарелками, грязь и вода, как более тяжелые, отбрасываются центробежной силой к стенкам барабана *3*. Грязь скапливается у стенок, образуя отложения *4*, а вода, огибая конус *6* горловины *16*, проходит в полость *б*, откуда по сливной трубе стекает в специальную цистерну, находящуюся под сепаратором. Чистое топливо, направляемое конусом горловины *16* к центру, выходит в полость *в*, откуда специальный насос сепаратора подает его в сборную цистерну. Если в сепаратор поступает избыточное количество топлива, то часть его вытекает в переполнительную полость *г* и затем в цистерну несепарированного топлива.

Рассмотренный способ (так называемый способ пурификации) сепарирования может быть использован лишь при значительной обводненности топлива. Если в топливе будет мало воды, то у стенок барабана *3* будет не вода, а топливо. Следовательно, топливо будет проходить не только в полость *в*, но и в полость *б*, т. е. в сточную цистерну.

Если топливо необходимо очистить от грязи и очень небольшого количества воды, сепаратор собирают так, как изображено на рис. 116, *б*. На тарелкодержатель надевают сначала нижнюю глухую тарелку *19*, затем остальные тарелки. Сверху их надевают грязевую тарелку *16*, вплотную прилегающую к крышке барабана. К крышке крепит горлошку *17* иной, чем на рис. 116, *а*, формы.

При таком способе сборки барабана (способ кларификации) топливо входит в тарелки в радиальном направлении и проходит по-прежнему в полость *а* чистого топлива (см. рис. 116, *а*). Грязь и вода отбрасываются к стенкам барабана *3*, образуя отложения *4*. Полость *б* при этом способе работы сепаратора оказывается отключенной. Время от времени сепаратор останавливают и барабан очищают от отложений.

Вал *1* сепаратора приводится в движение от электродвигателя. Сепаратор оборудован двумя насосами и подогревателем. Один насос предназначен для подачи топлива в сепаратор, другой для выкачивания из него чистого топлива. Благодаря подогревателю можно сепарировать вязкие нефтепродукты.

Для непрерывной очистки тяжелого топлива начали применять самоочищающиеся сепараторы, барабан одного из которых изображен на рис. 117. В цилиндрической части барабана *б* предусмотрены пазы *д*, а крышка барабана и нижний диск тарелкодержателя *1* изготовлены конической формы, с тем чтобы диаметр внутреннего пространства барабана в районе пазов был наибольшим. В нижней части барабана помещен затвор *5*, выполненный в виде поршня. В полости *к* и *л* над поршнем и под ним может быть подведена так называемая буферная вода. Под ее давлением затвор *5* мо

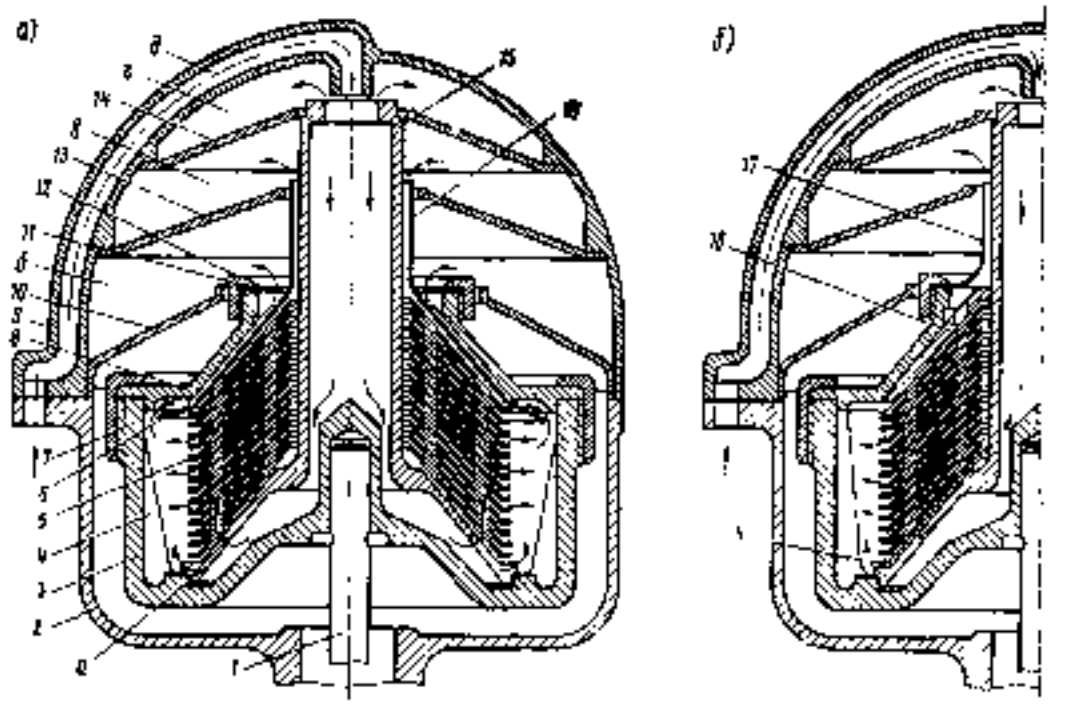


Рис. 116. Схемы сепаратора

жет находиться в верхнем положении (левая часть рисунка) или в нижнем (правая часть). В первом случае затвор перекрывает пазы *д*, во втором открывает их.

Буферная вода поступает по двум трубам, находящимся одна внутри другой: внутренней *7* и наружной *8*. Когда после пуска сепаратора барабан начнет вращаться с номинальной угловой скоростью, открывают кран, через который вода поступает во внутреннюю трубу *7*. Из нее вода через отверстия *б* проходит в полость *г* под затвором *5* и отбрасывается центробежной силой к стенкам барабана *б*. Так как в днище барабана предусмотрены сливные отверстия *в*, слой воды в полости *г* будет иметь форму кольца с внутренним радиусом, равным расстоянию сливных отверстий *в* от оси вращения барабана. Под давлением воды затвор *5* поднимется и перекроет пазы *д*, как изображено в левой части рисунка. После этого в барабан по каналу *е* начнет поступать сепарируемое топливо, а подвод буферной воды прекратится.

Время от времени (периодичность зависит от количества сепарируемого топлива и его загрязненности) отложения *4*, образующиеся в сепараторе и называемые шламом, удаляют. Эту операцию (разгрузку барабана) выполняют следующим образом.

Подачу топлива в сепаратор прекращают. Затем открывают кран для подачи буферной воды в наружную трубу *8*, из которой она проходит через отверстия *а* в полость *к* над затвором. Поскольку отверстия *а* расположены близко к оси вращения барабана, буферная вода заполнит практически всю полость *к*. Следовательно, вода будет давить на всю верхнюю поверхность поршневой части затвора *5*. Находившаяся в полости *г* вода давит лишь на часть нижней поверхности его (от избыточного давления воды в полости *к* затвор опустится, как это изображено на правой части рисунка), пазы *д* окажутся открытыми. Через эти пазы под действием центробежной силы шлам будет выбрасываться в специальную полость корпуса сепаратора,

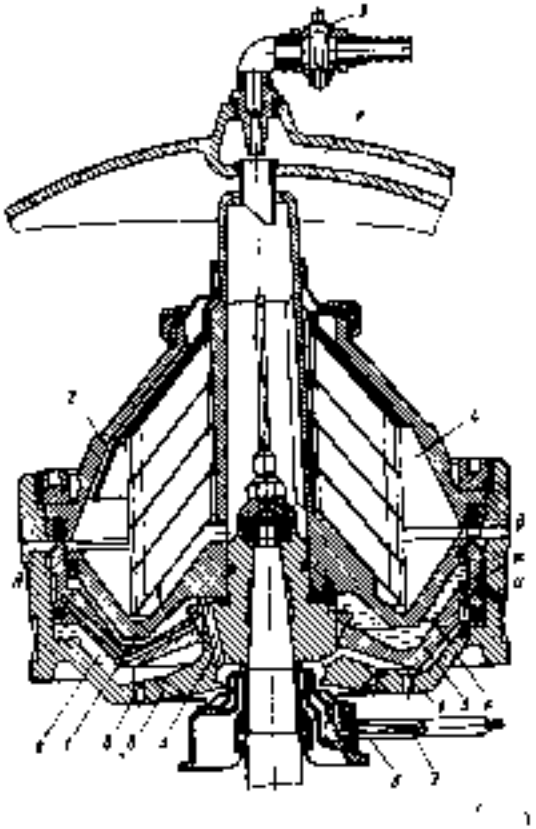


Рис. 117. Барабан самоочищающегося сепаратора СЦС-3М

откуда он отводится в подсланевую цистерну. Для промывки барабана через кран *3* может быть подано некоторое количество горячей воды, также выбрасываемой через пазы *д*.

Окончив разгрузку и промывку барабана, трубу *8* для подачи буферной воды в полость *к* перекрывают. Оставшаяся в этой полости вода вытекает под действием центробежной силы через отверстия *ж* и *а*, после чего под давлением воды, находящейся в полости *г*, поднимется затвор *5*, перекроет пазы *д*. Сепаратор снова готов к работе.

Если производится пурификация (левая часть рис. 117), то часть топлива, поступившая в барабан после разгрузки, выйдет через щель над клапаном *2* в водяную полость *и* (см. рис. 116, *а*) т. е. будет потеряна. Поэтому перед включением топлива в барабан-пурификатор через кран *3* (см. рис. 117) пускают воду для образования

внутри барабана водяного затвора. При кларификации (правая часть рис. 117) водяной затвор не нужен.

Обычно в системе топливоподготовки предусматривают два сепаратора, которые могут работать как параллельно, так и последовательно. При последовательном включении первый сепаратор работает по способу пурификации, второй — по способу кларификации.

§ 34. Топливные насосы высокого давления

За каждый цикл ТНВД должен подавать в форсунку строго определенную дозу топлива, называемую цикловой подачей. У наиболее крупных тихоходных дизелей речного флота эта доза составляет примерно 3 см³, у наибольших быстроходных — 0,03 см³, причем при работе на холостом ходу цикловая подача снижается в 5—8 раз.

Топливо должно быть подано в форсунку под давлением 40—80 МПа. Для подачи малой его дозы под высоким давлением наиболее удачны поршневые насосы с поршнями небольшого диаметра (5—20 мм) при большой длине (5—8 диаметров). Такие поршни называют плунжерами. При столь высоком давлении предотвратить утечку топлива вдоль плунжера можно лишь при минимальном зазоре между плунжером и направляющей втулкой. Диаметральный зазор составляет 0,6—3 мкм (в зависимости от диаметра плунжера), отклонение от круглости рабочих цилиндрических поверхностей плунжера и втулки не должно превышать 0,5 мкм.

Цикловая подача зависит от нагрузки на двигатель. Изменение цикловой подачи называют регулированием насоса. На серийном флоте встречаются насосы с регулированием момента начала подачи и насосы с регулированием момента конца подачи.

Расстояние, которое проходит плунжер за время подачи топлива в форсунку, называют активным ходом плунжера. Полный ход плунжера в 2—3 раза больше активного, в связи с чем во время части хода топливо перепускается в полость всасывания. В насосах с регулированием момента начала подачи перепуск топлива происходит в начале хода плунжера, а затем — отсечка[1] и оно поступает в форсунку. Подача топлива заканчивается в момент, когда плунжер придет в верхнее крайнее положение. Если отсечка произойдет раньше, подача топлива в форсунку увеличится, а если позднее — уменьшится. Следовательно, регулировать насос можно изменением момента отсечки топлива в начале его подачи. Конец подачи остается неизменным.

В насосах с регулированием момента конца подачи топливо нагнетается в форсунку с самого начала движения плунжера вверх. В какой-то момент происходит отсечка и топливо начинает перепускаться в полость всасывания. При ранней отсечке в форсунку будет поступать малая его доза, а при поздней — большая. В этом случае момент начала подачи остается постоянным, а конец подачи изменяется. Отсечку топлива осуществляет клапан или золотник. В первом случае насос называют клапанным, во втором — золотниковым.

Иногда насос регулируют с целью изменения частоты вращения или мощности двигателя. При этом цикловая подача изменяется одновременно и одинаково у насосов всех цилиндров двигателя. Такое регулирование называют общим и осуществляют единым механизмом. Однако может оказаться, что в один из цилиндров топлива подается больше или меньше, чем в остальные, т. е. необходимо регулировать насос лишь одного цилиндра. В связи с этим должна быть предусмотрена возможность не только общего, но и индивидуального регулирования каждого насоса.

Принцип работы золотникового насоса. В современных дизелях преимущественно применяют ТНВД золотникового типа. У них плунжер одновре-

[1] Отсечкой называют прекращение или начало перетекания топлива из одной полости в другую.

жение выполняет функции распределительного золотника. В золотниковых насосах, как правило, регулируют момент конца подачи.

У судовых дизелей целесообразнее регулировать момент начала подачи. При работе двигателя на винт цикловую подачу регулируют для изменения частоты вращения.

Так, если частота вращения, например, уменьшается, то при постоянном угле опережения будет увеличиваться опережение подачи топлива по времени. Если же цикловую подачу изменять путем изменения момента начала подачи, то опережение подачи топлива по времени может остаться постоянным. Однако с уменьшением частоты вращения увеличивается период задержки самовоспламенения топлива и большее опережение подачи по времени оказывается, особенно у двигателей с наддувом, полезным. Этим объясняется широкое применение ТНВД с регулированием момента конца подачи. Кроме того, такие насосы подают топливо в форсунку при увеличивающейся скорости плунжера, т. е. при нарастающем давлении, что, как известно, является желательным.

В одних золотниковых насосах можно регулировать момент начала или конца подачи, в других — обе фазы. Это достигают формой выреза плунжера.

Основной частью ТНВД является плунжерная пара (рис. 118, *а*), которая состоит из плунжера *2* и рабочей (плунжерной) втулки *3*. Несмотря на высокую точность (прецизионность) взаимной обработки втулки и плунжера, необходимую плотность между ними достигают только индивидуальным подбором. Обе детали (втулка и плунжер) составляют единую плунжерную пару. При изнашивании или полоске одной из них заменяют всю пару.

В рабочей втулке *3* предусмотрены окна *б* (одно или два) для прохода топлива в надплунжерное пространство *а*, подаваемого к ТНВД из расходной цистерны.

Притертое к верхнему торцу втулки *3* седло *б* с нагнетательным клапаном *10*, удерживаемым пружиной *8*, закреплено в корпусе насоса (на рисунке не показан) штуцером *7*.

Вырез *г* плунжера *2* сообщается вертикальным пазом *в* с надплунжерным пространством *а*. Верхней границей выреза *г* является косая кромка *II*, нижней — кольцевая кромка *12*.

Во время работы двигателя плунжер *2*, приводимый от распределительного вала (на рисунке не изображено), перемещается вверх и вниз.

Топливо поступает в надплунжерное пространство *а* (рис. 118, *б*, положение *I*) при движении плунжера *2* вниз через окна *б*. В начале движения плунжера вверх топливо вытесняется им из пространства *а* через окна *б* обратно в полость, откуда оно поступило (положение *II*). Когда верхняя торцовая кромка плунжера *2* перекроет окна *б* (положение *III*), над плунжером образуется замкнутое пространство и топливо там окажется под давлением. Как только давление превысит действие пружины *8*, нагнетательный клапан *10* поднимется и топливо по трубе *9* будет поступать в форсунку. Это начало подачи топлива.

Конец подачи (отсечка) произойдет тогда, когда косая кромка *II* выреза *г* дойдет до верхней кромки окна *б* (рис. 118, *б*, положение *IV*). С этого момента топливо из надплунжерного пространства *а* будет перетекать через паз *в*, вырез *г* и окно *б* в полость подвода топлива (положение *V*). Давление в надплунжерном пространстве упадет, пружина *8* (рис. 118, *а*) посадит клапан *10* на седло *б*; поступление топлива через трубу *9* в форсунку прекратится. Перепуск топлива закончится до прихода плунжера в верхнее положение. Затем плунжер начнет перемещаться вниз и надплунжерное пространство снова будет заполняться топливом.

Количество поданного в форсунку топлива зависит от пути *s* (рис. 118, *в*), пройденного плунжером с момента перекрытия окон *б* (см. положение *I*) до момента открытия их косой кромкой *II* выреза (см. положение *II*). Подачу топлива регулируют поворотом плунжера налево или направо, повернув который, как изображено в положении *III*, окажется, что $s_1 < s$, т. е. количество подаваемого в форсунку топлива уменьшилось. При повороте плунжера в другую сторону — подача увеличится.

Если плунжер повернуть так, чтобы вертикальный паз *в* находился в плоскости окон *б* (положение *IV*), топливо поступать в форсунку не будет, так как все оно перепустится обратно. Такое положение плунжера называется положением нулевой подачи.

Для поворота плунжера *2* (см. рис. 118, *а*) служат поводки *1*, которые входят в вырезы *14* поворотной втулки *13*, свободно насаженной на рабочую втулку *3*. Высота вырезов *14* должна быть такой, чтобы при движении плунжера *2* вверх или вниз поводки *1* не выходили из них. На поворотную втулку *13* надет зубчатый венец *4*, сцепленный с рейкой *5* ТНВД. Горизонтальное перемещение рейки *5* вызовет поворот втулки *13*, а значит, и плунжера *2*.

Рейка *5* предназначена для одновременного поворота всех плунжеров ТНВД (блочного насоса) при изменении нагрузки на двигатель. В этом случае изменяется одновременно и одинаково подача топлива во все цилиндры. Такое регулирование подачи топлива называют общим.

Для изменения подачи топлива только в один цилиндр ослабляют винт *15*, стягивающий зубчатый венец *4*, и поворачивают втулку *13* при неподвижной рейке *5*. Втулка *13* повернет поводком *1* плунжер *2*. Регулирование подачи топлива таким способом называют индивидуальным.

Индивидуальный стандартный насос. Форму плунжерной пары, приведенную на рис. 118, принято называть стандартной, а насосы с такими парами — стандартными. Они могут быть как индивидуального, так и блочного исполнения. Существенное достоинство индивидуальных насосов — относительно малая длина трубки, по которой они нагнетают топливо в форсунку. Хотя трубки изготовляют из стали толстостенными, под действием высокого давления трубка в начале подачи топлива расширяется, а находящееся в ней топливо сжимается. В результате этого начинаются упругие колебания

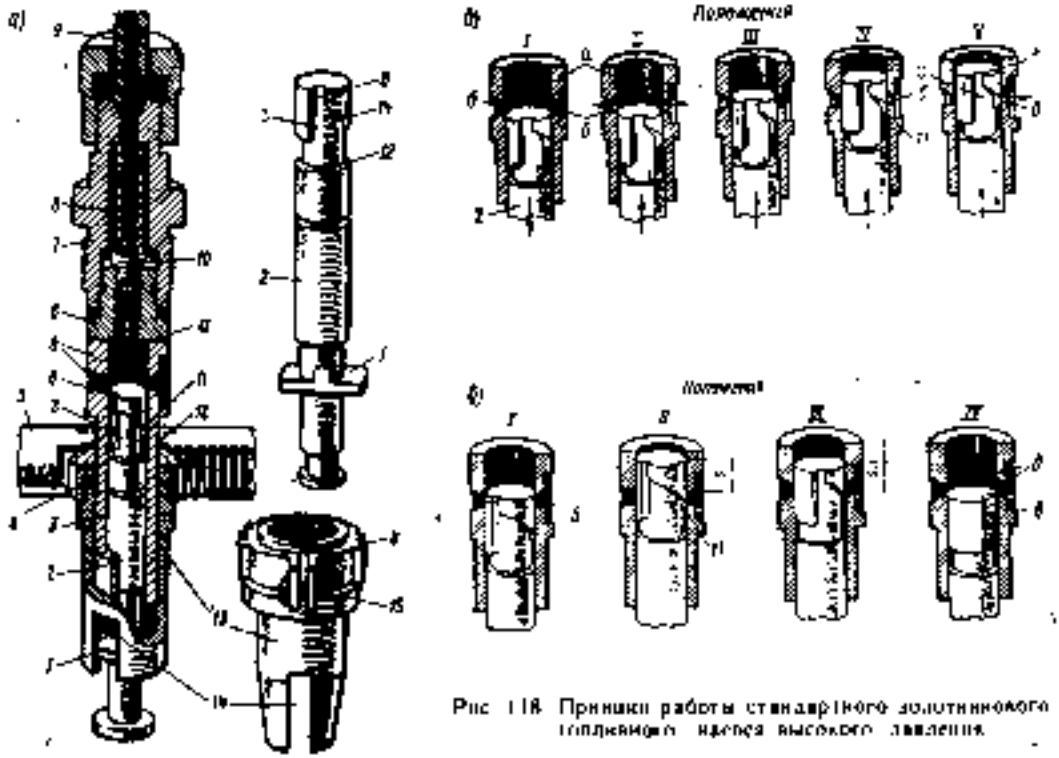


Рис. 118. Принцип работы стандартного золотникового топливного насоса высокого давления

трубки и столба топлива, искажающие закон подачи, т. е. закон изменения его давления, заданный профилем кулачковой шайбы. Такое искажение может привести даже к дроблению подачи топлива, при котором его впрыскивание происходит с перерывами.

Корпус *4* индивидуального стандартного насоса (рис. 119) обычно крепят к корпусу толкателя, устанавливаемого на полке блок-картера. Втулка *12* плунжера вставлена сверху и закреплена штуцером *16* через седло *13* нагнетательного клапана. Винт *11* предотвращает поворот втулки *12*, в которой предусмотрено одно рабочее окно *г*, выходящее в полость *е* корпуса, в которую через ниппель *21* подводится топливо.

На плунжере *22* насажена и закреплена посредством отбуртовки муфта *1* с двумя вертикальными поводками *6*. На головку плунжера надета тарелка *2* пружины *7*. Верхняя тарелка *8* пружины застопорена винтом *24*. Пружина *7* прижимает плунжер к дну направляющего стакана *5*. Ниже стакана в канавку корпуса вставлено пружинящее кольцо *3*, не позволяющее ему выпасть из корпуса при снятии насоса.

Поворотную втулку *23*, насаженную на втулку *12* снизу, поддерживает тарелка *8*. В поворотной втулке предусмотрены два выреза для поводков *6* и зубчатый венец, выполненный с ней заодно. Зубчатая рейка *10*, сцепленная с поворотной втулкой, снабжена направляющим винтом *9*.

Нагнетательный клапан *14* нагружен пружиной *15*. Ограничитель подъема клапана не предусмотрен, так как он увеличивает сопротивление движению топлива, хотя и способствует надежной работе пружины и уменьшению изнашивания седла клапана.

Выше нагнетательного клапана установлена предохранительная латунная мембрана *17*. При чрезмерно высоких давлениях она рвется, и топливо через каналы *а* корпуса *18* и *б* пробки *19* выбрасывается наружу.

Пробка *20* предназначена для выпуска воздуха, а окно *д* для регулировки насоса на стакан *5* и на стенки окна *д* нанесены риски, которые совпадают в момент начала подачи топлива.

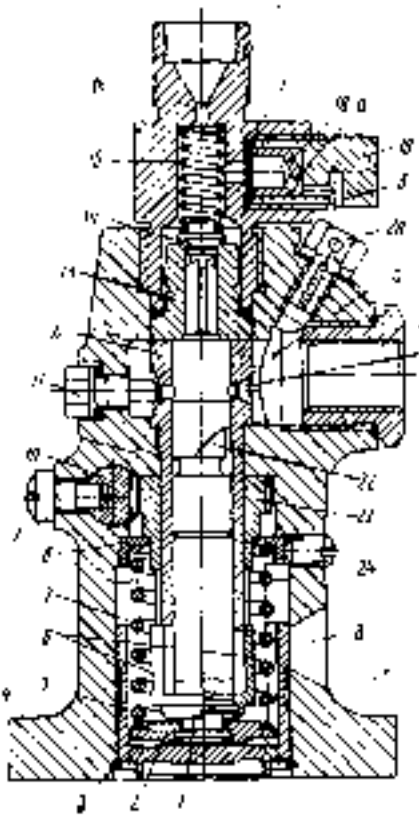


Рис. 119. Индивидуальный стандартный ТНВД

Блочный насос. У малогабаритных дизелей ТНВД всех цилиндров выполняют в одном блоке. При таком исполнении термин «насос» относят ко всему блоку, а составляющие блок насосы называют секциями.

На речном флоте широко распространены блочные ТНВД со стандартной формой плунжерных пар. Однако в последние годы на дизелях флота появились насосы с плунжерными парами, отличающиеся от стандартных. Объясняется это следующим.

Осевой паз *в* (см. рис. 118) стандартной плунжерной пары затрудняет обеспечение цилиндричности головки плунжера при обработке его на доводочных станках. В связи с этим снижается плотность посадки плунжерной пары, ускоряется их изнашивание. Высота уплотняющего пояска над винтовой кромкой *11* у стандартного насоса

неделика, особенно у паза *а*, что также уменьшает плотность посадки головки плунжера, особенно при малой цикловой подаче.

Недостаток стандартной пары в том, что выпуск после отсечки и впуск топлива в надплунжерное пространство происходят через окна *б*. При открытии винтовой кромкой плунжера окна втулки топливо поступает в полость всасывания с большой скоростью. Такой выброс может вызвать вспенивание топлива и колебание его столба во всасывающей магистрали, что отрицательно скажется на последующем наполнении топливом надплунжерного пространства из той же полости всасывания. Учитывая это, начали создавать насосы с раздельными впуском в надплунжерное пространство и выпуском из него отсечного топлива, а также с формой выреза на плунжере, не нарушающей цельности цилиндрической формы головки и увеличивающей высоту уплотняющей части плунжера над вырезом. Насосы такого типа установлены в двигателях 6ЧСП18/22.

Для примера на рис. 120 изображен блочный ТНВД. В корпус *13* вставлены втулки *17* плунжерных пар, фиксируемые от поворота винтами *12* и зажатые нагнетательными штуцерами *14* через седла *15* нагнетательных клапанов. В каждой втулке предусмотрены наполнительное *к* и выпускное *ж* окна.

В плунжере *19* прото-ен отсечной вырез *г*, выполненный в виде винтовой канавки, соединенный с надплунжерным пространством диаметральным *д* и осевым *а* каналами. Канавка *в* на противоположной стороне плунжера предназначена для уравновешивания во время нагнетания топлива в вырезе *г* повышается давление, под действием которого и при отсутствии диаметрально противоположной канавки *в* плунжер прижимался бы к втулке и вызывал односторонее изнашивание плунжерной пары.

На нижнюю головку плунжера *19* каждой секции надета тарелка *6* пружины *7*. Верхний конец этой пружины упирается в неподвижную тарелку *9*, являющуюся одновременно опорой для поворотной втулки *8*. Пружина *7* прижимает плунжер к упорному винту *21* толкателя *5*.

Кулачковый валик *32* насоса, отлитый заодно с кулачковыми шайбами *1*, лежит на двух концевых шариковых подшипниках *30*, *31* и приводится в движение передачей от коленчатого вала.

Толкатель *5* смазывается маслом, подводимым по трубке *23* в канал *а* и вытекающим через сопло *20*. Через отверстия *з* в толкателе масло попадает на ролик *2*, затем стекает в поддон корпуса и отводится далее по трубке в картерное пространство двигателя. Поворот толкателя предотвращает направляющий винт *22*.

Окна в втулке всех секций сообщены с каналом *ж*, в который по трубке *29* поступает топливо из фильтра. По концам канала *ж* предусмотрены пробки *24* для выпуска воздуха.

В нагнетательном клапане *16* предусмотрены пружина *26* и ограничитель подъема *25*. Штуцера *14* застопорены наклепками *28*, отштампованными винтами *27*.

При движении плунжера *19* вниз топливо поступает в надплунжерное пространство через наполнительное окно *к* (положение *I*). Когда после набегания кулачковой шайбы *1* на ролик *2* толкателя *5*, плунжер *19* будет двигаться вверх, подача топлива в форсунку начнется в момент перекрытия торцом плунжера окна *к* (положение *II*). Закончится подача с открытием верхней кромкой выреза *г* выпускного окна *ж* (положение *III*), после этого топливо из надплунжерного пространства может перепускаться в канал *ж* корпуса через каналы *а*, *б* и вырез *г*.

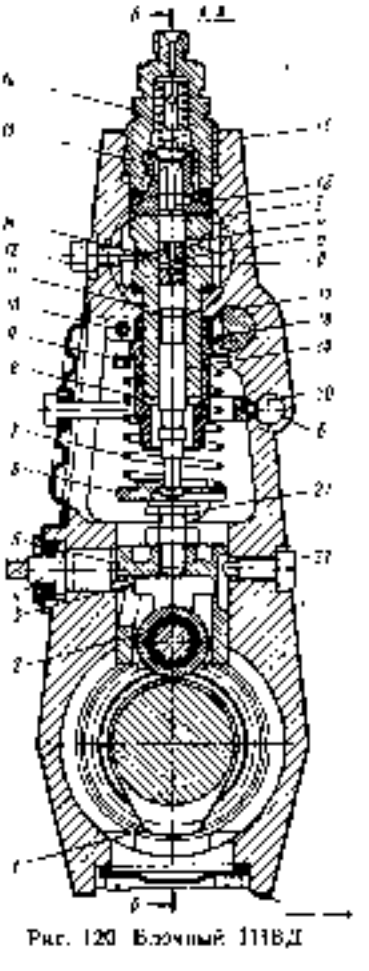
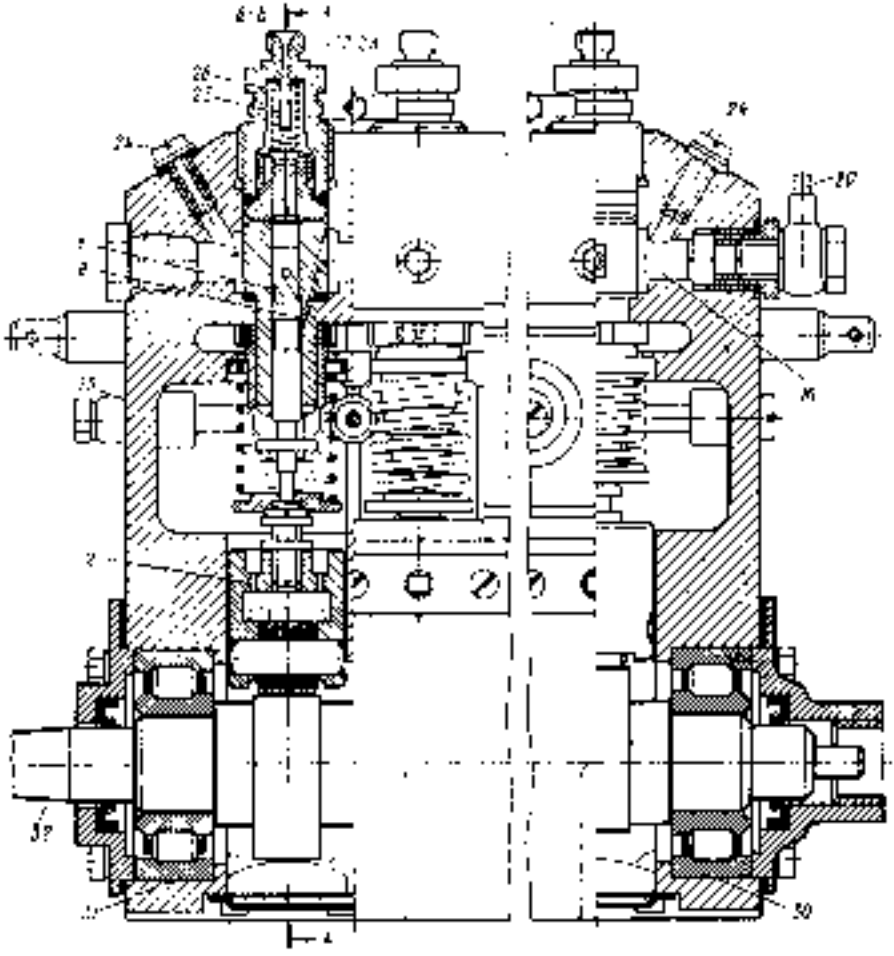
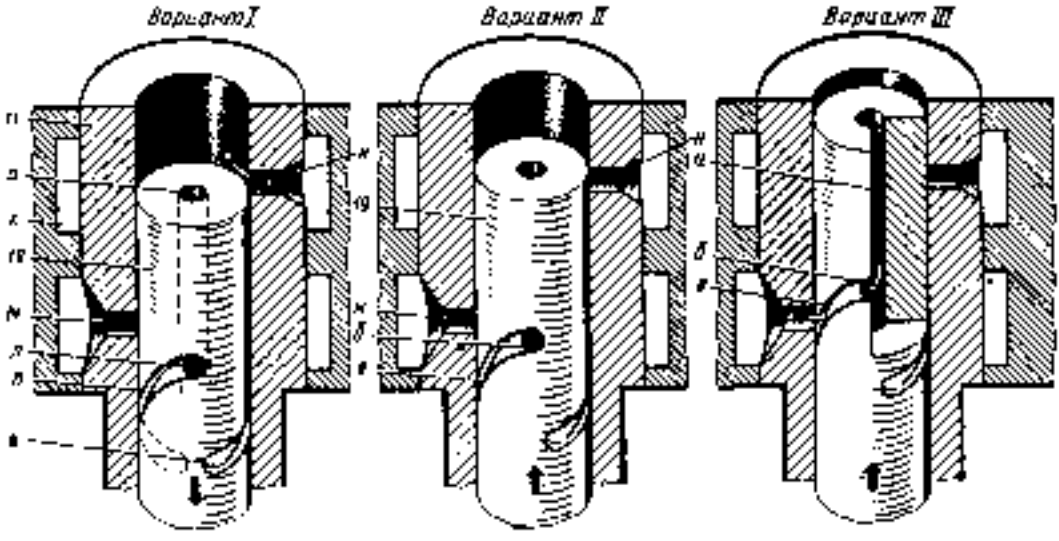


Рис. 120. Блочный ТНВД




Вариант I
Вариант II
Вариант III

Общее регулирование подачи топлива производят с помощью рейки *17*, сцепленной с зубчатыми венцами *18* секций. Венцы выполнены в виде хомутов, насаженных на поворотные втулки *8* и стянутых винтами *10*. Для индивидуального регулирования ослабляют винт *10*, после чего поворотная втулка *8* данной секции может быть повернута в нужном направлении и на нужный угол.

Упорным винтом *21* толкателя можно регулировать угол опережения подачи топлива данной секции. Если винт *21* вывернуть, плунжер *19* поднимется и раньше перекроет окно втулки, угол опережения увеличится, топливо начнет поступать раньше.

Валик *4* с эксцентричным пальцем *3* служит для прокачки секции и для ее выключения. На внешнюю квадратную головку валика *4* надевают рукоятку. При очередных поворотах ею валика *4* палец *3* заставит толкатель *5*, а следовательно, и плунжер *19* поднимаясь, будет происходить прокачивание нагнетательной трубки и форсунки для удаления воздуха. Если же валик *4* повернуть так, что палец *3* займет верхнее положение, то толкатель *5* окажется поднятым и кулачковая шайба *1* перестанет воздействовать на ролик *2*. Секция будет выключена из работы, подача топлива в цилиндр прекратится.

Для предотвращения попадания топлива в масло рабочая втулка снабжена дренажным каналом *d*, по которому просачивающееся из надплунжерного пространства топливо проходит во всасывающий канал *ж*.

Топливный насос двигателей НФД48. При нисходящем движении плунжера стандартного насоса над ним создается разрежение. Это способствует испарению топлива, в результате которого внутри втулки может образоваться паровая подушка. При наличии ее подача топлива начнется не сразу после перекрытия плунжером окна втулки: часть нагнетательного хода будет затрачена на сжатие паровой подушки, и закон подачи топлива, заданный формой кулачковой шайбы, искажается. В этом случае эффективна установка топливоподкачивающего насоса, создающего некоторое избыточное давление топлива перед наполнительными окнами рабочих втулок ТНВД, или также применение ТНВД с всасывающим клапаном, в которых плунжер управляет лишь отсечкой конца подачи топлива. Такие насосы, в частности, установлены на двигателях комбината СКЛ типа НФД48.

Так, в ТНВД на рис. 121 рабочая втулка *7* вставлена в корпус *6* снизу и закреплена нажимной втулкой *6*. Во втулке *7* одно отсечное окно *d*, расположенное значительно ниже торца плунжера *9* даже при крайнем нижнем его (плунжера) положении. Вырез *е* плунжера *9* выполнен в виде параллелограмма. Чтобы избежать одностороннего давления на плунжер, сделаны два диаметрально противоположных выреза, соединенные с надплунжерным пространством осевым *б* и радиальными *в* каналами.

Для впуска топлива предусмотрен всасывающий клапан *1*, к которому по каналу *а* поступает горючее от фильтра. При ходе всасывания оно проходит через этот клапан в рабочее пространство насоса. С началом движения плунжера вверх клапан *1* закрывается и топливо через нагнетательный клапан *4* поступает в форсунку. Конец подачи обусловлен моментом открытия кромкой выреза *е* отсечного окна *д*. Отсечное топливо выходит из насоса через канал *г* по особой трубке в топливный бак или в подводящую трубу.

Подачу топлива регулируют поворотом плунжера *9* за поводок *10*, укрепленный на его головке. В районе поводка у направляющего стакана *5* предусмотрен вырез. Поводок охватывает вилка, соединенная с тягой механизма регулирования.

Индивидуальное регулирование цикловой подачи осуществляют винтом *11* толкателя *15*. В данном случае положение болта толкателя не влияет на момент начала подачи: в любом случае подача начнется тогда, когда кулачковая шайба набежит на ролик *16* толкателя и плунжер начнет двигаться вверх. Если винт *11* вывернуть, то плунжер опустится, путь, который он пройдет вверх до момента открытия косой кромкой окна *д*, увеличится, следовательно, увеличится и подача топлива насосом. При вывертывании винта *11* она уменьшится.

Над всасывающим клапаном предусмотрен клапан *2* для выпуска воздуха, открывающийся путем нажатия пальцем на головку *3*. Для выключения насоса служит валик *13* с эксцентричным пальцем *14*, расположенным

под тарелкой *12* толкателя. Если валик *13* повернуть на 180°, то палец *14* займет верхнее положение и толкатель *15* окажется в верхнем положении. Кулачковая шайба перестанет доставать до ролика толкателя, и насос не будет подавать топливо. Валик *13* можно использовать для прокачивания насоса перед пуском двигателя, если в систему попал воздух.

Всасывающий клапан усложняет золотниковый насос. Кроме того, в данном случае подача топлива начинается при малой скорости плунжера, вследствие чего золотниковые насосы лишены одного из важных преимуществ — четкого начала подачи. Этим можно объяснить то, что в ТНВД двигателей второй модификации (НФД48-2У, НФД48-2АУ) всасывающий клапан исключен и окно втулки используется не только для выпуска отсечного топлива, но и для заполнения надплунжерного пространства, подобно тому,

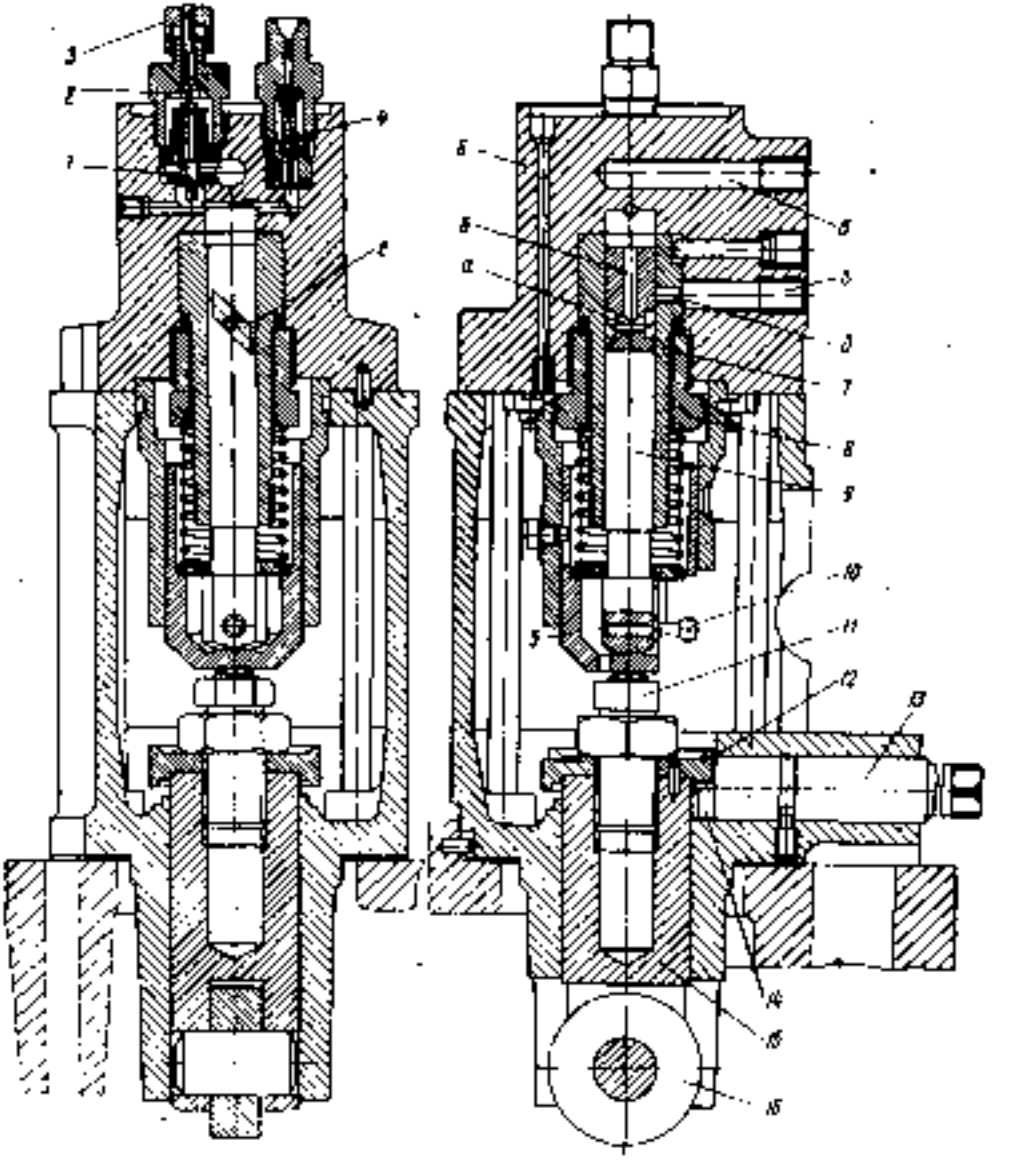


Рис. 121. ТНВД двигателя НФД48

как, например, в ПНВД стандартного типа

Топливный насос двигателя НФД24. Для большей компактности в топливном насосе двигателя НФД24 всасывающий клапан установлен внутри плунжера (рис 122)

Всасывающий клапан *6* вставлен внутрь плунжера *4* и соединен с ним штифтом *5* Благодаря зазору в всасывающий клапан может подниматься Внутренняя полость плунжера двумя отверстиями *г* соединена с полостью всасывания *б*, образованной расточкой рабочей втулки *9* В полость всасывания *б* топливо поступает по каналам *в* втулки из кольцевого пространства *д* корпуса *14* насоса, куда поступает от фильтра

Особенность этого насоса также в своеобразной организации отсечки, обеспечивающей быстрое увеличение проходного сечения отсечной щели В рабочей втулке *9* предусмотрен вырез *л* с винтовой отсечной кромкой *7*. а в плунжере *4* — винтован канавка *ж*,

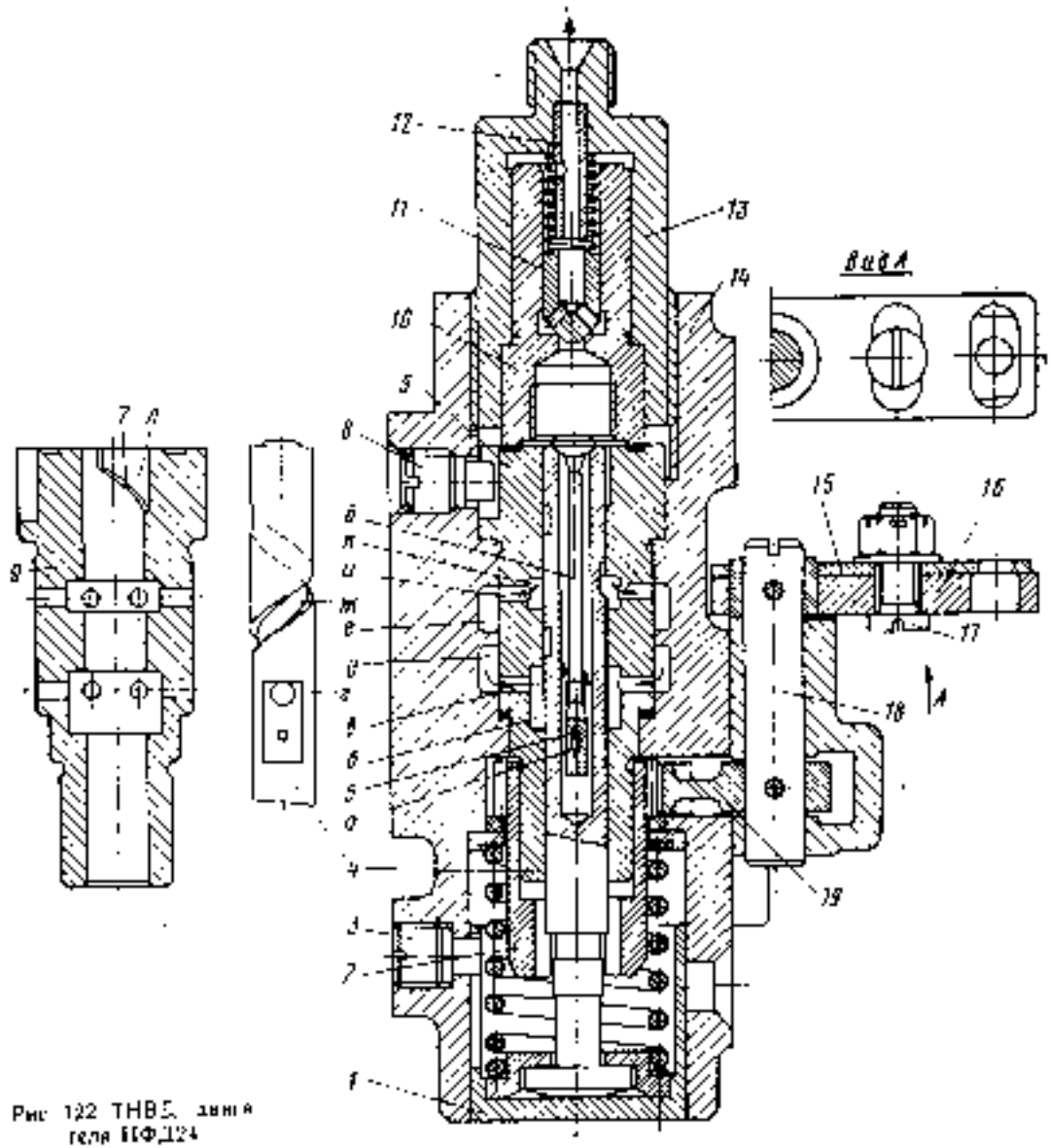


Рис 122 ТНВД двигателя НФД24

постоянно соединенная с полостью *к* для отсечного топлива, образованная расточкой втулки *9*. Полость *к* каналами *и* соединена с кольцевым пространством *г* корпуса насоса, из которого предусмотрен отвод отсечного топлива.

При движении плунжера *4* вниз клапан *б* открывается и топливо из полости всасывания *б* проходит в надплунжерное пространство. С началом нагнетательного хода клапан *б* закрывается и начинается подача топлива в форсунку. Конец подачи наступит тогда, когда верхняя кромка винтовой канавки *ж* плунжера достигнет отсечной кромки *7* рабочей втулки. С этого момента начнется перепуск топлива через вырез *л* и винтовую канавку *ж* в полость *к*.

Как видно, у рассматриваемого насоса полость всасывания *б* полностью отделена от отсечной *к*. Это увеличивает эффективность разделения впуска и выпуска, о которой говорилось выше.

Поворотная втулка *2* с зубчатым венцом сцеплена с зубчатым сектором *19*, закрепленным на валике *18*, на верхний конец которого насажен рычаг *16*. К нему болтом *17* закреплена планка *15*, соединенная с механизмом регулирования. Для индивидуального регулирования достаточно ослабить гайку болта *17*, после чего валик *18* вместе с рычагом *16* может быть повернут при неподвижной планке *15*. Кроме того, индивидуальное регулирование подачи можно производить винтом толкателя, как в насосе, рассмотренном выше.

Рабочая втулка *9* насоса закреплена вместе с седлом *10* нагнетательного клапана штуцером *13* и зафиксирована от поворота винтом *8*. В нагнетательном клапане *11* предусмотрен ограничитель подъема *12*. Винт *3* предотвращает выпадание направляющего стакана *1* при демонтаже насоса.

§ 35. Форсунки

Открытые форсунки. Скорость истечения топлива из распыливающих отверстий прямо пропорциональна произведению скорости плунжера топливного насоса на отношение площадей поперечных сечений плунжера и распыливающих отверстий. Поскольку чем больше скорость плунжера, тем быстрее изнашиваются детали насоса, поэтому необходимую для качественного распыления скорость истечения топлива можно обеспечить при значительном отношении площадей поперечных сечений плунжера и распыливающих отверстий (у тихоходных дизелей примерно 600). Естественно, что распыливающие отверстия оказывают большое сопротивление движению топлива, чем и обусловлено высокое давление впрыскивания.

Форсунки, состоящие лишь из распылителя с распыливающими отверстиями, к которому присоединена нагнетательная трубка от топливного насоса, называют открытыми. Единственное преимущество открытой форсунки — простота исполнения. Основной же недостаток в том, что истечение топлива происходит уже при незначительном избытке давления внутри нее над давлением в цилиндре. В начале или в конце движения плунжера насоса, когда скорость его невелика и вследствие этого давление топлива перед распыливающими отверстиями незначительно, топливо будет вытекать из форсунки с малой скоростью. Нераспыленное топливо зависает каплей на форсунке и коксуется. Подтекание будет происходить и в результате того, что по окончании впрыскивания топливо, находящееся в нагнетательной трубке и сжатое в процессе впрыскивания, расширяется, а сама трубка сжимается.

Открытые форсунки в судовых двигателях почти не встречаются.

Закрытые форсунки с многоструйными распылителями. В современных двигателях применяют почти исключительно закрытые форсунки. В такой форсунке (рис. 123, *а*) над распыливающими отверстиями *а* распылителя *9* находится игла *1*, нагруженная через шток *3* пружиной *6*. Для обеспечения необходимой плотности иглу и распылитель комплектуют, подобно плунжерным парам насосов, в индивидуальном порядке. Угол конуса иглы из-

готовляют больше угла β конуса седла распылителя примерно на 1°. Вследствие разности углов обеспечивается уплотнение иглы в седле поясом *ƒ* шириной 0,2—0,4 мм.

Распылитель *9* прикреплен к корпусу *4* форсунки накидной гайкой *2*. Торцовые поверхности распылителя и корпуса притерты одна к другой. Топливо поступает в форсунку через фильтр высокого давления или, как это выполнено в данной форсунке, через штуцер *5*. Затем по каналам *г* корпуса и *е* распылителя оно поступает в пространство *б* под иглой *ƒ*. Благодаря канавке *е*, проточенной на торце распылителя, при сборке форсунки нет необходимости следить за совпадением каналов *г* и *а*.

Игла *ƒ* перекрывает выход топливу к распыливающим отверстиям *а*. Топливо, действуя на иглу снизу, стремится ее поднять, но этому препятствует пружина *б*. При достаточно высоком давлении игла *ƒ* поднимается и топливо через распыливающие отверстия *а* устремляется в цилиндр.

В двигателе М401, форсунка которого рассматривается, давление подъема иглы составляет 20 МПа. Это давление можно регулировать шайбой *8*, изменяя ее толщину. Через эту шайбу верхний торец пружины упирается в колпачок *7*. При установке более толстой прокладки натяжение пружины увеличивается и давление подъема иглы повышается.

Во избежание быстрого изнашивания иглы подъем ее должен быть ограничен. Для этого форму верхней части иглы выполняют ступенчатой. Подъем иглы (в данном случае 0,45 мм) ограничивают заплечики, упирающиеся в торец корпуса *4* форсунки. Расстояние подъема иглы обычно находится в пределах 0,3—0,6 мм.

Даже при тщательной притонке деталей форсунки во внутреннюю полость корпуса будет просачиваться топливо, поэтому в каждой форсунке предусматривают систему отвода просочившегося топлива. В рассматриваемой форсунке его отводят через отверстие *д* в колпачке *7*.

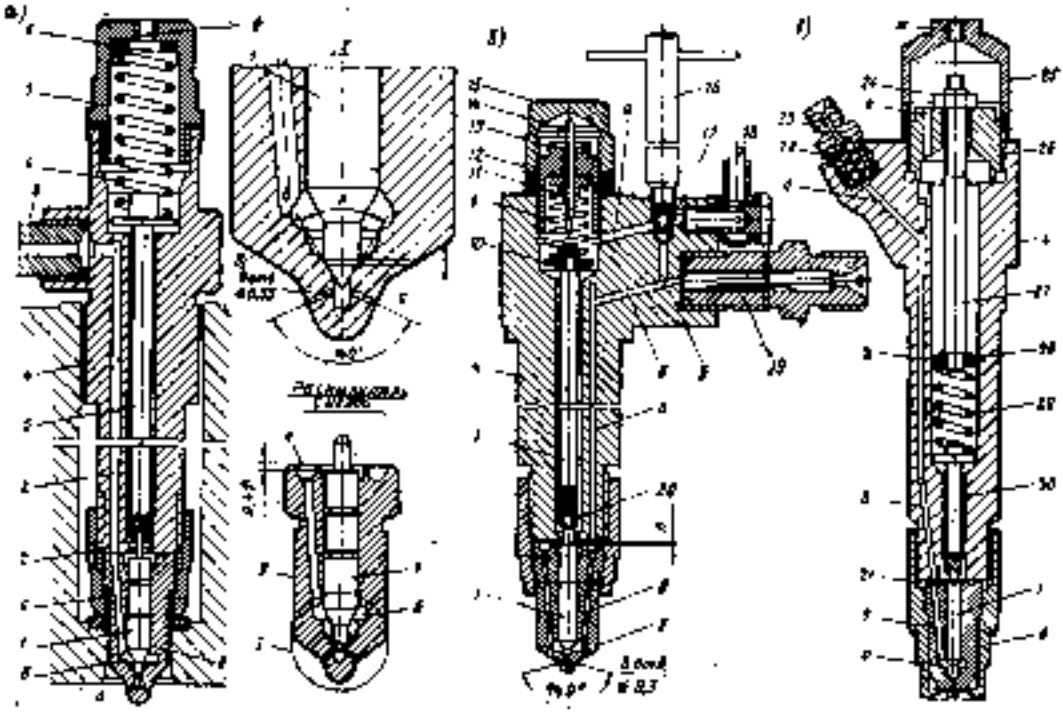


Рис. 123. Форсунки двигателей
а — М401, б — Д37Б, в — ЯМЗ-240

Натяжение пружины прокладочными шайбами регулируют редко. Обычно в форсунках для этой цели служат регулировочные винты.

В форсунке дизелей Л275 верхняя тарелка *11* (рис. 123, *б*) пружины *6* упирается в регулировочный винт *13*, ввернутый в корпус *4* форсунки и снабженный контрольным штифтом *14*. Если снять колпак *15*, нажать на штифт *14*, то по пульсации штока *3* можно определить, работает ли игла *1* распылителя *9* форсунки. Пружина *6* через шток *3* и шарик *20* действует на иглу *1*. Для регулирования давления начала впрыскивания отдают контргайку *12* и, вращая винт *13*, регулируют давление начала подъема иглы *1*.

У дизелей Шкода в форсунках предусмотрен клапан *17* для выпуска воздуха. Завернутый винт *16* перекрывает канал *б* для выпуска воздуха, но не препятствует проходу просочившегося топлива из канала *в* к трубке *18*. Для выпуска воздуха из форсунки открывают клапан *17*, вывертывая винт *16*. При неработающем двигателе вручную прокачивают насос высокого давления и воздух выходит через канал *б* в трубку *18*. Если винт *16* вывернуть во время работы дизеля, то форсунка прекратит подачу топлива и топливо пойдет по каналу *б* в трубу *18*, предназначенную для отвода просочившегося топлива.

К рассматриваемой форсунке топливо поступает через щелевой фильтр высокого давления *19*, по каналам *в*, *г* корпуса и каналам *д* распылителя *9* оно поступает под иглу *1*. Ее подъем ограничивает верхняя часть иглы, упирающаяся в торец корпуса *4*. Высота подъема иглы *h* обычно составляет 0,4—0,6 мм. Давление начала подъема иглы форсунки двигателя типа Л275 составляет 22 МПа. Форсунка вставлена в гнездо крышки цилиндра, обрезованное медной гильзой. Это способствует лучшему охлаждению форсунки.

На рис. 123, *в* изображена форсунка двигателя НФД48АУ. Топливо, подаваемое насосом высокого давления, по форсуночной трубке поступает к штуцеру *23*, очищается в щелевом фильтре высокого давления *22*, проходит по каналам *д*, *г*, *е* внутри корпуса *4* форсунки и поступает в каналы *б* распылителя *9*, а затем в карман *а* корпуса распылителя под иглу *1*. Корпус распылителя *9* крепится к корпусу *4* форсунки накидной гайкой *21*.

Просочившееся топливо отводится по каналу *е* в пробке *26* и отверстию *ж* в верхнем колпаке *25*. Штанга *30* форсунки, прижимающая иглу *1* к седлу, нагружена пружиной *29*. Регулировочный винт *27*, ввернутый в пробку *26*, упирается в пружину *29* через упорное кольцо *28*. Контргайка *24* фиксирует положение регулировочного винта *27*, который служит для установки давления подъема иглы *1* форсунки (для двигателей НФД48АУ составляет 28—30 МПа).

Охлаждаемая форсунка. Из-за значительного нагревания распылителя может произойти загорание распыливающих отверстий и зависание иглы. Кроме того, возможно закоксовывание распылителей при работе двигателя на тяжелом топливе. В связи с этим форсунки двигателей, у которых большой диаметр цилиндров, или работающих на тяжелых топливах, изготовляют охлаждаемыми.

На рис. 124 изображена охлаждаемая топливом форсунка двигателя Г60. В распылителе *1*, кроме канала *г*, по которому распыливаемое топливо поступает под иглу, предусмотрены каналы *в* и *д* для подвода и отвода охлаждающего топлива. Поскольку каналы корпуса *7* и распылителя *1* должны совпадать, установлен направляющий штифт *3*. Распыливаемое топливо подводится через фильтр высокого давления, ввертываемый в отверстие *б*. По каналам *в* корпуса и *г* распылителя оно попадает под иглу *2*, нагруженную пружиной *6* через шток *5*.

Охлаждающее топливо поступает через штуцер *11*, по каналам *ж* и *и* проходит в полость *к* между распылителем *1* и головкой *4*, затем по каналам *д*, *е* и штуцер *10* отводится из форсунки.

В винте *8*, которым регулируют натяжение пружины *6*, предусмотрено осевое отверстие для прохода просо-

и независимость ее от случайных причин.

Всережимный регулятор. Способность всережимного регулятора поддерживать любую из заданных частот вращения обеспечивают в большинстве случаев с помощью соответствующей конструкции задающего устройства (см. поз. *5* на рис. 132 и поз. *10* на рис. 133). Такое устройство предусмотрено в любом регуляторе, но если у однорежимных регуляторов требуется настройка их на частоту вращения от 95 до 105% номинальной, то у всережимных — от минимально устойчивой частоты вращения до 105% (ГОСТ 10511—83). Встречаются регуляторы (например, в двигателях 6Л160ПНС), у которых всережимность достигается изменением геометрических соотношений в механизме, в частности изменением соотношений плеч выходного рычага.

Практически почти все регуляторы современных судовых дизелей, в том числе и многих вспомогательных, являются всережимными. Целесообразность установки их на дизель-генераторах объясняется возможностью управлять процессом прогрева дизеля после пуска через регулятор и некоторыми другими причинами.

Семейство регуляторных характеристик дизеля с всережимным регулятором изображено на рис. 134. Кривая *1* характеризует изменение относительного вращающего момента в зависимости от относительной частоты вращения при постоянной подаче топлива. Кривые *2*, *3* и *4* являются регуляторными характеристиками, соответствующими разным натяжениям пружины чувствительного элемента. Если, например, двигатель работает на генератор и затяжка пружины отвечает номинальной частоте вращения, то при полной нагрузке ($M/M_н = 1$) он будет работать с частотой вращения $n = n_н$, т. е. при $n/n_н = 1$ (точка *C* кривой *1*). При уменьшении нагрузки повысится относительная частота вращения согласно регуляторной характеристике *4*. В случае изменения натяжения пружины нагрузку на двигатель будут характеризовать точки *B*, *A* или другие

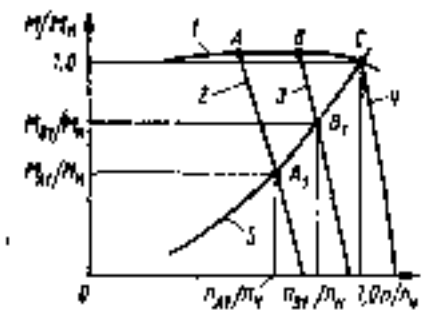


Рис. 134. Совмещенные регуляторные характеристики всережимного регулятора с нагрузочной и винтовой

в зависимости от значения натяжения. Однако нагружать двигатель при пониженной частоте вращения до режимов, определяемых кривой *1*, не рекомендуется, поэтому зависимость $M/M_н$ от $n/n_н$ практически отражают характеристики *2*, *3* или подобные им.

Нагрузка двигателя, работающего на гребной винт, зависит от относительной частоты вращения согласно винтовой характеристике *5*. Если считать, что эта характеристика отвечает паспортным условиям плавания, то номинальный режим работы двигателя определяет точка *C* пересечения кривых *1* и *5*.

Уменьшение натяжения пружины (регуляторная характеристика *3*) приведет к работе двигателя на режиме, соответствующем точке *B* пересечения кривой *5* с характеристикой *3*. Частота вращения будет равна $n_в$, вращающий момент $M_в$. Дальнейшее уменьшение натяжения приведет к снижению частоты до $n_а$ и момента до $M_а$, что отвечает точке $A_г$ пересечения характеристики *2* с кривой *5*.

Всережимный регулятор можно настроить на любую в приведенных выше пределах частоту вращения. Следовательно, с таким регулятором может существовать неограниченное число характеристик САРЧ. Бывают, однако, регуляторы, натяжение пружин которых изменяется ступенчато, скачками. В этом случае количество регуляторных характеристик будет ограничено. Так, если считать, что на рис. 134 изображено все множество характери-

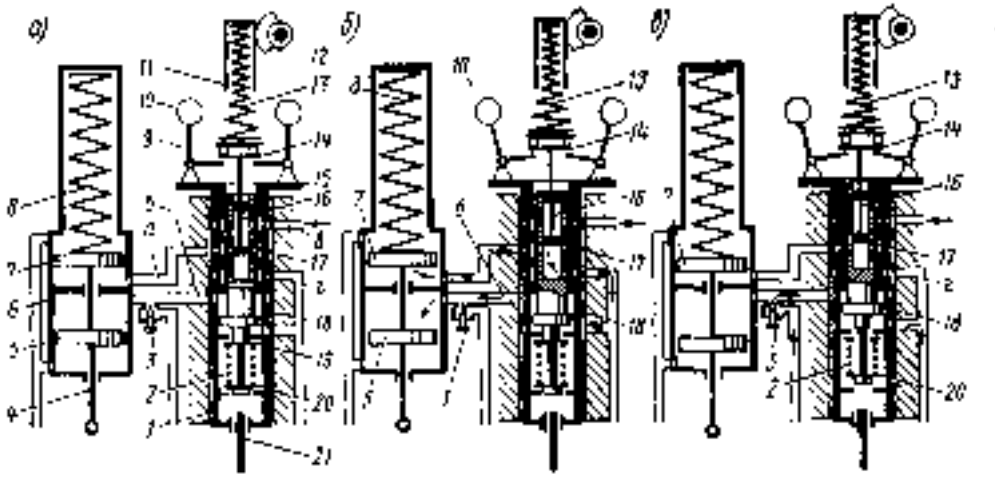


Рис 135 Схема изодромного регулятора двигателей 10Д10, Д50, Г70 5

стик, то регулятор является трехрежимным

Для обеспечения пропорциональности между величинами — силой натяжения пружины и частотой вращения, поддерживаемой регулятором, желательно иметь пружину переменной жесткости При малой частоте вращения жесткость ее должна быть небольшой, а при повышении частоты вращения возрастать Чтобы достичь этого, часто применяют 2—3 пружины разной длины, т. е. включающиеся в работу последовательно сначала одна, затем две и, наконец, все три В наибольшей степени отвечают условию $C/n = \text{const}$ параболические пружины (см поз. *13* на рис 135)

Астатический регулятор. Автоматический регулятор, поддерживающий одно и то же значение частоты при любых значениях внешних воздействий на САРЧ, называют астатическим Характеристика такого регулятора имеет нулевой наклон, в системе координат $n/n_н — M/M_н$ она вертикальна, т. е, регулятор не дает статической ошибки

Статическая ошибка регулятора непрямого действия, схема которого была изображена на рис 133, является следствием жесткой обратной связи поршня сервомотора с втулкой золотника Подача топлива, отличающаяся от первоначальной, может быть установлена в данном случае только при новом положении золотника и, следовательно, грузов чувствительного элемента Если же связь поршня с втулкой сделать нежесткой, к концу процесса регулирования устраняемой, то регулятор может стать астатическим. При «гибкой» обратной связи астатический регулятор называют изодромным[1].

Конструктивная схема изодромного регулятора изображена на рис 135, *а*

Чувствительный элемент регулятора состоит из грузов *10*, угловых рычагов *9*, муфты *14* и пружины *13* с задающим устройством *11, 12*. Угловые рычаги насажены шарнирно на траверсу *15*, вращающуюся вместе с полым валом *1*, который соединен с валом *21* привода регулятора.

Распределительное устройство состоит из золотника *16* и втулки *17* К втулке золотника по каналу *а* поступает под давлением масло, а по каналу *с* оно сливается в полость регулятора

Исполнительный механизм (сервомотор) состоит из цилиндра *6*, поршня *7*, штока *4* и пружины *8*. Шток *4* является выходящим органом и соединен с механизмом регулирования Поршень

[1] От греческих слов «изос» равный и «дромос» бег Следовательно, «изодромный» означает равноскоростной, обеспечивающий постоянную скорость

7 нагружен сверху пружиной 8. Полость под поршнем канала а сообщена с распределительным золотником. Движение поршня вверх совершается под давлением масла, а вниз — под действием пружины 8 при выпуске масла из-под него на слив. Такой принцип работы обеспечивает автоматическое выключение подачи топлива пружиной 8 в случае падения давления масла в регуляторе.

Обратная связь в регуляторе гидравлическая. На шток поршня сервомотора насажен управляющий поршень обратной связи 5, называемый компенсационным. Верхняя полость над ним каналом 6 соединена с верхней полостью исполнительного поршня 18 обратной связи. Поршень 18 выполнен заодно с втулкой 17 золотника. Полость под поршнем 18 сообщена со сливным каналом г и в ней всегда сохраняется атмосферное давление.

Устройство, устраняющее статизм регулятора, называют изодромом. Он состоит из игольчатого клапана 3 и пружины 2. Через клапан 3 канал 6 сообщен с масляной ванной. Пружина 2 предназначена для устранения статической ошибки. Она помещена между тарелками 19 и 20, упирающимися в бурты полого вала 1. Тарелки сидят на хвостовике втулки 17: над тарелкой 19 предусмотрен бурт, а под тарелкой 20 — гайка. При осевом смещении втулки 17 вверх или вниз пружина 2 оказывается сжатой и стремится вернуть втулку 17 в среднее положение.

Предположим, что нагрузка на двигатель уменьшилась, то частота вращения коленчатого вала и вала 1 увеличивается. Грузы 10 расходятся и поднимают муфту 14 и золотник 16 (рис. 135, б). Открывается выход маслу на слив из полости под поршнем 7. Пружина 8 передвигает поршень 7 вниз, уменьшая подачу топлива. В полости над поршнем 5 создается разрежение, следовательно, создается оно и в полости над поршнем 18. При этом поршень 18 и втулка 17 движутся вверх. Когда втулка 17 поднимется настолько, насколько был сдвинут золотник 16 (рис. 135, в), окно ее перекроет золотник, выпуск масла из сервомотора прекратится и поршень 7 остановится. Закончился период регулирования, в течение которого действовала жесткая обратная связь. К концу этого периода пружина 2 оказалась сжатой. Она стремится сдвинуть втулку 17 вниз, и над поршнем 18 создается разрежение. Через клапан 3 подсасывается масло, и по мере его поступления поршень 18 и втулка 17 движутся вниз. Открывается окно втулки 17, и через канал г произойдет дополнительный сброс масла из-под поршня 7, который еще сместится вниз, уменьшив подачу топлива. Это вызовет понижение частоты вращения вала, в связи с чем пружина 13 сдвинет муфту 14 и золотник 16 вниз. Такой процесс подрегулирования будет происходить до тех пор, пока втулка 17 не займет исходное положение (см. рис. 135, а). Золотник 16 тоже должен будет занять исходное положение, иначе поршень сервомотора будет перемещаться и процесс регулирования не будет закончен. Втулка 17 и золотник 16 вернутся в исходное положение, тогда как поршень сервомотора займет новое положение. Восстановится первоначальная частота вращения при уменьшенной подаче топлива.

При уменьшении частоты вращения процесс регулирования будет происходить аналогично, но в обратном направлении.

Расчленение процесса регулирования на две фазы является, конечно, условным. На самом деле процесс подрегулирования в какой-то его части протекает параллельно основной фазе.

Универсально-статический регулятор. Известно, что при параллельной синхронной работе дизель-генераторы переменного тока имеют одинаковую относительную (при дизелях одного типа абсолютную) частоту вращения. Непременным условием параллельной работы является пропорциональное (при дизелях одного типа одинаковое) распределение нагрузки на каждый дизель-генератор, т. е. равенство относительных вращающих моментов. Это равенство обязательно не только при полной, но и при частичных на-

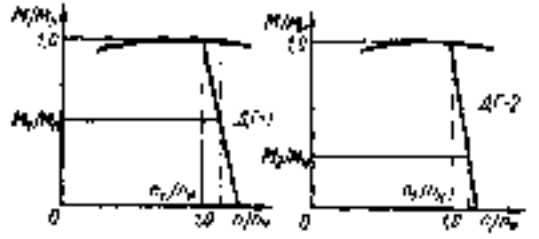


Рис 136 Регуляторные характеристики дизель-генераторов

грузках. Отсюда следует, что у всех параллельно работающих дизель-генераторов наклоны регуляторных характеристик должны быть одинаковыми.

Чтобы убедиться в этом, рассмотрим рис. 136, на котором изображены характеристики двух параллельно работающих дизель-генераторов: ДГ-1 и ДГ-2. Наклоны регуляторных характеристик приняты разными.

При номинальном режиме ($n/n_н = 1$) оба дизель-генератора нагружены полностью ($M/M_н = 1$), т. е. требование равенства относительных вращающих моментов удовлетворяется. Если нагрузка уменьшится, в связи с чем дизель-генераторы перейдут на режим $n_1/n_н$, то окажется, что ДГ-1 нагружен больше, чем ДГ-2: согласно регуляторным характеристикам $M_1/M_н > M_2/M_н$. При дальнейшем уменьшении нагрузки может оказаться, что ДГ-2 полностью сбросит нагрузку, так как наклон его регуляторной характеристики меньше.

Пропорциональное распределение изменяющейся нагрузки сохранится в том случае, если уменьшить наклон характеристики у ДГ-1 или увеличить у ДГ-2, с тем чтобы эти наклоны стали одинаковыми. Существенно также то, что характеристики должны иметь одинаковую кривизну, а еще лучше быть прямолинейными.

Можно предположить, что для параллельно работающих дизель-генераторов будет удачным применение астатических регуляторов. Однако при вертикальном направлении характеристик параллельная работа дизель-генераторов становится неустойчивой: вследствие разной нечувствительности и других случайных причин происходит временное перераспределение нагрузки. Поэтому дизель-генераторы оборудуют регуляторами, позволяющими изменять наклон их характеристик. Такие регуляторы называют универсально-статическими.

Для изменения наклона характеристики, или, что то же, изменения статизма, в универсально-статических регуляторах используется пропорциональность наклона характеристика — жесткости пружины чувствительного элемента. Поскольку важна не жесткость пружины, а сила ее воздействия на муфту регулятора, то, помимо основной, предусматривают дополнительную пружину, воздействие которой на процесс регулирования может быть разным. Диапазон изменения бывает, как правило, от 2 до 6%. Чтобы получить малый наклон характеристики и устойчивую работу, регулятор прямого действия снабжают изодромным устройством в виде упруго присоединенного масляного катаракта. Примером универсально-статического регулятора с изодромным устройством может служить регулятор Р-11М, устанавливаемый на двигателях 6Ч12/14 и 4Ч10,5/13 (рис. 137).

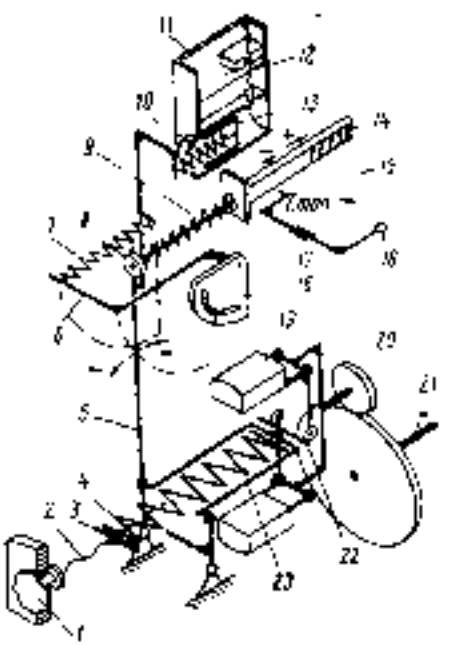


Рис 137 Схема регулятора Р-11М

Чувствительный элемент регулятора состоит из грузов *19* и пружины *4*. Грузы насажены на траверсу *20*, приводимую во вращение от кулачкового вала *21* топливного насоса через повышающую зубчатую передачу. Пружина *4* действует на муфту *22* регулятора через стакан *23*. Пружина имеет задающее устройство в виде тарелки *3*, навернутой на винт *2*. Вращением винта *2* за головку *1* можно изменить натяжение пружины. Задающее устройство позволяет настроить регулятор на любую частоту вращения в пределах от 40 до 105% нормальной.

Муфта регулятора соединена с регулировочной рейкой *14* топливного насоса через вертикальный рычаг *5*, шарнирно соединенный со стаканом *23*. Верхний конец рычага *5* связан с регулировочной рейкой. Движение рычага в направлении уменьшения подачи топлива (—) передается рейке через головку *8*, а в направлении ее увеличения (+) — через пружину *9*. Введение упругой связи позволяет выключать подачу топлива вручную посредством рукоятки *16* и рычажка *15*, сидящих на одном валике. При повороте рукоятки *16* в направлении «Стоп» рычажок *15*, воздействуя на поводок *17*, сдвигает регулировочную рейку в направлении «—» за счет сжатия пружины *9*. Подачи топлива не будет.

Для изменения статизма предусмотрена пружина *7*, один конец которой упирается в рычаг *6*, а другой — в вертикальный рычаг *5*. При горизонтальном положении пружины *7* ее давление на рычаг *5* складывается с усилием основной пружины *4*, а это равносильно увеличению жесткости пружины *4*. Следовательно, при таком положении пружины *7* наклон регуляторной характеристики получается максимальным, равным 6%. Если сектором *18*, размещенным снаружи, повернуть рычаг *6* на 90° против часовой стрелки, то пружина *7* расположится вертикально и ее упругость не будет влиять на работу регулятора. В результате уменьшения общей жесткости пружин (действует лишь одна основная *4*) наклон характеристики уменьшится до 2%. Возможны и промежуточные положения пружины *7*.

Изодромное устройство представляет собой масляный катаракт *11*, поршень *13* которого связан с рычагом *5* пружиной *10*. Поршень *13* может двигаться лишь по мере вытеснения или подсоса им масла из ванны через отверстие с дроссельной иглой *12*, т. е. медленно. Если произойдет, например, сброс нагрузки на двигатель и под действием грузов муфта *22* будет смещаться влево, отклоняя рычаг *5* в направлении «—», то в первый момент поршень *13* окажется практически застопоренным. Рычаг *5* станет растягивать пружину *10* и отклонится на меньший угол, чем было без сопротивления этой пружины. Значит, подача топлива уменьшится в меньшей степени, чем было бы без сопротивления пружины *10*, а частота вращения увеличится в большей степени.

Растяжение пружины *10* привело к увеличению статизма регулятора. Однако пружина *10* действует и на поршень *13*, вынуждая его двигаться влево. При этом движении поршня натяжение пружины *10* будет уменьшаться и, наконец, исчезнет. Освободившийся от сопротивления пружины *10* рычаг *5* дополнительно отклонится в направлении «—» и частота вращения двигателя постепенно повысится. Таким образом, увеличение статизма с помощью изодромного устройства оказалось временным, исчезающим. В результате воздействия изодрома устанавливается частота вращения, близкая к той, что была до возмущения.

Подобным же образом работает изодромное устройство и в обратном направлении, т. е. при увеличении нагрузки на двигатель.

При регулировании статизма следует иметь в виду, что изменение положения пружины *7* сказывается не только на частоте вращения холостого хода (нижняя точка регуляторной характеристики), но частично и на частоте номинального режима (верхняя точка). Поэтому после поворота пружины *7* требуется подрегулировка пружиной *4* частоты номинального режима. Последовательных изменений

Таблица 3

Показатели	Классы точности			
	1	2	3	4
Нестабильность частоты вращения, %, не более	0,6	0,8	1,0	2,0
Заброс частоты вращения, %, не более	5,0	7,5	10,0	15,0
Длительность переходного процесса, с, не более	2	3	5	10

натяжения пружин в процессе регулирования статизма может потребоваться несколько.

Встречаются регуляторы (например, у двигателей ЧСП18/20), в которых пружина воздействует на муфту через рычажный механизм. В данном случае влиять на статизм можно изменением плеч передаточных рычагов.

Условные обозначения регуляторов и классы точности САРЧ. Согласно ГОСТ 10511—83 условные обозначения регуляторов следующие.

ОРП — однорежимный регулятор прямого действия;

ОРН — однорежимный регулятор непрямого действия;

ВРП — всережимный регулятор прямого действия;

ВРН — всережимный регулятор непрямого действия.

ГОСТ 10511—83 предусматривает также регуляторы двухимпульсные (ОРД) и двухрежимные (ДРП, ДРН), но их на судовых двигателях не устанавливают.

По параметрам регулирования ГОСТ 10511—83 делит САРЧ на четыре класса точности. Основные характеристики регуляторов различных классов точности приведены в табл. 3.

§ 39. Регулирование двигателей с блочными и индивидуальными топливными насосами высокого давления

Система регулирования двигателей типа Д6. Как было отмечено выше, на современных главных двигателях предусмотрены САРЧ с всережимными регуляторами. При полном ослаблении пружин чувствительного элемента регулятор выключает подачу топлива. Тем не менее обязательно предусматривают возможность быстрого ее выключения вручную помимо регулятора. Во избежание значительной перегрузки двигателя в системе регулирования должно быть предусмотрено жесткое ограничение максимально допустимой подачи топлива.

Схема регулятора двигателя 3Д6 с блочным ТНВД и всережимным регулятором ВРП изображена на рис. 138.

Корпус *5* регулятора двигателя прикреплен к торцу корпуса *6* топливного насоса блочного типа.

Валом регулятора служит кулачковый вал *12*, на конец которого насажена крестовина *11*. В ее вырезах *9* расположены грузы в виде стальных шариков *10*, размещенных между неподвижной конической *13* и свободной плоской *14* тарелками. Последняя является муфтой регулятора. К упору *15* тарелки *14* пружинами *3* (их две) прижат вертикальный рычаг *2*. Он может поворачиваться относительно оси *1*. Рычаг *2* тягами *4* соединен с рейкой *7* топливного насоса. Этот узел является механизмом регулирования.

Крестовина *11* увлекает во вращение вместе с валом *12* грузы *10*. На них действует центробежная сила *P*. Поскольку тарелка *13* коническая, грузы могут разойтись, только сместив влево тарелку *14*, чему противодействуют пружины *3*. При увеличении частоты вращения коленчатого вала центробежная сила будет больше и грузы *10* начнут расходиться. Тарелка *14* сдвинется влево и повернет рычаг *2* против часовой стрелки. Рейка *7* сместится в направлении «—» и уменьшит подачу топлива. При снижении частоты вращения коленчатого вала тарелка *14* сместит грузы *10* к оси вала, вследствие чего тарелка *14*, а вместе с ней и механизм регулирования сдвинутся в сторону «+», т. е. в направлении увеличения подачи топлива.

У регулятора двигателя 3Д6 пружина, действующая на муфту, может работать и на растяжение. Задающим

устройством в данном случае является рычаг *8*, который можно поворачивать рукояткой, размещенной снаружи корпуса *5*. При повороте рукоятки, а значит, и рычага *8* по часовой стрелке увеличится растяжение пружин *3*. Это приведет к тому, что регулятор будет поддерживать более высокую частоту вращения вала.

Система регулирования двигателей НФД48-2АУ. На рис. 139 изображена система регулирования двигателей типа НДФ48-2АУ с регулятором прямого действия ВРП.

На вал *1*, приводимый в движение винтовыми шестернями, насажена траверса *2*, несущая грузы *3*, лапки которых через втулку *4* и шариковый подшипник воздействуют на муфту *5* регулятора. Муфта нагружена двумя пружинами *7*. Муфта передвигает втулку *6*, шарнирно связанную с муфтой и с внутренним вильчатым рычагом *40*, насаженным на один валик с внешним выходным рычагом *21*.

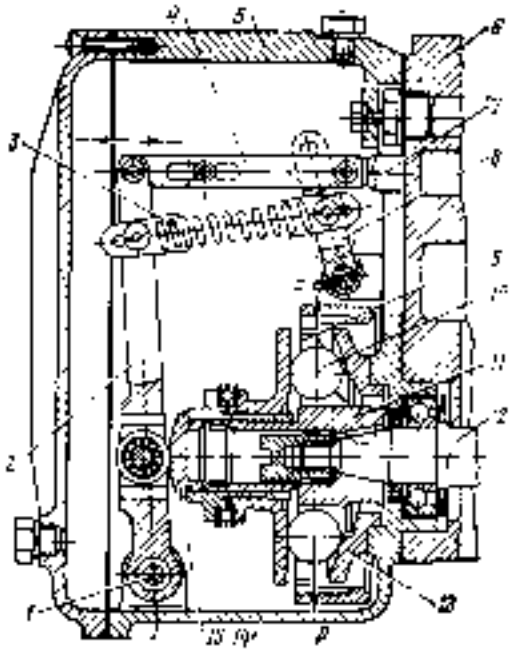


Рис. 138. Регулятор двигателя 5Д6

Задающих устройств у регулятора два. Для установления пусковой частоты вращения и для неавтоматизированного управления используют тарелку *8*, полый шпиндель *11* и шестерню *10*. Тарелка *8* закреплена на шпинделе от поворота скользящей шпонкой. Шестерня *10* навернута на шпиндель. Она может вращаться, но не может передвигаться вдоль оси. Следовательно, вращаясь, шестерня *10* будет вызывать передвижение шпинделя *11* и тем — изменение натяжения пружин. Шестерня *10* сцеплена с винтовой шестерней *9*, которую можно поворачи-

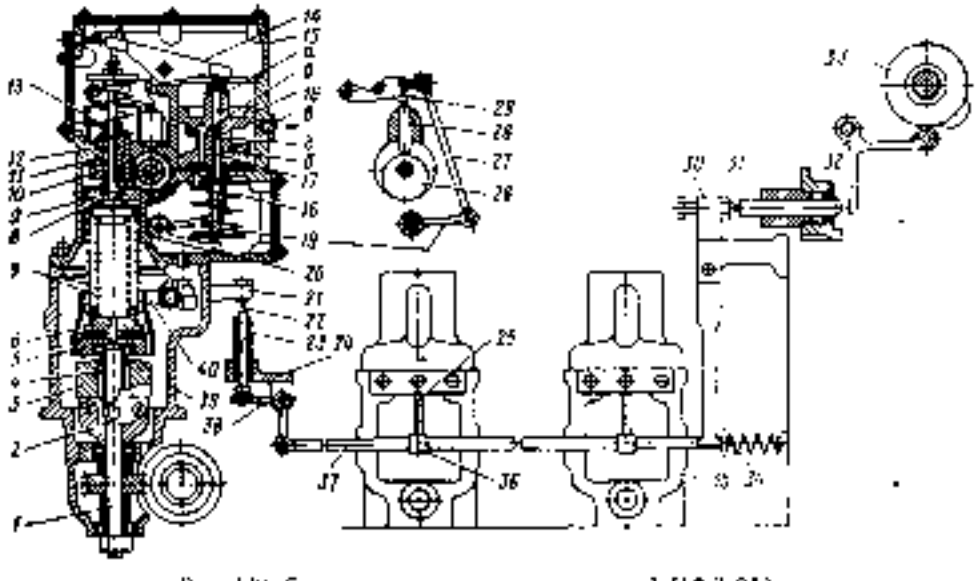


Рис. 139. Система регулирования двигателей НФД(-2АУ)

вать вручную специальным маховичком. Его вращение вызывает поворот шестерни *9*, а значит, и изменение натяжения пружин *7*.

Для автоматизированного управления служит задающее устройство, состоящее из штока *12*, рычага *14* и поршня *16*, передвигающегося под давлением масла. Внутри поршня находится золотник *17*, к которому через отверстие *в* корпуса и канал *д* поршня поступает под давлением масло. Золотник *17* может передвигать вверх парный рычаг, состоящий из плеч *19* и *20*, приваренных к общей ступице. Плечо *19* тягой *27** соединено с рычагом *29*, на который через толкатель *28* может воздействовать эксцентрик *26*, поворачиваемый приводом от вала автоматизированного поста управления. Золотник *17* передвигает вниз возвратная пружина *18*.

Если в целях увеличения подачи топлива эксцентрик *26* будет повернут так, чтобы толкатель *28* начал подниматься, рычаг *29* повернется против часовой стрелки. Поскольку тяга *27* повернет в том же направлении плечо *19*, плечо *20* поднимет золотник *17*. Откроется путь маслу через каналы *д*, *б*, *г* под поршень *16*, который начнет подниматься, увеличивая натяжение пружин *7* регулятора. Когда поршень *16* поднимется настолько, насколько был смещен золотник *17*, канал *б* окажется перекрытым верхним пояском золотника и поршень остановится. При уменьшении подачи топлива (толкатель *28* опускается) плечо *20* повернется по часовой стрелке и пружина *18* опустит золотник *17*. Откроется выход масла из-под поршня *16* через каналы *г*, *б*, расточку поршня и отверстия *а* в пространство внутри корпуса *15*, из него внутрь корпуса *39* регулятора, а в конечном итоге внутрь фундаментной рамы дизеля. Под действием пружины *13* к рычага *14* поршень начнет двигаться вниз, а натяжение пружин *7* регулятора будет уменьшаться. Нетрудно видеть, что поршень опустится настолько, насколько был сдвинут вниз золотник *17*.

Выходной рычаг *21* регулятора связан с тягой *37* топливных насосов через угловой рычаг *38* и иглу *22*, которая зажата пружиной наполнения *34* между угловым и выходным рычагами. На тяге *37* закреплены хомутики *36*, поддерживаемые рычагами *25* и соединенные с поводками плунжеров топливных насосов *35*.

Пружина наполнения *34* передвигает тягу топливных насосов в направлении увеличения подачи топлива. Для уменьшения ее необходимо жесткое воздействие выходного рычага *21* на механизм регулирования. Если увеличить частоту вращения или уменьшить натяжение пружины *7* задающего устройства, грузы *3* разойдутся и выходной рычаг сдвинет тягу *37*. Уменьшится подача топлива вследствие сжатия пружины *34*.

Увеличивать подачу топлива можно до тех пор, пока головка иглы *22* не упрется в нижний торец втулки *23*, ввернутой в кронштейн *24*. Следовательно, втулка *23* является упором, ограничивающим максимальную подачу топлива.

Для выключения подачи топлива предназначены кулачковая шайба *33*, насаженная на вал автоматизированного поста, угловой рычаг *32*, толкатель *31* и рычаг *30*. При положении маховичка поста управления «Стоп» выступ шайбы *33* набежит на ролик горизонтального плеча рычага *32* и его вертикальное плечо сдвинет влево толкатель *31*. Рычаг *30* повернется против часовой стрелки и своим нижним концом сдвинет вправо (в положение нулевой подачи топлива) тягу *37*. Пружина *34* при этом сожмется, а игла *22*, опустившись, отойдет от выходного рычага *21* регулятора.

У двигателей первой модификации (НФД48У, НФД8АУ) второе задающее устройство с поршнем *16* не предусмотрено.

Система регулирования двигателей 6ЧРН36/45. Двигатели данного типа оборудованы изодромным регулятором ВРН, схему которого см. на рис. 135. Однако регулятор можно использо-

* Узел с деталями поз. *19*, *26*—*29* расположен сзади плоскости отливного разреза.

вать как всережимный лишь при автоматизированном управлении; при неавтоматизированном, ручном управлении он превращается в предельный.

Ручное управление осуществляют поворотом маховичка поста управления, насаженного на двигатель, для чего маховичком поворачивают вал с насаженным на него эксцентриком *1* (рис. 140), воздействующим на левое плечо рычага *2*, а правое плечо рычага *2* совместно с тягой *4* и рычагом *5* может поворачивать вал *6*, уложенный в подшипниках *3* вдоль двигателя. Против каждого из ТНВД *7* на вал *6* жестко насажен рычаг *8* и свободно рычаг *10*, связанный с рейкой *24* ТНВД. Благодаря пружине *11*, один конец которой закреплен в кольце *12*, застопоренном на валу *6*, а другой — в рычаге *10*, последний прижимается к винту *9*, ввернутому в рычаг *8*. Вследствие этого при повороте вала *6* против часовой стрелки (см. сечение *Б—Б*) рычаг *8* будет поворачивать в том же направлении рычаг *10* (при этом пружина *11* закручивается) и рейка *24* начнет вдвигаться, т. е. смещаться влево, в направлении увеличения подачи топлива. Если вал *6* повернется по часовой стрелке, то рычаг *10* будет следовать за рычагом *8* под воздействием пружины *11*. Рейка *24* выдвинется, т. е. сместится вправо, в направлении уменьшения подачи топлива. Винт *9* предназначен для индивидуального регулирования подачи топлива. Пружина *11*, связывающая вал *6* с рейками *24*, обеспечивает выключение подачи топлива и в том случае, когда заест плунжер одного из ТНВД.

Кормовой конец вала *6* связан с сервомотором *17* регулятора. Шток *16* поршня *18* сервомотора (на рис. 135 эти детали обозначены поз. *4* и *7*) соединен с рычагом *28*, насаженным на один вал с рычагом *27*. Если поршень *18* опустится или поднимется, то рычаг *27* повернет по часовой стрелке или против нее вал *6* через пружинный элемент и рычаг *34*. Пружинный элемент, состоящий из корпуса *30*, тарелок *29*, *32*, пружины *31* и штока *33*, выполнен так, что при перемещении в любом направлении корпуса *30* пружины *31* будет сжиматься и передвигать в том же направлении шток *33*, т. е. поворачивать вал *6*.

Если управлять двигателем вручную, то рукояткой, выведенной наружу, сектор *12* (см. рис. 136) поворачивают против часовой стрелки. Стакан *11* опускается и сжимает пружину *13* до такого ее состояния, которое соответствует предельно допустимой частоте вращения. В этом положении рукоятку стопорят защелкой, и тем самым регулятор превращается в предельный. При частоте вращения ниже предельно допустимой золотник *16* окажется опущенным, а полость под поршнем *7* — сообщенной с напорным каналом *в*. Давление масла будет стремиться сдвинуть поршень *7* вверх.

Следовательно, после превращения регулятора в предельный на шток *16* (см. рис. 140) действует сила от давления масла под поршнем *18* сервомотора *17*. Эта же сила поворачивает рычаг *27* против часовой стрелки, сдвигая влево корпус *30* и сжимая пружину *31*. Последняя через шток *33* к рычаг *34* стремится повернуть вал *6* в сторону увеличения подачи топлива (против часовой стрелки, см. сечение *Д—Д*). Однако этому препятствует эксцентрик *1*, не позволяющий рычагу *2* повернуться, а тяге *4* опуститься (для рассматриваемого направления поворота вала *6*.

Эксцентрик *1* изображен на рис. 140 в положении «Стоп», при котором рейки *24* ТНВД выведены на нулевую подачу топлива. Если эксцентрик будет повернут, то рычаг *2* получит возможность повернуться по часовой стрелке, в связи с чем пружина *31* повернет вал *6* против часовой стрелки (см. сечение *Д—Д*). Рейки *24* ТНВД окажутся вдвинутыми, и включится подача топлива. Значение этой подачи зависит от угла поворота эксцентрика *1*.

Предельно допустимая подача топлива ограничена углом поворота вала *6*, при котором винт *35* (сечение *Г—Г*), ввернутый в рычаг *36*, закрепленный на валу *6*, упрется в кро-

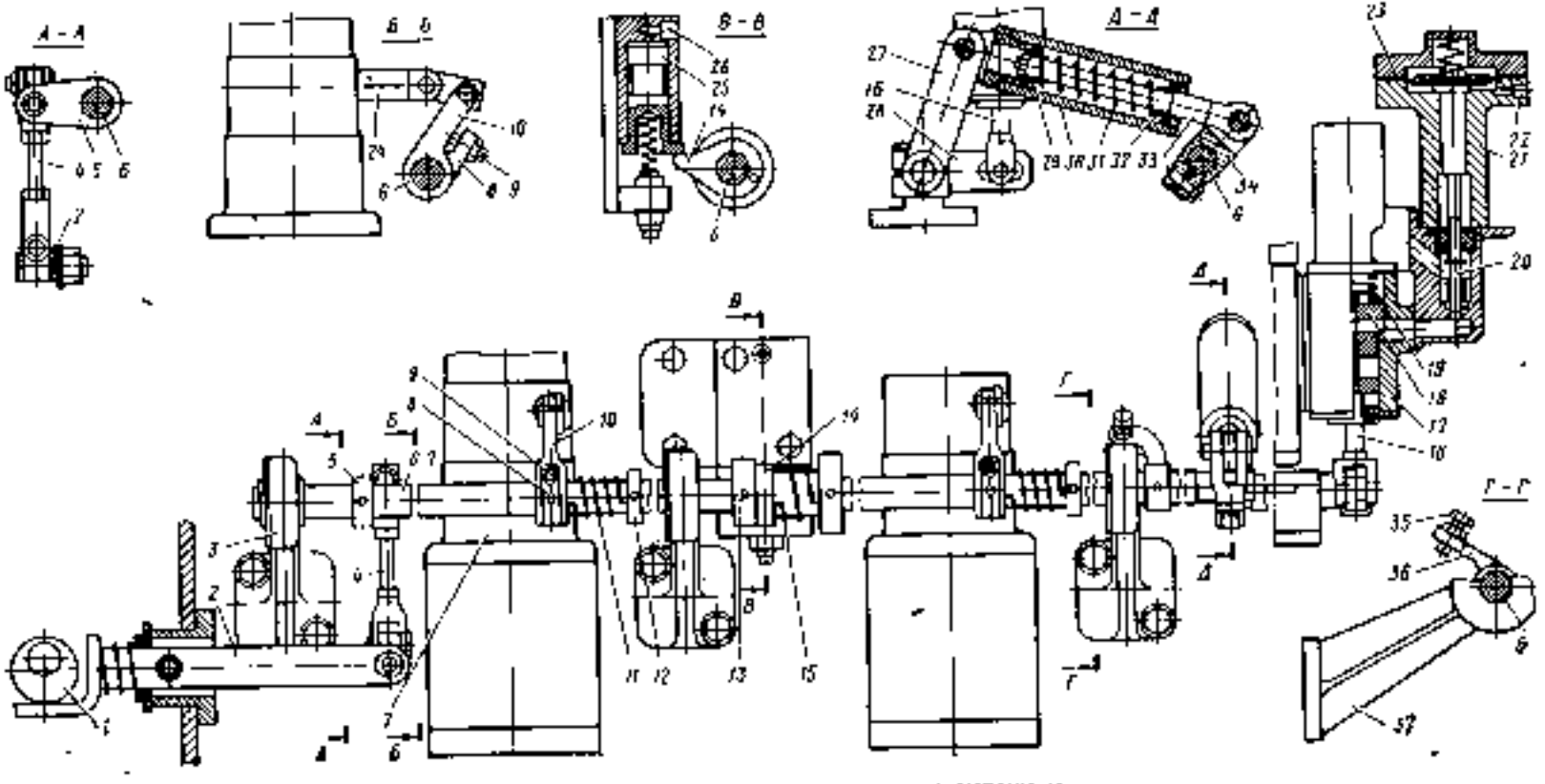


Рис. 140. Механизм регулирования двигателей 6ЧРН16/15

штейн 37. Одновременно аналогичный рычаг, не изображенный на рисунке, нажмет на шток микровыключателя и замкнет цепь сигнала, извещающего о предельной перегрузке двигателя.

Если почему-либо двигатель лишится свойства самовыравнивания (например, при потере или оголении винта) и пойдет «вразнос», то грузы *10* регулятора (см. рис. 135) разойдутся и золотник *16* откроет выход маслу из-под поршня *7* на слив. Пружина *19* (см. рис. 140) опустит поршень *18* и шток *16*. Следовательно, корпус *30* сдвинется вправо, в том же направлении пружина *31* сдвинет шток *33* и вал *6* повернется по часовой стрелке. Рейки *24* ТНВД окажутся выдвинутыми, подача топлива уменьшится или даже прекратится совсем. Такому воздействию регулятора на топливные насосы эксцентрик *1* препятствовать не будет: при повороте вала *6* в направлении уменьшения подачи топлива рычаг *2* поворачивается против часовой стрелки и его левый конец отходит от эксцентрика.

При автоматизированном управлении двигателем рукоятка, связанная с задающим устройством регулятора, освобождается от защелки. В данном случае регулятор становится всережимным, так как вступает в действие пневматическое устройство, изменяющее натяжение пружины чувствительного элемента по команде на рулевой рубке. Перед переходом на автоматизированное управление эксцентрик *1* поворачивается в положение максимальной подачи топлива. В связи с этим сервомотор *30* регулятора может повернуть вал *6* в любое положение, соответствующее натяжению пружин чувствительного элемента.

Во время пуска двигателя давление масла в регуляторе нарастает по мере повышения частоты вращения, в связи с чем подача топлива включается не сразу. Так как задержка включения подачи топлива приводит к перерасходу пускового воздуха, предусмотрен ускоритель пуска *13*. С началом пуска к поршню *25* ускорителя через окно *26* поступает сжатый воздух. Под его давлением поршень *25* опускается и через рычаг *14* и пружину *15* поворачивает вал *6* против часовой стрелки (см. сечение *В—В*), включая пусковую подачу топлива. После стравливания воздуха воздействие пускового ускорителя снимается.

Для быстрой остановки двигателя из рубки используют стоп-золотник *21*. Чтобы выключить подачу топлива, под мембрану *23* через окно *22* подается сжатый воздух. Мембрана прогибается вверх, поднимая золотник *20*. Открывается выход маслу из-под поршня *18* сервомотора регулятора в полость над поршнем. Пружина *19* опускает поршень *18* в крайнее нижнее положение, в результате чего вал *6* поворачивается и выдвигает рейки *24* на нулевую подачу.

Глава VIII

СМАЗОЧНАЯ СИСТЕМА

§ 40. Смазочные материалы

Основные свойства масел. В качестве смазочных материалов в технике применяют различные вещества, удовлетворяющие по своим свойствам разнообразным условиям работы узлов трения. Для смазывания дизелей используют жидкие смазочные материалы — моторные масла, являющиеся продуктами переработки нефти. Для некоторых узлов валопроводов и передач применяют пластичные смазочные материалы — солидол или консталин. Для специальных механизмов, работающих в особо тяжелых или необычных условиях, могут быть использованы также и твердые (например, графит) или газообразные вещества.

Важнейшей характеристикой моторного масла является его вязкость, т. е. свойство жидкости оказывать сопротивление перемещению одного слоя относительно другого под воздействием внешних сил. Единицу кинематической вязкости в системе СИ выражают в м²/с. Для моторных масел ее определяют при 373 К (100 °С). В литературе встречается обозначение вязкости в условных единицах ВУ, характеризующих отношение вязкости масла к вязкости воды при определенных температурных условиях.

Для образования прочной масляной пленки достаточной толщины, обеспечивающей жидкостное трение в подшипниках, желательна более высокая вязкость масла, а для обеспечения хорошего охлаждения трущихся деталей и надежного пуска холодного дизеля масло должно иметь достаточную жидкотекучесть, которой обладают только масла с пониженной вязкостью. Этим требованиям лучше удовлетворяют те масла, вязкость которых в меньшей степени изменяется при изменении температуры. Зависимость вязкости моторных масел от температуры характеризуют индексом вязкости, выражаемым в условных единицах, определяемых путем сравнения вязкости испытуемого с вязкостью эталонного масла.

Для каждого типа дизеля существует своя оптимальная вязкость масла, зависящая от конструкции, степени форсирования и условий его эксплуатации. Ее определяет завод-строитель дизеля в процессе доводки головного образца.

Из других регламентируемых стандартами физических показателей моторных масел необходимо отметить:

температуру вспышки, характеризующую огнеопасность масла и наличие в нем выкипающих фракций или примеси топлива;

температуру застывания, позволяющую судить о прокачиваемости масла при низких температурах и его применимости для запуска холодного дизеля;

долю механических примесей, воды, водорастворимых кислот и щелочей, свидетельствующую о степени очистки масла.

Натуральные масла, получаемые при переработке нефти, не в полной мере удовлетворяют требованиям, предъявляемым к моторным маслам. Поэтому для улучшения природных свойств натуральных масел или придания им новых к базовому маслу добавляют специальные присадки или их композиции.

Для циркуляционных масел используют следующие типы присадок:

моющие, предотвращающие образование углеродистых отложений на горячих поверхностях деталей и закоксовывание поршневых колец;

антиокислительные, замедляющие окисление масла при высоких температурах;

диспергирующие, удерживающие попадающие в масло мелкие частицы во взвешенном состоянии и предотвращающие образование отложений в картере и других застойных зонах масляной системы;

антикоррозионные, предотвращающие коррозионное разрушение антифрикционных покрытий подшипников;

противопенные, предотвращающие вспенивание масла при его прокачивании и перемешивании с воздухом.

В некоторых случаях используются также присадки, улучшающие индекс вязкости, депрессорные, противоизносные и противозадирные присадки.

Для масел, используемых для смазывания цилиндров, важнейшее значение имеют нейтрализующие присадки, способные нейтрализовать кислоты, конденсирующиеся из продуктов сгорания топлива. При использовании высокосернистых тяжелых топлив необходимо обязательно применять такие присадки, предотвращающие коррозионного воздействия сернистых соединений.

Некоторые виды присадок, положительно воздействуя на масло каждая по отдельности, несовместимы между собой, поэтому во избежание потери регулирующих свойств присадок смешивать масла разных групп не допускается. В пределах одной и той же груп-

Таблица 4

Обозначение группы масла	Вязкость при 100 °С, мм²/с	Доза присадок, %	Область применения	Допустимое массовое содержание серы в топливе, %
А	6—10	0—3	Нефорсированные двигатели	До 0,2
Б	6—20	3—5	Малофорсированные двигатели	0,2—0,5
В	6—20	4—7	Среднефорсированные двигатели	0,5—1,0
Г	8—20	7—12	Высокофорсированные двигатели	0,5—1,0
Д	12—20	12—20	То же, работающие в тяжелых условиях	1,0—1,5
Е	14—20	20—25	Для лубрикаторного смазывания цилиндров малооборотных форсированных двигателей	1,5—3,5

чи обычно применяют однотипные присадки, допускающие в случае необходимости смешивание масел разных вязкостных классов. Смешивать отечественные и зарубежные масла можно только по разрешению заводаизготовителя или судовладельца, давшему после проведения специальных исследований на совместимость их присадок.

При замене марки масла нельзя также произвольно изменять рекомендованную заводом-строителем вязкость масла.

Дело в том, что при снижении вязкости уменьшается и толщина масляной пленки в узлах трения, в результате чего жидкостное трение может перейти в граничное, возникнет перегревание и заедание подшипников. При повышении вязкости уменьшается количество масла, протекающего через подшипники для их охлаждения, а в результате и в этом случае возможно перегревание подшипников.

Классификация моторных масел. Масла, применяемые для смазывания поршневых двигателей, называют моторными. Они состоят из основы — базового масла и синтетических добавок - присадок, улучшающих природные свойства базового масла или придающих ему необходимые новые свойства.

По своим эксплуатационным свойствам и области применения отечественные моторные масла разделяют на шесть основных групп, указанных в табл. 4.

В пределах каждой из перечисленных групп сорта масла разделяются на несколько классов в зависимости от их вязкости.

Марка моторного масла начинается с буквы М. Затем следует число, показывающее вязкость его в сантистоксах при 100 °С, и буква, соответствующая группе масла.

Масла групп Б, В и Г могут иметь цифровые индексы «1» или «2». В первом случае это масла для карбюраторных двигателей, во втором — для дизелей. Масло без индекса является универсальным. Так, например, масло М-10В, предназначено для среднефорсированных карбюраторных двигателей, масло $М-10В_2$ — для среднефорсированных дизелей, масло М-10В — универсальное.

Иногда марка дополнена условными обозначениями, уточняющими назначение масла или его свойства. Так, для циркуляционного смазывания дизелей выпускают масло $М-10Г_2ЦС$, для смазывания дизелей, работающих на высокосернистом топливе, - масла М-16Е-30 и М-16Е-60, где «30» и «60» — щелочные числа, для смазывания дизелей 11Д45, работающих на топливе с долей серы до 0,5%, масло М-14В1Ц.

Аналогичная классификация моторных масел существует и в странах СЭВ, и у основных фирм капиталистических стран.

Наряду с описанной часто применяется и иная маркировка масел, обозначающая более узкую область применения (например, авиационное масло) или условное фирменное наименование.

Основные характеристики моторных масел, применяемых для дизелей речных судов, следующие:

Вязкость при 100 °С, мм²/с	10 - 20
Индекс вязкости	85—95
Температура вспышки, °С	200—235
Температура застывания, °С	10 15
Доля механических примесей, %, не более	0,015—0,03
Доля воды, %, не более	Следы
Щелочность, мг КОН на 1 г	2—10

Трущиеся пары, для которых в процессе работы не требуется охлаждение циркулирующим в системе маслом (шарниры тяг управления, коромысла, подшипники качения и т. д.), смазывают пластичными (консистентными) смазочными материалами.

Наиболее распространенными из них являются:

смазка универсальная среднеплавкая типа УС (солидол жировой), применяющаяся при температуре до 348 К (75 °С).

смазка универсальная тугоплавкая типа УТ (консталин жировой), применяющаяся при температуре до 423 К (150 °С).

Подачу консистентной смазки к трущимся узлам осуществляют с помощью колпачковых пресс-масленок.

Существуют конструкции узлов трения, у которых необходимое количество консистентной смазки заправляют при сборке узла. Для таких узлов не требуется техническое обслуживание в процессе использования по назначению. Такой смазочный материал обычно заменяют при текущем ремонте механизма.

§ 41. Типы смазочных систем

Назначение смазочной системы. Узлы трения смазывают с целью уменьшения трения и снижения изнашивания трущихся деталей. Кроме этих основных функций, смазочная система дизеля должна обеспечивать отвод теплоты, выделяющейся при трении, удалять продукты изнашивания с поверхностей трения и длительно поддерживать работоспособность масла путем частичного восстановления его первоначальных свойств. В ряде случаев часть циркуляционного масла используют исключительно для охлаждения отдельных деталей, работающих при высоких температурах.

Смазочная система состоит из специальных трубопроводов и каналов в деталях для подвода масла к трущимся и охлаждаемым поверхностям, необходимой арматуры, насосов, теплообменников, фильтров и контрольно-измерительных приборов.

По способу подвода смазочного масла к узлам трения различают следующие системы:

система принудительная циркуляционная, в которой масло к узлам трения подает специальный насос под давлением, а стекающее со смазанных деталей масло собирается в маслосборник и вновь поступает на смазывание. Эта система предназначена для смазывания подшипников коленчатого и распределительного валов, привода вспомогательных механизмов и ряда других узлов;

система принудительная лубрикаторная, в которой масло подают дозирующие насосы высокого давления. После использования оно теряется безвозвратно (сгорает или стекает в емкость отработавшего масла). Эту систему обычно устанавливают для смазывания деталей цилиндропоршневой группы дизелей повышенной мощности;

система естественная разбрызгиванием, в которой масло поступает на трущиеся поверхности в виде легкого или густого тумана путем разбрызгивания его движущимися деталями. Эта система предназначена для смазывания деталей цилиндропоршневой группы и ряда других деталей двигателей небольшой и средней мощности.

В отдельных случаях для малонагруженных деталей применяют капельное смазывание или смазывание набивкой (с помощью пресс-масленок).

Все эти системы в различных сочетаниях применяют в судовых дизелях.

По месту расположения основной емкости для масла различают двигатели с сухим и мокрым картером.

Система с «мокрым» картером. В двигателях с «мокрым» картером поддон фундаментной рамы, в который стекает масло, поданное на трущиеся поверхности, служит как маслосборником, так и хранилищем запаса масла, необходимого для нормальной работы двигателя. Схема масляной системы с «мокрым» картером приведена на рис. 141.

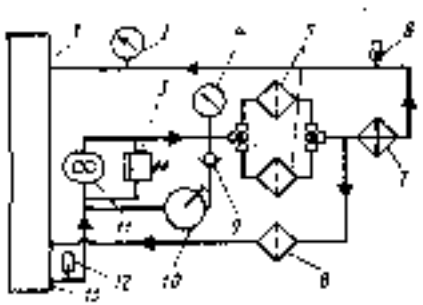


Рис. 141. Схема смазочной системы с «мокрым» картером

Масляный насос *11* забирает масло из поддона *13* двигателя *1*. Поскольку в узлах трения масло нагревается и загрязняется, его необходимо непрерывно охлаждать и очищать. В связи с этим от насоса *11* масло направляется в фильтр *5*, после чего в холодильник *7*, а затем уже поступает на смазывание двигателя, после фильтра *5* часть масла проходит через фильтр тонкой очистки *6* и направляется обратно в поддон *13*.

В состав масляной системы входят также манометры *4* и *2*, показывающие давление масла до фильтров и после них, термометры *6* и *12*, по которым можно судить о степени нагревания масла в двигателе и о работе холодильника. Давление в системе можно регулировать перепускным клапаном *3* масляного насоса.

Для прокачивания системы двигателя перед пуском предназначен ручной насос *10* с невозвратным клапаном *9*.

Системы с мокрым картером отличаются простотой компоновки. Их применяют в дизелях малой и средней мощности. Недостаток таких систем — быстрая потеря маслом своих качеств вследствие постоянного нагревания и воздействия продуктов сгорания топлива, проникающих в картер, а также повышенная чувствительность к работе в условиях крена и дифферента.

Система с «сухим» картером. В этой системе масло, стекающее в поддон, самотеком (или специальным насосом) поступает в особую цистерну, устанавливаемую отдельно от двигателя.

На рис. 142 приведена схема масляной системы с «сухим» картером, масло из поддона двигателя *1* удаляется самотеком.

Для обеспечения полного слива масла из картера маслосборник *14* установлен ниже двигателя под сливною магистральною отделения. Масляный насос *11* засасывает масло из маслосборника через приемный фильтр *13*. Обратный клапан *12* предотвращает слив масла из системы после остановки двигателя, чем при последующем пуске обеспечивается подача масла к подшипникам с первых же оборотов коленчатого вала. Из поддона двигателя *1* в маслосборник масло стекает по трубе *15*.

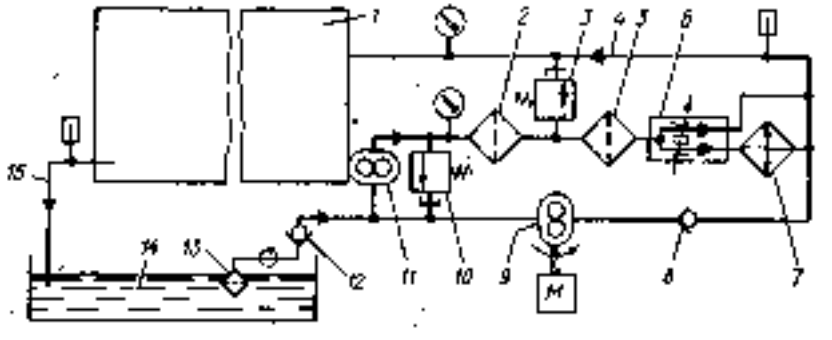


Рис. 142. Схема смазочной системы с «сухим» картером

Постоянное давление масла в системе поддерживает перепускной клапан *10*, находящийся в корпусе насоса *11*. Масло очищается от загрязнений последовательно в фильтрах грубой *2* и тонкой *5* очистки. Перепускной клапан *3* обеспечивает бесперебойную подачу масла к двигателю, направляя часть его помимо фильтра *5* и холодильника *7* в случае загрязнения фильтра или повышенного сопротивления системы при холодном масле.

После очистки в фильтрах масло поступает к терморегулятору *6*, откуда частично через холодильник *7*, а частично, минуя холодильник, по трубе *4* на смазывание двигателя. При этом, регулируя количество масла, пропускаемого через холодильник, терморегулятор обеспечивает заданную его температуру перед двигателем.

Масляный насос *9*, приводимый в действие от электродвигателя, служит для предпускового прокачивания масла. При подготовке двигателя к пуску он подает масло через обратный клапан *8*, минуя фильтры *2* и *5*, терморегулятор *6* и холодильник *7*.

При «сухом» картере масло в меньшей мере подвержено окисляющему действию картерных газов и имеет более длительный срок службы. При достаточно больших размерах маслосборник начинает работать в качестве отстойника, частично освобождая масло от тяжелых минеральных частиц. Однако при такой системе возрастает расход масла на слив при его замене.

Этого недостатка лишены системы с масляным баком и принудительным удалением масла из поддона откачивающим насосом (рис. 143).

В двигателе установлен двухсекционный масляный насос с секциями *20* и *22*. Каждая секция работает самостоятельно. Откачивающая секция *22* засасывает масло из поддона фундаментной рамы и нагнетает его в масляный бак *2*. Для обеспечения бесперебойной работы секции при дифферентах предусматривают два приемника *1* и *24* с обоих концов рамы. Нагнетательная секция *20* забирает масло из бака *2* и направляет его через фильтр *13* и холодильник *15* в двигатель *6*. Чтобы в баке всегда был запас масла, подача выкачивающей секции должна быть больше, чем нагнетательной, а бак *2* следует оборудовать переливной трубой *7*.

В систему может быть включен фильтр тонкой очистки или центрифуга *16* со сбросом масла в поддон фундаментной рамы или бак *2*. Ручной насос *10* может быть подключен как к масляному баку, так и к поддону рамы, для чего предусмотрен кран *9*. В первом случае насос *10* служит для прокачивания масла через двигатель, во втором — для отвода его из поддона через трубу *25* в цистерну грязного масла.

На рис. 143 перепускной клапан *3* и манометр *4* присоединены к концу масляной магистрали *8* двигателя. Такое расположение клапана и манометра обеспечивает нужное давление и контроль за ним в самой удаленной

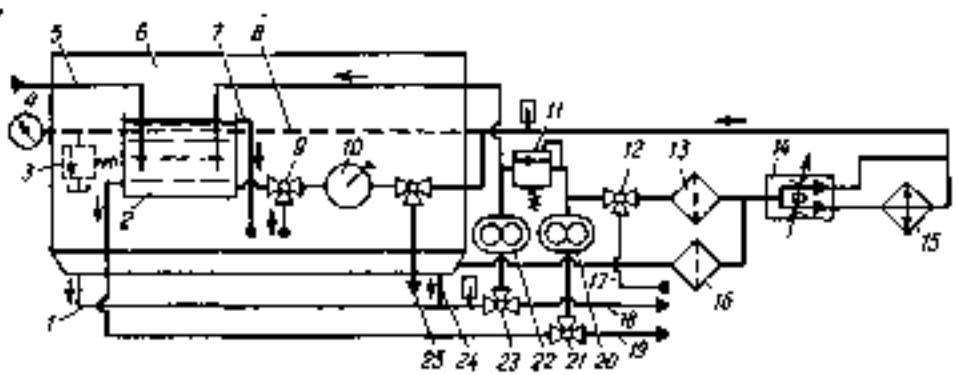


Рис. 143. Схема смазочной системы с «сухим» картером и масляным баком

точке. Этим исключается влияние на давление утечек масла, но усложняется система. В частности, необходим предохранительный клапан *11* на случай сильного засорения фильтра *13* или чрезмерного повышения давления при холодном масле. Перед холодильником *15* включен делитель потока (терморегулятор) *14*, автоматически перепускающий часть масла мимо холодильника, с тем чтобы поддерживать постоянную температуру циркулирующего масла.

В системе с масляным баком должно быть два резервных насоса. К первому насосу идут трубы *18* и *5*, ко второму — трубы *19* и *17*. Переключение системы на резервные насосы осуществляется с помощью трехходовых кранов *23*, *21* и *12*. Резервные насосы допускается использовать и для прокачивания масла через двигатель перед пуском.

В схеме на рис. 143 и бак *2* поступает нефильтрованное масло. Иногда фильтр включают после откачивающей секции, а иногда — после обеих секций.

§ 42. Масляные насосы

Работу циркуляционной смазочной системы обеспечивает масляный насос, забирающий масло из маслосборника и подающий его к трущимся деталям. Давление, создаваемое насосом, устанавливается 0,1—0,35 МПа для среднеоборотных и 0,2—1,0 МПа для многооборотных двигателей.

В дизелях малой и средней мощности в качестве основных устанавливают шестеренные масляные насосы с приводом от коленчатого вала. В каждом двигателе предусмотрен нагнетательный масляный насос, подающий масло в нагнетательную магистраль. Для принудительного выкачивания масла из картера устанавливают дополнительный насос. Иногда эти насосы объединяют в одном корпусе, т. е. не сообщающиеся между собой секции — нагнетательную и откачивающую с общим ведущим валом. Встречаются также и трехсекционные насосы.

Во избежание случайного переполнения картера подача выкачивающего насоса должна быть больше, чем у нагнетательного. В результате этого при равной частоте вращения размеры рабочих шестерен выкачивающего насоса больше (двигатели типа НФД48). При одинаковых конструкции и размерах шестерен подачу откачивающего насоса повышают, увеличивая частоту его вращения путем установки приводной шестерни меньшего диаметра (двигатели типа Г60). С этой же целью у некоторых двигателей для выкачивания масла используют двухсекционные насосы (двигатели типа М401) или две секции трехсекционного насоса (двигатели типа Д6).

В случае выхода из строя основного насоса систему обслуживает резервный масляный насос с автономным приводом.

Предпусковое прокачивание выполняют резервным, ручным или специальным автономным насосом предпускового прокачивания. Иногда для этой цели используют специальные пневмоаккумуляторные устройства.

Реверсивные масляные насосы. Реверсивные двигатели оборудуют реверсивными масляными насосами, обеспечивающими подачу масла в нагнетательную магистраль независимо от направления вращения рабочих шестерен насоса.

Масляный насос двигателей 6ЧРН36/45 изображен на рис. 144. Упрощенные тарельчатые клапаны *1* и *3* — всасывающие, *4* и *6* — нагнетательные. Корпус *7* клапанов разделен вертикальной перегородкой на две полости: всасывания *а* и нагнетания *б*. Масло поступает в полость *а* по стрелке *К*. При вращении ведущей шестерни *5* против часовой стрелки (см. сечение *Б—Б*) оно проходит к шестерням *2* и *5* через клапан *1*, нагнетается через клапан *4* в полость *б* и выходит из насоса через не изображенный на рисунке фланец. При изменении направления вращения шестерен масло проходит через всасывающий *3* и нагнетательный *6* клапаны.

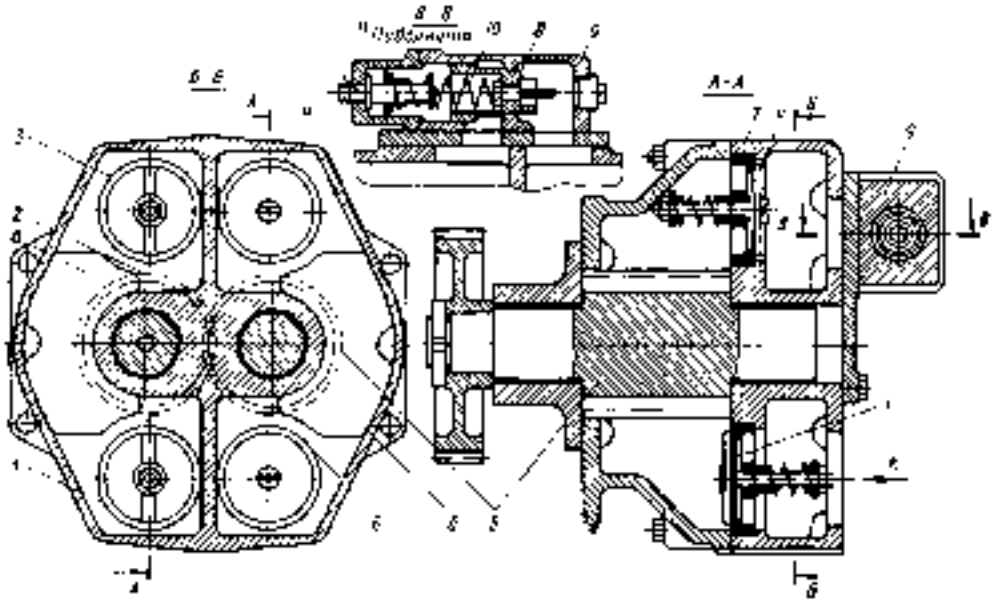


Рис. 144. Масляный насос двигателя 6ЧРН35/45

У перепускного клапана *8* отдельный корпус *9*. Клапан нагружен пружиной *10*. Перепуская масло из полости нагнетания *б* в полость всасывания *а*, клапан поддерживает необходимое его давление, которое регулируют винтом *11*, изменяя натяжение пружины *10*.

В масляных насосах двигателей типа НФД36 предусмотрены свободные, без пружин, шариковые клапаны. При работе насоса (рис. 145) на передний ход шестерни вращаются в направлении, показанном стрелками. При этом масло, поступающее в полость *б*, засасывается через всасывающий клапан *5* и выталкивается в полость *в* через нагнетательный клапан *2*. В это время клапаны *1* и *4* прижаты к своим седлам силой от давления масла в нагнетательных полостях. При изменении направления вращения шестерен масло засасывается из полости *б* через всасывающий клапан *1* и выталкивается через нагнетательный клапан *4* в полость *а*. Предельное давление устанавливают редукционным клапаном *3*.

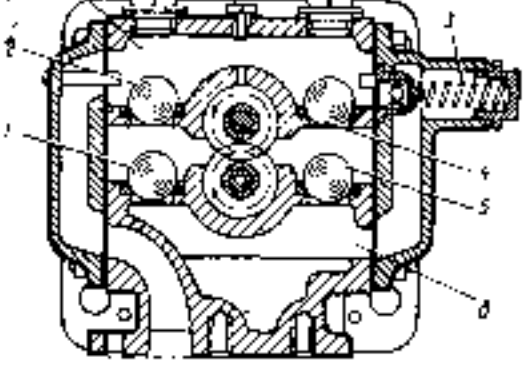


Рис. 145. Масляный насос двигателя НФД36Г

Кроме того, масляные насосы могут быть с распределительным золотником, перебрасываемым при реверсе давлением масла (рис. 146, *а*). Полости *в* и *з* внутри цилиндрического золотника *1* отделены одна от другой поперечной перегородкой. В золотнике окна *г*, *ж* обращены к шестерням *2* насоса *а*, *б*, *к* — в сторону полостей всасывания *а* и нагнетания *к*.

Масло поступает в полость всасывания *а* по стрелке *А* и выходит из полости к нагнетания по стрелке *Б*. При направлении вращение шестерен *2*, показанном на рис. 146, *а*, оно поступает из полости *а* к шестерням через окно *и*, полость *з*, окно *ж* золотника и канал *е* корпуса насоса. Нагнетаемое шестернями масло проходит через ка-

канал *д* корпуса в полость *в* золотника и далее через окно *б* — в полость *к*, а затем в двигатель.

Когда после реверса двигателя шестерни начнут вращаться в обратном предыдущему направлении (рис. 146, *б*), то в полости *л* золотника появится давление масла. Силой, создаваемой этим давлением, золотник *1* будет сдвинут влево, в связи с чем окно *и* соединит полость *л* с полостью нагнетания *к*, а окно *б* — полость *в* с полостью всасывания *а* и окно *г* — с каналом *д* корпуса. Масло будет поступать к шестерням из полости *а* через окна *б*, *г* и канал *д*, а нагнетаться шестернями через канал *е*, полость *л* и окно *и* золотника.

Насос оборудован перепускным клапаном *3*.

Нереверсивные масляные насосы. Нереверсивные шестеренные насосы способны подавать масло в нагнетательную магистраль только при одном, заранее заданном, направлении вращения. Несложная конструкция и отсутствие клапанов обеспечивают им высокую эксплуатационную надежность и малую трудоемкость обслуживания. Такие насосы с приводом от коленчатого вала устанавливают на нереверсивных двигателях. Аналогичную конструкцию имеют автономные резервные масляные насосы с приводом от электродвигателя.

§ 43. Очистка и охлаждение масла

Способы очистки смазочных масел. В процессе работы дизеля находящееся в его системах масло постепенно загрязняется вследствие накопления продуктов изнашивания, продуктов неполного сгорания топлива, окисления и коксования масла или случайного попадания воды или топлива в смазочную систему. Очистка масла от посторонних примесей позволяет значительно увеличить срок его службы и уменьшить изнашивание трущихся деталей.

Основными способами очистки масла, применяемыми в судовых условиях, являются фильтрование и центрифугирование.

Фильтрация — это процесс отделения взвешенных частиц при прохождении загрязненного масла через пористые перегородки. Отделение происходит по размерному признаку, в фильтрах задерживаются любые частицы, размер которых больше ячеек

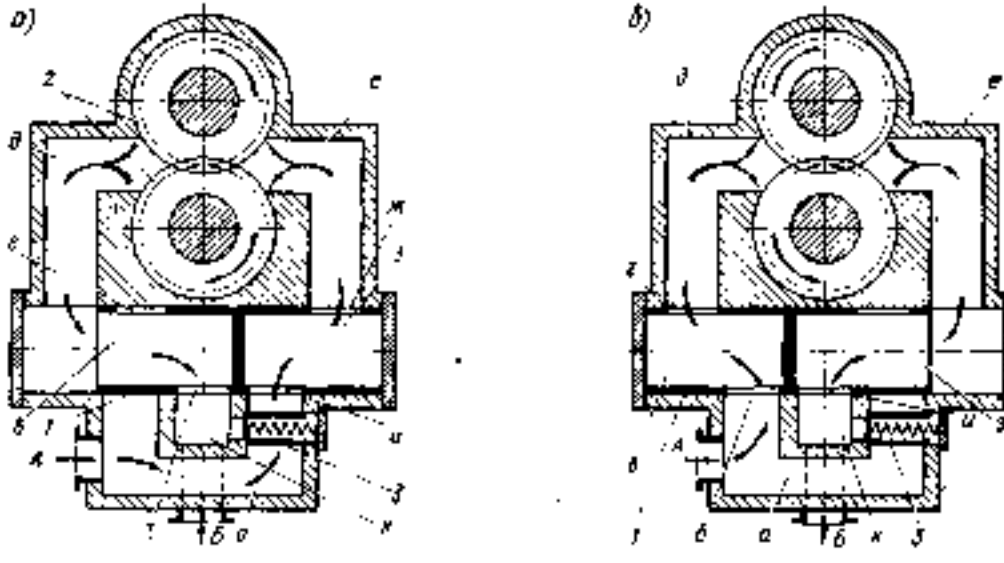


Рис. 146. Масляный насос двигателя 6Л275Р

ра отверстий или щелей фильтрующих элементов. Недостаток фильтров — их неспособность отделять попавшую в масло воду и мелкие абразивные частицы.

Центрифугирование — это процесс разделения неоднородных смесей под воздействием центробежной силы. Разделение происходит по массовому признаку, в центрифугах задерживаются любые вещества (включая воду и мелкие абразивные частицы), плотность которых больше, чем плотность масла. Благодаря более полному отделению неорганических веществ центрифуги позволяют существенно уменьшить изнашивание двигателей. Однако центрифуги плохо отделяют накапливающиеся в масле смолистые вещества, способствующие образованию нагара на деталях цилиндропоршневой группы.

Отстаивание — это процесс разделения неоднородных смесей под воздействием гравитационных сил, в судовых условиях его ограниченно применяют в сочетании с другими способами очистки.

Иногда смазочные системы двигателей типа НФД оборудуют магнитными вставками, активно задерживающими взвешенные в масле стальные частицы.

Масляные фильтры. По степени очистки масла различают следующие типы фильтров:

защитные сетки, устанавливаемые на концах приемных патрубков и предохраняющие от попадания в систему посторонних предметов;

фильтры грубой очистки (ФГО), задерживающие частицы размером более 50—100 мкм;

фильтры тонкой очистки (ФТО), задерживающие частицы размером более 5—10 мкм.

Фильтры грубой очистки, гидравлическое сопротивление которых сравнительно мало, включают последовательно в поток масла в нагнетательной магистрали. Их устройство и работа аналогичны соответствующим топливным фильтрам.

Гидравлическое сопротивление фильтров тонкой очистки повышенное, поэтому их обычно включают параллельно основному потоку масла на ответвлении от магистрали. Такие фильтры называют частично-поточными. Количество масла, проходящего через них, обычно не превышает 10—15% общего количества, подаваемого насосом. Для этого устанавливают на входе в фильтр специальную дросселирующую шайбу, ограничивающую поток масла и одновременно предохраняющую от резкого падения давления и прекращения подачи масла на смазывание двигателя в случае прорыва фильтрующих элементов. Такая производительность ФТО обеспечивает 5—8-кратную циркуляцию всего масла, находящегося в системе, в течение 1 ч работы и достаточно высокую степень его очистки.

В последние годы начали применять высокопроизводительные полнопоточные ФТО типа «Нарва» с начальной пропускной способностью до 6,5 м³/ч, отделяющие примеси размером до 25—30 мкм. Однако замена частично-поточных ФТО на полнопоточные, как правило, не обеспечивает существенного снижения изнашивания двигателей. Это объясняется меньшей эффективностью полнопоточных ФТО из-за повышенной скорости фильтрации.

По принципу действия различают следующие типы ФТО:

поверхностно-адсорбирующие, в них взвешенные частицы задерживаются на поверхности фильтрующего материала (плотная ткань или неклеенная бумага);

объемно-адсорбирующие, взвешенные частицы задерживаются в них во всем объеме фильтрующего материала (войлочные кольца, хлопчатобумажная или синтетическая набивка);

щелевые суперфильтры типа АСФО, в этом случае взвешенные частицы задерживаются как на входе в узкие щели, образованные картонными элементами фильтра, так и в фильтрующих каналах при движении масла в направлении, касательном к фильтрующей поверхности.

Устройство и работа описанных ФТО аналогичны соответствующим топливным фильтрам.

Полнопоточный ФТО с фильтрующими элементами «Нарва 6» и «Нарва 4» (рис. 147) состоит из двух секций *1* и *6*, закрытых крышками *5* и работающих параллельно. Масло из магистрали поступает в полости *б* и *в*, проходит через фильтрующие элементы *2* и направляется в полость *а*, оттуда в масляный холодильник. Фильтрующие элементы *2* представляют собой гофрированные шторы, изготовленные из синтетических волокон, проклеенных поливинилацетатной эмульсией. Отработавшие элементы заменяют новыми.

Перепускные клапаны *3* предназначены для защиты фильтрующих элементов от деформаций и разрывов при повышении перепада давления и для обеспечения подачи достаточного количества масла в дизель при пуске в условиях низких температур. Предохранительная трубка *4* предохраняет фильтрующие элементы от разрыва вследствие пульсации давления в фильтре.

Масляные центрифуги и сепараторы. Наиболее распространены в судовых условиях реактивные масляные центрифуги, роторы которых вращаются от действия струи вытекающего масла. Встречаются центрифуги и с механическим приводом от вала двигателя (дизели типа М400). Так же как и ФТО, центрифуги могут быть частично поточными и полнопоточными. Двигатели большой мощности иногда оборудуют системами с несколькими параллельно включенными стандартными центрифугами, обеспечивающими необходимую кратность циркуляции масла.

На рис. 148 изображена масляная центрифуга двигателя 6ЧСП18/22. Ротор ее состоит из корпуса *8* и крышки *6*, соединенных с помощью втулки *5* и гайки *4*. В стяжную втулку *5* запрессованы бронзовые втулки *3* и *9*, служащие подшипниками ротора. На корпусе *8* закреплены два сопла *7*, выходные каналы *г* которых направлены под прямым углом к образующей поверхности ротора.

В оси *10* центрифуги предусмотрен центральный канал *а*. В него по трубке *2* поступает масло. В ротор оно поступает по отверстиям *б* в оси и в

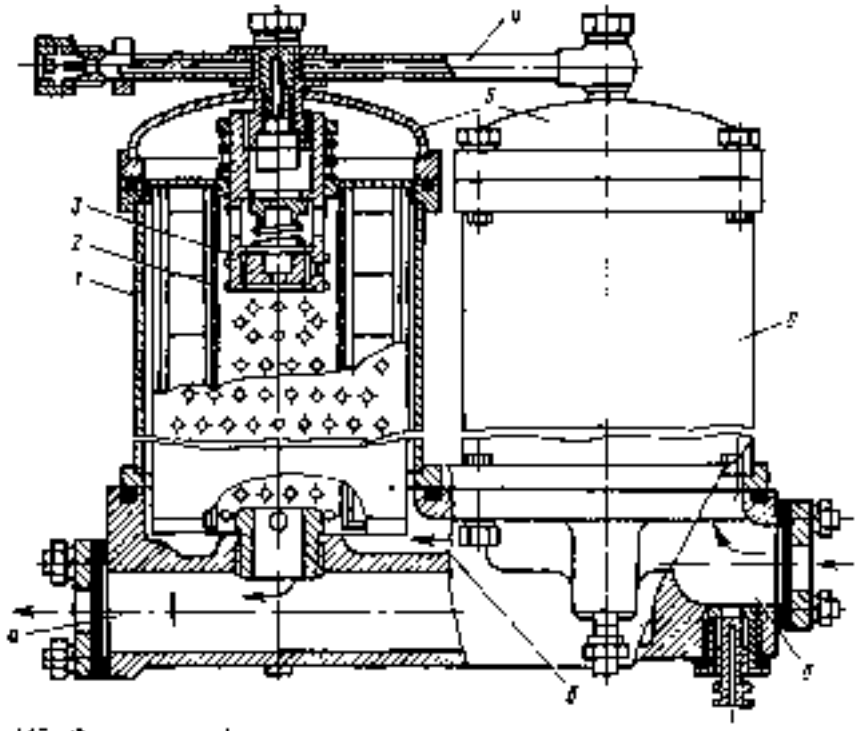


Рис. 147. Фильтр тонкой очистки масла с фильтрующими элементами «Нарва 6, 4»

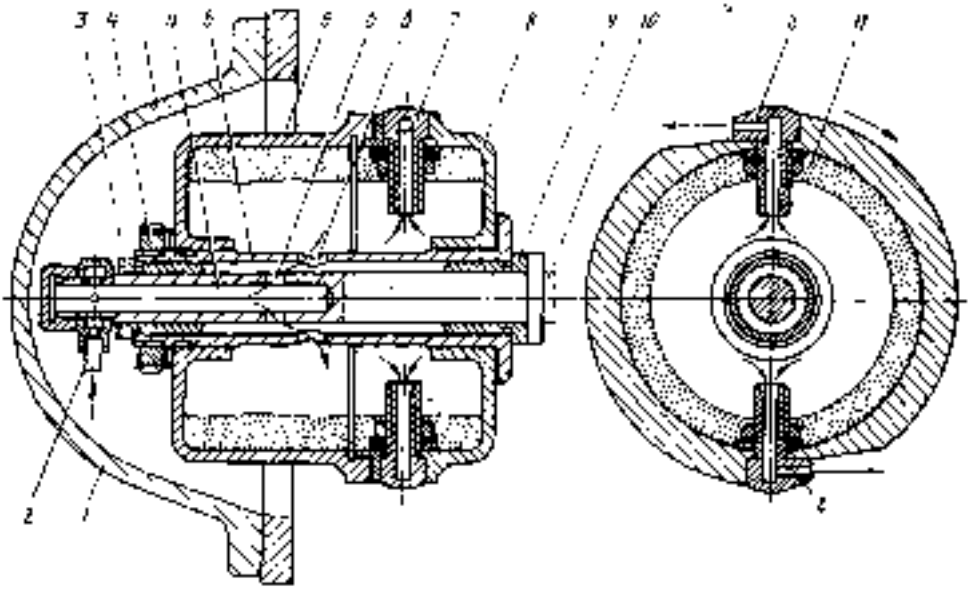


Рис. 148. Реактивная масляная центрифуга типа ЦМС-16-22

стяжной втулке. Центрифуга помещена внутри кожуха *1*, сообщенного с картерным пространством двигателя.

При работе двигателя масло от насоса направляется в канал *а* и проходит внутрь ротора, из которого оно выходит через сопла *7*. Реакция струй вытекающего из каналов *г* масла вращает ротор с частотой вращения примерно 6000 мин$^{-1}$. При вращении ротора загрязнения, содержащиеся в масле, отбрасываются центробежной силой к стенкам и образуют на них отложения *11*. Для удаления их центрифугу периодически вскрывают.

Центрифуга включена в масляную систему параллельно, и вытекающее из нее масло стекает в поддон фундаментной рамы. Для обеспечения необходимой частоты вращения центрифуги давление масла должно быть не менее 600 кПа.

Энергетические установки крупных судов оборудуют автономными сепараторами, обеспечивающими качественную очистку масла от воды и механических примесей с размером частиц до 1—3 мкм. В них обычно очищают отработавшее масло, предназначенное для повторного использования, а при большой вместимости маслосборников периодически очищают работающее масло во время стоянки двигателя.

Масляные холодильники. Для охлаждения масла забортной водой используют холодильники преимущественно трубчатого типа (рис. 149, *а*).

Внутри цилиндрического корпуса *3* помещены латунные трубки *1*, концы которых вставлены в трубные решетки *4*, *10* и в них развальцованы. Трубная решетка *10* жестко зажата между фланцем корпуса и крышкой *11*. Решетка *4* вставлена в корпус свободно и уплотнена сальником *6*, причем крышка *5* прикреплена не к корпусу, а к решетке *4*. Свободная посадка одной из трубных решеток обеспечивает возможность теплового расширения трубок.

Трубки заключены в кожух *2*, крепящийся к корпусу *3*. Внутри кожуха поставлены направляющие перегородки *7* и *8*. В перегородках *7*, примыкающих к кожуху, в центре предусмотрены отверстия. Для прохода масла между перегородками *8* и кожухом предусмотрен зазор.

Масло поступает в корпус холодильника по стрелке *А* через патрубок, расположенный выше разделительной перегородки *9*. Поднявшись между ко-

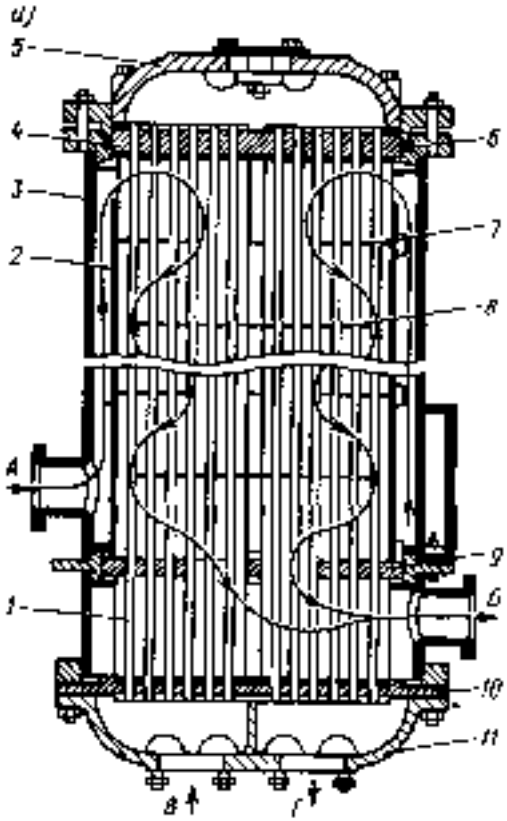
жухом 2 и стенкой корпуса 3, оно равномерным потоком движется вниз между трубками. Вследствие смещения проходных сечений перегородок 7 и 8 масло движется не только вдоль трубок, но и поперек, что способствует лучшему его охлаждению. Из полости ниже разделительной перегородки 9 масло выходит по стрелке Б.

Охлаждающая вода входит в холодильник по стрелке В в левую камеру крышки 11. По левому пучку трубок, составляющему половину их общего количества, вода движется вверх, под крышкой 5 переходит в правый пучок, по которому протекает вниз и выходит из холодильника по стрелке Г.

К числу трубчатых холодильников относят и такие, у которых трубы для воды заключены внутри труб для масла. В небольших двигателях холодильники иногда объединяют в одном корпусе с фильтром. Применение трубок в таком фильтре холодильнике сделало бы его громоздким, в связи с чем трубки заменены винтовыми каналами.

Наряду с трубчатыми широко распространены холодильники диафрагменного типа (рис. 149, б).

Основание 13 холодильника установлено на блок-картере двигателя. К основанию прикреплен корпус 16, причем между ними зажат фланец 15 теплообменного элемента, образованного диафрагмами 17 и 18, надетыми на патрубок 20. В латунных диафрагмах выштампованы отверстия а. Из выштампованной части металла образованы ножки 19, которыми диафрагмы опираются одна на другую. Все диафрагмы одинаковы, но взаимно по-



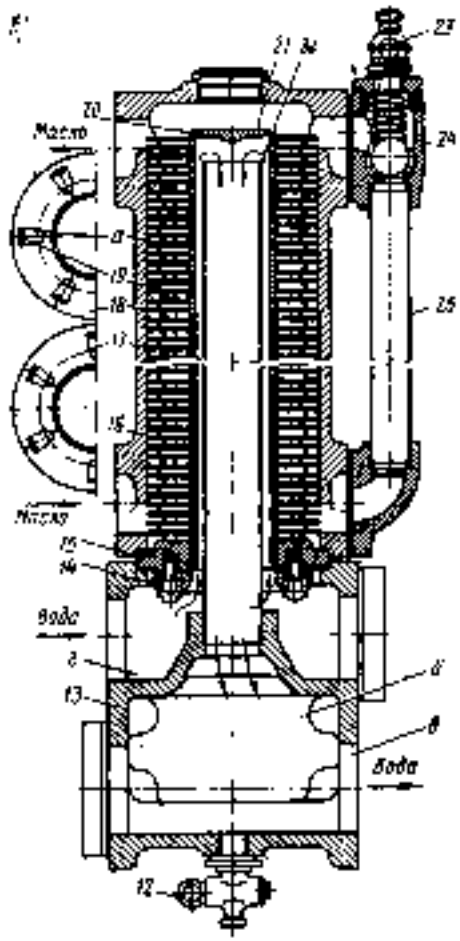


Рис. 149. Масляный холодильник:
а — трубчатый, б — диафрагменный

вернуты на 30° к приливу к медному патрубку *20*, заглушенному сверху днищем *21*. Внутри патрубка проходит водоотводная труба *22*.

Масло поступает в корпус холодильника снизу и проходит через отверстия в диафрагмах в верхнюю часть, откуда отводится. Вследствие смещения отверстий диафрагм движение его носит вихревой характер, что повышает коэффициент теплопередачи.

Охлаждающая вода входит в полость *г* корпуса, движется вверх по кольцевому пространству между патрубком *20* и трубой *22*, охлаждая масло, после чего по трубе *22* поступает в полость *б* корпуса и выходит из холодильника через отверстие *в*.

В холодильнике может быть несколько корпусов *16* с параллельным включением по маслу и последовательным или параллельным по воде.

Холодильник снабжен перепускным клапаном *24*, через который по трубе *25* перепускается холодное масло, минуя холодильник. Кран *23* предназначен для выпуска воздуха, а кран *12* — для слуска воды. В водяном пространстве установлен цинковый протектор *14*, защищающий детали холодильника от коррозии.

Коэффициент теплопередачи диафрагменных холодильников более высокий, чем у трубчатых, но у них значительнее гидравлическое сопротивление.

У современных двигателей в масляной системе часто в картере или масляном баке устанавливают подогреватель масла. Это позволяет поддерживать двигатель в «горячем» состоянии, в состоянии готовности к быстрому приему нагрузки. Для подогревания масла используют воду из системы охлаждения другого двигателя или котельной установки, электроэнергию.

Глава IX

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ

§ 44. Назначение и устройство системы охлаждения

Способы охлаждения дизелей. При работе дизеля его детали нагреваются вследствие трения или соприкосновения с горячими газами. Допустимая температура их нагревания ограничена жаростойкостью материалов, свойствами смазочных масел, надежностью работы отдельных узлов или условиями протекания рабочего процесса в цилиндрах. Для отвода излишка теплоты и поддержания оптимального уровня температуры деталей дизели охлаждают. В зависимости от вида теплоносителя различают жидкостные, воздушные и испарительные системы охлаждения. Для судовых дизелей используют только жидкостные системы, в которых основным теплоносителем является забортная вода.

Наиболее простой по конструкции является проточная система, в которой забортная вода с помощью насоса поступает в полости охлаждения, затем сливается за борт. Однако забортная вода содержит значительное количество взвешенных частиц, а также растворенных минеральных веществ, выпадающих в осадок при нагревании выше 55 °С, т. е. в этом случае не обеспечивается высокая экономичность и надежность дизеля. Поэтому для охлаждения современных дизелей используют различные промежуточные теплоносители, для цилиндровых втулок и крышек цилиндров — чистую пресную воду или специально приготовленные охлаждающие жидкости; для подшипников — избыточное количество масла, подаваемого масляным насосом смазочной системы, этим же маслом охлаждают поршни тронковых дизелей; для форсунок — топливо, подаваемое топливоподкачивающим насосом в избыточном количестве

Промежуточный теплоноситель предназначен для охлаждения нагретых деталей и передачи теплоты основному теплоносителю, транспортирующему воспринятую при этом теплоту за пределы судна и рассеивающему его в окружающей среде. Обмен теплоты между ними происходит в специальных теплообменниках-охладителях (холодильниках).

Промежуточные теплоносители, постоянно циркулируя в замкнутом контуре, многократно используются для охлаждения дизеля. Поэтому системы охлаждения с промежуточными теплоносителями называют замкнутыми или двухконтурными.

Влияние охлаждения на работу двигателя. При значительном нагревании двигателя снижается прочность деталей, становится невозможным смазывание цилиндра, наблюдается заедание деталей. Однако с охлаждающей водой уносится часть теплоты, выделяющейся при сгорании, т. е. увеличатся ее потери, в связи с чем охлаждать двигатель следует лишь в той степени, насколько это необходимо для его надежной работы.

Важно выбрать оптимальный температурный режим охлаждения:

во-первых, разность температур выходящей из двигателя и входящей в него воды (перепад температур) должна быть минимальной, не более 20 °С. При большом перепаде температур детали охлаждаются неравномерно, в них появляются значительные тепловые напряжения, ухудшаются условия их работы;

во-вторых, следует стремиться к тому, чтобы средняя температура воды в двигателе была по возможности высокой, ибо в этом случае уменьшается теплопередача и, следовательно, количество теплоты, уносимой водой. При повышении температуры воды снижаются тепловые напряжения и уменьшается изнашивание втулок цилиндра. Последнее объясняется, прежде всего, уменьшением работы трения вследствие снижения вязкости масла. Кроме того, при высокой температуре воды повышается температура стенки цилиндра, что препятствует конденсации водяного пара в цилиндре и, значит, образованию во взаимодействии с сернистыми газами кислот, ускоряющих изнашивание втулки. Поэтому повышать температуру воды особенно целесообразно при работе дизеля на сернистом топливе. Наконец, с повышением температуры воды уменьшается жесткость работы двигателя. При работе дизеля с частичной нагрузкой желательно поддерживать постоянный, достаточно высокий температурный уровень охлаждения.

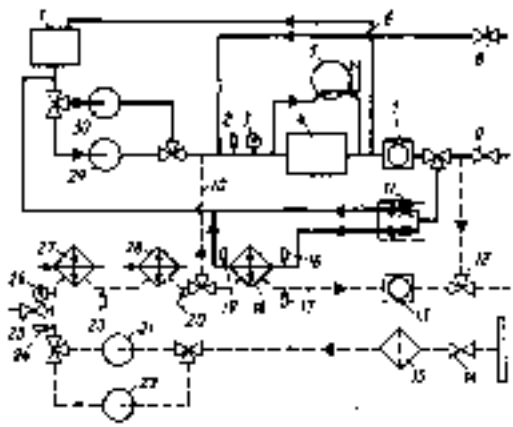


Рис. 150. Схема двухконтурной системы охлаждения дизеля

О температурном режиме охлаждения судят по температуре выходящей из дизеля воды. У существующих конструкций дизелей оптимальная температура воды 75—85 °С для среднеоборотных и 85—95 °С для высокооборотных дизелей. Встречаются двигатели с системами высокотемпературного (свыше 95 °С) охлаждения. Замкнутый контур системы охлаждения таких двигателей оборудован специальным паровоздушным клапаном, поддерживающим повышенное давление в системе с целью предотвращения образования паровых мешков и местного перегревания деталей.

Система охлаждения. На рис. 150 изображена принципиальная схема двухконтурной системы водяного охлаждения судового дизеля; сплошными линиями изображены трубопроводы пресной воды внутреннего контура, а пунктирными — трубопроводы забортной воды внешнего контура.

При работе основного *30* или резервного *29* циркуляционных насосов пресная вода внутреннего контура поступает в полости блока цилиндров двигателя *4*, омывает втулки цилиндров, затем перетекает в крышки цилиндров и из них в сборный трубопровод. Часть воды помимо двигателя направляется на охлаждение турбокомпрессора *5*, после чего также поступает в сборный трубопровод. Затем через индикатор потока *7* (расходомер или смотровое стекло, установленные на сборном трубопроводе) пресная вода поступает к терморегулятору *11*, который в зависимости от температуры воды делит поток ее на две части. Одна часть потока направляется в водоводяной охладитель *18*, охлаждается в нем и вновь поступает в сборный трубопровод, а другая часть мимо охладителя направляется непосредственно в сборный трубопровод без охлаждения. Смесь теплой и охлажденной воды поступает к циркуляционному насосу *30* и вновь направляется в двигатель, обеспечивая непрерывную циркуляцию.

Внутренний контур не может быть герметически замкнутым. Для компенсации изменения объема воды при изменении ее температуры, а также для возмещения потерь вследствие испарения или утечек служит расширительный бак *1*, соединенный с всасывающей магистралью циркуляционного насоса. Выделившаяся при нагревании воды паровоздушная смесь по специальным трубопроводам *6*, присоединенным к одной или нескольким точкам отводящей магистрали в верхней ее части, также отводится в расширительный бак.

Давление воды во внутреннем контуре контролируют манометром *3*, нагревание ее в двигателе — термометрами *2* и *16*, а охлаждение в холодильнике — термометрами *16* и *19*. Кроме этого, температуру воды контролируют в каждом цилиндре двигателя термометрами, установленными на патрубках, перепускающих воду из крышек цилиндров в сборный трубопровод. Горячая вода для прогревания холодного дизеля поступает из водонагревателя или котла по трубопроводу *8*, затем возвращается к нагревателю по трубопроводу *9*.

Забортная вода от кингстонной перемычки *14* через фильтр *15* поступает к основному *21* или резервному *22* насосам забортной воды и последовательно проходит через водовоздушный охладитель наддувочного воздуха *27*, водомасляный охладитель *28* и водоводяной охладитель *18*. После этого вода поступает в индикатор потока *13*, затем сливается за борт.

Давление забортной воды контролируют манометром *26*, нагревание — термометрами *24* и *17*, а перепад температур на охладителях — термометрами *24* и *23*, *23* и *20*, *20* и *17*.

В случае неисправности водоводяного охладителя для аварийного охлаждения можно использовать забортную воду, подаваемую к дизелю *4* насосом *21* через охладители *27* и *28* по трубопроводу *10*. В этом случае вода за борт сливается по трубопроводу *12*.

Забортная вода на охлаждение реверс-редуктора, на промывку дейдвуда, на некрогазование и другие нужды поступает по трубопроводу *25*.

Для предотвращения обледенения в холодное время забортную воду после охладителей можно полностью или частично сливать в ледовый кщик для повторного использования.

§ 43. Насосы системы охлаждения

Поршневые насосы. Для подачи охлаждающей воды используют насосы различных типов. В тихоходных двигателях применяют самовсасывающие поршневые насосы, надежные в работе и способные засасывать воду даже тогда, когда перед началом работы насос и трубопровод не заполнены водой. Согласно Правилам Речного Регистра РСФСР такой способностью должны обладать насосы забортной воды.

На рис. 151 изображен поршневой насос двигателя НФД24. Латунный плунжер *20* движется в двух направляющих втулках *25* и *17* корпуса *19* насоса. В плунжере два уплотнения:

Рис. 15. Поршневой насос

сальник 27 со стороны водяного пространства и кольца 26 со стороны картера. Просачивающаяся вода или масло собираются в коробке 15 и стекают по ней через отверстие 6. Плунжер приводится в движение шатуном 18 от пластинчатого кривошипа 13 коленчатого вала. От него же шатун 12 приводит в движение плунжер второго аналогичного насоса, расположенного симметрично. Шатун 18 соединен с плунжером пальцем 22 и вильчатой вставкой 24, закрепленной внутри плунжера пружинной втулкой 21.

Всасывающий 34 и нагнетательный 29 клапаны насоса бронзовые. Седла 35 и 30, направляющие 33 и 28 клапанов собраны на стержне 36 с дистанционной втулкой 31. Таким образом, блок клапанов может быть вынут из корпуса целиком.

При всасывающем ходе плунжера вода поступает в рабочую камеру с насоса через клапан 34 из камеры всасывания d, а в нее — через патрубок 2 и канал в пробке 14. При нагнетательном ходе клапан 34 закрывается и вода нагнетается через клапан 29 в камеру в, откуда через канал в пробке 6 выходит из насоса.

Поршневой насос подает воду неравномерно — лишь при ходе нагнетания. Чтобы выравнять подачу, рядом с полостью нагнетания устанавливают воздушный колпак 27. При нагнетательном ходе плунжера часть воды проходит внутрь колпака, сжимая находящийся в нем воздух. Во время всасывающего хода воздух в колпаке расширяется и вытеснит воду в систему.

При работе насоса воздух, находящийся в колпаке, частично растворяется в воде и уносится ею. Если запас его в колпаке уменьшится, то насос начнет стучать. Для пополнения колпака воздухом предусмотрен воздушный клапан, называемый сапуном. В его корпусе 19 находится шаровой клапан 11, подъем которого ограничивает винт 9. Полость над клапаном каналом в соединена с рабочей камерой г. Во время всасывающего хода через клапан 11 в рабочую камеру засасывается воздух из атмосферы. При нагнетательном ходе клапан 11 садится на седло, препятствуя выбросу воды. Количество засасываемого воздуха регулируют винтом 9. После стука насоса винт 9 вывертывают, увеличивая этим высоту подъема клапана 11.

Для регулирования подачи в насосе предусмотрен перепускной клапан 7. При его открытии маховичком 8 вода из камеры нагнетания в перепускается при всасывающем ходе в рабочую камеру г и подача воды в магистраль уменьшается.

Поршневой насос способен создать весьма высокое давление. Во избежание поломок он снабжен предохранительным клапаном 5, нагруженным пружиной 4. При повышении давления предохранительный клапан открывается и вода выбрасывается непосредственно в машинное отделение, что должно привлечь внимание обслуживающего персонала.

Второй аналогичный насос является резервным. Переключение насосов осуществляют пробками 14 и 6. Трубы от резервного насоса присоединены к фланцам 1 и 26. Внутри насоса обычно устанавливают цинковый протектор 32. Для спуска воды из насоса служит кран 3.

Бронзовые клапаны работают со стуком и часто ломаются. Поэтому иногда вместо бронзовых устанавливают резиновые клапаны 37 и 40. Вместо направляющих 33 и 28 в этом случае устанавливают дистанционные втулки 38 и 41 с ограничительными шайбами 39 и 42.

Поршневые насосы применяют лишь в тихоходных двигателях, так как при большой частоте вращения в них возникают значительные силы инерции, а неравномерный поток воды может вызвать сильные гидравлические удары.

Центробежные насосы. Конструкция центробежных насосов проста. Рабочее колесо с радиально направленными лопатками, установленными в камере нагнетания постоянного поперечного сечения, может вращаться в любом направлении и подавать постоян-

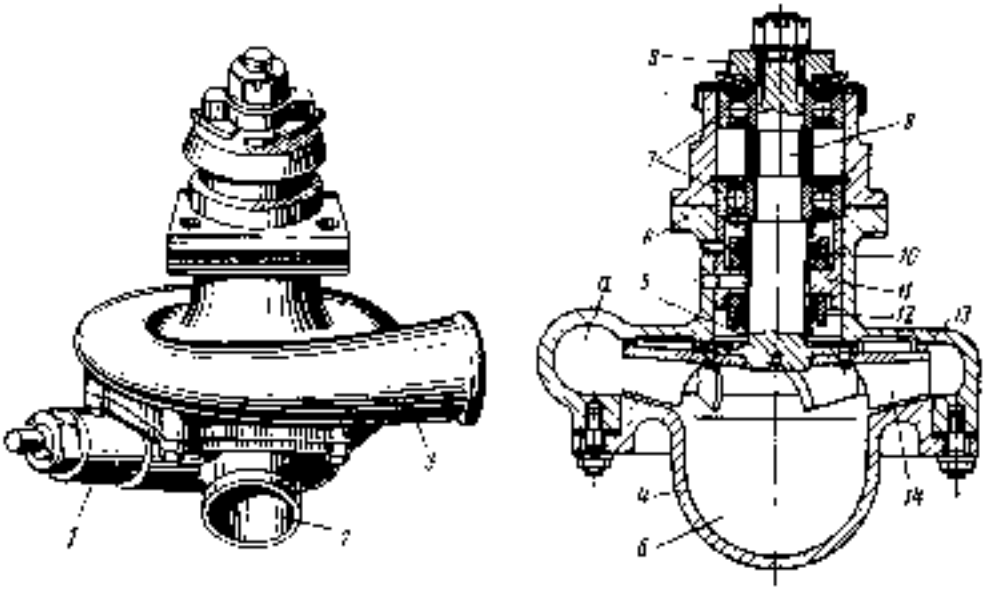


Рис. 152. Центробежный насос

ный поток воды. Поэтому насос такого типа может быть установлен на переливном двигателе.

Основной недостаток центробежного насоса — непригодность к сухому всасыванию без предварительного заполнения его водой, поэтому такие насосы используют обычно для внутреннего контура.

На рис. 152 изображен центробежный насос внутреннего контура двигателя 3Д6. Внутри корпуса *6* насоса предусмотрен улиточный диффузор *а*. Внутри корпуса вращается рабочее колесо (крыльчатка) *13* с лопатками *14*. Вал *9* насоса вращается в двух шарикоподшипниках *7*. Он уплотнен двумя текстолитовыми втулками *12* и резиновыми кольцами *10*, прижатыми к ребру вставки *11* пружинами *5*. Кулачковой полумуфтой *8* вал *9* соединен с приводом насоса. Снизу насос закрыт крышкой *4*, внутри которой образована камера всасывания *б*. В нее через патрубок *2* подводится вода.

Благодаря лопаткам *14* вода вращается вместе с рабочим колесом *13*. Под действием центробежной силы она движется между лопатками в направлении от центра к периферии. В камере всасывания *б* создается разрежение, в диффузоре *а* — давление. По мере продвижения воды по расширяющемуся диффузору скорость ее уменьшается, а давление увеличивается. Из диффузора вода через патрубок *3* выходит в трубопровод. Насос снабжен спускным клапаном *1*.

Крыльчатые насосы. Такие насосы способны к самовсасыванию, поэтому их используют в качестве насосов забортной воды. Недостаток этих насосов — низкий к. п. д. (в 3—4 раза ниже, чем у центробежных насосов).

На рис. 153, *а* изображен крыльчатый самовсасывающий насос забортной воды двигателя 3Д6. Корпус насоса состоит из передней *9* и задней *7* частей. Он закреплен к кронштейну *6* болтами *10* вместе с крышкой *11*. Крыльчатка *4* насажена на вал *12*, несущий шестерню *5* привода насоса. В задней части *7* корпуса предусмотрен всасывающий патрубок *1*, в передней части *9* — нагнетательный патрубок *2*. От патрубков идут каналы соответственно к всасывающему *б* и нагнетательному *а* окнам. Внутри каждой части корпуса предусмотрены каналы в виде переменной глубины, в

средней части максимальной, а по концам равной нулю

После остановки двигателя внутри насоса остается вода. Но если по какой-либо причине ее в насосе нет (например, была спущена через краник 3), то воду следует залить через отверстие, закрытое пробкой 6. При пуске двигателя насос начинает работать следующим образом (рис. 153, б). Объем между двумя лопастями, находящийся вверху, полностью или частично залолнся водой (положение I). При повороте крыльчатки она перемещается (положение II). Вследствие увеличения глубины каналов а и г (см. рис. 153, а) объем между лопастями увеличивается, вода под действием центробежной силы отходит от ступицы крыльчатки и в районе ступицы появляется разрежение. Через всасывающее окно б из трубопровода отсасывается находящийся в нем воздух, а затем засасывается и вода. При дальнейшем повороте крыльчатки (положение III, рис. 153, б) объем каналов увеличивается, всасывание продолжается.

Когда лопасти сделают полоЯину оборота, глубина каналов начнет уменьшаться. Слой воды будет приближаться к ступице (положение IV), вытесняя воздух или воду через нагнетательное окно а (см. рис. 153, а) в нагнетательный трубопровод. При дальнейшем повороте лопастей циклы всасывания и нагнетания будут повторяться.

Вихревые насосы. Средним по достоинствам между центробежным и крыльчатым является вихревой насос. К. п. д. такого насоса примерно в 2 раза выше, чем у крыльчатого, но он менее способен к сухому всасыванию.

Рабочее колесо 2 насоса (рис. 154) вращается между корпусом 3 и крышкой 1. Корпус 3 закреплен к кронштейну 7. Вал 6 насоса уплотнен самоуплотняющимся сальником 5 с пружиной 4.

По периметру рабочего колеса вырезаны карманы г, разделенные перегородками 9. Корпус и крышка образуют канал б, охватывающий карманы рабочего колеса. В канале предусмотрена перемычка между всасывающим в и нагнетательным а патрубками. При вращении рабочего колеса вода, находящаяся в карманах, под действием центробежной силы будет перемещаться по направлению к внешней его окружности. Вследствие

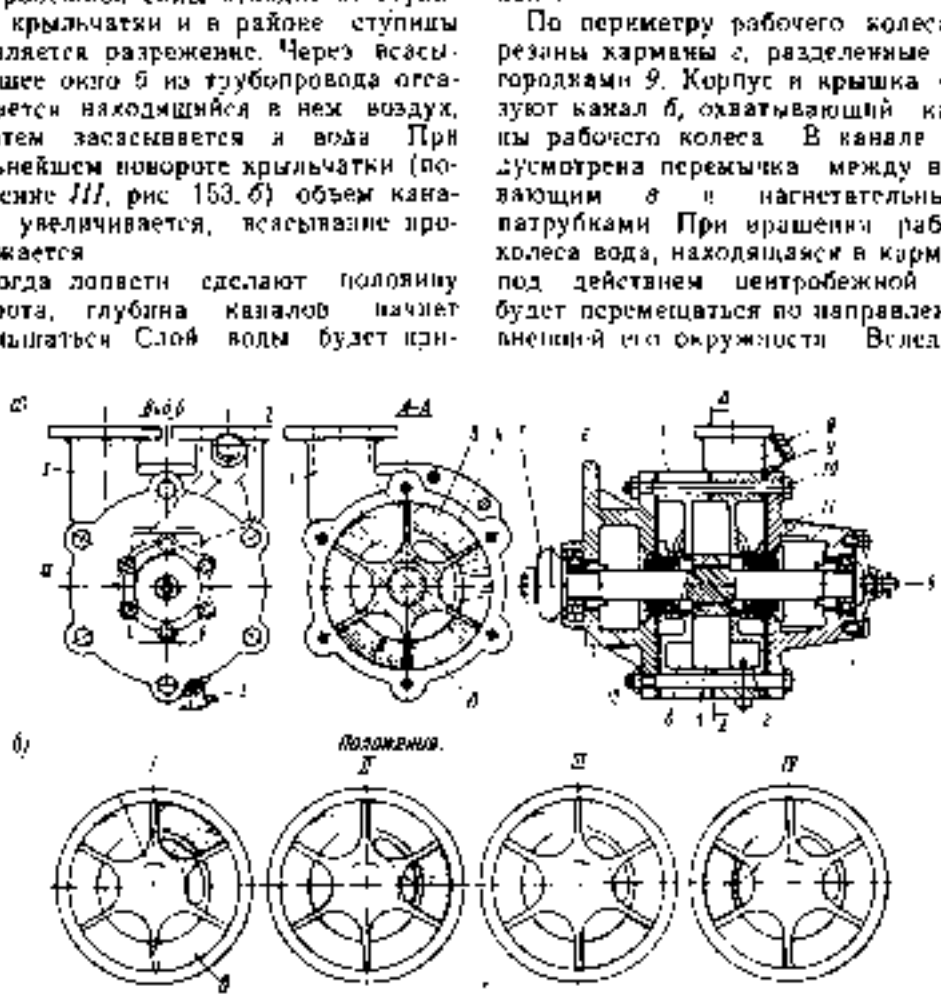


Рис. 153. Крыльчатый насос

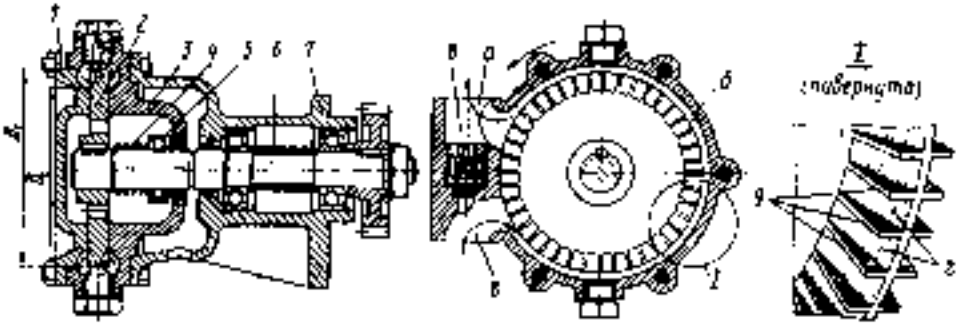


Рис. 154. Вихревой насос

этого в сечении, образованном карманом *г* и стенками, образующими канал *б*, появится круговой вихрь. Вода, участвующая в вихре, сходит с колеса по окружности диаметром D_1, а входит в его карман *г* по окружности диаметром D_2. Однако вода одновременно вращается с колесом, и кинетическая энергия ее струек зависит от окружной скорости колеса. Поскольку $D_1 > D_2$, то кинетическая энергия сходящей с рабочего колеса воды будет больше, чем кинетическая энергия воды на входе в его карман. Разность кинетической энергии расходуется на увеличение давления воды в канале *б*.

Вихревые насосы иногда снабжают перепускным клапаном *8*, предотвращающим разрыв струи воды во всасывающем трубопроводе при резком или значительном перекрытии крана на всасывающей трубе.

§ 46. Аппараты и устройства системы охлаждения

Теплообменники. Система водяного охлаждения состоит из охладителей: водомасляных для охлаждения смазочного масла дизеля, водоводяных — пресной воды замкнутого контура и водовоздушных — наддувочного воздуха. Параллельно основному потоку устанавливают охладители для турбокомпрессора и реверс-редуктора, навесного компрессора, форсунок и т. д.

Конструкции водомасляных охладителей рассмотрены при описании смазочных систем. Конструкции водоводяных и водомасляных охладителей подобны, но отличаются от вторых большими размерами. На судах преимущественно распространены трубчатые охладители уменьшенных габаритных размеров, выполняемые многоточными; значительно реже встречаются более сложные диафрагменные или пластинчатые охладители.

На рис. 155 изображен шеститочный по охлаждаемой и охлаждающей воде холодильник двигателя НФД48. Вода внутреннего контура поступает в холодильник через отверстие в корпуса *14* и движется вдоль трубок *1* по направлению к трубной решетке *7*. Затем через щель в продольной перегородке *2* вода проходит в пространство между перегородками *2* и *3*, двигаясь по нему в направлении к трубной решетке *12*. Через щель в перегородке *3* вода переходит в пространство между перегородками *8* и *9*, *9* и *10*, после чего через щель в перегородке *10* направляется в выходную полость к фланцу *11*, которым присоединен отводящий трубопровод.

Забортная вода поступает в полость *б* передней крышки *13* и движется по первому пучку трубок в полость *а* задней крышки *5*. Здесь она меняет направление и по второму пучку трубок движется в полость *в* крышки *13*. Меняя подобным же образом направление движения в полостях *в*, *д*, *ж* и *ж* крышек, вода проходит последовательно шесть пучков трубок, выделенных перегородками крышек *5* и *13*. Из полости *д* крышки *13* она выливается за борт.

Как это бывает всегда в холодильниках со значительной длиной трубок,

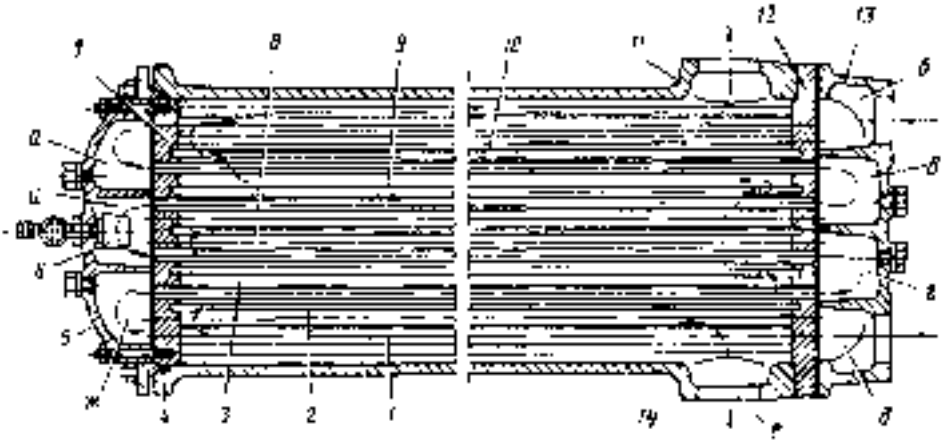


Рис. 155. Водоводяной шеститочечный холодильник

трубная решетка 7 выполнена свободной и уплотнена сальником 4. Со стороны забортной воды предусмотрен цинковый протектор 6.

В рассматриваемом теплообменнике последовательно выдержан принцип противотока, т. е. организации движения охлаждающей и охлаждаемой жидкостей навстречу одна другой. Это позволяет наиболее рационально использовать располагаемый перепад температур при наименьших габаритных размерах теплообменника.

Водовоздушные охладители отличаются от описанных тем, что для интенсификации теплоотвода поверхность охлаждения, соприкасающуюся с воздухом, предусматривают больше, чем поверхность, омываемую водой. Это достигают установкой ребристых труб вместо гладких, применяемых в других типах охладителей. Для снижения потерь давления наддувочного воздуха эти охладители выполняют однопоточными по воздуху, хотя по воде они могут быть и многопоточными.

Регулирование температурного режима. Процесс регулирования охлаждения двигателя заключается в поддержании с необходимой точностью постоянной температуры охлаждающей воды на выходе из него при всех режимах работы.

В системах охлаждения судовых дизелей применяют несколько способов регулирования:

дросселирование, когда путем изменения гидравлического сопротивления системы изменяется количество прокачиваемой через нее охлаждающей жидкости. Недостаток этого способа — значительный перепад температур на входе и выходе охлаждающей жидкости и нарушение циркуляции при малых нагрузках дизеля. Дросселирование широко применяют при ручном регулировании, в автоматизированных системах его практически не используют;

обвод, когда при постоянном количестве циркулирующей жидкости внутреннего контура изменяют количество подаваемой к теплообменнику воды внешнего контура. Этот способ свободен от недостатков, встречающихся при дросселировании, но отличается повышенной инерционностью, когда эффект автоматического регулирования проявляется с некоторым запаздыванием по времени;

перепуск, когда при постоянном количестве циркулирующей жидкости внутреннего контура поток ее делят на две части: одна часть жидкости охлаждается в теплообменнике, а другая подается для повторного использования без охлаждения. Смешивание необходимых количеств теплой и охлажденной жидкостей позволяет обеспечить постоянство температуры воды на выходе из двигателя при минимальном перепаде температур на входе и

выходе. Этот способ охлаждения можно применять и в проточных системах, когда часть теплой воды сливают за борт, а остаток направляют для повторного использования в двигатель.

Аналогичные способы охлаждения применяют и при регулировании температуры в смазочных системах дизелей.

Автоматическое регулирование температуры осуществляют терморегуляторы. По конструкции их делят на два типа: дистанционные, у которых регулирующий орган (клапанная система) и чувствительный элемент представляют собой два отдельных конструктивных узла, связанных дистанционной связью, и недистанционные, у которых клапанная система и чувствительный элемент объединены в едином конструктивном узле без участия дистанционной связи.

Конструкция терморегуляторов. В двухклапанном терморегуляторе недистанционного действия сильфонного типа (рис. 156, *а*) предусмотрены три патрубка. Через первый из них поступает вода, выходящая из двигателя, через второй она направляется на холодильник, через третий — непосредственно к насосу внутреннего контура, минуя холодильник, т. е. на перепуск. Количество воды, направляемой на холодильник и на перепуск, зависит от площади открытия клапанов *4* и *3*. Клапаны закреплены на штоках *7* и *16*, ввернутых в верхнее *8* и нижнее *15* днища сильфонов *10* и *13*.

Сильфоны представляют собой тонкостенные гофрированные латунные стаканы, у которых общее среднее неподвижное днище *12*, прикрепленное рамкой *11* к седлу *6*, зажатому между корпусом *1* и патрубком *5* термостата. Внутри сильфонов находится жидкость, кипящая при низкой температуре (эфир, ацетон, спирт). Температура ее зависит от температуры воды, выходящей из двигателя и омывающей сильфон снаружи. При низкой температуре воды давление пара жидкости-наполнителя внутри сильфонов незначительно, поэтому сильфоны под действием пружин *9*, *14* находятся в сжатом состоянии (как изображено на рисунке). В данном случае клапан *4* сидит в седле, а клапан *3* полностью открыт, при этом вода направляется только на перепуск, к насосу внутреннего контура. При повышении температуры воды сильфоны удлиняются, в связи с чем клапан *4* открывается, клапан *3* частично закрывается. При достижении водой максимально допустимой температуры клапан *3* садится в седло *2*, и вся вода направляется через клапан *4* в холодильник. Работу термостата можно регулировать изменением положения клапана *4* или натяжения пружин *9* и *14* штоками *7* и *16*.

Начали применять также и однoклапанные терморегуляторы. Недостаток их конструкции — колебание давления в системе охлаждения вследствие изменения гидравлического сопротивления клапана в процессе регулирования.

Более надежны терморегуляторы с чувствительными элементами твердого заполнения, активной массой в которых служит церезин или воск.

На рис. 156, *б* изображен терморегулятор типа РВЦ с восковым элементом двигателей «Волга» (ПНР). Чувствительный элемент *18* закреплен в днище золотника *19*. Шток *20* поршня чувствительного элемента упирается в регулировочный винт *24*, ввернутый в крышку *26* терморегулятора. Золотник *19* находится внутри гильзы *22*, имеющей окна *а* и *б* для прохода воды в патрубки *21* и *27*.

Вода из двигателя поступает в терморегулятор по стрелке *А* и омывает чувствительный элемент. Если температура воды низкая и объем воска невелик, то пружина *17* удерживает золотник *19* в верхнем положении, при котором шток *20* и его поршень вдвинуты внутрь чувствительного элемента *18*. Вода проходит через окна *а* гильзы в патрубок *21* и из него к насосу внутреннего контура, т. е. на перепуск. Вследствие повышения температуры воды объем воска начнет увеличиваться. Поршень и шток *20* чувствительного элемента должны были бы выдвинуться вверх, но так как шток упирается в винт *24*, то воск, уве-

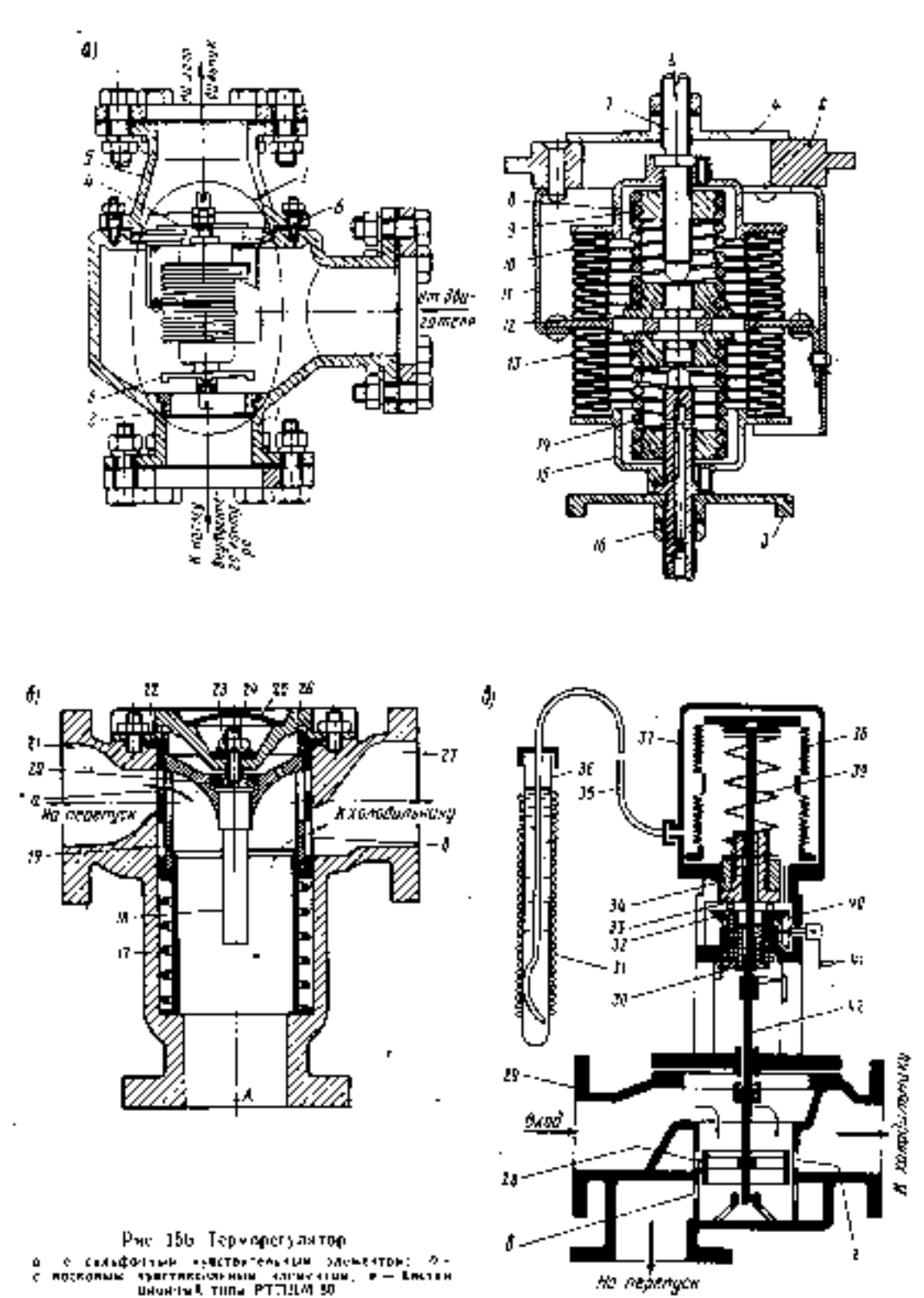


Рис 156 Терморегулятор

а — с сильфонным чувствительным элементом; б — с поршневым чувствительным элементом, в — блочная конструкция типа РТПЛМ 50

личиваясь в объеме, вызовет движение вниз чувствительного элемента *18* вместе с золотником *19*. Площадь открытия окна *а* будет уменьшаться, а окно *б* начнет открываться. Следовательно, часть воды пойдет через патрубок *27* на холодильник, а количество воды, направляющейся на перепуск, уменьшится. Чем выше окажется температура воды, тем ниже опустится золотник *19*, т. е. тем меньше станет площадь открытия окон *а* и больше — окон *б*.

В случае понижения температуры воды золотник *19* под действием пружины *17* поднимется, так как объем воска в чувствительном элементе уменьшится.

Винт *24* служит для настройки регулятора, которую производит завод-изготовитель. Им же можно пользоваться в случае выхода терморегулятора из строя: снявь крышку *25* и отдав контргайку *23*, винт *24* ввертывают настолько, чтобы опустившийся золотник *19* закрыл окна *а* и открыл окна *б*.

В системе охлаждения двигателя Г60 применен терморегулятор РТПДМ-80 (рис. 156, *в*). Он состоит из термопатрона *36*, исполнительного механизма, заключенного внутри кожуха *37*, и регулирующего золотника, находящегося в корпусе *29*.

Термопатрон *36* устанавливают там, где необходимо поддерживать постоянную температуру, т. е. на выходе воды из двигателя. Внутри термопатрона находится легкокипящая жидкость. Для увеличения поверхности теплообмена снаружи термопатрона предусмотрен змеевик *31*, концы которого сообщены с внутренней частью термопатрона.

Капиллярной трубкой *35* термопатрон *36* соединен с внутренней частью кожуха *37*, заполненной той же жидкостью, что и термопатрон. В кожухе *37* находится сильфон *38*, на дно которого через головку штока *42* действует пружина *39*. Шток *42* связывает сильфон *38* с золотником *28*, расположенным внутри корпуса *29*. Золотник управляет распределением воды на потоки: через окна *б* она может идти на перепуск, через окна *в* — на холодильник. Положение золотника зависит от давления внутри кожуха *37*, а оно — от температуры термопатрона *36*.

На рис. 156, *в* терморегулятор изображен в положении, занимаемом при низкой температуре термопатрона *36*. Давление жидкости-заполнителя термопатрона незначительно, и пружина *39* удерживает шток *42* в верхнем положении, растянув сильфон *38*. Золотник *28* перекрыл окна *г*, и вся вода из двигателя направляется на перепуск. При повышении температуры термопатрона *36* давление жидкости-заполнителя внутри него увеличивается, а следовательно, увеличивается давление и внутри кожуха *37*. Вследствие этого давления сильфон *38* сжимается, сжимает пружину *39* и передвигает вниз шток *42* и с ним золотник *28*. Окна *г* частично открываются, окна *в* закрываются. Часть воды направляется на холодильник, поток воды, идущей на перепуск, уменьшается. Смещение золотника вниз, а значит, и доли воды, направляемой в холодильник, будут тем больше, чем выше давление под кожухом *37*, т. е. чем выше температура термопатрона *36*.

Поворачивая винт *33*, терморегулятор настраивают, в связи с чем передвигается вдоль оси втулка *34*, изменяющая натяжение пружины *39*. В случае выхода из строя системы термопатрон — сильфон золотник *28* можно переставлять вручную, вращая рукоятку *41*. При этом коническая шестерня *40* повернет втулку *32*, навернутую на винт *30*, который, смещаясь вдоль оси вниз или вверх, будет опускать золотник *28* или давать возможность пружине *39* поднять его.

Рассмотренный термрегулятор относится к числу паровых, так как работает на изменении давления пара жидкости-заполнителя в зависимости от температуры. Встречаются терморегуляторы жидкостного типа. В них использована зависимость объема жидкости-заполнителя от температуры.

СИСТЕМА СЖАТОГО ВОЗДУХА

§ 47. Установки для получения и хранения сжатого воздуха

Принципиальная схема установки. На судах для получения, хранения и подачи к потребителям сжатого воздуха предназначена специальная общесудовая система сжатого воздуха, состоящая из компрессоров, воздухохранителей, трубопроводов и арматуры (рис 157)

В двухступенчатом компрессоре *1* предусмотрен поршень, у которого часть *2* имеет больше диаметр и является поршнем ЦНД, а часть *5* — поршнем ЦВД Рабочим пространством ЦНД служит кольцевая полость *а*, а ЦВД — торцовая полость *б*

Воздух из атмосферы поступает в полость *а* ЦНД через клапан *3* при ходе поршня вниз При ходе вверх поршень сжимает воздух и через клапан *4* нагнетает его к всасывающему клапану *6* ЦВД через холодильник *34* и сепаратор *33* В холодильнике *34* воздух, температура которого в результате сжатия в ЦНД повысилась, охлаждается водой примерно до первоначальной температуры Кроме того, без промежуточного охлаждения конечная температура воздуха после сжатия в ЦВД станет столь высокой, что возникнет опасность самовоспламенения масла

Сепаратор *33* задерживает частички воды и масла, находящиеся в воздухе во взвешенном состоянии Поэтому сепаратор устанавливают после холодильника, в котором предварительно конденсируются пары воды и масла Скапливающийся в сепараторе конденсат продувают через кран *30*

Воздух, нагнетаемый из ЦВД через клапан *7*, также целесообразно направить в холодильник *32* и сепаратор *31* — это позволит заполнять баллоны уже охлажденным воздухом и предотвратить занос в них воды и масла Затем он поступает в воздухохранители, выполненные в виде стальных цилиндрических баллонов

Согласно Правилам Речного Регистра РСФСР температура воздуха, подаваемого в баллон, должна быть не выше 60 °С

Один из пусковых баллонов (баллон *27*) является основным Поступление сжатого воздуха из компрессора предусмотрено только в этот баллон (труба *14*), и только из него по трубе *17*

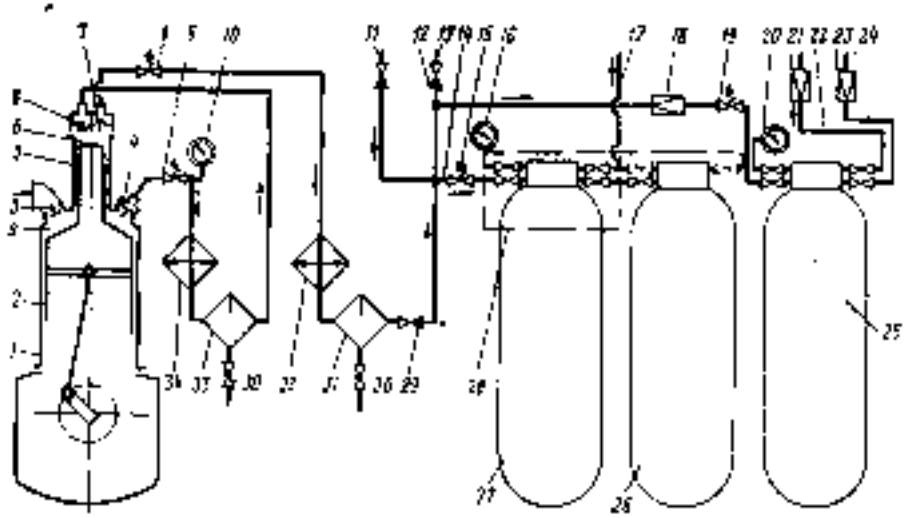


Рис 157 Принципиальная схема установки для получения и хранения сжатого воздуха

воздух поступает на двигатель для пуска и реверса. С баллоном *27* соединен запасной баллон *26* (их может быть и несколько). Если запасной баллон постоянно соединен с основным, то они представляют собой одну общую емкость пускового воздуха. Иногда баллоны соединены общей наполнительной трубой *28* и присоединены к раздаточной трубе *17*. В данном случае для пуска двигателя можно использовать воздух из любого баллона, но для этого необходимо вручную управлять их запорной арматурой.

У автоматизированных систем баллон, в который поступает воздух из компрессора, называют контрольным. К этому баллону присоединены датчики реле давления, управляющие включением и отключением компрессора.

Для тифонов устанавливают специальный, всегда открытый баллон *25*. Давление воздуха в нем должно быть 1—1,6 МПа. Сжатый воздух из баллона *25* к тифонам поступает по трубе *22*. Баллон *25* может быть заполнен воздухом из компрессора или пускового баллона *27* через трубу *14*. Перед баллоном *25* ставят редукционный клапан *18*, снижающий давление воздуха. Если воздух для тифонов хранится под тем же давлением, что и в пусковых баллонах, то вместо клапана *18* устанавливают редукционный клапан *21* за баллоном.

Еще более низкое давление должно быть в гидрофорах санитарной системы. Специальный баллон для этой цели не предусматривают. Воздух в гидрофоры может поступать через редукционный клапан *23* из баллона *25*. Из трубы *24* отбирается воздух и для прочих нужд.

Компрессорная установка оборудована предохранительными клапанами и манометрами. Предохранительные клапаны *9*, *8*, *15* и *19* должны быть предусмотрены после каждой ступени компрессора и у баллонов. Манометры ставят после ЦНД (манометр *10*) и у баллонов. Если все баллоны заполняют воздухом через основной баллон *27*, то манометр *16* должен быть соединен только с ним. Если баллоны *26* и *27* заполняют непосредственно от компрессора, то с манометром *16* должен быть соединен каждый из них. На баллоне *25* установлен манометр *20*.

Труба *13* предназначена для заполнения баллонов от запасного компрессора. Невозвратные клапаны *12* и *29* закрывают путь сжатому воздуху в трубопровод неработающего компрессора.

Каждый главный двигатель обычно комплектуют с отдельными пусковыми баллонами. Предусматривают также баллоны для вспомогательных двигателей. Пусковые баллоны всех двигателей соединены между собой трубой *11*, позволяющей перепускать сжатый воздух из баллонов одного двигателя в баллоны любого другого. По этой же трубе баллоны других двигателей заполняют воздухом из компрессоров.

Компрессоры. Для получения сжатого воздуха в судовых условиях используют поршневые компрессоры, представляющие собой воздушные насосы поршневого типа. Безопасная работа поршневого компрессора обеспечивается при степени сжатия в одной ступени компрессора не более 7—8, что позволяет получать сжатый воздух с давлением до 1 МПа. При дальнейшем увеличении степени сжатия недопустимо повышается температура воздуха в конце сжатия и самовоспламеняются пары масла, используемого для смазывания цилиндров.

Для получения воздуха более высокого давления применяют двухступенчатые компрессоры, сжимающие воздух в два приема: сначала до давления 0,5—0,8 МПа в цилиндре низкого давления, а затем до давления 3—5 МПа в цилиндре высокого давления. В случае необходимости используют и трехступенчатые компрессоры, позволяющие получать воздух с давлением до 15 МПа.

В энергетической установке с воздушным пуском должно быть предусмотрено не менее двух компрессоров: один из них — основной с независимым приводом, второй — резервный с независимым приводом или приводом от коленчатого вала двигателя. Встречаются компрессоры с приводом от вала

реверс-редуктора (например в двигателях 6ЧСП18/22)

На рис 158 изображен навесной двухступенчатый компрессор двигателя НФД48 с параллельной работой полостей низкого и высокого давления (типа тандем)

Остов компрессора состоит из трех частей ЦНД *4*, ЦВД *6*, являющегося одновременно крышкой ЦНД, и крышки *8* ЦВД Поршень *6* уплотнен со стороны ЦНД двумя, со стороны ЦВД шестью кольцами Кроме того, со стороны ЦНД выше и ниже поршневого пальца установлено по одному маслосъемному кольцу Поршень приводится в движение шатуном *1* от приставного кривошипа коленчатого вала Поршневой подшипник смазывается маслом, подводимым по трубке *2*, прикрепленной к шатуну Стенки ЦВД смазываются от лубрикатора, для чего предусмотрен канал *c* Цилиндр низкого давления в принудительном смазывании не нуждается

Всасывающий *13* и нагнетательный *19* клапаны ЦНД размещены в корпусе ЦВД, всасывающий *7* и нагнетательный *9* клапаны ЦВД — в его крышке *8* Все клапаны кольцевого типа К всасывающему клапану *13* ЦНД воздух поступает из атмосферы через патрубок *11* и сетку *12* От нагнетательного клапана ЦНД он направляется в холодильник *3*, затем в сепаратор (на рисунке не показан) и далее к всасывающему клапану *7* ЦВД Нагнетаемый ЦВД воздух движется по трубе *18* в холодильник *10*, затем через сепаратор *22* и обратный клапан *21* в трубопровод, присоединенный к штуцеру *20*

Для выключения компрессора из работы предусмотрена рукоятка *15*, которая через эксцентрик *17* и шток *16* препятствует закрытию всасывающего клапана *13*

Все три составные части остова компрессора охлаждает вода, причем эта же вода омывает змеевики холодильников *3* и *10*, поскольку они расположены внутри зарубашечного пространства Так как компрессор охлаждается забортной водой, для предотвраще-

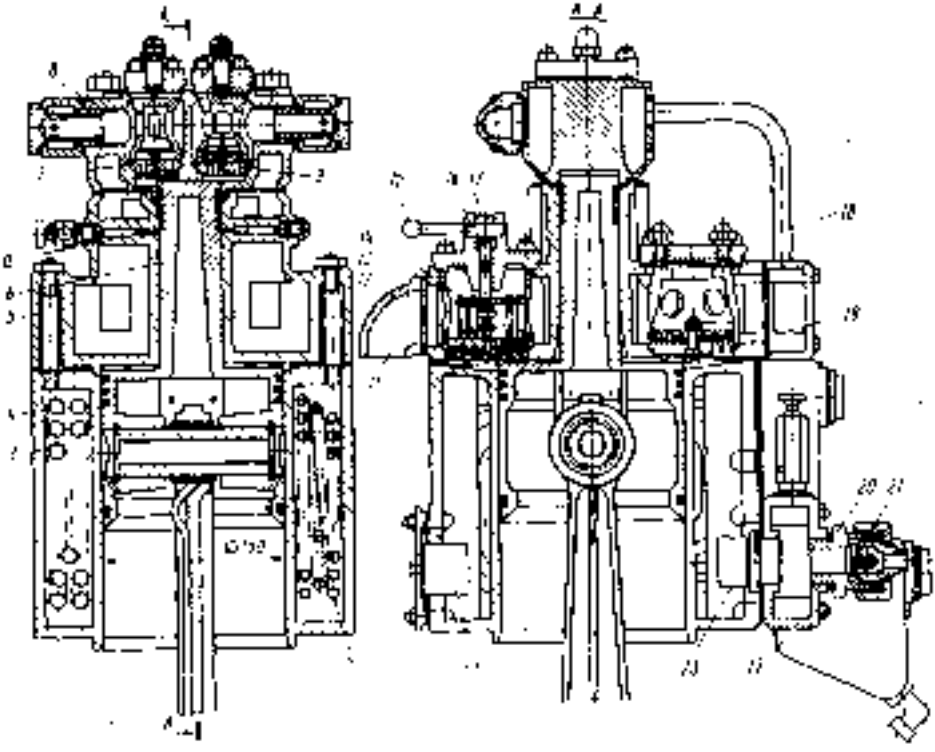


Рис 158 Двухступенчатый компрессор с параллельной рабочей полостей

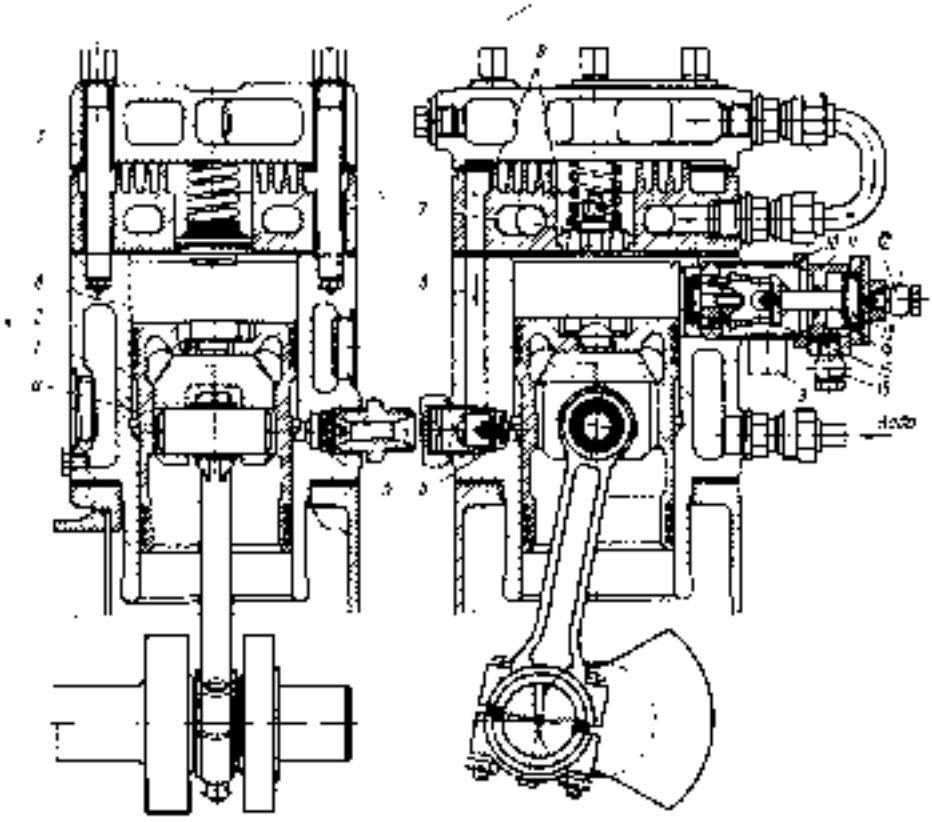


Рис. 159. Двухступенчатый компрессор с последовательной работой полостей

ния коррозии установлены цинковые протекторы *23* и *24*.

Недостаток компрессора рассмотренного типа — параллельная работа полостей низкого и высокого давления: либо в обеих всасывание, либо сжатие и нагнетание. В связи с этим воздух, нагнетаемый ЦНД, не может поступить сразу в ЦВД, где в данный момент тоже происходит сжатие. Следовательно, между ЦНД и ЦВД должен существовать промежуточный объем, в который до начала хода всасывания будет находиться воздух, вытесняемый из ЦНД. В рассмотренном компрессоре этот объем слагается из емкости змеевика холодильника *3* и сепаратора низкого давления.

Другой недостаток компрессора с параллельной работой полостей — повышенная нагрузка на детали. Если бы ходы сжатия в ЦНД и в ЦВД не совпадали, то напряжения в деталях и узлах трения были бы ниже.

От указанных недостатков свободен компрессор дифференциального типа с последовательной работой полостей (рис. 159). Конструкция поршня *1* выполнена иначе, чем у двухступенчатого компрессора с параллельной работой: верхняя часть его больше, чем нижняя. Полость *б* ЦНД находится над поршнем, полостью ЦВД является кольцевое пространство *а* под дифференциальным пояском поршня.

При ходе поршня вниз воздух засасывается в ЦНД через воздушный фильтр (на рисунке не показан), трубу *9* и всасывающий клапан *10*. При ходе поршня вверх воздух нагнетается через клапан *7* и проходит по спиральному каналу между ребрами *8* крышки *4* и каналу *в* цилиндра *2* к всасывающему клапану *6* ЦВД. Поскольку в это время объем полости *а* увеличивается, воздух, нагнетаемый из ЦНД, сразу поступает в ЦВД. Когда поршень пойдет вниз, воздух будет

нагнетаться из ЦВД через клапан *5* в трубопровод, идущий к баллону.

Спиральный канал между ребрами *8* служит холодильником низкого давления: воздух, проходящий по каналу, охлаждается водой, протекающей через крышку *4* и головку *3*, как это показано стрелками.

Холодильник высокого давления у компрессора установлен отдельно. Встречаются компрессоры без холодильника высокого давления.

Регулирование работы компрессоров. После заполнения баллонов воздухом компрессоры с независимым приводом останавливаются. В навесных компрессорах некоторых двигателей предусмотрены муфты для отключения. Однако у большинства двигателей компрессоры не отключаются, а после наполнения баллонов переводятся на холостой режим путем перекрытия всасывания или отжатия всасывающих клапанов.

Простейшие устройства для дросселирования и перекрытия всасывания компрессора типа ОК изображены на рис. 160. Всасывающий клапан *3* ЦНД пластинчатого типа. К седлу *4* он прижат легкой пружиной *1*. Седло и направляющая *2* клапана закреплены в гнезде нажимной втулкой *5* и винтом *7*, ввернутым во фланец *6*. Над всасывающими каналами *a* фланца помещен навернутый на винт *7* регулировочный колпачок *8*, поворачивая который можно изменять площадь поперечного сечения для прохода воздуха. Им регулируют количество засасываемого воздуха, т. е. подачу компрессора. Если колпачок завернуть до упора во фланец *6*, то всасывающие каналы будут перекрыты и подача воздуха компрессором прекратится. Колпачок фиксирует контргайка *9*.

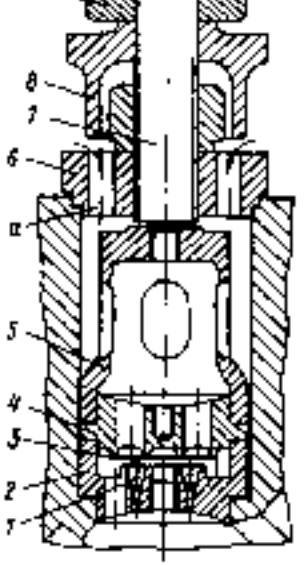


Рис. 160. Выключающее устройство компрессора типа ОК

При перекрытии всасывания в ЦНД создается значительное разрежение, в связи с чем возможно попадание масла в рабочую полость из картерного пространства. Поэтому современные компрессоры переводят на холостой режим чаще всего путем отжатия всасывающих клапанов.

Так, у компрессора, изображенного на рис. 158, над всасывающим клапаном *18* ЦНД предусмотрена вилка *14*, на толкатель *16* которой может воздействовать эксцентрик *17*. Для выключения компрессора необходимо рукояткой *15* повернуть эксцентрик *17* на 180°. Тогда вилка *14* опустится, отожмет всасывающий клапан от седла и засасываемый в ЦНД воздух при ходе нагнетания будет выталкиваться обратно в атмосферу. Следовательно, подача воздуха компрессором прекратится, он будет переведен на холостой режим.

Обычно отжимным устройством оборудуют лишь всасывающий клапан ЦНД. Встречаются компрессоры, в которых отжимаются одновременно оба клапана в ЦНД и ЦВД.

У современных дизелей включение и выключение навесных компрессоров также автоматизировано.

Так, у компрессора двигателя 6Л12,5ПН для этой цели отжимная вилка *15* (см. рис. 159) всасывающего клапана ЦНД насажена на шток *14* поршня *13*, находящегося в цилиндре *11* выключателя. Поршень *13* передвигает масло, поступающее по трубкам *12* или *16* от автомата выключения компрессора.

При включенном компрессоре трубка *16* соединена с нагнетательным, а трубка *12* – со сливным каналом автомата, поршень *13* и вилка *15* находятся в крайнем правом положении, а всасывающий клапан может свободно садиться на свое седло.

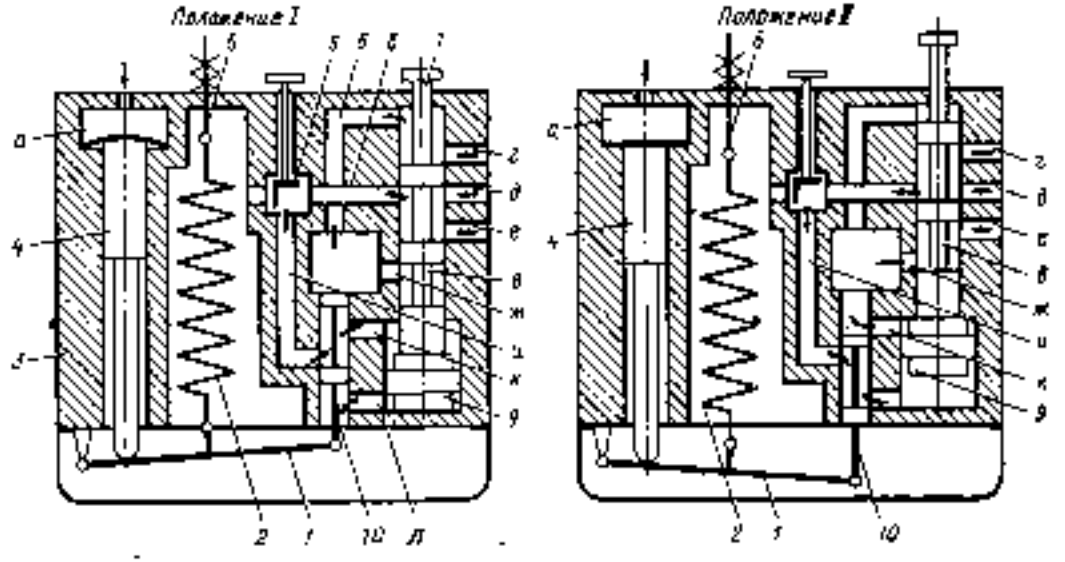


Рис. 161. Схема автоматического устройства выключения компрессора двигателя 6Л275ПН

При выключенном компрессоре трубка *16* соединена со сливом, а трубка *12* — с нагнетательной магистралью. Поршень *13* и вилка *15* выключателя находятся в крайнем левом положении, а вилка *15* препятствует посадке всасывающего клапана на седло.

Схема автоматического устройства выключения компрессора двигателя 6Л275ПН изображена на рис. 161, *а*.

При работе на автоматическом режиме золотник *8* поднимается и опускается под давлением масла, подводимого от золотника *10* к поршню *9*, выполненному заодно с золотником *8*. Движением золотника *10* управляет рычаг *1*, на который действует пружина *2* и толкатель *4* мембранной камеры *а*, сообщенной с нагнетательной магистралью ЦВД компрессора. Если давление в магистрали ниже нормального, то под действием пружины *2* рычаг *1* и золотник *10* находятся в верхнем положении *I*. Масло, подведенное от циркуляционной системы, проходит из канала *д* в каналы *б*, *л*, *к* и далее в полость над поршнем *9*. Полость под поршнем каналом *л* соединяется со сливом. Следовательно, поршень *9* и золотник *8* сдвинуты вниз — компрессор включен. При нижнем положении золотника *8* масло проходит из канала *д* в канал *е* и под давлением поступает в левую полость цилиндра выключателя. Из правой полости в это время масло сливается через каналы *е* и *б* в пространство внутри корпуса *3*, а из него — в поддон фундаментной рамы. Поршень и вилка выключателя находятся в правом положении, а всасывающий клапан компрессора может свободно садиться на свое седло.

Когда давление воздуха в магистрали, а значит, и в мембранной камере *а* достигнет нормального значения, толкатель *4* опустится и повернет рычаг *1* (положение *II*), растянув пружину *2*. Золотник *10* окажется в нижнем положении. Масло из канала *и* пройдет в полость под поршнем *9*, а из полости над ним сможет через канал *ж* выйти на слив. Под давлением масла поршень *9* и золотник *8* поднимутся, т. е. компрессор выключится. Давление воздуха, при котором это произойдет, зависит от натяжения пружины *2*, регулируемого винтом *5*.

Если золотник *8* окажется передвинутым вверх, то масло из канала *д* пройдет в канал *е* и под давлением поступит в правую полость цилиндра выключателя, а из левой полости оно будет сливаться через каналы *е* и *ж*. Поршень и вилка выключателя окажутся сдвинутыми влево. Вилка отожмет всасывающий клапан, и компрессор перестанет подавать воздух в магистраль.

Золотник *8* можно поднимать и опускать вручную за головку *7* (см. положение *I*). Перед переходом на ручное управление кран *6* должен быть повернут на 180°. Благодаря этому перекрыт доступ маслу под давлением к золотнику *10*, а канал *и* соединен со сливной системой.

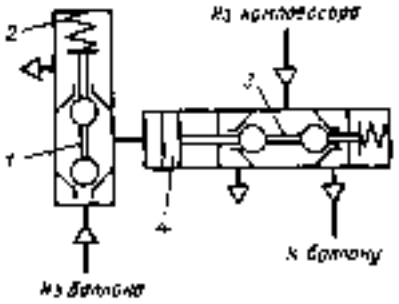


Рис. 162. Схема управляющего автомата компрессора

Существуют системы, в которых компрессор работает постоянно, а излишний воздух после заполнения баллонов выпускают в атмосферу.

Если давление воздуха в баллоне ниже нормального, то под действием пружины двусторонний клапан *3* (рис. 162) находится в левом положении и воздух из компрессора проходит в баллон. Воздух из баллона поступает под управляющий клапан *1*, нагруженный пружиной *2*. Когда давление воздуха в баллоне, а значит, и под клапаном *1* станет нормальным, клапан *1* поднимется, откроет путь сжатому воздуху к поршню *4*. Последний передвинет клапан *3* в правое положение, в связи с чем путь воздуху от компрессора к баллон будет перекрыт и откроет выход поданному компрессором воздуху в атмосферу. Давление, при котором это произойдет, можно регулировать изменением натяжения пружины *2*.

Для того чтобы скопившаяся в сепараторе жидкость не попала в баллоны, необходимо одновременно с началом работы компрессора продуть сепаратор. В распространенных электрических системах автоматизации компрессоров это осуществляет специальный электромагнитный клапан, управляемый датчиком давления. Сразу после включения компрессора давление в нагнетательной магистрали начинает повышаться и воздействует на установленный на ней датчик, который выдает импульс на открытие клапана продувания. Продолжительность открытия (в пределах до 30 с) регулирует реле времени, по истечении которого клапан закрывается и воздух начинает поступать в баллоны.

§ 48. Аппараты и устройства системы сжатого воздуха

Влагоотделители. Для очистки воздуха от содержащихся в нем взвешенных частиц воды и масла используют сепараторы и фильтры-влагоотделители.

На рис. 163 изображен сепаратор компрессора двигателя типа Л275. Сепаратор состоит из двух частей *3* и *5*, в верхней части предусмотрена вертикальная перегородка *4*. Воздух поступает в сепаратор по трубе *1* и выходит из него по трубе *2*. При входе в сепаратор скорость воздуха снижается, а движущиеся по инерции частички жидкости оседают на перегородке *4* и стекают вниз. Направление движения воздуха, огибающего перегородку *4*, меняется на 180°, в связи с чем оставшиеся в воздухе частички жидкости под действием центробежной силы выпадают из потока. Жидкость, оседающую в сепараторе, продувают через кран *6*.

На современных теплоходах сжатый воздух используют для автоматического управления двигателем. Средства автоматизации очень чувствительны к влаге и другим загрязнениям, находящимся в воздухе. Поэтому в цепях питания устанавливают фильтры-влагоотделители, в которых воздух не только сепарируется, но и фильтруется.

На рис. 164 изображен влагоотделитель двигателей 6ЧРН36/45. При входе воздуха внутрь корпуса *2* скорость его уменьшается, продолжающие двигаться по инерции частички жидкости ударяются об отбойник *3*, оседают на нем и стекают на дно корпуса. Воздух изменяет направление движения, проходит через пористый элемент влагоотделителя *4* и направляется в магистраль чистого воздуха. Пробка *1* служит для спуска конденсата, производимого только при отсутствии давления в корпусе *2*.

Редукционные клапаны. Для понижения давления воздуха, если это требуется по условиям работы приемников, применяют редукционные клапаны, устанавливаемые на воздушном

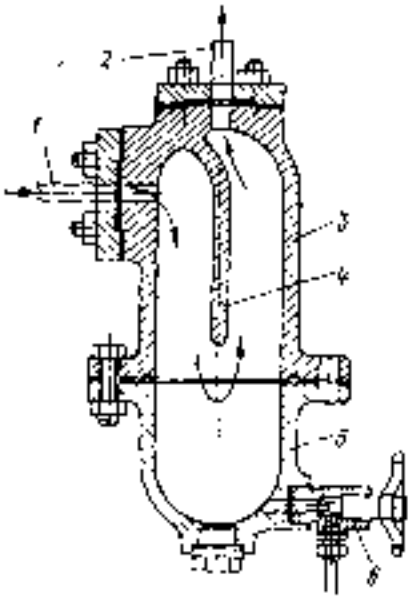


Рис. 163. Сепаратор влаги

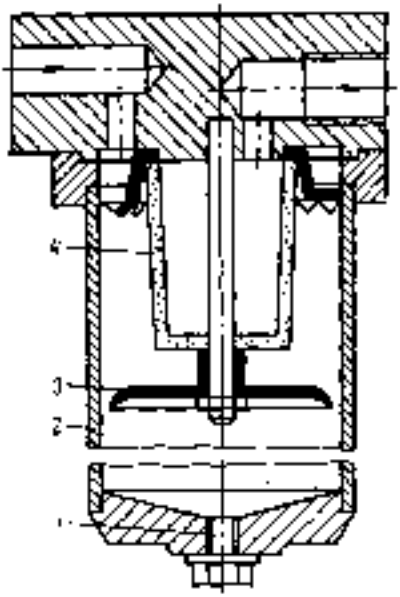


Рис. 164. Фильтр-влагоотделитель

трубопроводе. Встречаются редукционные клапаны поршневого и мембранного типов. Над тарелкой *1* редукционного клапана поршневого типа (рис. 165, *а*) находится уравновешивающий поршень *3*, выполненный заодно с тарелкой *1*, штоком *2* и хвостовиком *7*. Сверху на клапан действует пружина *6*, стремящаяся его открыть. Тарелка *5* пружины одновременно является ограничителем подъема клапана.

Редуцируемый воздух с давлением p_1 поступает в полость *б* корпуса *4* между тарелкой *1* и поршнем *3* клапана. Поскольку диаметры тарелки и поршня приблизительно равны, то воздух давит на тарелку и на поршень с одинаковой силой P_1. Следовательно, давление редуцируемого воздуха уравновешивается и работа клапана от значения его не зависит.

Так как пружина *6* держит клапан открытым, сжатый воздух проходит в полость *а* под ним, вследствие чего повышается давление p_2 воздуха на нижний торец тарелки *1*. Результирующая сила P_2 стремится закрыть клапан. Ей противодействует сила $P_п$ натяжения пружины. Когда сила P_2 станет больше силы $P_п$, клапан закроется. Натяжение пружины регулируют пробкой *8* так, чтобы клапан закрывался при необходимом давлении p_2 редуцируемого воздуха.

Клапан может сесть в седло лишь при отсутствии расхода воздуха. Если воздух расходуется, то давление p_2 будет уменьшаться при увеличении

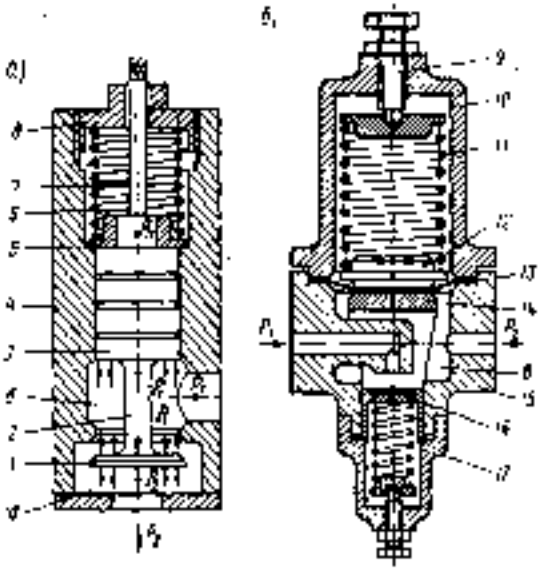


Рис. 165. Схема редукционного клапана поршневого типа (*а*) и мембранного типа (*б*)

расхода и увеличиваться при его уменьшении. Соответственно будет увеличиваться или уменьшаться площадь открытия клапана, и давление p_2 будет поддерживаться примерно постоянным.

В клапане мембранного типа (рис. 165, *б*) давление p_2 редуцированного воздуха воспринимает мембрана *13*, зажатая между корпусом *15* и стаканом *10*. Мембрана замыкает сверху полость *а* редуцированного воздуха и находится под действием двух пружин *11* (через тарелку *12*) и *17* (через скобу *14*). Пружина *17* вспомогательная, она прижимает скобу *14* к мембране *13*. Натяжение пружины *17* устанавливают при сборке из условия надежного прижатия клапана *16* к седлу при отсутствии противодействия пружины *11* и полном давлении p_1.

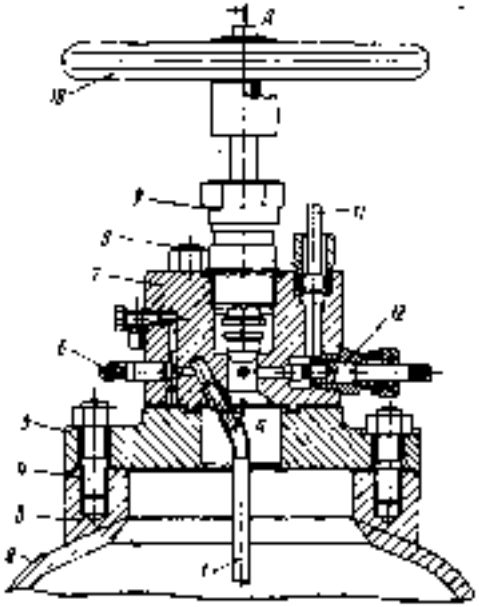
Сила натяжения пружины *11* больше, чем пружины *17*. Поэтому при отсутствии давления в полости *а* клапан *16* отжат вниз и сжатый воздух проходит в полость *в*. При повышении в ней давления воздуха мембрана *13* прогибается вверх, скоба *14* под действием пружины *17* поднимается и клапан *16* уменьшает площадь проходного сечения, дросселируя воздух. Значение давления p_2, поддерживаемое клапаном, зависит от натяжения пружины *11*, которое можно регулировать винтом *9*.

Воздухохранители. Двигатель должен быть укомплектован двумя или более баллонами для пускового воздуха, запас которого должен быть достаточным для 12 пусков и реверсов главных двигателей, начиная с холодного состояния, без подкачивания баллонов.

Если двигатели нереверсивные, то достаточно иметь запас воздуха на шесть пусков, а при наличии двух двигателей — на четыре пуска для каждого двигателя.

Баллоны изготовляют из стали цельнотянутыми или сварными и снабжают стальной съемной головкой, крепящейся к ним болтами. Так, к сварному баллону *2* двигателя НФД48 (рис. 166), приварена горловина *3*, к которой шпильками *4* закреплен фланец *5*, а к нему шпильками *8* — головка *7*. В головке установлены вентиль приемный *12*, запорный *9*, продувочный *6* и для установки манометра вентиль *13*.

Приемный вентиль *12* открывается при заполнении баллона сжатым воздухом из компрессора по трубе *11*. Запорный вентиль *9* перекрывает вы-



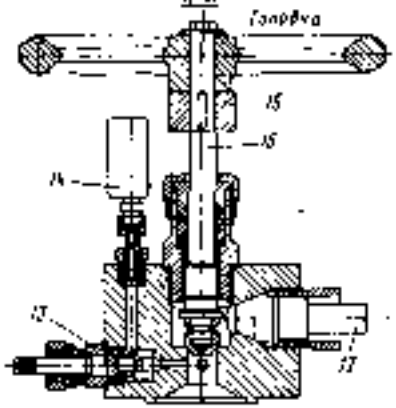


Рис. 166. Головка баллона сжатого воздуха

ход воздуху в трубу *17*, по которой он направляется на двигатель. Маховичок *10* этого вентиля насажен на шток *16* свободно и сцеплен с ним кулачковой муфтой *15*. Между кулачками в сцеплении предусмотрен значительный люфт, чтобы за счет инерции можно было с одного удара быстро оторвать клапан от седла. Продувочный вентиль *6* предназначен для удаления по трубке *7* жидкости, скопившейся в баллоне. Трубка не должна доходить до дна баллона на 10 мм. Если баллон ставят наклонно, то на конец продувочной трубки следует надеть наконечник, исключающий соприкосновение трубки с корпусом баллона. Для предотвращения коррозионного разъедания стенок материал наконечника не должен создавать гальваническую пару с материалом баллона. Вентиль *13* предназначен для подачи воздуха на манометр *14* с целью контроля давления.

Предохранительный клапан может быть установлен на общей наполнительной магистрали группы баллонов. Однако при этом на каждом баллоне должна быть установлена легкоплавкая пробка для выхода воздуха в случае пожара. От высокой температуры она плавится, и воздух выходит из баллона.

Технический надзор за баллонами. Предназначенные для хранения сжатого воздуха баллоны находятся под наблюдением Речного Регистра РСФСР. На каждый баллон инспекция Речного Регистра РСФСР составляет специальную шнуровую книгу, в которую заносят сведения о материале, об испытаниях и освидетельствованиях баллона и делают записи, разрешающие его эксплуатацию. При наличии группы соединенных между собой баллонов одинакового назначения, типа и размеров на эту группу может быть составлена одна шнуровая книга. Эксплуатировать баллоны без шнуровой книги и разрешающей записи в ней запрещается.

Баллоны, находящиеся в эксплуатации, подлежат периодическому освидетельствованию инспекторами Речного Регистра РСФСР. Периодичность их освидетельствования следующая: наружный осмотр — через 2 года; внутреннее освидетельствование через 4 года; гидравлическое испытание — через 8 лет.

Кроме этого, ежегодно перед началом навигации судовладелец обязан проводить воздушное испытание баллонов совместно с трубопроводами. Результаты испытания считают удовлетворительными, если за 24 ч общее падение давления в системе вследствие неплотностей и возможного охлаждения воздуха не превышает 10% рабочего давления.

Наружное освидетельствование производится с целью проверки состояния наружных поверхностей, плотности соединения отдельных частей и арматуры, наличия и состояния предохранительных устройств и приборов. Предохранительные клапаны при этом должны быть отрегулированы судовладельцем так, чтобы их открытие происходило при давлении не выше 110% рабочего, а полное закрытие — при давлении не ниже 85% рабочего. Манометры должны быть исправными, с красной чертой на циферблате, показывающей рабочее давление, и иметь штамп или пломбу организации, производившей их проверку.

Внутреннее освидетельствование проводят с целью выявления дефектов, влияющих на безопасность эксплуатации баллонов (разъеданий, свищей и др.). Для осмотра баллон вскрывают и тщательно очищают от осадков и ржавчины.

Гидравлическое испытание баллонов совместно с трубопроводами проводят при давлении, на 25% превышающем рабочее. Они считаются выдержавшими испытание, если при этом не обнаружится разрывов, деформаций или течи.

Инспекция Речного Регистра РСФСР может провести внеочередное освидетельствование или испытание баллона, если будут обнаружены дефекты, которые внушают опасение за его состояние.

Баллоны судов смешанного «река – море» плавания подвергают согласно Правилам Регистра СССР ежегодному внешнему освидетельствованию и полному (включая гидравлическое испытание) один раз в четыре года.

Глава XI

ПУСКОВЫЕ И РЕВЕРСИВНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 49. Общие сведения о пусковых устройствах

Назначение пускового устройства. Рабочий цикл дизеля реализуется в последовательном протекании процессов всасывания, сжатия, сгорания, расширения и выпуска. При этом процессы всасывания, сжатия и выпуска идут с потреблением энергии. При работе дизеля для этой цели используется часть избыточной энергии, выделяющейся при сгорании топлива. При пуске для осуществления энергопотребляющих процессов цикла, преодоления сил трения и инерции движущихся частей до начала устойчивого сгорания топлива в цилиндрах необходимо подвести к дизелю энергию от постороннего источника. Раскрутку вала дизеля при использовании энергии от постороннего источника осуществляют пусковым устройством.

В начальный период пуска при малой скорости поршня температура и давление воздуха в конце сжатия не достигают значений, обеспечивающих самовоспламенение топлива, вследствие значительных утечек воздуха из цилиндров и большой теплоотдачи в холодные стенки камеры сгорания. Надежное самовоспламенение топлива обеспечивается только после достижения средней скорости поршня (0,5—1,5 м/с) или частоты вращения, составляющей 15—25% номинальной.

Продолжительность пуска должна быть по возможности малой. Для судовых дизелей она составляет 3—5 с. Поэтому мощность пускового устройства должна быть достаточно большой — примерно 10% номинальной мощности дизеля.

Виды пусковых устройств. Простейшим пусковым устройством является рукоятка для пуска вручную, сцепляемая с торцом коленчатого или распределительного вала.

Ручной пуск иногда применяют у небольших дизелей в качестве резервного. Основным для них является стартерный пуск.

Стартером называют механизм, создающий внешний момент, раскручивающий вал двигателя при пуске. Различают стартеры пружинные, инерционные, пневматические, мотостартеры и электростартеры. Первые три типа в судовых дизелях не применяют. Мотостартеры, называемые обычно пусковыми двигателями, встречаются на тракторных дизелях. В судовых двигателях (вспомогательных и небольших главных) распространены электростартеры, представляющие собой сериесный электродвигатель постоянного тока, работающий на напряжении до 32 В, но при большой силе тока: в момент включения она достигает 2000 А. Электростартеры рассчитаны лишь на кратковременную работу.

Вал стартера соединяют с валом двигателя лишь на время пуска. Разновидностью стартерного пуска является пуск главных двигателей дизель-электроходов генератором, постоянно соединенным с двигателем. На период пуска генератор работает как электродвигатель путем подключения дополнительной сериесной обмотки к полюсам, получает питание от аккумулятора. После пуска обмотку шунтируют.

На большинстве судовых двигателей предусмотрено пусковое устройство, использующее сжатый воздух.

Способы облегчения пуска. Появление вспышек при меньшей частоте вращения обеспечивают различными запальными устройствами, и чаще всего

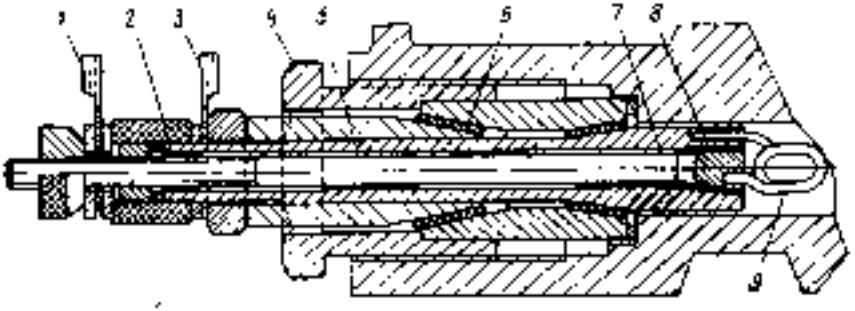


Рис. 167. Запальная спираль

запальной спиралью (рис. 167), применяющейся в многокамерных двигателях. Концы нихромовой спирали *9* вставлены в стержень *7* и втулку *5*, изолированные одна от другой и от корпуса прокладками *2*, *8*, *6*. Корпус спирали прикреплен к крышке цилиндра втулкой *4*. К стержню *7* и втулке *5* присоединены кабельные наконечники *1* и *3*.

Перед пуском двигателя замыкается цепь от аккумулятора к спирали *9* и накаливается. Вследствие наличия в камере сгорания раскаленного тела облегчается появление первой вспышки. После пуска цепь размыкается.

Необходимая для самовоспламенения топлива температура будет достигнута при меньшей частоте вращения и в том случае, если сжимаемый воздух перед поступлением в цилиндр подогреть, поэтому некоторые двигатели снабжают для этой цели специальными подогревателями.

Вызвать вспышку и уменьшить затраты энергии на раскрутку вала можно и при общем подогревании двигателя. Для этого подают горячую воду в зарубашечное пространство. В результате повышается температура сжимаемого воздуха и снижается вязкость масла.

Для достижения пусковой частоты вращения при уменьшенных затратах энергии в некоторых двигателях предусмотрено декомпрессионное устройство. Оно соединяет цилиндры на время пуска с атмосферой, и в связи с тем существенного сжатия воздуха в них не произойдет, а снизятся затраты энергии на преодоление трения.

На рис. 168 изображена часть декомпрессионного устройства двигателя 4Ч10,5/13. Вдоль двигателя проходит декомпрессионный валик *5*, на конце которого находится рукоятка *9*. Валик уложен в подшипники *4* и *8*. Для предотвращения от осевого смещения предназначены штифт *7* и пружина *6*. Возле штанг *2* выпускных клапанов на валике выбраны лыски. Над ними расположены шайбы *3*, закрепленные на штангах гайками *1*. Если валик *5* рукояткой *9* повернуть на 90°, то он надавит на шайбы *3* и приподнимет штанги. Выпускные клапаны частично откроются, соединив цилиндры с атмосферой. При достижении пусковой частоты вращения декомпрессионное устройство выключается, и в цилиндрах начинает происходить нормальное сжатие, обеспечивающее самовоспламенение топлива.

В других дизелях декомпрессионное устройство воздействует на впускные или на специальные декомпрессионные клапаны, устанавливаемые на крышках цилиндров.

Для пуска двигателей, работающих на моторном топливе, используют, как правило, более легкое, дизельное топливо.

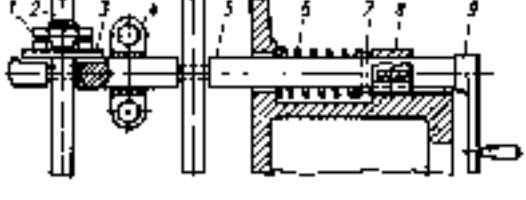


Рис. 168. Декомпрессионное устройство

Электростартерный спуск. Надежность, удобство автоматизации, отсутствие вредного переохлаждения деталей при расширении пускового воздуха, простота обслуживания и возможность использования одного источника энергии как для пуска, так и для других нужд (например, питания АПС) обеспечили преимущественное использование электростартеров для пуска двигателей небольшой и средней мощности. Встречаются электростартеры с электромагнитным и инерционным введением их шестерен в зацепление с зубчатым венцом маховика.

На рис. 169 изображена схема стартера СТ-712, с помощью которого осуществляется пуск двигателя 3Д6. Аналогичный стартер предусмотрен у дизелей 6ЦН60/116С. Шестерня *7*, связанная с ведомой частью *4* муфты трения, насажена на вал *6* стартера *1* свободно, а ведущая часть *5* муфты — на шлицах. Между ведомой и ведущей частями находятся диски трения, условно показанные в виде одного диска *8*.

Шестерня *7* вводится в зацепление с венцом маховика *5* электромагнитным реле *11* привода. В реле предусмотрены сериесная (втягивающая) *14* и шунтовая (удерживающая) *13* обмотки. Сердечник *12* его соединен с рычагом *10*, передвигающим шестерню *7*. С противоположной стороны расположен контакт *15*, шунтирующий обмотку *14*.

Для питания стартера предназначена аккумуляторная батарея *20*. Для включения стартера предусмотрена кнопка *21* и пусковое реле *16*. При включении кнопки *21* замыкается цепь обмотки *18* пускового реле и ее магнитное поле втягивает сердечник *19*. Он воздействует на подвижный контакт *17*, замыкающий цепь обмоток *13* и *14* реле привода, причем обмотка *14* включается последовательно со стартером. Якорь стартера начинает вращаться, но вследствие сопротивления обмотки *14* — медленно.

Магнитное поле обмоток *13* и *14* втягивает сердечник *12* реле привода. Он поворачивает рычаг *10*, который через пружину *2* и муфту трения сдвигает шестерню *7* для сцепления с зубчатым венцом маховика. Если в этот момент зубец шестерни совпадет с зубцом венца, то пружина *2* сожмется. Поскольку вал *6* уже вращается, шестерня повернется и пружина быстро введет ее в зацепление. Одновременно сердечник *12* нажмет на контакт *15*, который замкнет цепь, шунтирующую обмотку *14*. Частота вращения стартера повысится до нормальной, и он начнет раскручивать вал двигателя. Когда двигатель заработает на топливе, кнопка *21* опускается, реле *16* обесточивается и размыкает цепь реле *11*. Возвратная пружина *9* повернет рычаг *10* в исходное положение, шестерня *7* выйдет из зацепления, а сердечник *12* освободит контакт *15*.

Устройство муфты трения таково, что если двигатель заработает на топливе и частота вращения шестерни *7* будет больше, чем вала *6*, то сжатие дисков трения уменьшается и они начинают пробуксовывать. Этим предотвращают вращение якоря стартера двигателем. Кроме того, муфта предохраняет стартер от перегрузки: если вал двигателя оказался чем-то застопоренным, то диски пробуксовывают.

Двигатели 3Д6 выпуска последних лет оборудованы стартерами СТ-722 с инерционным включением шестерен. Механизм включения стартера изображен на рис. 170. На валу его предусмотрены спиральные шлицы *10*, на которые посажена головка *9* привода. Через муфту трения, заключенную

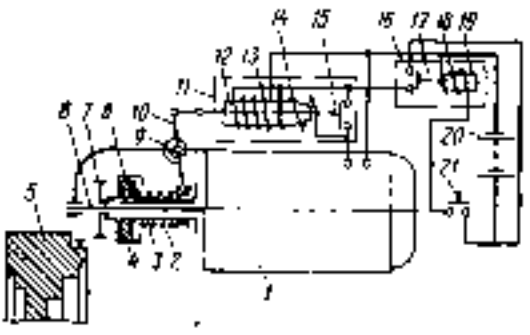


Рис. 168. Принципиальная схема стартера СТ-712

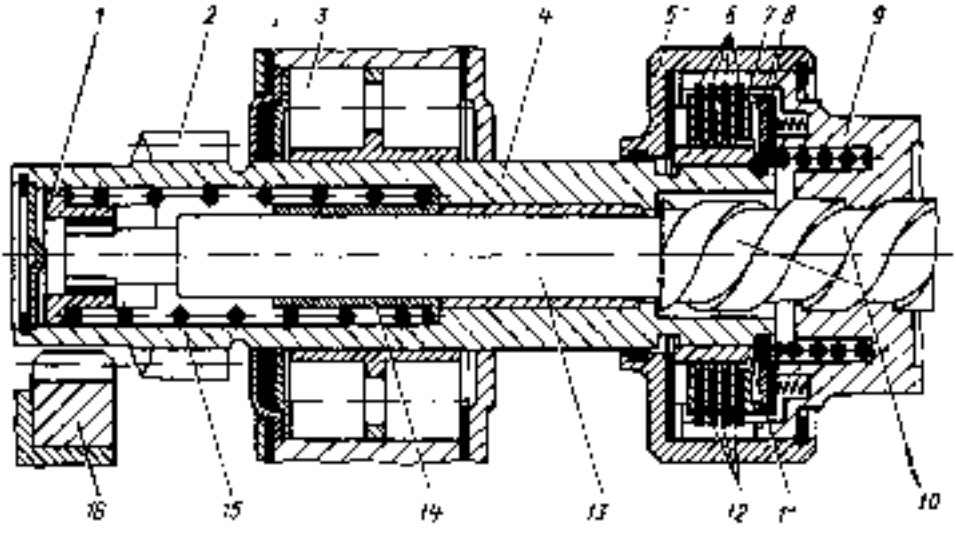


Рис. 170. Инерционная муфта включения стартера

внутрь чашки *5*, она может передвигать и вращать хвостовик *4*, насаженный свободно на конец вала *13* стартера и несущий шестерню *2*. Хвостовик опирается на роликовый подшипник *3*.

Внутри хвостовика *4* помещена пружина *15*. Один ее конец упирается во втулку *1*, насаженную на конец вала *13* стартера, другой через фланец втулки *14* — в бурт хвостовика *4*. При неработающем стартере пружина удерживает хвостовик в крайнем правом положении, как показано на рисунке.

При замыкании цепи питания стартера его вал начнет вращаться с большим ускорением. Все детали привода насажены на вал свободно, поэтому хотя они и начнут тоже вращаться, но вследствие инерции значительно медленнее вала. В связи с этим головка *9* будет свинчиваться с вала по шлицам *10*, сдвигая хвостовик *4* влево для ввода шестерни *2* в зацепление с зубчатым венцом *16* маховика.

Смещение хвостовика *4* влево закончится, когда втулка *14* упрется в торец втулки *1*. Головка *9* после этого сдвинется еще влево и будет прогибать пружинные («гарантийные») шайбы *8*, и через них и кольцо *7* будет сжимать ведущие *6* и ведомые *12* шайбы трения. Поскольку ведомые шайбы связаны с жестко сидящей на хвостовике втулкой *11*, вал стартера через шайбы трения начнет вращать хвостовик *4*, шестерню *2*, а следовательно, и маховик двигателя.

Пружинные шайбы *8* будут прогибаться до тех пор, пока внутренней кромкой не упрутся в торец втулки *11*. Этим ограничивается сила, с которой сжимаются шайбы трения *6* и *12*. Если сопротивление вращению вала двигателя почему-либо станет чрезмерно велико, шайбы *6* и *12* начнут пробуксовывать, предохраняя стартер от перегрузки.

Когда двигатель начнет работать на топливе, шестерня *2* и другие детали привода будут вращаться со скоростью большей, чем вал стартера. В связи с этим головка *9* станет навинчиваться по шлицам *10*, хвостовик *4* сдвинется вправо и шестерня *2* выйдет из сцепления с зубчатым венцом *16* маховика.

Воздушный пуск. Использование электростартеров для пуска двигателей повышенной мощности ограничивают большие масса и габаритные размеры требующихся для этого аккумуляторных батарей, поэтому основным для таких двигателей является пуск сжатым воздухом. Сущность воздушного пуска заключается в том, что при положении поршня, соответствующем началу такта расширения, в цилиндр

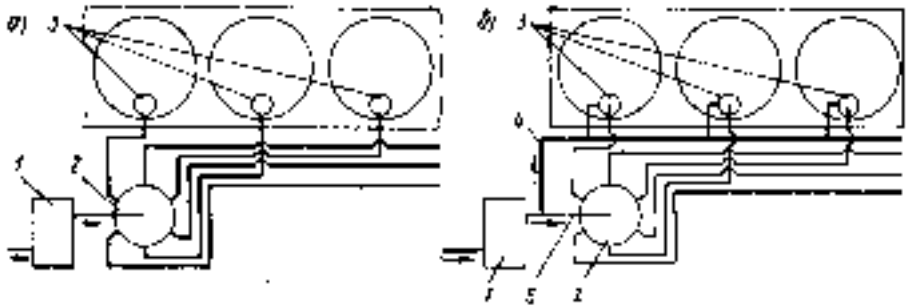


Рис. 171. Схемы воздушных пусковых устройств

впускают сжатый воздух. Под его давлением поршень движется вниз, вращая коленчатый вал. Воздух впускается последовательно во все цилиндры в порядке их работы, и вал достаточно быстро набирает пусковую частоту. Если в четырехтактном двигателе шесть, а в двухтактном четыре или больше цилиндров, то при любом положении коленчатого вала по крайней мере у одного из цилиндров поршень будет находиться в пусковом положении. При меньшем числе цилиндров требуется вручную поставить один из поршней в положение начала такта расширения.

Сжатый воздух впускают в цилиндры через специальные пусковые клапаны, которые обычно открываются за 3—10° до прихода поршня в в. м. т. и закрываются через 110—140° после прохода им в.м.т. Опережение открытия необходимо для того, чтобы к приходу поршня в в. м. т. клапан был полностью открыт. Опасности, что вследствие опережения вал дизеля повернется в обратном направлении, нет, в этот момент еще открыт пусковой клапан предыдущего (по порядку работы) цилиндра.

В большинстве двигателей начальное давление пускового воздуха 2,5—3 МПа, у быстроходных двигателей — 15 МПа. В то же время у находящегося в хорошем состоянии тихоходного двигателя пуск происходит даже при давлении 0,6—0,7 МПа.

У большинства двигателей серийного флота применяется воздушный пуск с подачей топлива в цилиндры, если топливо впрыскивается уже с начала пуска, то как только создается достаточная температура конца сжатия, топливо самовоспламеняется и двигатель начнет работать на нем. Пуск при этом упрощается. Следует иметь в виду, что если подача пускового воздуха не будет своевременно прекращена, то даже при наличии вспышки в середине процесса расширения он поступит в цилиндр, т. е. будет расходоваться непроизводительно.

Устройство с автоматическим открытием пусковых клапанов. На серийном флоте применяют две основные схемы воздушного пуска, с автоматическим открытием пусковых клапанов цилиндров и с пневматически управляемыми клапанами. Однако каждая из этих схем встречается в двух вариантах: с общим и с индивидуальными воздухораспределителями.

На рис. 171,*а* изображена схема воздушного пускового устройства с автоматическим открытием пусковых клапанов при общем воздухораспределителе. В каждом цилиндре предусмотрен пусковой клапан *3*, который должен пропускать сжатый воздух в цилиндр и предотвращать обратный заброс воздуха или газов из цилиндра, если их давление окажется выше давления пускового воздуха. К пусковым клапанам воздух подает воздухораспределитель *2*. Его золотник связан с распределительным или коленчатым валом, в связи с чем воздухораспределитель направляет воздух лишь в пусковой цилиндр. К воздухораспределителю сжатый воздух поступает через главный пусковой клапан *1*, а к нему — из баллона.

Пуск начинается с открытия главного пускового клапана. Из него сжатый воздух поступает в воздухораспределитель *2*, откуда — к клапану *3* пускового цилиндра. Когда коленчатый вал начнет вращаться, воздухораспределитель будет направлять воздух в последующие цилиндры по порядку их работы.

Рассмотренная схема проста, но ее используют лишь в двигателях небольших размеров. При больших объемах цилиндров воздухораспределитель и трубопроводы становятся недопустимо громоздкими.

Устройство с пневматически управляемыми пусковыми клапанами. Наиболее распространена схема пускового устройства с пневматически управляемыми пусковыми клапанами цилиндров (рис. 171, *б*). Сжатый воздух, совершающий работу по пуску двигателя, подведен от ГПК *1* по трубе *4* сразу ко всем пусковым клапанам *3* цилиндров. Однако этот рабочий воздух не открывает клапаны, так как его давление на клапаны уравновешивается.

Клапаны открывает управляющий воздух от воздухораспределителя *2*, соединенного с ГПК трубой *5*. Поступление воздуха к клапанам согласовано с положением кривошипов. Когда поршень того или иного цилиндра займет пусковое положение, к его пусковому клапану воздухораспределитель подаст управляющий воздух, клапан откроется и рабочий воздух поступит в цилиндр, где совершит работу по пуску двигателя. Расход управляющего воздуха мал, поэтому трубки от воздухораспределителя предусматривают небольшого диаметра; конструкция воздухораспределителя достаточно компактна.

В двигателе может быть несколько воздухораспределителей, каждый из которых обслуживает группу цилиндров.

Так, у V-образного двигателя М400 два воздухораспределителя по одному на каждый ряд цилиндров. В некоторых двигателях предусматривают для каждого цилиндра индивидуальные распределительные пусковые золотники.

§ 50. Главные пусковые клапаны

Клапаны с местным управлением. Главные пусковые клапаны могут быть установлены непосредственно на посту управления и открываться механически.

Например, клапан двигателя 6ЛД20ГН (рис. 172, *а*). Клапан *8* прижат к седлу корпуса *2* пружиной *9*. Воздух из баллона поступает по трубе *7* и дополнительно прижимает клапан к седлу. Для открытия клапана служит рукоятка *6*, соединенная с кулачковой шайбой *11*, насаженной на палец *1*. При повороте шайба может воздействовать на ролик *3* толкателя *5*, прижатого к ней пружиной *4*.

Для пуска двигателя кулачковую шайбу *11* рукояткой *6* поворачивают. Через толкатель *5* она поднимает клапан *8*. Сжатый воздух из трубы *7* проходит в трубу *10* и по ней к пусковым клапанам цилиндров и к воздухораспределителю. Для прекращения пуска рукоятку возвращают в исходное положение. Клапан *8* под действием пружины *9* садится на седло, а воздух из трубы *10* и из трубопровода на двигатель выходит через канал *а* в атмосферу. При открытом клапане канал *а* перекрыт толкателем.

При повышенном давлении воздуха или при больших размерах клапана для его открытия может потребоваться значительное усилие. В этих случаях устанавливают ГПК с пневматическим управлением.

На рис. 172, *б* изображен главный пусковой клапан двигателя 6Л275 такого типа. В корпусе *2* смонтированы два клапана: главный пусковой *8* и клапан управления пуском *15*. Для открытия клапана *8* служит нагрузочный поршень *14*, к которому по трубке *17* может быть подведен сжатый воздух от клапана управления, открываемого поворотом рукоятки *6* валика *18*, имеющего срез над толкателем *13* клапана *15*.

Сжатый воздух из баллона поступает по трубе *7* в полость под клапаном *8* и по каналу *б* проходит под клапан *15*. Для пуска двигателя рукоятку *6* опускают вниз. Валик *18* поворачивается и через толкатель *13* и шарнир *12* открывает клапан *15*. Воздух по трубе *17* пойдет к нагрузочному поршню *14*, нажмет на него и клапан *8* откроется. Воздух из трубы *7* проходит в трубу *10* и по ней к двигателю.

Для закрытия ГПК *5* клапан управления *15* должен выпустить воздух из полости над поршнем *14*. Для этого предусмотрены каналы *г* внутри клапана *15*, шарнир *12* и канал *в* в корпусе клапана. Когда рукоятка будет повернута в нижнее положение, толкатель *13* окажется свободным и пружина *16* посадит клапан *15* на седло. Сжатый воздух из труб

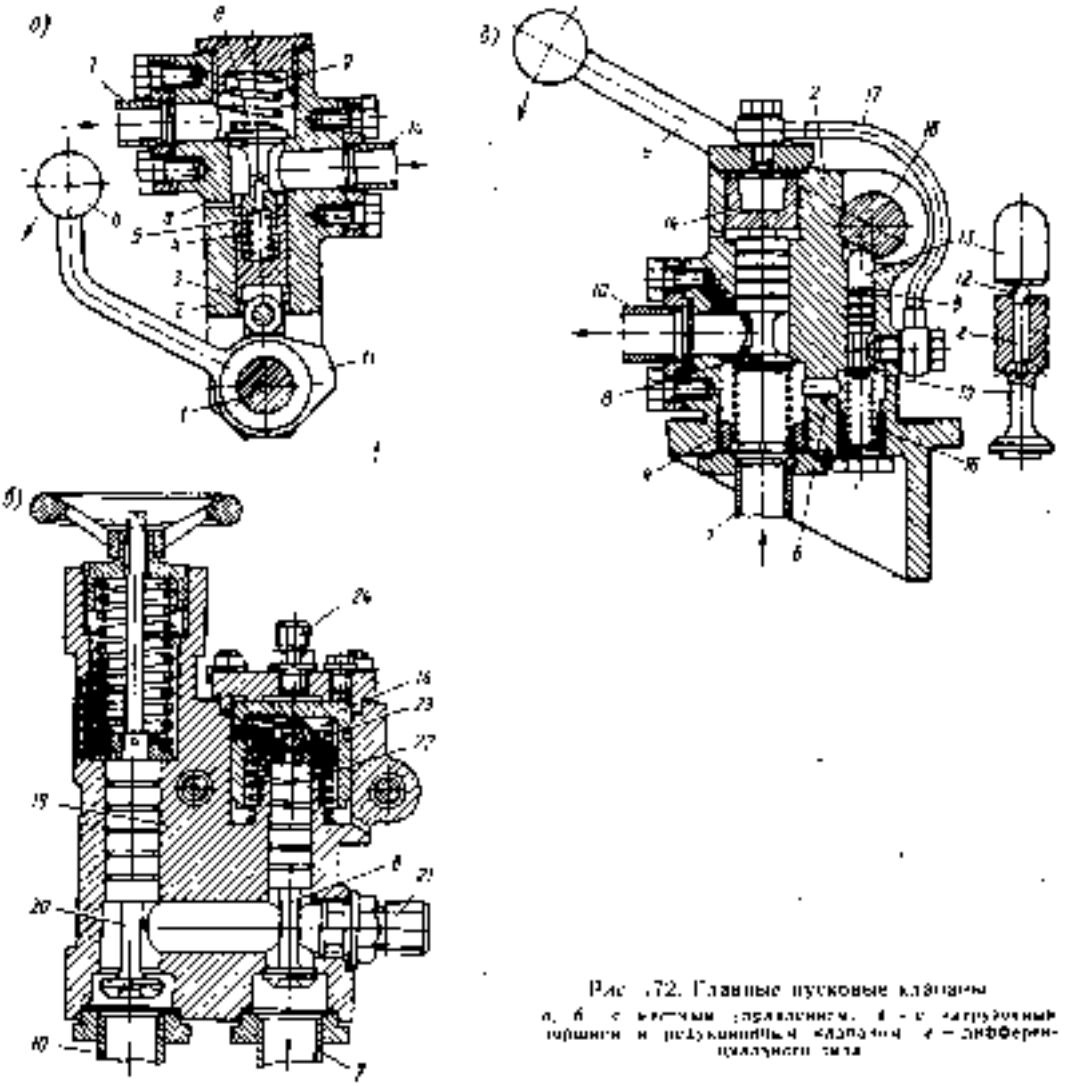


Рис. 172. Главные пусковые клапаны
а, б — с местным управлением, в — с нагрузочным поршнем и предохранительным клапаном, г — дифференциальной силы

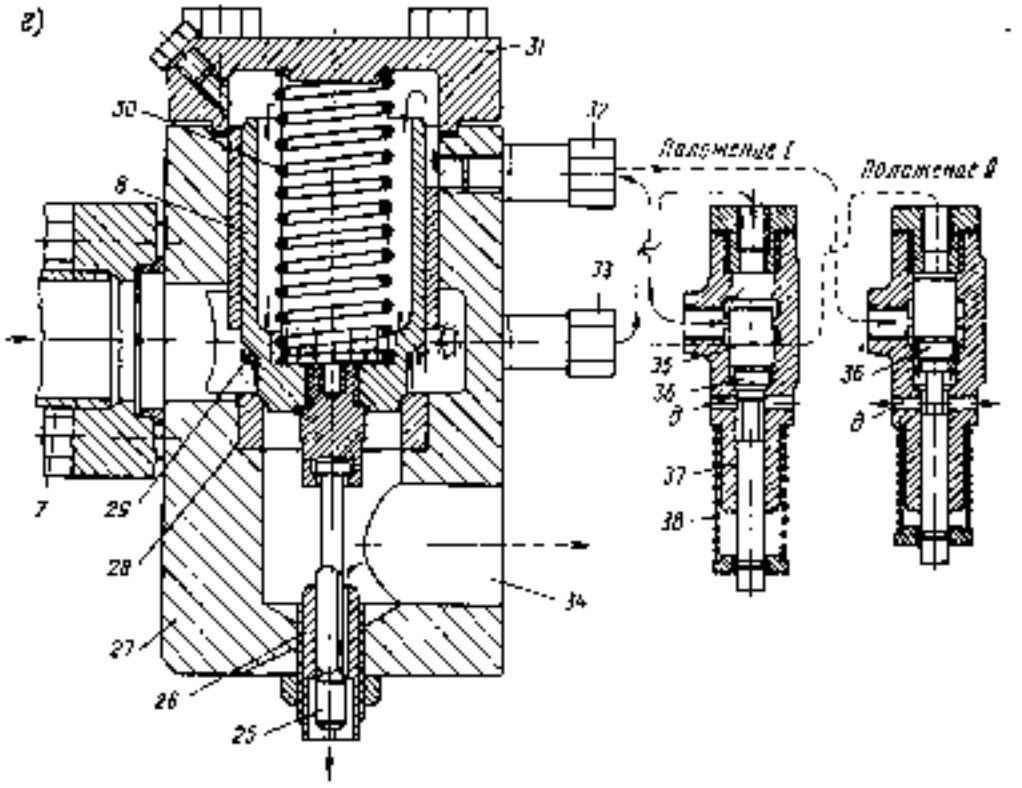
кн 17, пройдя через канал с и подняв шарик 12, выйдет через канал а в атмосферу. Давление над поршнем 14 исчезнет, пружина 9 посадит клапан 8 на седло и пуск двигателя воздухом прекратится.

В конструкции клапана на рис. 172, в предусмотрен выпуск сжатого воздуха из пусковой магистрали после закрытия ГПК, чем обеспечивается быстрое снижение давления в трубопроводе и плотная посадка пусковых клапанов. Однако при частых пусках на повторное заполнение трубопроводов нерационально затрачивается сжатый воздух.

В конструкции клапана на рис. 172, б принудительный выпуск воздуха не предусмотрен и давление воздуха снижается вследствие утечек его через неплотности.

Клапаны с дистанционным управлением. Чаще всего ГПК устанавливают в стороне от поста управления. В составе поста остается лишь клапан управления пуском, связанный с ГПК трубками.

Широко распространена такая конструкция, в которой ГПК открывается воздухом, подведенным от клапана управления к нагрузочному поршню, аналогично конструкции на рис. 172, б. Для открытия ГПК давление воздуха может быть меньше, чем давление пускового. В этом случае диаметр нагрузочного поршня должен быть значительно больше, чем диаметр тарелки клапана. Это необходимо для того, чтобы сила, действующая от давления



воздуха на поршень, была достаточной для преодоления давления воздуха на клапан и натяжения пружин клапана.

В двигателях 6С275/1 (рис. 172, *з*) под ГПК *8*, удерживаемый пружинами *23* и *22*, по трубе *7* поступает из баллонов пусковой воздух с давлением 5 МПа, а под нагрузочный поршень *14* через штуцер *24* — воздух с давлением лишь 1,2 МПа. Главный пусковой клапан выполнен в одном корпусе *19* с редукционным клапаном *20*. Когда открывается пусковой баллон, сжатый воздух по трубе *7* поступает под клапан *8*. В момент пуска через штуцер *24* к нагрузочному поршню *14* поступает воздух от клапана управления пуском, клапан *8* открывается, пусковой воздух проходит к клапану *20*, редуцируется и по трубе *10* уходит к двигателю. По окончании пуска клапан управления закрывается и выпускает воздух из полости над поршнем, в связи с чем клапан *8* закрывается.

Штуцер *21* предназначен для параллельного включения дублирующего ГПК с ручным управлением.

Клапан дифференциального типа. Во всех рассмотренных конструкциях ГПК воздух из баллонов подведен так, чтобы прижимать клапан к седлу. Встречаются конструкции клапанов, у которых подводимый воздух стремится открыть клапан, но его удерживает закрытым противодействующая сила до тех пор, пока это противодействие не будет снято.

Примером такого клапана может служить ГПК двигателя НФД18 (рис. 172, *г*). Главный пусковой клапан *8* имеет форму стакана. Он прижат к седлу *28* корпуса *27* пружиной *30*. Управляет открытием клапана золотник *35* корпуса *37*, которого укреплен на посту управления. Золотник может передвигать регулирующий клапан *36* при воздействии на него медными тягами поста управления.

Сжатый воздух из баллона поступает по трубе 7 в полость под клапаном 8. Усилие, создаваемое давлением воздуха на дифференциальную тарелку *29*, стремится его поднять. Однако через штуцер *33* корпуса *37* (по

лотник находится в положении 1) к штуцер 32 сжатый воздух проходит под крышку 31, т. е. в полость над клапаном 8. Следовательно, при опущенном золотнике 35 воздух действует не только на дифференциальную площадку 29 снизу, но и на всю торцовую поверхность клапана сверху. Поскольку поверхность, на которую действует давление сверху, больше, чем поверхность дифференциальной площадки, клапан остается сидеть на седле.

Для пуска двигателя механизм поста управления поднимает клапан 36. Вместе с ним поднимается золотник 35 (положение II). Золотник разобщает полость над клапаном 8 от полости под ним, а нагрузочный клапан 36 открывает выход воздуху из полости над клапаном 8 через отверстия в в атмосферу. Давление над клапаном 8 падает, воздух больше не противодействует его открытию. Упругость пружины 30 недостаточна, чтобы противостоять давлению воздуха на дифференциальную площадку 29. Поэтому клапан 8 поднимается и сжатый воздух проходит через фланец 34 трубопровода к двигателю.

Для прекращения пуска двигателя механизм поста управления освобождает шток клапана 36 и пружина 38 сажает клапан на седло. Под действием давления воздуха золотник 35 возвращается в положение I и над клапаном 8 восстанавливается давление. Под давлением воздуха и пружины 30 он садится на седло.

К ГПК присоединен разгрузочный золотник 25, который при открытом клапане входит внутрь втулки 26 и глушит ее. При закрытом клапане золотник 25 открывает выход воздуху из трубопровода в атмосферу (на рисунке показано стрелками).

§ 31. Воздухораспределители и пусковые клапаны цилиндров

Воздухораспределитель с дисковым золотником. В двигателе Г60, воздухораспределитель которого изображен на рис. 173, *а*, предусмотрены пневматически управляемые пусковые клапаны. Корпус *1* воздухораспределителя закреплен к остову двигателя против торца распределительного вала. С внешней стороны корпуса образована полость *d*, закрытая крышкой *6*, крепящейся к нему накидной гайкой *5*. Внутри полости *d* находится золотник *7*, насаженный на шлицованный конец валика *3*. Шлицевое соединение их заглушено колпачковой гайкой *8*. Валик *3*, соединенный с распределительным валом, уложен в шарикоподшипниках *2* и *4*.

К зеркалу дискового золотника выходят каналы *и* от шести (по числу цилиндров двигателя) штуцеров *10*, трубки *11* которых идут к нагрузочным поршням пусковых клапанов цилиндров. В золотнике *7* предусмотрены окно *ж* и канавка *г*, постоянно соединенная с кольцевой канавкой *в* корпуса золотника. Отверстиями, не показанными на рисунке, канавка *в* соединена с атмосферой.

Сжатый воздух от ГПК поступает по трубе *9*. Если главный пусковой клапан будет открыт, то воздух из трубы *9* пройдет в полость *d* и золотник *7* под его давлением прижмется к зеркалу. Размеры окна *ж* таковы, что открываются один или два канала *и*, это каналы цилиндров, поршни которых находятся в пусковом положении. Сжатый воздух через окно *ж* и канал *и* поступает в штуцер *10* и далее к нагрузочному поршню пускового клапана цилиндра. Клапан открывается, пропускает воздух из пусковой магистрали в цилиндр, и начинается пуск двигателя.

Как только коленчатый и распределительный валы начнут вращаться, повернется и золотник *7*. Он сначала перекроет канал *и* цилиндра, который был пусковым, затем к этому каналу подойдет канавка *г*, воздух от нагрузочного поршня через штуцер *10* и канавки *в* и *г* выйдет в атмосферу и пусковой клапан цилиндра закроется. Тем временем окно *ж* откроет канал *и* следующего (в порядке их работы) цилиндра и процесс пуска будет продолжаться до тех пор, пока не закроется ГПК.

При сборке положение золотника согласовывают с положением кривошипов поворотом золотника *7* относительно валика *3* (шлицы позволяют сделать этот поворот на угол, кратный 10°) или поворотом корпуса *1* относительно остова двигателя на произвольный угол. Смазывание золотника и подшипников осуществляется из канала *а* по каналам *к* и *б*.

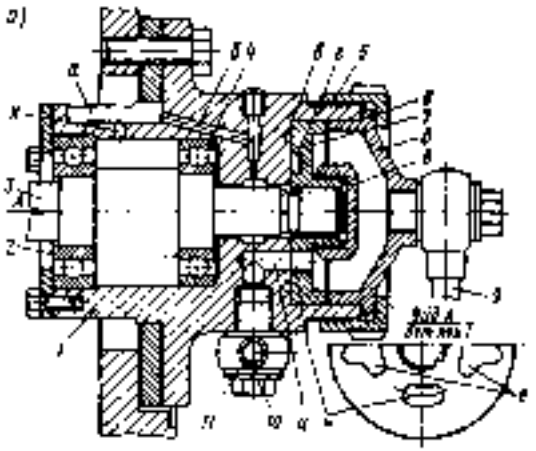
В воздухораспределителях двигателей с автоматическими пусковыми клапанами разгрузочных канавок *г* не предусматривают.

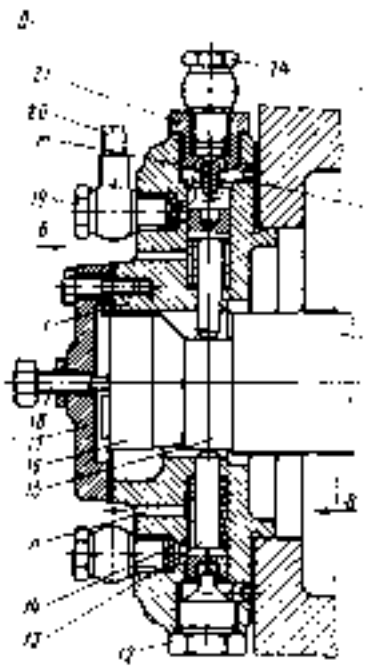
Воздухораспределитель с цилиндрическими золотниками. На рис. 173, *б*

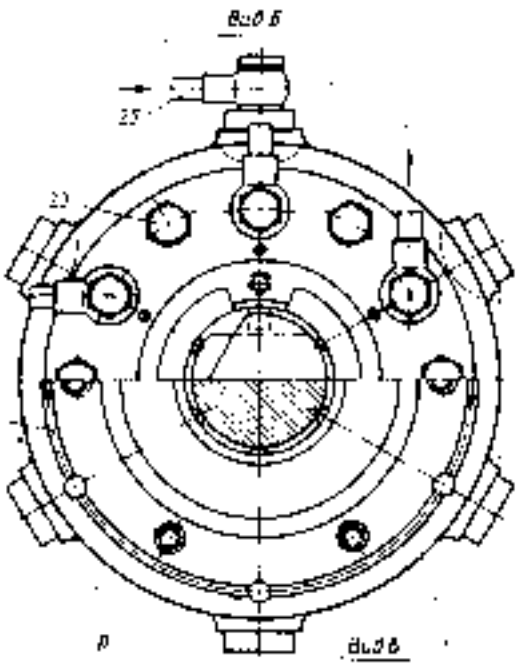
изображен воздухораспределитель указанного типа двигателя 6Л275. Корпус *1* его закреплен с торца двигателя винтами *23*. В гнездах корпуса помещены шесть — по числу цилиндров двигателя — золотников *13*. Они расположены радиально и пружины *14* удерживают их сдвинутыми до упора в хвостовики пробок *12*. В центральной расточке находятся управляющие шайбы переднего *15* и заднего *16* хода распределительного вала *22*. Полость шайб закрыта крышкой *17* с отжимным винтом *18*.

В пробку *21* ввернут штуцер *24* подводящей трубы *25*. Гнездо пробки окном *и* соединено с кольцевой канавкой *п*, проточенной на заднем торце корпуса. Аналогичные окна *р* соединяют кольцевую канавку с гнездами остальных золотников. Гнездо каждого золотника соединено также с одним из штуцеров *19*, и в нем предусмотрен выпускной канал *л*. От штуцеров *19*

Рис 173 Воздухораспределитель:
а — с дисковым золотником; *б* — с цилиндрическим золотником







идут трубки *20* к пусковым клапанам цилиндров.

После открытия ПЕК сжатый воздух поступает из трубы *25* через отверстия *м* под пробку *21*, через окно *н* проходит в канавку *л* и из нее через окна *р* — к торцам всех золотников. Под давлением воздуха золотники сдвигаются до упора в шайбу *15* или *16* в зависимости от того, в каком направлении пускается двигатель. При этом по крайней мере один из золотников окажется над срезом шайбы: на рисунке им является золотник под пробкой *21*. Он сдвигается настолько, что открывает проход воздуху в штуцер *19*. По трубке *20* воздух направляется к нагрузочному поршню пускового клапана, который открывается. Коленчатый вал начинает вращаться, поворачиваются и управляющие шайбы. Срез шайбы подойдет под следующий золотник и откроется пусковой клапан очередного по порядку их работы цилиндра. Первоначально выдвинутый золотник будет шайбой вдвинут в положение, которое занимает на рисунке нижний золотник. Открывается выход воздуху из трубки от пускового клапана через канал *л* в атмосферу. При вращении шайбы золотники будут последовательно выдвигаться и вдвигаться, подавая воздух для открытия клапанов и выпуская его для их закрытия.

После окончания пуска воздух из системы выходит и пружины *14* вдвигают золотники до упора в пробки. В этом положении золотники не касаются управляющей шайбы и не изнашиваются при работе двигателя.

Иногда золотники выполняют индивидуально и устанавливают каждый у своего цилиндра. В этом случае уменьшается длина трубопроводов, но увеличивается число управляющих шайб на распределительном валу.

Пусковой воздух поступает в цилиндры с той же периодичностью, с какой при работе двигателя подается топливо. Следовательно, частота вращения управляющих шайб или золотника воздухораспределителя должна быть такой же, как и у распределительного вала: у четырехтактных двигателей — вдвое меньшей, чем у коленчатого вала, а у двухтактных — такая же, как у коленчатого вала.

Автоматический пусковой клапан. Автоматически действующий пусковой клапан является по существу невозвратным, в связи с чем он конструктивно очень несложен. На рис. 174, *а* изображен автоматический пусковой клапан двигателя М400. Корпус *3* клапана ввернут в головку цилиндра. Внутри корпуса находится клапан *2*, прижатый к седлу пружиной *6*. На корпус надета головка *5* воздушной трубы *4*, закрепляемая колпачком *1*.

В момент пуска воздух от воздухораспределителя поступает в клапан по трубе *4*. Под давлением воздуха клапан открывается и воздух проходит внутрь цилиндра двигателя. Когда подача его прекращается, пружина *6* сажает клапан на седло. Если в момент подачи воздуха давление в цилиндре окажется выше давления пускового воздуха, клапан автоматически закроется.

Пусковые клапаны с пневматическим управлением. Давление рабочего воздуха на пусковой клапан с пневматическим управлением должно быть уравновешено давлением управляющего воздуха. Для этого, например, в клапане двигателя ДР30/50 (рис. 174, *б*) диаметр направляющей части *9* штока предусматривают примерно таким же, как и диаметр тарелки *7*. Рабочий воздух поступает к клапану по каналу *б* в крышке цилиндра. Давления воздуха на тарелку клапана сверху вниз и на торец направляющей части штока снизу вверх уравновешиваются, и пружина *6* удерживает клапан на седле корпуса *8*.

Для открытия клапана предназначен нагрузочный поршень *11*, помещенный внутри колпака *10*, являющегося одновременно деталью крепления корпуса клапана к крышке цилиндра. К колпаку через отверстие *а* подведен воздух от воздухораспределителя. Когда поршень придет в пусковое положение, через отверстие *а* поступит управляющий воздух и под его давлением поршень *11* откроет клапан, а рабочий воздух устремится в цилиндр. Для закрытия

клапана сжатый воздух из полости над нагрузочным поршнем *11* выпускается и пружина *6* сажает клапан на седло

Нагрузочный поршень *11* смазывают вручную через отверстие, закрытое пробкой *12*.

Для уравновешивания давления рабочего воздуха на тарелку клапана иногда используют нижнюю поверхность нагрузочного поршня *11* (рис. 174, *а*, двигатель Г60). Поршень закреплен на штоке *9* клапана гайкой *14*. Рабочий воздух, подводимый по трубке *17*, давит на тарелку *7* клапана сверху и на поршень *11* снизу. Поскольку поршень закреплен на штоке, давление уравновешивается и пружина *6* удерживает клапан закрытым.

Колпак *15*, которым корпус *8* клапана крепится к крышке *13* цилиндра, служит одновременно цилиндром нагрузочного поршня *11*. Управляющий воздух поступает через отверстие *а*. Смазывание поршня осуществляется от колпачковой масленки *16*

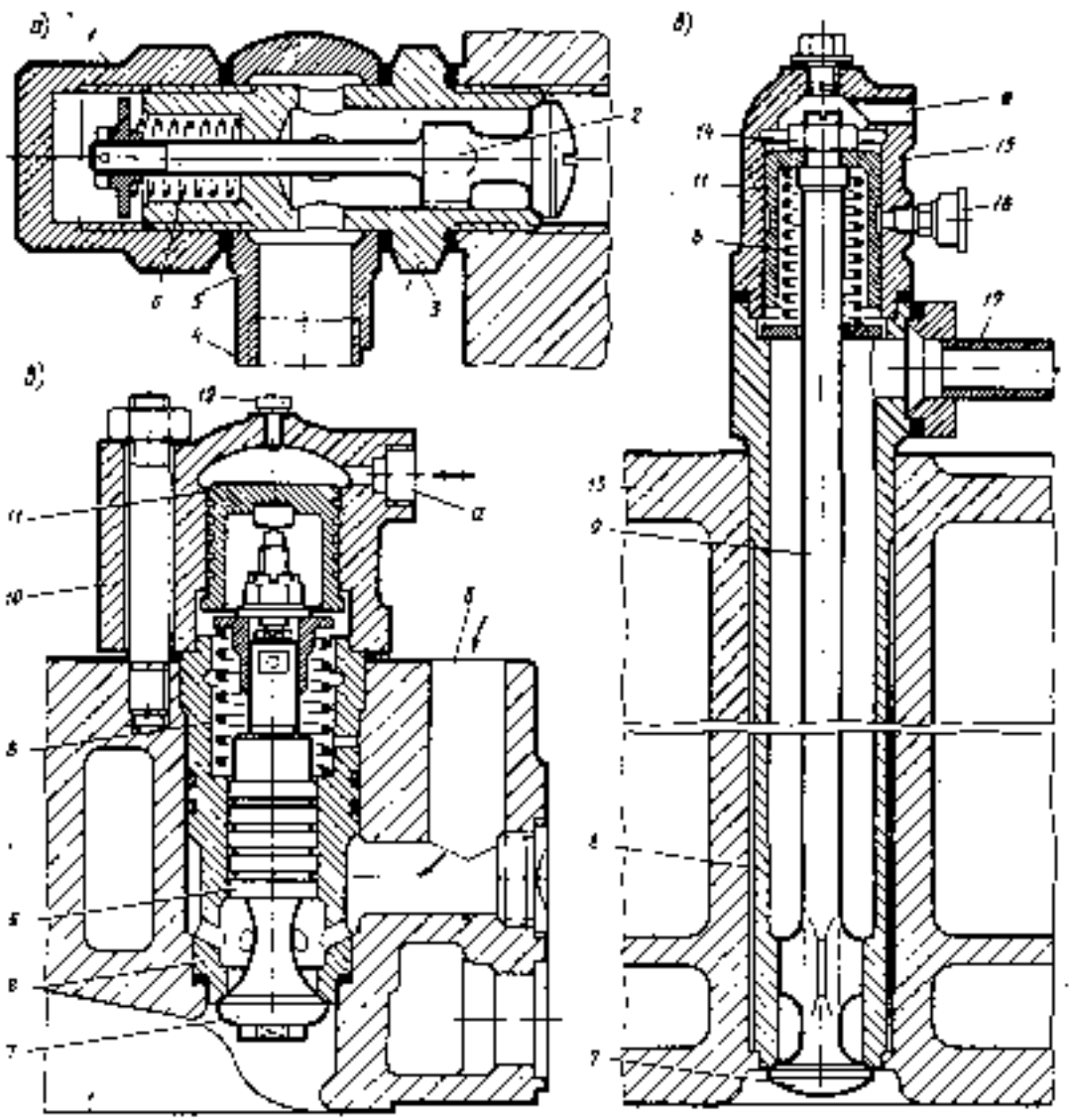


Рис. 174. Пусковые клапаны цилиндров

В рассмотренном клапане поршень 11 является одновременно и нагрузочным и уравновешивающим. Встречаются клапаны, у которых уравновешивающий и нагрузочный поршни выполнены отдельно.

§ 52. Реверсивные устройства

Реверсирование четырехтактного двигателя. Направление вращения коленчатого вала четырехтактного двигателя при пуске и во время работы обусловлено положением кулачковых шайб распределительного вала, так как моменты открытия и закрытия клапанов и подачи топлива согласованы с положениями кривошипов лишь для определенного направления вращения вала. В связи с этим реверсивные двигатели имеют два комплекта шайб для переднего и для заднего хода. Реверсивное устройство должно переключать газораспределение и топливные насосы при реверсе с одного комплекта кулачковых шайб на другой. Для такого переключения необходимо передвинуть распределительный вал. Чтобы это передвижению не препятствовали толкатели, все их перед этим принудительно поднимают. Иногда кулачковые шайбы изготовляют с конической переходной поверхностью. В этом случае поднимать толкатели не обязательно, поскольку ролики толкателей, оказавшиеся против выступа шайб, будут при передвижении вала скользить по коническим поверхностям, поднимаясь вместе с толкателями.

Весь процесс реверсирования состоит из следующих операций: остановки двигателя; подъема толкателей; передвижения распределительного вала; опускания толкателей; пуска двигателя в обратном направлении. Все эти операции необходимо выполнять по возможности быстро по нормам Речного Регистра РСФСР за время не более 15 с при малом ходе судна и не более 25 с при полном ходе.

Во избежание повреждения двигателя необходимо строго соблюдать очередность операций по реверсированию, причем каждая последующая операция может начаться только после окончания предыдущей. Последовательность выполнения операций закладывают в программу работы реверсивного устройства. Иногда предусматривают блокирование, не позволяющее начать реверсирование раньше, чем будет выключена подача топлива в цилиндры, или блокирование, не позволяющее пустить двигатель до тех пор, пока не закончится процесс реверсирования, а также блокирование, предохраняющее распределительный вал от самопроизвольного сдвига.

При установке ручного реверсивного устройства все операции реверсирования выполняет оператор. Ручное реверсирование применяется в основном в качестве аварийного.

При механическом реверсировании операции выполняют исполнительные механизмы, называемые сервомоторами. Чаще всего применяют пневмогидравлические реверсивные устройства. В них сжатый воздух вытесняет из особых баллонов масло, приводящее в движение сервомоторы. Такая конструкция позволяет сочетать удобство канализации воздуха с мягкостью и надежностью работы гидравлических механизмов. Поскольку при использовании двух рабочих тел — масла и воздуха несколько усложнится конструкция устройства, применяют реверсивные устройства и в чисто пневматическом исполнении.

Реверсирование двухтактного двигателя. Газораспределение двухтактного двигателя со щелевой продувкой выполняют не клапаны, а рабочий поршень. При этом фазы газораспределения не зависят от направления вращения вала двигателя. Если к тому же профиль кулачковых шайб топливных насосов симметричный, то направление вращения вала будет зависеть лишь от направления пуска двигателя. Для реверсирования двухтактного двигателя при этих условиях требуется только изменить настройку воздухораспределителя, обусловливающую направление пуска двигателя.

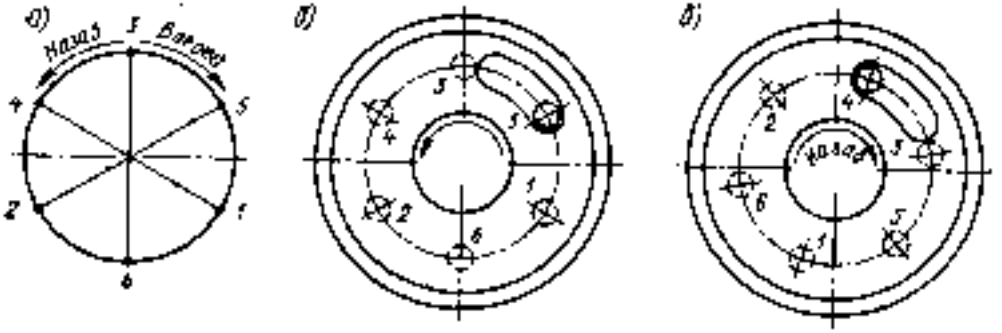


Рис. 175. Схема реверсирования воздухораспределителя с дисковым золотником

Наиболее просто изменить настройку у воздухораспределителя с дисковым золотником. Пусть, например, вал шестицилиндрового двигателя остановился с расположением кривошипов *1—6*, изображенным на рис. 175, *а*. Чтобы двигатель запустить на передний ход, необходимо пусковой воздух подать в пятый цилиндр, т. е. окно дискового золотника должно быть в положении, изображенном на рис. 175, *б*: канал цилиндра *5* зеркала золотника открыт полностью, начал открываться канал цилиндра *3*. Остальные каналы золотником перекрыты. Когда откроется ГПК, двигатель будет работать на передний ход, причем золотник будет вращаться против часовой стрелки.

Для пуска двигателя из того же положения (см. рис. 175, *а*) назад пусковой воздух должен быть подан в четвертый цилиндр. Значит, для пуска двигателя на задний ход следует повернуть либо зеркало, либо золотник воздухораспределителя так, чтобы окно золотника оказалось над каналом цилиндра *4*. У двигателей 6ДР30/50 для этой цели под золотником помещен барабан, торец которого и является зеркалом золотника. В данном случае для реверса двигателя достаточно повернуть барабан воздухораспределителя в положение, изображенное на рис. 175, *а*. Если теперь откроется ГПК, то вал двигателя будет вращаться на задний ход, причем золотник будет вращаться по часовой стрелке. Барабан воздухораспределителя поворачивает с поста управления рычажно-реечный механизм.

Этот же принцип реверсирования воздухораспределителя можно применить и в четырехтактных дизелях (например, двигатель Г60). В отличие от двигателя ДР30/50 у него поворачивается не зеркало воздухораспределителя, а золотник. Его валик *3* (см. рис. 173, *а*) входит внутрь расточной части распределительного вала. Когда при реверсе распределительный вал передвигается, имеющийся на нем штифт, скользя по винтовой канавке валика воздухораспределителя, поворачивает валик и золотник.

Реверсивное устройство двигателя 6Л275Рр/11. У дизелей 6Л275Рр/11 и 6Л275Рр/11П11 кулачковые шайбы выполнены с конической переходной поверхностью, в связи с чем не нужны механизмы и сервомоторы подъема толкателей. У них предусмотрены лишь сервомоторы подъема фиксатора и передвижения распределительного вала (рис. 176).

Цилиндр *7* сервомотора передвижения распределительного вала закреплен к торцовой стенке блок-картера *5*. Внутри цилиндра, закрытого крышкой *15*, расположен поршень *14*. Шток *6* поршня через двусторонний шариковый подшипник *1* соединен с шестерней *4* привода распределительного вала *3*, закрепленной на нем диском *2*. Над сервомотором укреплен цилиндр *10* фиксатора распределительного вала. В цилиндре *10* расположен поршень *12*, выполненный заодно со

стержнем *13* фиксатора. Пружина *11* удерживает поршень и стержень в нижнем положении, когда конец стержня *13* выходит внутрь цилиндра *7* сервомотора

При положении «Вперед» распределительный вал сдвинут влево и застопорен стержнем *13*. Перед передвижением вала под поршень *12* через отверстие *а* поступает сжатый воздух через клапан поста управления и поршень вместе со стержнем *13* поднимается, а сжатый воздух через отверстие *б* направляется к посту управления. Затем через один из клапанов передвижения распределительного вала (их два: «Вперед» и «Назад»), который при данном маневре открыт, воздух поступает к поршню *14*. При реверсе назад воздух проходит через отверстие *д* и сдвигает поршень *14* вместе с распределительным валом вправо. Когда закрывающиеся клапаны поста управления выпустят сжатый воздух из трубопроводов, стержень *13* под действием пружины *11* сядет в канавку *е* поршня и застопорит распределительный вал. При реверсе из положения «Назад» в положение «Вперед» воздух от фиксатора поступает через отверстие *в*.

Чтобы можно было снять фиксацию распределительного вала при ручном реверсировании, в поршень *12* ввернут шток *9* с головкой *8*, под которой находится вилка рычага *17*. Если повернуть рычаг *17* влево, то его вилка поднимает за головку *8* и шток *9* стержень *13* и освобождает поршень *14*. После этого можно передвигать распределительный вал вручную. Золотник *16*, находящийся под пяткой рычага *17*, служит для блокировки дистанционного пуска дизеля

Вручную распределительный вал переставляют рычагом *5* (рис. 177), насаженным на общий валик *11* с вилкой *9*. Ролики *10*, сидящие на пальцах *8* вилки *9*, находятся между буртами муфты *6* распределительного вала *7*. Когда ручным реверсом не пользуются, рычаг *5* лежит горизонтально на

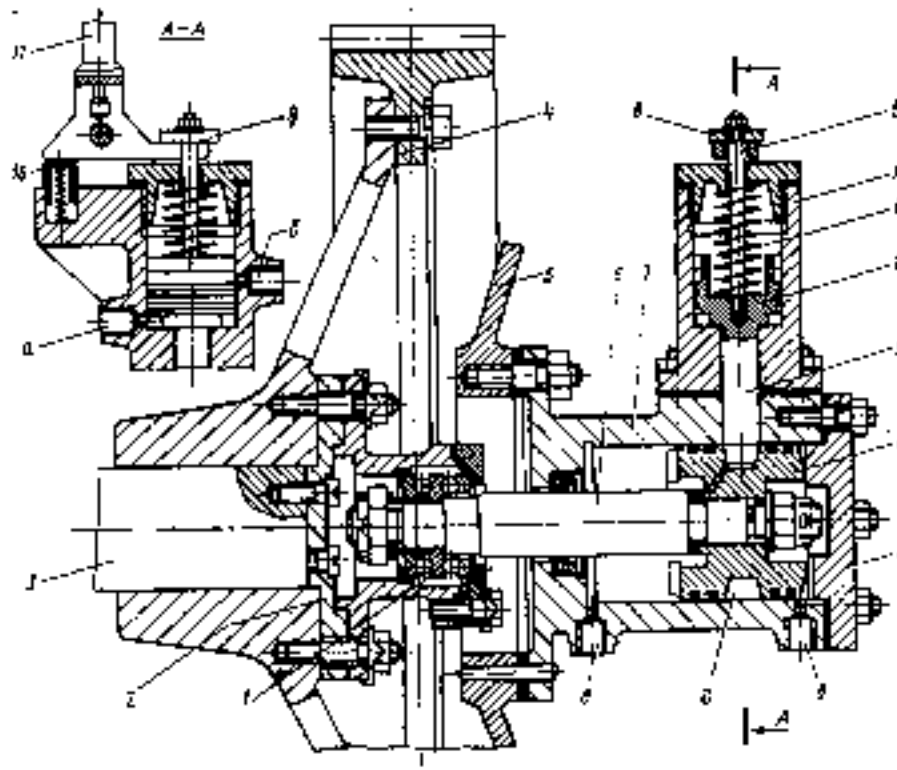


Рис. 176. Сервомотор двигателя 6Л275Р/П

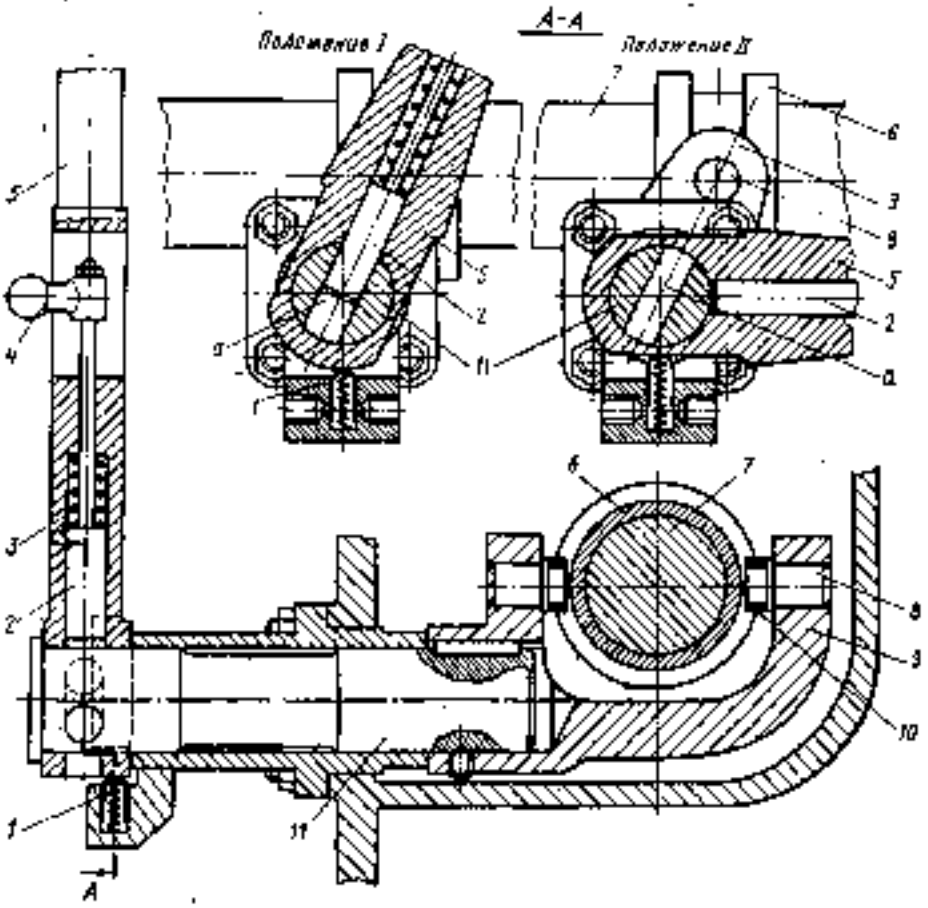


Рис. 177. Механизм ручного реверсирования двигателя 6Л275Рр/11

полке блок-картера. В этом положении (разрез *А—А*, положение *II*) рычаг *5* не сцеплен с валиком *11*, так как штырь *2*, служащий для сцепления, не входит в отверстие *а* валика *11*. Если необходимо среверсировать двигатель вручную, рычаг *5* ставят в положение *I*, и штырь *2* под действием пружины *3* входит в отверстие *а* валика *11*. Теперь поворот рычага *5* вызовет поворот валика *11* и вилки *9*, которая за муфту *6* передвинет распределительный вал. После окончания реверсирования штырь *2* выводят из отверстия *а* за головку *4*, после чего рычаг *5* поворачивают в горизонтальное положение.

Под головкой рычага помещен блокировочный золотник *1*. Его назначение — исключить возможность дистанционного реверсирования при включенном ручном реверсивном механизме. Через гнездо золотника проходят сжатый воздух от клапана поста управления к цилиндру фиксатора. Если рычаг *5* находится в горизонтальном положении (положение *II*), то золотник *1* не препятствует проходу воздуха и дистанционный реверс возможен. При повороте рычага *5* в положение *I*, когда он сцеплен с валиком *11*, золотник *1* опускается и перекрывает путь сжатому воздуху: дистанционный реверс невозможен.

Реверсивное устройство двигателей НФД48У. На этих двигателях предусмотрено пневмогидравлическое реверсивное устройство.

Для передвижения распределительного вала *1* (рис. 178) установлен поршневой сервомотор *20*. У кулачковых шайб распределительного вала

предусмотрены конические переходные поверхности так, что сами шайбы поднимают толкатели. Поршень *21* сервомотора передвигает масло, поступающее в цилиндр из баллонов *17* или *18* под давлением воздуха. Сжатый воздух поступает к ним из золотника *15* с двумя Г-образными каналами. В зависимости от положения золотника, который можно поворачивать рукояткой *16*, один из баллонов реверса сообщен с трубопроводом сжатого воздуха, а другой — с атмосферой.

К золотнику *15* сжатый воздух поступает через клапан реверса *11*, а к нему — из нижней полости корпуса *7* главного пускового клапана, соединенной с баллоном *19*. Клапан реверса открывается рычагом *13* при повороте рукоятки *12* в положение «Реверс».

Рукоятка *12* может занимать четыре положения: «Стоп», «Реверс», «Пуск» и «Работа».

Процесс реверсирования протекает следующим образом. Для остановки двигателя рукоятку *12* ставят в положение «Стоп» и профильный сектор *23* рычажком *24* переключает тягу *25* топливных насосов в положение нулевой подачи топлива. После этого поворачивается на 180° рукоятка реверса *16* и, следовательно, золотник *15*. Один из его Г-образных каналов соединяет баллон реверса нужного хода, например баллон *17*, с трубой *14*, тогда как другой баллон сообщается с атмосферой.

Затем рукоятку управления *12* ставят в положение «Реверс» и рычаг *13* открывает клапан реверса *11*. Сжатый воздух поступает по трубе *14* в корпус золотника и из него — в баллон реверса. Масло из баллона под давлением воздуха направляется в сервомотор *20* и давит на поршень *21*. Поршень перемещается и переключает распределительный вал. Из второй полости сервомотора масло переходит во второй баллон, соединенный с атмосферой.

Сжатый воздух, поступивший в корпус золотника *15*, направляется также по трубе *6* к перекидным золотникам *3* и через них к нагрузочным поршенькам пусковых клапанов *4* всех цилиндров, и пусковые клапаны открываются. При закрытом ГПК *9* магистраль пускового воздуха *5* соединена с атмосферой через разгрузочный золотник. Значит, при открытых клапанах *4* цилиндры двигателя будут сообщены с атмосферой. Если в каком-либо из цилиндров было повышенное давление, то оно падает и не оказывает сопротивление открытию клапанов при передвижении распределительного вала.

По окончании передвижения распределительного вала особый механизм обратной связи освобождает рычаг *13*, который связан жестко с валиком рукоятки *12*. Клапан реверса *11* закрывается, воздух выходит из

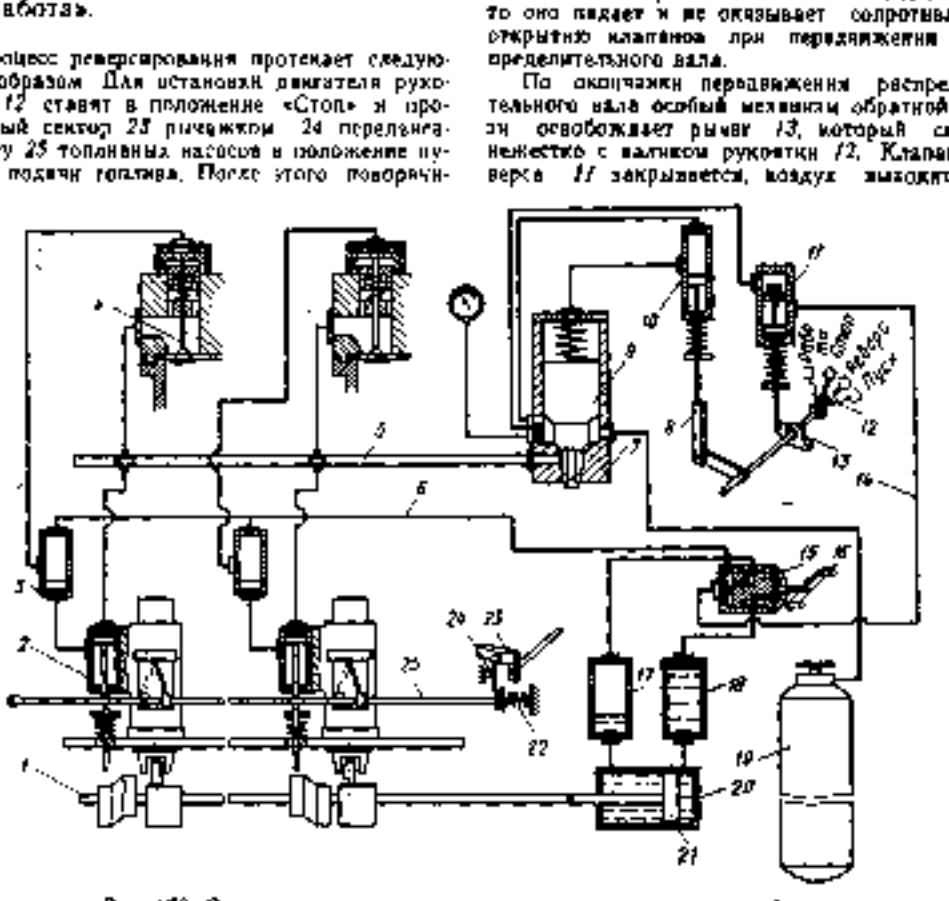


Рис. 178. Схема реверсивного устройства двигателя типа НФД48У

трубы *М*, из баллона реверса и из трубы *6*, после чего пусковые клапаны *4* закрываются.

Для пуска двигателя рукоятку *12* переводят в положение «Пуск». Рычажное устройство *8* поднимает золотник *10*, открывающий выход воздуху из полости над ГПК *9*, который поднимается. Сжатый воздух по трубе *5* устремляется к пусковым клапанам и кулачковым распределительным золотникам *2*, имеющим каждый свою управляющую шайбу, насаженную на распределительный вал *1*. Начинается пуск двигателя воздухом без подачи топлива, так как профильный сектор *23* все еще удерживает тягу *25* в положении нулевой подачи. После достижения пусковой частоты вращения рукоятку *12* переводят в положение «Работа». Золотник *10* опускается, давление над главным пусковым клапаном восстанавливается и он закрывается. Профильный сектор *23* освобождает тягу *25*, и пружина *22* включает подачу топлива. Размер подачи устанавливают третьим органом управления — маховичком, не показанным на схеме.

Глава XII

ЭЛЕМЕНТЫ УСТРОЙСТВ ДИСТАНЦИОННОГО И АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ

§ 53. Общие сведения об устройстве управления двигателем

Посты управления. Различают посты управления двигателей местные, централизованные и дистанционные.

Местные посты управления монтируют непосредственно на двигателе. Это упрощает связь поста с двигателем и управление им, так как оператор может визуально (зрительно) и на слух контролировать ход операций.

Централизованными называют посты управления, позволяющие одному человеку управлять всеми главными двигателями. Их устанавливают в стороне от двигателей в пределах машинного отделения. Централизация управления улучшает условия труда (централизованный пост может быть изолирован от машинного отделения), позволяет сократить штат и обеспечить управление двигателями наиболее квалифицированным членом вахты.

Дистанционные посты управления выносят в рулевую рубку или на ходовой мостик в целях объединения управления судном и двигателем. Это позволяет сократить штат экипажа, улучшить маневрирование теплоходом и способствует более рациональному использованию мощности двигателей с учетом условий плавания. Местный пост при наличии дистанционного поста сохраняется как аварийный.

Каждый пост управления состоит из органов управления, контрольно-измерительных приборов, а также приборов связи и сигнализации. Основные контрольно-измерительные приборы размещают непосредственно перед оператором. Дистанционные посты, кроме того, оборудуют автоматической сигнализацией.

На машинных постах устанавливают средства связи с мостиком: электрический телеграф и телефон.

Виды устройств управления. Встречаются устройства управления двигателем с одним и с несколькими постами управления. При отсутствии дистанционного управления предусматривают местный и централизованный посты. Для дистанционного управления устанавливают пост в рулевой рубке, а при ширине судна более 8 м — еще и на крыльях мостика. Максимальное число постов для управления одним двигателем, встречающееся на речном флоте, — пять: местный, централизованный, в рубке и два на крыльях мостика (теплоход 26-37).

Дистанционные посты (т. е. в рубке и на крыльях мостика) работают одновременно, между ними предусмотрена механическая жесткая связь. Их оборудуют отключающим устройством, предотвращающим возможность одновременного управления с дистанци-

ного и с местного поста. Отключение дистанционного поста должно быть из машинного отделения, время переключения управления с дистанционного поста на местный должно быть не более 10 с.

На современных теплоходах программу операций по управлению двигателем (программа управления) для каждого поста предусматривают одинаковой. Встречаются, однако, дистанционные посты нереверсивных двигателей с сокращенной программой. В этом случае с дистанционного поста можно изменить частоту вращения, включать и выключать реверс-редуктор, но нельзя произвести пуск и остановить двигатель.

Согласно Правилам Речного Регистра РСФСР управление двигателем необходимо осуществлять одним органом (рукояткой или маховичком), как исключение допускается два органа. В дистанционных постах два органа могут быть лишь при управлении нереверсивным двигателем, один орган для включения и выключения реверс-редуктора, изменения частоты вращения, другой — пуска и остановки двигателя. На теплоходах, построенных до утверждения этих Правил, в местных постах предусматривали три органа управления (двигатель НФД48У).

Предусматривают устройства управления двигателем позиционные (ступенчатые) и беспозиционные (бесступенчатые). В первом случае орган управления может занимать определенное число положений — позиций: две («Вперед», «Назад»), три («Вперед», «Стоп», «Назад») и т. д. Встречается и позиционное управление частотой вращения («Самый полный», «Полный», «Средний», «Малый», «Самый малый» или с более частым чередованием позиций), но согласно современным требованиям управление двигателем должно быть беспозиционным, т. е. возможно установление любой частоты вращения.

Различают устройства управления неавтоматизированные и автоматизированные. В первом случае человек выполняет все операции по управлению раздельно и сам контролирует их выполнение. Во втором случае одним движением задается программа операций, осуществляющаяся автоматически в нужной последовательности и в заданном объеме. Чаще всего автоматизировано управление с местного поста, иногда — только с дистанционного. Принято называть устройства с неавтоматизированным дистанционным управлением сокращенно ДУ, автоматизированные — ДАУ. Последние должны удовлетворять требованиям ГОСТ 18174—72, часть их которых уже изложена, часть будет рассмотрена ниже.

Дистанционные связи (цепи). Дистанционные и централизованные посты связаны с двигателем (как правило, с местным постом) с помощью механических, гидравлических, пневматических связей или электрических и комбинированных цепей.

Механические связи бывают рычажные, канатные, валиковые и смешанные. Они просты в изготовлении и надежны, однако применение их ограничивают расстоянием до 25 м.

Электрические цепи пригодны для любых расстояний, позволяют легко осуществить дублирование постов, их автоматизацию. Они наиболее экономичны, обеспечивают высокую точность и быстроту передачи команды. Однако эти цепи сложнее всех других в изготовлении. Для них требуются квалифицированное техническое обслуживание и специальное питание электроэнергией.

Гидравлические связи просты в обслуживании, позволяют легко усилить командный импульс, надежны. Их недостатки: трудность удаления воздуха из трубопроводов, чувствительность к температуре окружающей среды, некоторая громоздкость трубопроводов.

Пневматические связи также несложны по конструкции, надежны, обеспечивают усиление сигнала, быстроту действия. Основные недостатки их: затруднено смазывание и уплотнение пневмомеханизмов, наименее экономичны, но не требуют специальных источников энергии, так как работают на пусковом воздухе.

Комбинированные связи сочетают на различных участках преимущества тех или иных цепей

На судах речного флота применяют в основном механические (канатные) цепи для связи дистанционного поста с местным Однако на этом основании нельзя говорить, что суда оборудованы механическими *ДАУ Тип ДАУ определяет рабочее тело, используемое для передачи команды к исполнительным устройствам на двигателе.*

Так, если автоматизировано управление с местного поста и для выполнения его команд используют сжатый воздух, то ДАУ является пневматической, хотя связь местного поста с дистанционным может быть механической.

В соответствии с Правилами Речного Регистра реверсивные двигатели должны быть оборудованы пневматическими ДАУ, для нереверсивных Правила допускают гидравлические Для двигателей мощностью менее 220 кВт могут быть предусмотрены *ДУ*

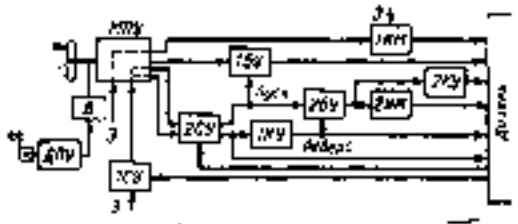
На ряде старых судов и судов, построенных за рубежом, встречаются ДАУ других типов

Структурные схемы устройств управления. В последние годы на речном флоте устанавливают системы ДАУ, в которых автоматизировано управление с поста, помещенного на двигатель (рис. 179) Дистанционный пост *ДПУ* в данном случае связан с навешенным (местным) *МПУ* механической, как правило, канатной передачей через выключатель *В* дистанционного управления.

К *МПУ* подводится ток или рабочее тело, находящееся под давлением (воздух, масло), либо непосредственно, либо через следящее устройство *1СУ*.

Системы связей *МПУ* с дизелем разнообразны. Некоторые из них автономны, т. е. независимы от других связей, и сигнал (энергия) от задатчика, входящего в состав *МПУ*, поступает непосредственно в исполнительный механизм *1ИМ*, воздействующий на двигатель.

Такие связи применяют, например, для изменения подачи топлива путем изменения давления при наличии самодействующего механизма,



т. е. механизма, обеспечивающего пропорциональность выходного воздействия уровню входного сигнала

Операцию выключения подачи топлива непосредственным воздействием на рейку топливных насосов и некоторые другие операции может выполнять механическая связь *МПУ* с дизелем В нее иногда включают блокировочное устройство *1БУ*, которое, получив сигнал от другой цепи (цепи пуска), снимает воздействие *МПУ* на дизель В рассматриваемом примере подача топлива снова включится

Цепи реверса и пуска наиболее сложны и взаимосвязаны Командный сигнал «Вперед» или «Назад» поступает от *МПУ* в следящее устройство *2СУ*, связанное с дизелем В зависимости от того, на какой ход среверсирован двигатель, *2СУ* направляет сигнал либо сразу в цепь пуска, либо сначала в цепь реверса, а затем в цепь пуска В целях более удачного выполнения данных операций могут быть предусмотрены корректирующие устройства *1КУ* (открытие пусковых клапанов цилиндров на время реверсирования, торможение двигателя и др.) и *2КУ* (включение пусковой подачи топлива, ограничение пуска по времени и т. п.). Блокировочное устройство *2БУ*, связывающее цепи реверса и пуска, необходимо в тех случаях, когда пуск должен начаться только после снятия коррекции, действовавшей при реверсировании. В цепях реверса и пуска могут быть предусмотрены свои исполнительные механизмы, например *2ИМ*.

Исполнительные механизмы работают на энергии, подводимой к *МПУ* или непосредственно к ним, как это показано у механизма *1ИМ*.

В работе блокировок и следящих устройств много общего. Поэтому в дальнейшем для их названия будет использован один общий термин — следящие устройства.

§ 54. Задающие устройства

Задатчики механических цепей. Задатчики одиночных механических связей могут быть элементарно просты: рукоятка для рычажной передачи, маховичок для валиковой и тяги с рукояткой для канатной.

В канатных связях часто применяют звездочки с шарнирными цепями и уже к целым хрвят канаты. Это исключает пробуксовывание каната на шкиве.

На рис. 180, *а* изображены два разреза в параллельных плоскостях (*I* и *II*) задатчика одиночной канатной дистанционной связи, являющегося типовым для серийных судов с пневматическим ДАУ.

Орган управления — рукоятка *8* насажена на вал *10*. На нем закреплен шкив *1*, несущий канат дистанционной связи. Поворот рукоятки *8* вызывает поворот шкива *1*, т. е. движение каната. Уровень задаваемой команды виден через окно *7*, против чего встает та или иная отметка, сделанная на барабане *9*, прикрепленном к шкиву *1*. На барабан, покрытый прозрачным пластиком, падает луч от лампы подсветки *6* (для освещения в темноте).

Согласно Правилам Речного Регистра РСФСР для предотвращения самопроизвольного смещения рукоятки (или маховичка) дистанционного поста должны быть предусмотрены специальные фиксаторы. Включение их, однако, не должно исключать возможности управления двигателем, но с большим усилием: если без включения фиксатора оно не должно превышать 49 Н, то с включенным — 117,7 Н. В рассматриваемом задатчике шкив *1* стопорит тормоз, изображенный на разрезе *I*, сделанном в плоскости, лежащей ближе к наблюдателю, чем плоскость разреза *II*. Тормозящие

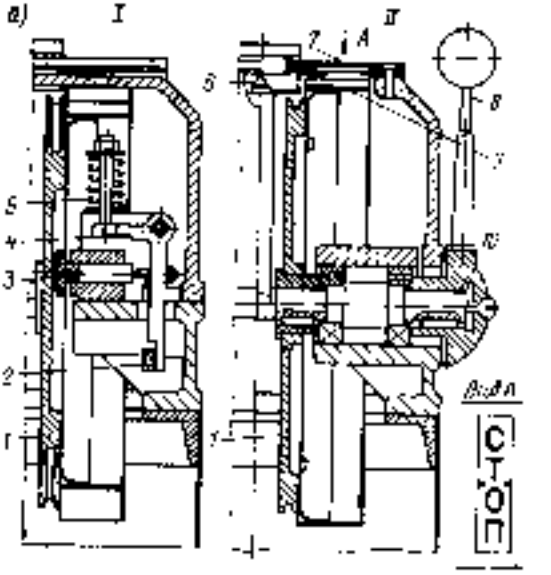
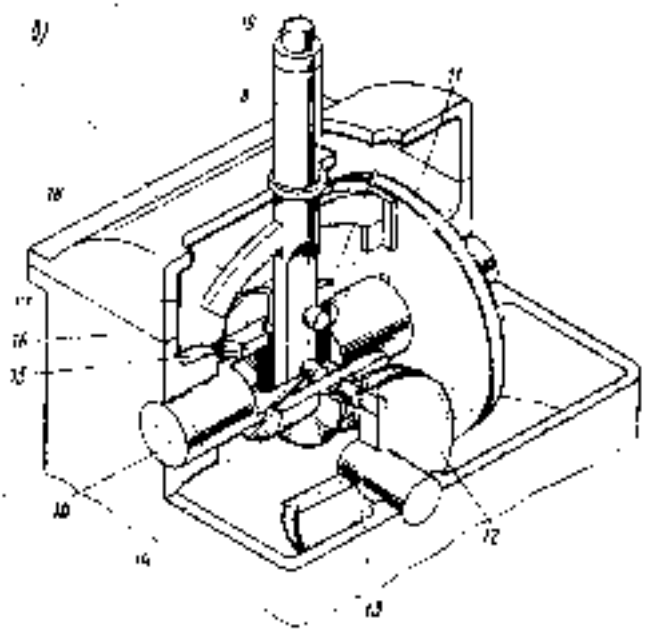


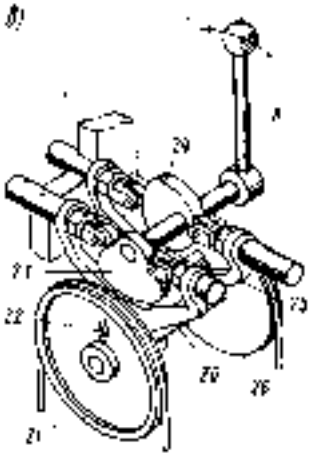
Рис. 180. Задатчики
а — конструкции ЦТКБ Минречфлота; б, в — для двух канатных связей

стержень *3* прижат к шкиву *1* пружиной *5* через угловой рычаг *4*. Для растормаживания шкива рукоятку, выведенную наружу, поворачивают на 90°. Рукоятка насажена на валик с хвостовиком *2* прямоугольного сечения. При повороте хвостовика на 90° рычаг *4* поворачивается против часовой стрелки, вследствие чего стержень *3* освобождается от действия пружины *5*.

На рис. 180, *б*, *в* изображены задатчики, позволяющие одним органом управлять двумя связями. Задатчик, рукоятка управления которого движется в двух плоскостях (ДУ двигателя 3Д6), изображен на рис. 180, *б*. Рукоятка *8*, вставленная в вырез вала *10*, вращается на оси *14*. Палец рукоятки расположен между гребнями муфты *15*, свободно насаженной на вал *10*. Если поворачивать рукоятку относительно оси *14*, то она пальцем *16* будет передвигать муфту *15*, а последняя — поворачивать шкив *12*, поводок *13* которого также расположен между гребнями. Поворот шкива *12* приведет в движение первую канатную связь.

Шкив *11* второй канатной связи жестко насажен на вал *10*. При повороте рукоятки *8* относительно оси *14* этот шкив остается неподвижным. Если же





рукоятку *8* повернуть вместе с валом *10*, то шкив *11* будет поворачиваться, а шкив *12* останется неподвижным.

Возможные перемещения рукоятки *8* обусловливают вырезы в крышке *18* поста управления. Для фиксации рукоятки предусмотрены гребенка *17* и пружинная защелка, отжимаемая кнопкой *19*.

У нереверсивных двигателей задатчик управляет двумя связями с определенной последовательностью их работы: сначала включается реверс-редуктор при малой частоте вращения, затем увеличивается подача топлива или операции совершаются в обратном порядке. В данном случае задатчик может быть кулачкового типа с движением рукоятки в одной плоскости (рис. 180, *в*, ДУ двигателя 3Д6). Рукояткой *8* можно одновременно поворачивать два кулачка *23* и *24*. Каждый из них действует на один из роликов скоб *20* и *25*. Скобы могут поворачивать шкивы *21* и *26* поводками *22*, входящими в вырезы шкивов. Кулачки имеют разные направления вращения осей и воздействуют на скобы последовательно.

На рис. 180, *в* рукоятка *8* показана в положении «Стоп». Скоба *20* находится в среднем положении: реверс-редуктор выключен. Скоба *25* сдвинута влево, и канатная связь шкива *26* установила минимальную подачу топлива. При повороте рукоятки *8* в любом направлении («Вперед» или «Назад») кулачок *23* начнет передвигать скобу *20*, а последняя — поворачивать шкив *21*. Канатная связь включит реверс-редуктор на тот или иной ход. Форма кулачка *24* такова, что до включения реверс-редуктора он не будет воздействовать на скобу *25*, а форма кулачка *23* обеспечивает сдвиг скобы *20* лишь настолько, чтобы включился реверс-редуктор. После этого кулачок *24* начинает передвигать скобу *25* вправо, поворачивается шкив *26*, и канатная связь увеличивает подачу топлива.

Недостаток кулачкового задатчика (см. рис. 180, *а*) в том, что он не позволяет изменять частоту вращения при работе двигателя вхолостую. По этой и некоторым другим причинам его реже применяют, чем муфтовый (см. рис. 180, *б*).

Пневмозадатчики. На речном флоте существует ДАУ, в которых воздух используют только для управления пуском и реверсом, а для изменения подачи топлива предусмотрены те

или иные механические связи. Однако механическая связь с системой регулирования часто предусматривается и в тех случаях, когда управление подачей топлива осуществляется пневматической системой: сжатый воздух служит для изменения подачи топлива от минимальной (пусковой) до максимальной, а полное ее выключение осуществляет механическая связь.

На рис. 181 изображен пневмозадатчик унифицированного типа ДАУ дизелей 1ПФД4В. На общий вал *5* с маховичком управления *1* насажены кулачковые шайбы. Они могут воздействовать на клапаны реверсирования вперед (РВ) и реверсирования назад (РН), расположенные в клапанной коробке *6*. Шайба *15* выключает подачу топлива и открывает клапан *11*, управляющий тормозом маховика.

Нижняя часть рычага *20* с помощью тяги *13* соединена с рейкой *10* ТНВД. При нахождении маховичка *1* в положении «Стоп» ролик *14* рычага *20* максимально удален от оси вала *5*, тяга *13* удерживает рейку *10* ТНВД в положении нулевой подачи топлива, пружина *23* растянута. В этом положении рычаг *20* фиксирует защелка *18*, удерживаемая пружиной *17*.

При пуске дизеля маховичок *1* поворачивают в положение нужного хода, т. е. требующейся подачи топлива. Шайба *15* повернется и откроет от ролика *14*, так как рычаг *20*, удерживаемый защелкой *18*, останется в положении нулевой подачи. Когда по окончании реверсирования (если оно было) начнется пуск дизеля, пусковой воздух поступит в пневмоцилиндр *19*, поднимет его поршень, который штоком *21* повернет защелку *18* по часовой стрелке. Рычаг *20* освободится и пружина *23* повернет его настолько, насколько может сдвинуться ролик *14* до упора в кулачковую шайбу *15*. Тяга *13* сдвинется влево и установит рейку *10* ТНВД в положение, заданное маховичком *1*.

Беспоплощенный пневмозадатчик *7* устанавливает режим работы дизеля, воздействуя на муфту регулятора частоты вращения коленчатого вала.

Для связи с дистанционным постом

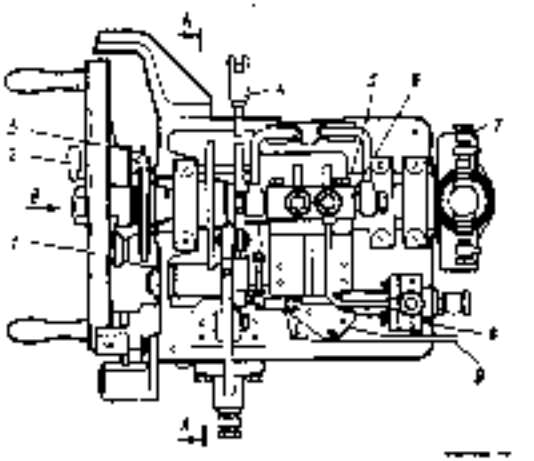


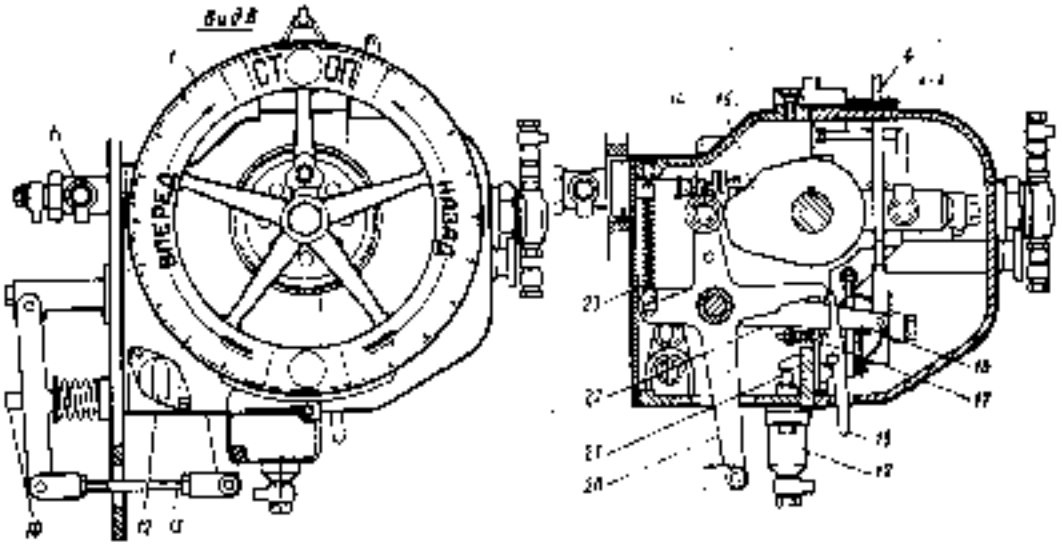
Рис. 181. Общий вид поста управления ДАУ с тормозом дизелей 1ПФД4ВАУ

предусмотрена звездочка *3*, насаженная на вал *5* свободно, но соединяемая с маховичком *1* фиксатором *2* по мере надобности. Маховичок *1* оборудован фрикционным тормозом *12*.

В случае экстренной остановки дизеля, для быстрого выключения подачи топлива из рубки предусмотрена тяга *4* с канатной передачей к дистанционному посту. Если тягу *4* канатом сдвинуть вверх, повернется рычаг *16* и своим захватом *22* переставит рычаг *20* и рейку *10* ТНВД в положение нулевой подачи топлива. Для аварийной остановки двигателя предусмотрен клапан *8* с рукояткой *9*.

Для беспоплощенного управления подачей топлива в пневматических системах применяют датчики, являющиеся редукционными клапанами (обычно — мембранными) с легко изменяющейся настройкой (рис. 182).

Между головкой *9* и повернутым на нее корпусом *7* зажата мембрана *1*, в центре которой закреплено сопло *8*. Через демпфирующую вставку *2*, изготовленную из пористой резины, и стакан *3* она нагружена пружиной *4*. Верхняя тарелка *5* пружины упирается в толкатель *6*, на торец которого воздействует не изображенный на рисунке эксцентрик, поворачиваемый органом управления. Под нижним торцом сопла *8* помещен клапан *10*, к нему через отверстие *a* поступает сжатый воздух из системы питания ДАУ.



Полость *б* ниже мембраны *1* соединена с отверстием *а*, через это отверстие воздух отводится к исполнительному механизму, изменяющему натяжение пружины (или пружин) всережимного регулятора. Если пружина *4* задатчика не сжата, то клапан *10* под действием усилий от пружины *11* и давления воздуха сидит в седле. Сжатый воздух в полость *б* не поступает, следовательно, исполнительный механизм разгружен и на пружину регулятора не воздействует.

Если в результате поворота эксцентрика толкатель *5* опустится и сожмет пружину *4*, мембрана *1* прогнется вниз и сопло *8* отожмет клапан *10* от седла. Сжатый воздух пройдет в полость *б* и из нее — к исполнительному механизму, который будет сжимать пружину регулятора. В результате этого частота вращения двигателя начнет увеличиваться. Одновременно воздух будет действовать на мембрану *1* снизу, прогиб ее станет уменьшаться. Когда сила от давления воздуха на мембрану уравновесит натяжение пружины, мембрана займет такое положение, при котором сопло *8* позволит клапану *10* сесть в седло. В полости *б* установится давление, пропорциональное натяжению пружины *4*. Если ее натяжение с помощью толкателя *5* увеличить, процесс повторится и давление в полости *б* возрастет, а значит, и повысится частота вращения двигателя.

При уменьшении натяжения пружины *4* мембрана *1* под давлением сжатого воздуха, находящегося в полости

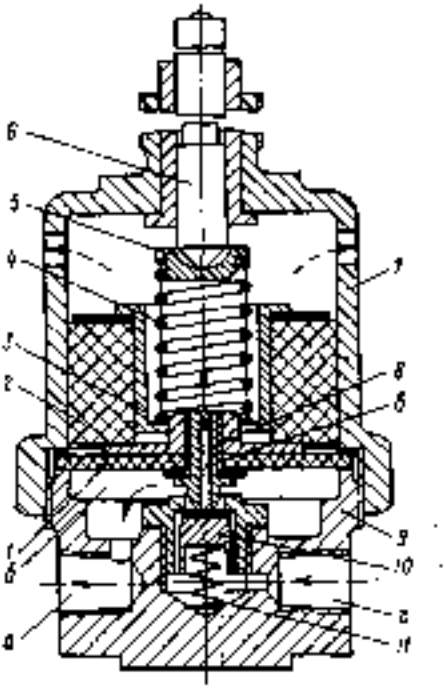


Рис. 182. Беспоршневой пневмодатчик

б, прогнется вверх. Сопло *8* отойдет от клапана *10*, и воздух из полости *б* через осевой канал *в* сопла *8* начнет выходить (изображено штриховыми линиями со стрелками). Давление воздуха в полости *б* начнет снижаться, а прогиб мембраны — уменьшаться. Когда давление будет соответствовать уменьшившемуся натяжению пружины, сопло *8* сядет на торец клапана *10* и выход воздуха из полости *б* прекратится. При уменьшении давления в полости *б* снизится частота вращения двигателя.

Следовательно, при увеличении или уменьшении натяжения пружины *4* будет увеличиваться или уменьшаться частота вращения двигателя.

Гидрозадатчики. На рис. 183, *а* изображена схема трехпозиционного гидрозадатчика ДАУ двигателя 8НФДЗ6У. Золотник *1* можно поворачивать рукояткой *3* или канатным приводом. В корпусе *2* предусмотрены две кольцевые канавки *г*, *д* и две полукольцевые полости *б*, *ж*, разделенные радиальными перегородками. Канавка *г* подводящая, в нее из системы питания поступает под давлением масло. Канавка *д* соединена со сливной трубой. Полости *б* и *ж* сообщены с полостями исполнительного механизма.

На золотнике *1* прорезаны три осевые канавки. Канавка *а* может соединять подводящую канавку *г* с полостями *б* или *ж*. Канавки *а* и *е* предназначены для соединения полостей *б* и *ж* со сливной канавкой *д*. Так, в первой позиции («Стоп») рукоятка *3* стоит вертикально, как изображено на рисунке. Полости *б*, *ж* канавками *а*, *е* соединены со сливной канавкой и разобщены от подводящей. Давления в полостях нет. Исполнительный механизм находится в среднем положении, например, под действием пружин.

Вторая позиция задатчика соответствует повороту золотника в направлении «Вперед» (против часовой стрелки). Канавка *в* соединяет полость *б* с канавкой *г*. Масло под давлением направляется в первую полость исполнительного механизма. Вторая полость его через полость *ж* и осевую канавку *е* соединена со сливным трубопроводом. Исполнительный механизм встает в одно из крайних положений.

Третья позиция — положение золотника «Назад». По осевой канавке *в* масло под давлением проходит в полость *ж* и из нее во вторую полость исполнительного механизма, тогда как первая через полость *б* и канавку *а* соединена со сливным трубопроводом. Исполнительный механизм занимает другое крайнее положение.

Трехпозиционные датчики применяют преимущественно для управления

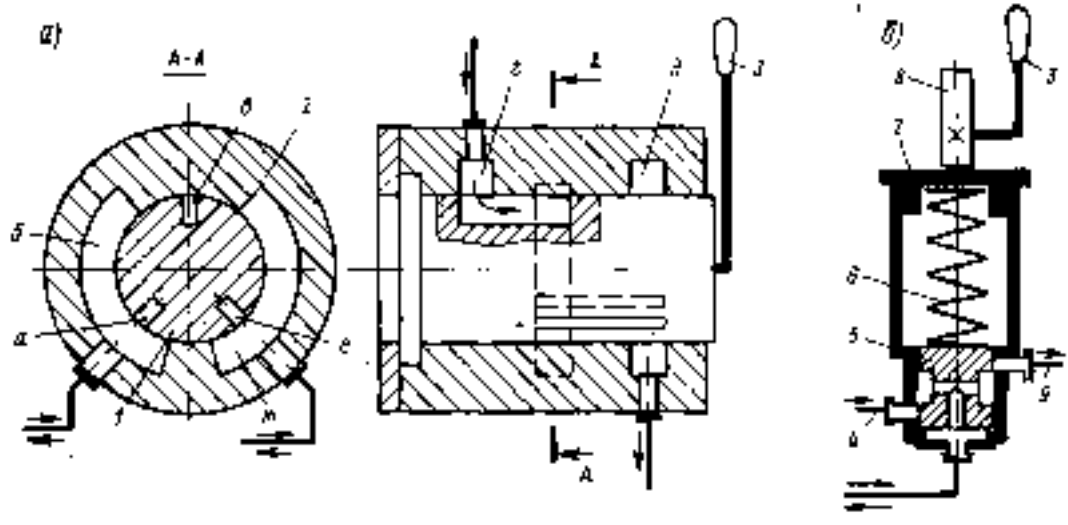


Рис. 183. Гидрозадатчик
а — трехпозиционный, *б* — беспозиционный

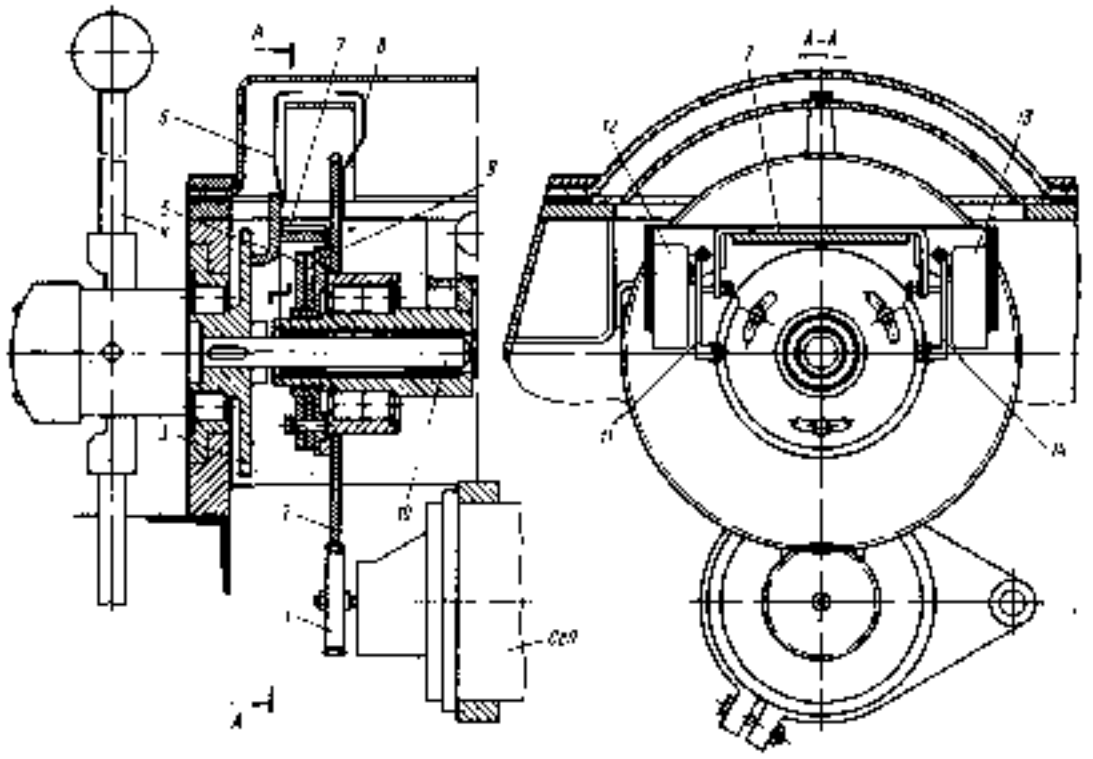


Рис. 184. Задатчик ДАУ двигателя 6Д12ТПН теплохода пр. 21-86

реверс-редуктором, но иногда и для других целей. Системы подвода и отвода масла могут быть различные.

Для изменения подачи топлива в той же системе ДАУ предназначен беспозиционный задатчик (рис. 183, *б*). Золотник *5* его нагружен пружиной *6*. Натяжение пружины можно изменить поворотом эксцентрика *8*, воздействующего на ее тарелку *7*. К корпусу золотника по трубе *4* поступает под давлением масло. По радиальным и осевому каналам золотника *5* масло проходит в полость под золотником и из нее к исполнительному механизму. Вследствие давления масла на его нижний торец золотник *5* поднимается, нижний поясок золотника уменьшает площадь впускного окна, а верхний увеличивает площадь выпускного, соединенного со сливной трубой *9*. Двигаясь вверх, золотник сжимает пружину *6*. Поэтому золотник будет подниматься до тех пор, пока в полости под ним не установится давление, уравновешивающее натяжение пружины.

Если рукояткой *3* повернуть эксцентрик *8* и увеличить натяжение пружины, то золотник *5* опустится, открыв впускное и закрыв выпускные окна. Давление масла под поршнем, а следовательно, и в исполнительном механизме увеличится до нового равновесного состояния с изменившимся натяжением пружины. Но достигнув этого состояния, золотник перекроет оба окна. При уменьшении натяжения пружин он под давлением масла поднимется и временно откроет систему слива масла. Давление в исполнительном механизме уменьшится. С изменением давления масла изменяется положение исполнительного механизма.

Задатчики электрических цепей. Для управления работой электрических цепей в современных системах ДАУ применяют чаще всего сельсины. На некоторых теплоходах действуют ДАУ с поворачивающимися микровыключателями (рис. 184). Микровыключатели *12* и *13* укреплены на траверсе *7*, приваренной к звездочке *3* и поворачивае-

кой вместе с валом *10* рукояткой управления *4*. У каждого из микровыключателей установлены рычажки *11* и *14* с роликами, находящимися в плоскостях кулачковых шайб переднего *5* и заднего *9* хода. Шайбы *5* и *9* закреплены на шестерне *2*, сцепленной с шестерней *1* сельсина-приемника СеП обратной связи.

Когда рукояткой *4* будет задан ход вперед, траверса *7* повернется вместе с микровыключателями против часовой стрелки (сечение *А—А*). Ролик рычажка *14* набежит на выступ кулачковой шайбы *5*, в результате чего сработает микровыключатель *13*. Замкнется цепь электродвигателя исполнительного механизма. Этот механизм начнет выполнять заданную команду и одновременно поворачивать ротор сельсина-датчика обратной связи. Следовательно, станет поворачиваться и ротор сельсина-приемника СеП, а значит, и кулачковые шайбы *5* и *9*. При выполнении команды «Вперед» шайбы будут поворачиваться против часовой стрелки. Когда шайбы повернутся на тот же угол, что и рукоятка *4*, выступ шайбы *5* уйдет из-под рычажка *14*, шток микровыключателя *13* освободится и цепь переднего хода разорвется. Исполнительный механизм остановится: команда выполнена.

При отклонении рукоятки *4* в направлении «Назад» ролик рычажка *11* набежит на выступ кулачковой шайбы *9* и сработает микровыключатель *12*. Замкнется цепь заднего хода, и электродвигатель исполнительного механизма заработает в обратном предыдущему направлении. Соответственно и сельсин-приемник СеП повернет кулачковые шайбы в обратном направлении, т. е. по часовой стрелке. Работа электродвигателя прекратится, когда кулачковые шайбы повернутся на такой же угол, что и рукоятка *4*, выступ шайбы *9* уйдет из-под ролика рычажка *11* и микровыключатель *12* разорвет цепь «Назад».

К траверсе *7* прикреплена указательная стрелка *6*, а к шестерне *2* — ответная стрелка *8*. Звездочка *3* служит для связи со стопорным устройст-

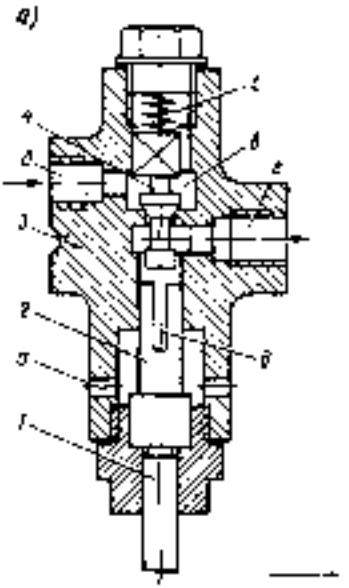


Рис. 195. Воздушные клапаны

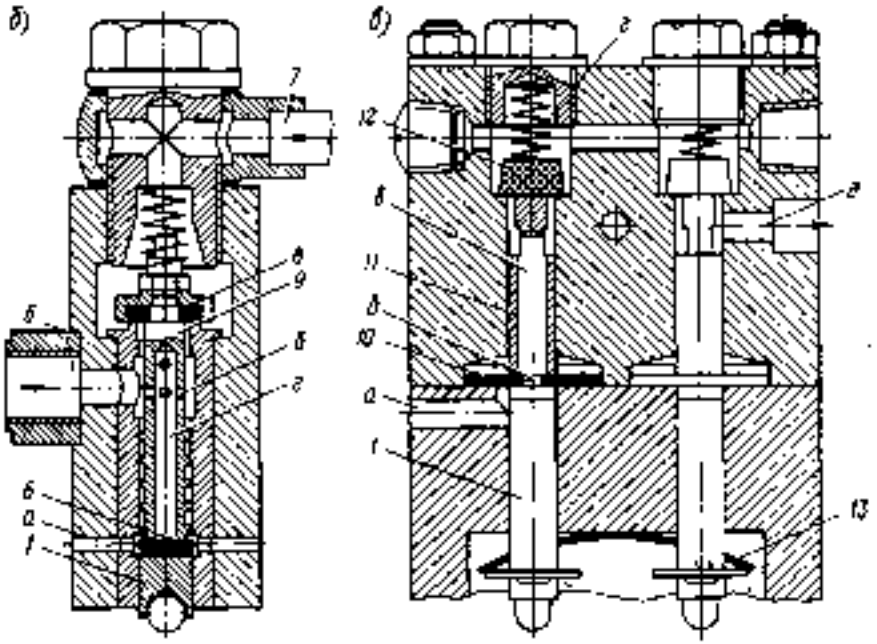
ством и с постами, установленными на крыльях мостика.

Кроме основного органа управления, воздействующего на задатчики ДАУ, на дистанционном посту должен быть предусмотрен дополнительный, которым можно остановить двигатель независимо от ДАУ. Конструкции этих дополнительных органов управления обычно элементарно просты.

§ 35. Усиление сигналов в устройствах непрямого действия

Пневматические ДУ и ДАУ. Для усиления командного сигнала используют *распределители*, открывающие доступ рабочему веществу или электроэнергии к исполнительному механизму.

В пневматических цепях преимущественно устанавливают клапаны: они обеспечивают достаточную герметичность перекрытой цепи даже при таком маловязком рабочем теле, как воздух, требуют небольших управляющих перемещений и компактны, но сложнее в изготовлении и эксплуатации, чем золотники, их нельзя выполнять многопозиционными. Клапаны должны быть самоустанавливающимися, т. е. они долж-



ны не только открывать путь сжатому воздуху в исполнительную цепь, но и обеспечивать выход воздуха из нее после посадки клапана в седло. Такие клапаны изображены на рис. 185.

В системе ДАУ, разработанной комбинатом СКЛ, применены клапаны с жестким уплотнением (рис. 185, *а*). Под действием пружины *5* клапан *4* сидит в седле корпуса *3*. Сжатый воздух поступает через отверстие *б* в полость *в* над клапаном *4*. Механизм, открывающий клапан, воздействует на толкатель *1*, поднимая его. Толкатель через золотник *2* поднимает клапан *4*, и воздух проходит через отверстие *г* в исполнительную цепь. Когда воздействие на толкатель *1* будет снято, золотник *2* под давлением воздуха на его торец опустится вместе с толкателем и пружина *5* посадит клапан в седло. Воздух, находящийся в исполнительной цепи, выйдет через вырез *д* золотника *2* и отверстие *а* корпуса. Высота выреза *д* такова, что при открытом клапане он закрыт стенкой корпуса.

Отечественные конструкции ДУ и ДАУ состоят, как правило, из клапанов с мягким (резиновым) уплотнением. В клапане *9* конструкции ЦТКБ Минречфлота (рис. 185, *б*) предусмотрена резиновая вставка *8*, которой он прижимается к седлу. Воздух поступает в полость над клапаном по трубе *7*. При набегании выступа кулачковой шайбы на ролик, завальцованный в толкателе *1*, клапан открывается и воздух проходит через отверстие *б* в исполнительную цепь. После закрытия клапана он выходит через отверстия *в*, полость *г* внутри штока клапана и отверстия *а* корпуса. Резиновая прокладка *6* уплотняет стык между толкателем и штоком при открытом клапане.

Клапан *12* (рис. 185, *в*) ДАУ конструкции завода «Двигатель революции» изготовлен из резины. Под клапаном находится полый шток *11* и толкатель *1*. При закрытом клапане шток *11* упирается торцом в мембрану *10*, в центре которой предусмотрено отверстие *б*.

Сжатый воздух поступает в полость *г* над клапаном. Когда кулачковая шайба набежит на толкатель *1*, он поднимется, перекроет центральное отверстие *б* мембраны, после чего через шток *11* поднимет клапан *12*. Воздух пройдет в исполнительную цепь через отверстие *а*, условно изображенное лишь у правого клапана (оно не совпадает с плоскостью разреза). После закрытия клапана он выйдет через по-

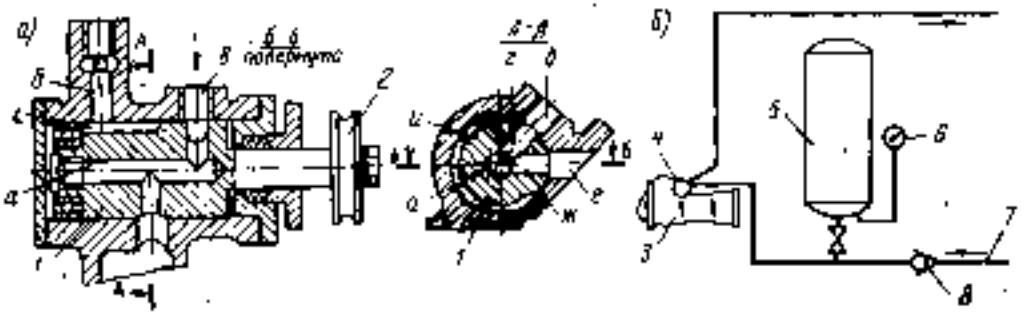


Рис. 186. Золотник и схема питания ДУ двигателя 3Д6

лость *в* внутри штока *11*, отверстие *б* мембраны *10* и каналы *а* корпуса. Пружина *13* отжимает толкатель *1* от мембраны, чтобы не было препятствия выходу воздуха.

Сжатый воздух применяют лишь в устройствах управления двигателей с воздушным пуском, при этом для работы устройства используется пусковой воздух из баллонов. Давление сжатого воздуха в управляющих пневматических системах не превышает 1,2—1,4 МПа, а иногда еще ниже (до 0,6 МПа).

В связи с этим воздух в системы ДУ и ДАУ поступает, как правило, через редукционные клапаны.

Поскольку устройство управления должно быть постоянно готово к выполнению команды, питающий баллон держат открытым в течение всего рейса.

Иногда его оборудуют клапаном с дистанционным открытием.

Гидравлические ДУ и ДАУ. В гидравлических цепях в качестве распределителей устанавливают золотники разных типов.

Например, в системах с трехпозиционным управлением применяют золотники, подобные задатчику, изображенному на рис. 180, *а*.

На рис. 186, *а* приведены разрезы трехпозиционного золотника для управления работой реверс-редуктора (ДУ двигателя 3Д6). На золотнике *1* предусмотрен шкив *2* для канатной связи с задатчиком. Центральный канал *а* золотника соединен с отверстием *в* корпуса, к которому подводится масло под давлением. От канала *а* идут два радиальных распределительных канала *г* и *ж*. На внешней поверхности золотника проточена лыска *и*, соединенная через канал *б* корпуса со сливным трубопроводом. Отверстия *д* и *е* корпуса золотника соединены с полостями исполнительного механизма (сервомотора).

На рисунке (сечение *А–А* золотник изображен в положении «Стоп»; обе полости сервомотора находятся под давлением, его поршень занимает среднее положение, когда реверс-редуктор выключен.

Для включения «Вперед» золотник поворачивают по часовой стрелке до совпадения канала *г* и отверстия *е*. Масло под давлением из осевого канала *а* по радиальному каналу *г* и через отверстие *е* корпуса поступает в первую полость сервомотора. Из второй полости оно уходит на слив через отверстие *д*, лыску *и* и канал *б* корпуса. Сервомотор включает реверс-редуктор для работы «Вперед».

При положении «Назад» совмещаются канал *ж* с отверстием *д*. Масло под давлением по каналу *ж* и через отверстие *д* поступает во вторую полость сервомотора. Из первой полости через отверстие *е* оно уходит на слив по лыске *и* и каналу *б*. Сервомотор включает реверс-редуктор на задний ход.

Для разгрузки сервомотора после занятия им крайних положений золотник дополнительно поворачивают дальше положений «Вперед» и «Назад». Лыска *и* встает против отверстий *д* и *е*, вследствие чего обе полости сер-

вомотора сообщаются со сливным трубопроводом.

Масло для гидравлических цепей управления подает насос смазочной системы двигателя. При этом работа устройства управления зависит только от двигателя. Недостаток такого способа питания состоит в том, что управляющие цепи действуют лишь при работе двигателя и его нельзя пустить и среверсировать посредством ДУ и ДАУ.

С целью повышения надежности гидравлической системы устанавливают масляный аккумулятор, обеспечивающий работу связи.

Например, при случайной остановке двигателя под нагрузкой, чтобы пустить его снова из рубки, необходимо предварительно выключить реверс-редуктор, для чего нужен хотя бы небольшой запас масла, находящегося под давлением. Простейший масляный аккумулятор (рис. 186, *б*) — это зажнутый цилиндрический сосуд *5*, содержащий воздух. При работе двигателя масло по трубе *7* поступает к золотнику *4* исполнительного механизма *3* и одновременно в аккумулятор *5*, заполняя часть его объема и сжимая воздух. Чтобы при падении давления в магистрали сохранилось давление в аккумуляторе, устанавливают невозвратный клапан *8*. Энергия масла в аккумуляторе, находящегося под давлением сжатого в нем воздуха, используется для работы исполнительного механизма *3*. Давление в аккумуляторе контролируют по манометру *6*.

В гидравлические цепи реверсивных двигателей масло подает отдельный шестеренный или винтовой электронасос. Питающий насос может быть постоянно работающим. Его включают в процессе подготовки системы ДУ и ДАУ к работе и останавливают, когда нет в них необходимости. Этот способ питания сопряжен с бесполезной затратой электроэнергии, так как основную часть времени работы насоса нагнетаемое масло сбрасывается через перепускной клапан обратно в масляный резервуар. Однако такая система питания проста в обслуживании.

§ 56. Блокировочные и корректирующие устройства

Реле остановки и реле частоты. В систему ДАУ реверсивного двигателя может быть введена команда переключения на обратный ход, т. е. задана программа: остановка двигателя, реверсирование, пуск и установление определенного режима работы. Если в процессе выполнения программы не будет обеспечена задержка процесса реверсирования и оно произойдет при еще вращающемся по инерции вале, изнашивание деталей повысится. Во избежание этого систему ДАУ оборудуют реле остановки, блокирующим реверс двигателя до тех пор, пока частота вращения вала не снизится до допустимой.

При достижении пусковой частоты вращения подача сжатого воздуха в цилиндры должна автоматически прекратиться, с тем чтобы двигатель начал работать на топливе. Для прекращения пускового режима работы двигателя и перевода его на рабочий режим в системы ДАУ устанавливают реле частоты.

В системах ДАУ предусматривают пуск двигателя с одновременным включением подачи топлива. Может быть случай, когда она включится после окончания реверсирования раньше, чем вал двигателя перестанет вращаться в прежнем направлении. Тогда в цилиндрах появятся вспышки, сопровождающиеся повышением противодействующего движению поршня давления и выбросом продуктов сгорания во впускной трубопровод, а из него в наддувочный коллектор, в машинное отделение. Такое явление называют «опрокидыванием» двигателя. Во избежание этого устанавливают реле направления вращения, блокирующее включение подачи топлива после реверсирования до тех пор, пока вал двигателя не начнет вращаться в заданном направлении. Реле направления вращения предусмотрено не во всех ДАУ.

Обычно перечисленные реле конструируют в одном узле, называемом объединенным реле. Встречаются объ-

единенные реле частоты и остановки, объединенные реле частоты и направления вращения, объединенные реле частоты, остановки и направления вращения.

В электрических ДАУ для работы реле остановки и реле частоты, замыкающих и размыкающих нужные цепи, должен быть использован ток от тахогенератора. В пневматических системах ДАУ применяют, как правило, центробежные реле. Такого типа реле конструкции ЦТКБ Минречфлота изображено на рис. 187.

Реле предназначено для того, чтобы закрывать клапан *6* при достижении пусковой частоты вращения и открывать его после остановки двигателя. К корпусу клапана по трубе *5* поступает сжатый воздух из баллона, а через штуцер *7* — в управляющую цепь ДАУ. При закрытом клапане *6* сжатый воздух в ДАУ не проходит, трубопровод ДАУ сообщен с атмосферой через вырез в корпусе *8*.

Полый вал *23* реле приводится в движение клиноременной передачей от коленчатого вала двигателя через шкив *22*. На валу *23* укреплена траверса, несущая насаженные на пальцы *3* грузы *4*. Их рычаги *2* могут передвигать толкатель *24*, расположенный внутри вала *23* и нагруженный пружиной *21*, прижимающей к торцу толкателя конец рычага *20*. Осью качания рычага *20* служит палец *15*. На этот же палец между щеками *16* рычага *20* свободно насажен вильчатый рычаг *12*. Во внешнюю щеку его вилки ввернут винт *17*, упирающийся в ребро рычага *20*. В верхнем плече рычага *12* предусмотрен упорный винт *13*, которым рычаг *12* через колпачок *11*, пружину *10* и шток *9* может закрывать клапан *6*.

В неработающем двигателе реле находится в положении, изображенном на рисунке. Под действием пружины *21* толкатель *24* и рычаг *20* занимают крайнее левое положение. Давлением воздуха, подведенного по трубе *5*, клапан *6* сдвинут вправо до упора в торец корпуса, т. е. открыт. Воздух поступает в управляющую цепь. Когда двигатель разовьет пусковую частоту вращения, грузы *4* под действием центробежной силы разойдутся, толкатель *24* повернет рычаг *20* вправо, а последний, нажав на винт *17*, повернет против часовой стрелки вильчатый рычаг

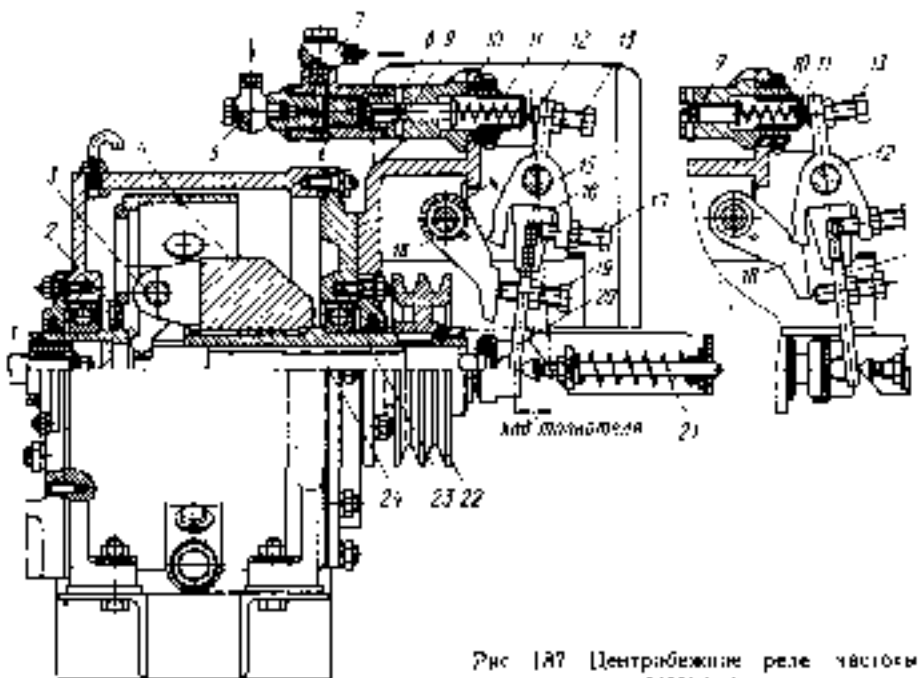


Рис. 187. Центробежное реле частоты и остановки

12. Сжавшаяся пружина *10* сдвинет влево шток *9*, который прижмет клапан *6* к седлу, перекрыв выход воздуха из трубы *5*. Одновременно штуцер *7* будет соединен с атмосферой через вырез в корпусе *8*, и воздух выйдет из трубопровода ДАУ. Пуск двигателя с помощью воздуха прекратится. Подача топлива в этой системе ДАУ включается независимо от реле частоты.

При закрытом клапане *6* рычаг *12* подпирает защелка *18*, поворачивающаяся против часовой стрелки под действием пружины *14*. Когда двигатель начнет останавливаться и центробежная сила, действующая на грузы, уменьшится, пружина *21* возвратит механизм в первоначальное положение. Однако рычаг *12* некоторое время останется подпертым защелкой *18*. Только когда частота вращения вала двигателя станет допустимо малой, винт *19* рычага *20* сбросит защелку *18*, и клапан *6* быстро откроется. Момент его открытия регулирует винт *19*. Вал *1* предназначен для привода тахогенератора.

Работа реле частоты и остановки зависит от давления масла, создаваемого циркуляционным насосом, т. е. параметра, зависящего от частоты вращения вала. Например, так работает реле частоты и остановки в гидравлических ДАУ двигателей 8НФД36У. Оно служит для открытия и закрытия разгрузочного клапана *2* (рис. 188), управляющего открытием главного пускового клапана (ГПК) дифференциального типа.

В реле предусмотрены два поршня: верхний *4* (большего диаметра) и нижний *5* (малого диаметра). В полость над поршнем *4* по трубе *1* поступает масло из системы двигателя, а в полость под поршнем *5* по трубе *6* — масло от золотника управления пуском ДАУ. При неработающем двигателе давления масла на поршень *4* нет, и под действием пружины *3* он находится в нижнем положении. Клапан *2* соединяет полость над главным пусковым клапаном с полостью под ним, в связи с чем ГПК закрыт.

При пуске двигателя по трубе *6* подается масло из системы питания ДАУ под поршень *5*. Поршень, поднимаясь, поднимает поршень *4* и клапан *2*, который перекрывает доступ воздуху из полости над ГПК и открывает выход воздуху из полости над ним в атмосферу. Главный пусковой клапан открывается, и начинается пуск двигателя. Когда двигатель разовьет достаточно высокую частоту вращения, сила от давления масла из смазочной системы его на поршень *4* сверху станет больше силы, действующей на поршень *5* снизу.

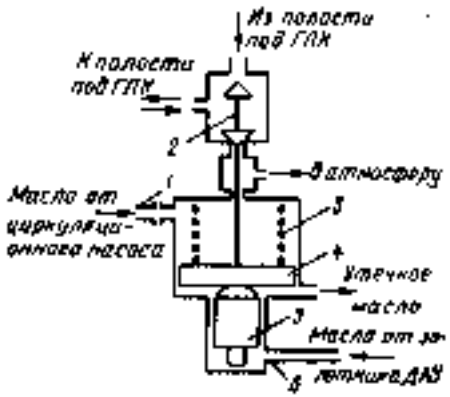


Рис. 188. Реле, срабатывающее от изменения давления масла

Поршни и клапан *2* опустятся, ГПК закроется. Нетрудно видеть, что это же реле будет блокировать пуск двигателя воздухом до его фактической остановки, т. е. до падения давления над поршнем *4*.

Реле частоты, остановки и направления вращения. В электрических ДАУ обмотку реле, контакт которого замыкает цепь включения подачи топлива, можно питать от тахогенератора постоянного тока через полупроводниковые приборы. Тогда реле сработает лишь при определенной полярности питания, т. е. при определенном направлении вращения тахогенератора.

В гидравлических ДАУ речного флота реле направления вращения не встречаются. Реле направления вращения, предусмотренные в некоторых пневматических ДАУ, срабатывают от механического воздействия или от давления в полостях масляного насоса.

На рис. 189 изображено механическое реле частоты, остановки и направления вращения конструкции завода «Двигатель революции». Оно предназначено для управления: клапаном реле остановки (по заводской терминологии — реле I ступени), находящимся в корпусе *21*; после открытия этого клапана начинается торможение двигателя пусковым воздухом, а затем пуск; клапаном реле частоты, находящимся в корпусе *15* (по заводской терминологии — реле II ступени), после закрытия которого прекращается пуск; клапанами «Вперед» *6* и «Назад» *7*. В открытом состоянии они блокируют

включение подачи топлива при задании команды на соответствующий ход.

В каждом из клапанов реле частоты и остановки предусмотрены две тарелки: нагрузочная *22* и выпускающая *24*. При неработающем двигателе пружины *14*, действующие через рычаги *26*, *11* на толкатели *25*, держат клапаны в нижнем положении, когда выпускающие тарелки *24* прижаты к седлу, а нагрузочные *22* отжаты от него — клапаны открыты для прохода сжатого воздуха в исполнительные цепи.

Для закрытия клапанов использован принцип расхождения грузов при вращении: центробежная сила действует на две пары грузов с разной массой. Масса грузов *2* реле остановки меньше массы грузов *20* реле частоты. Обе пары грузов вращаются с валом *1*, связанным с коленчатым валом, и воздействуют на одну и ту же муфту *18*. У торца пальца *17*, соединенного с муфтой *18*, находятся упорные винты *16*, ввернутые в рычаги *23* и *19*. Поскольку рычаги *23* и *26*, *11* и *13* жестко насажены попарно на свои валики, эти пары представляют собой по сути угловые рычаги. Винты *16* ввернуты так, что между ними и торцом пальца *17* существуют разные зазоры: у винта реле остановки 3 мм, у винта реле частоты 0,03—0,05 мм.

Как было изложено, при неработающем двигателе клапаны реле частоты и остановки открыты, в связи с чем пуск двигателя возможен. Когда после пуска двигатель наберет пусковую частоту вращения, грузы *20* реле частоты разойдутся до их упора в стенку стакана *19* и сдвинут муфту *18* и палец *17* вправо на расстояние, не превышающее 3 мм. Пара рычагов *11*, *13* повернется против часовой стрелки (пружина *14* при этом растянется), и рычаг *11* освободит толкатель клапана реле частоты. Клапан закроется, после чего подача сжатого воздуха на пуск прекратится. Грузы *2* реле остановки разойдутся при несколько большей частоте вращения и дополнительно сдвинут вправо муфту *18* и палец *17*. Теперь повернется против часовой стрелки пара рычагов *23*, *26*, т. е. закроется кла-

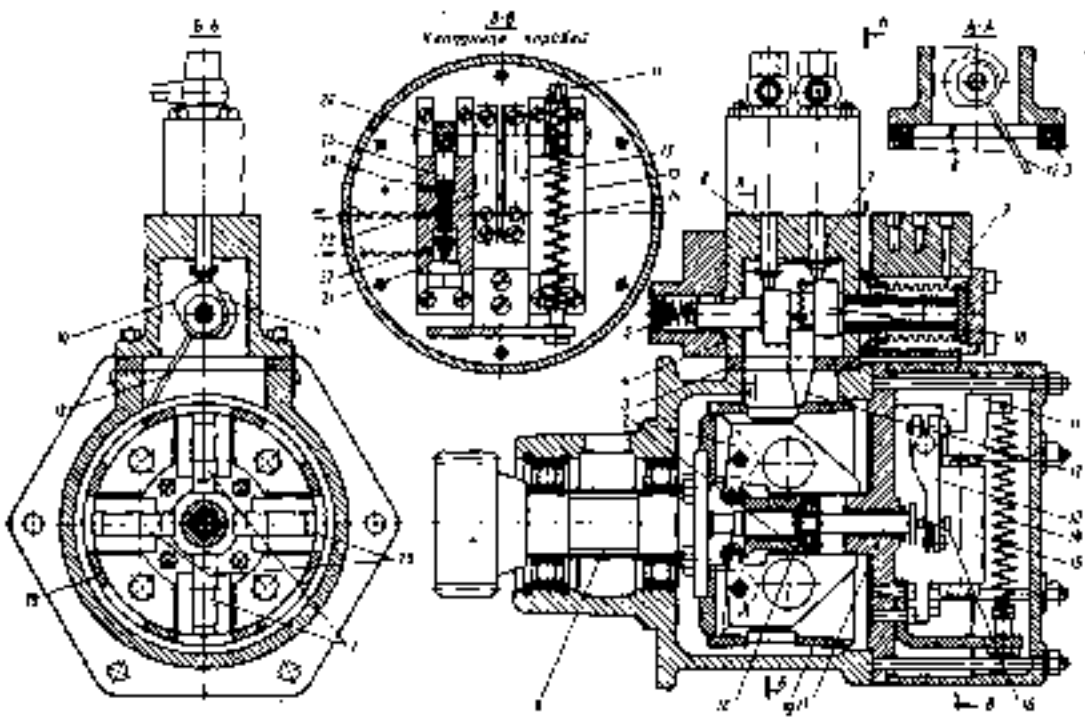


Рис 109 Реле частоты, остановки и направления вращения системы ДАУ двигателя Г60

лан реле остановки, но он при пуске закрывается вхолостую.

При остановке двигателя клапаны срабатывают в обратной последовательности. Сначала под давлением пружины *14* реле остановки, действующей через рычаги *26*, *23*, палец *17* и муфту *18*, сойдутся грузы *2* и откроется клапан этого реле. Начнется торможение двигателя пусковым воздухом. При меньшей частоте вращения вала двигателя пружина *14* реле частоты дополнительно сдвинет палец *17* и муфту *18* влево благодаря тому, что сойдутся грузы *20*. Рычаг *11* откроет клапан реле частоты, в связи с чем включится реле направления вращения.

Клапаны *6* и *7* реле направления вращения открывают кулачковые шайбы *4* и *10*, образующие вместе с рычагом *12* единый блок, который может передвигаться вдоль оси и поворачиваться. При работе двигателя пружина *5* удерживает блок в правом положении, причем рычаг *12* лежит на выступе *8* плиты *3*. Когда к сильфону *9* поступает сжатый воздух от клапана реле частоты, сильфон сожмется и сдвинет кулачковые шайбы *10* и *4* влево. Рычаг *12* сойдет с выступа *8* и ляжет своим концом на поверхность стакана *19*. Теперь конец рычага *12* будет западать в вырезы стакана *19*, что вызовет поворот шайб.

Реле изображено на рис. 189 в таком положении, когда клапан *6* закрыт. Это означает, что двигатель до остановки работал вперед. Если он снова будет пущен вперед, то стакан *19* начнет вращаться против часовой стрелки (сечение *Б—Б*). Хотя при таком вращении конец рычага *12* и станет западать в вырезы стакана, кулачковые шайбы *10*, *4* останутся в том же положении: они уже повернуты по часовой стрелке в крайнее положение. Клапан *6* останется закрытым, и в командной цепи «Вперед» препятствия включению подачи топлива не будет. Если же дать команду «Назад», то в начальный момент сжатый воздух, проходящий через открытый клапан *7*, заблокирует включение подачи топлива цепью заднего хода. Стакан *19*, начав

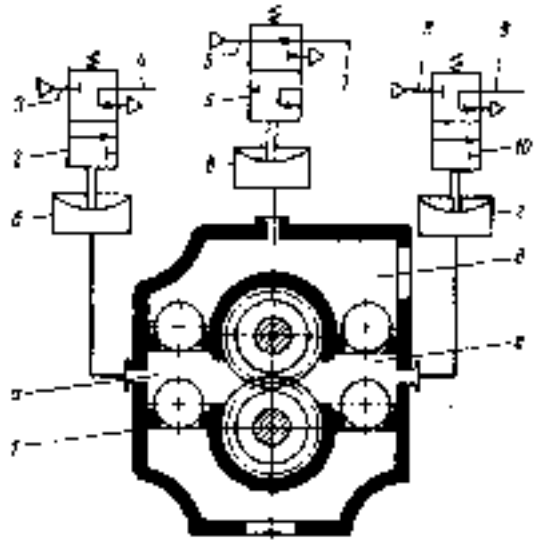


Рис. 190. Схема датчика объединенного реле на базе смазочного насоса

вращаться по часовой стрелке, повернет рычаг *12* и шайбы *10*, *4* против часовой стрелки. Клапан *7* закроется (а клапан *6* откроется), и блокирование подачи топлива окажется снятым.

Как было сказано, реле частоты и остановки может работать от давления масла, создаваемого циркуляционным насосом. Если же использовать также давление в полостях реверсивного насоса, то реле будет реагировать и на направление вращения.

В ДАУ «Нева», разработанном ЦТКБ Минречфлота для двигателей НФД48У, к масляному насосу *1* (рис. 190) присоединены мембранные камеры трех сервоклапанов. На рисунке сервоклапаны показаны условно в виде совокупности мембранных камер *б*, *в*, *г* и распределителей *2*, *6*, *10*, которые в соответствии с их конструкцией будут в дальнейшем называться клапанами.

Через клапан *6* по трубе *5* в трубу *7* проходит воздух, управляющий пуском. Следовательно, этот клапан является исполнительным органом реле частоты и остановки. Его мембранная камера *в* сообщена с полостью нагнетания *б* масляного насоса. Если двигатель не работает и давления масла в полости нет, то проход воздуха через

клапан *6* возможен, он открыт. При работающем двигателе масло, поступающее под давлением из полости *д* в мембранную камеру *а*, передвинет распределитель (нужно мысленно переместить нижний квадрат так, чтобы он встал на место верхнего), проход для воздуха из трубы *5* перекроется, при этом труба *7* сообщается с атмосферой, клапан *6* закроется и воздух выйдет из трубы *7* в атмосферу. Таким образом, пуск двигателя станет возможным только тогда, когда упадет давление в полости *д*, т. е. когда частота вращения шестерен насоса *1*, приводимых в движение от коленчатого вала, окажется незначительной. В данном случае сочетание полости *д* насоса с мембранной камерой *а* и клапаном *6* сработало как реле остановки. Это же сочетание представляет собой и реле частоты. В начале пуска двигателя клапан *6* открыт, но когда будет достигнута пусковая частота вращения, давление в полости *д* повысится настолько, что мембранная камера *а* закроет клапан *6*. Пусковой режим прекратится.

Клапаны *2* и *10* являются исполнительными органами реле направления вращения. Они предназначены для

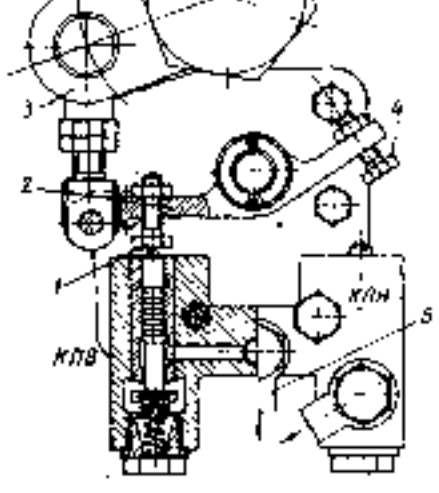


Рис. 191. Устройство блокирования пуска до передвижения распределительного вала

пропуска сжатого воздуха, удерживающего механизм регулирования в положении нулевой подачи топлива и одновременно обеспечивающего быструю остановку двигателя. Мембранные камеры *б* и *г* клапанов сообщены с полостями *а* и *е* слева и справа от шестерен насоса *1*.

Предположим, что через клапан *10* проходит воздух цепи включения подачи топлива и быстрого торможения двигателя при реверсировании назад. Пока вал двигателя вращается в направлении «Вперед», полость *г* находится под давлением, следовательно, клапан *10* открыт (нижний квадрат сдвинут на место верхнего, и воздух из трубы *8* может проходить в трубу *9*). При команде «Назад» сжатый воздух из трубы *8* пройдет через этот клапан в трубу *9*, подача топлива выключится и двигатель затормозится. После остановки его давление в полости *г* исчезнет, клапан *10* закроется. Препятствий пуску и включению подачи топлива для работы «Назад» не будет.

Аналогично работает реле с клапаном *2*. Например, при маневре «Назад — Вперед» до остановки двигателя под давлением будет полость *а* и тормозящий воздух пройдет через клапан *2*, т. е. из трубы *3* в трубу *4*. После остановки его клапан *2* закроется и разрешит включение подачи топлива для работы «Вперед».

Блокирование операций. В каждой системе ДАУ реверсивного двигателя должны быть устройства, обеспечивающие выполнение последующей операции лишь по окончании предыдущей. В электрических цепях такими устройствами являются конечные выключатели. Широко применяется также блокирование обмоток одних реле контактами других.

В пневматических и гидравлических цепях блокирование применяют преимущественно для реверсирования и пуска. Прежде всего в случае изменения направления вращения двигателя необходимо *блокировать пуск до окончания реверсирования.*

Обычно такие блокировочные устройства механически связаны с распределительным валом.

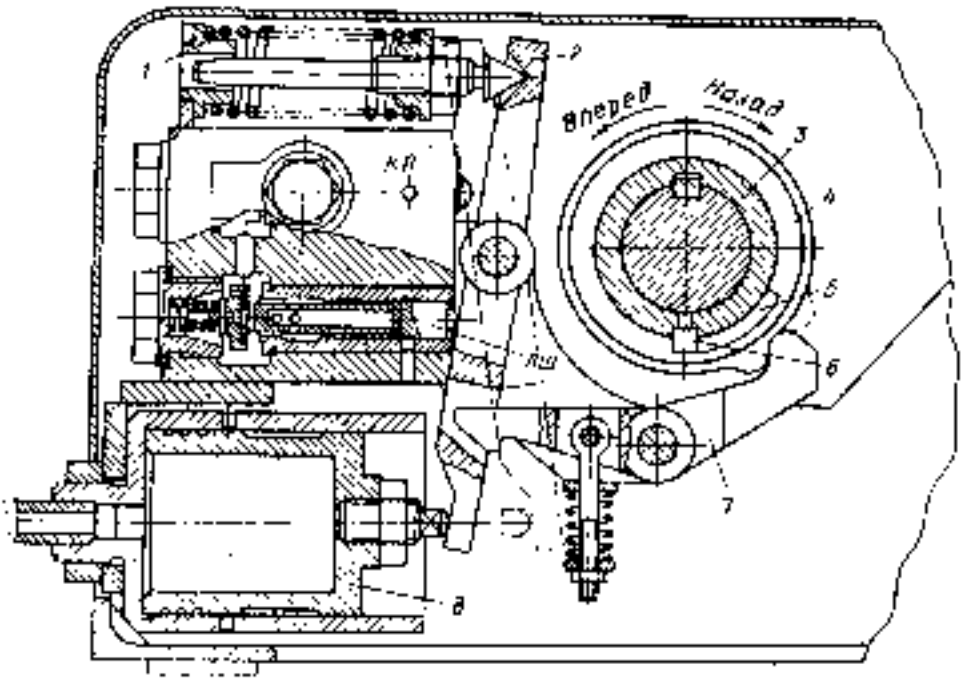


Рис. 192. Манипулятор

Так, в электрических ДАУ двигателей НФД4КУ предусмотрены отдельные клапаны для пуска «Вперед» и для пуска «Назад», открываемые приводом от распределительного вала (рис. 192). В зависимости от направления поворота маховика двигателя открывается клапан хода вперед или клапан хода назад. Сжатый воздух из баллона реверса и одновременно к клапану пуска вперед (КПВ) или клапану пуска назад (КПН). Эти клапаны открывают упорные кулачки 1 и 4 рычага 2, который можно поворачивать рычагом 3 валика сервомотора реверса. На рисунке рычаг 3 находится в положении, соответствующем ходу вперед. При пуске двигателя сжатый воздух «Вперед» сжатый воздух, поступающий под КПВ, проходит в трубу 5 и далее не открытое КПК, так как КПВ открыт. Если же при этих условиях машинист откроет клапан хода назад, то сжатый воздух поступит под КПН, который тоже закрыт. В конце реверсирования рычаг 3 сервомотора реверса поднимет левый конец рычага 2 и пальцем 4 откроет КПН. Воздух по трубе 5 пойдет в систему пуска. Теперь закроется КПВ, и в случае пуска вперед повторится тот же процесс блокирования пуска и сложения с реверсированием.

Встречаются блокировочные устройства с пневматическим приводом.

На рис. 192 изображен манипулятор пневматического ДАУ двигателя 1С275Л. Назначение манипулятора — обеспечить блокирование пуска и снять его после окончания реверсирования. В нем два клапана: клапан пуска *КП* и клапан реверса *ЛШ* (подъем штанг). Открытием клапанов по пришиту «Или ...» управляет рычаг *2*, верхний конец которого нагружен пружиной *1*, а на нижний может воздействовать переключающий поршень *8*. По окончании реверсирования под поршень *8* поступает сжатый воздух, поворачивающий рычаг *2* в положение, изображенное штрих пунктиром. В этом положении его удерживает защелка *7*.

Правый конец защелки *7* прижимается к скошенной кулачковой шайбе *4* валящего устройства. Шайба *4* свободно сидит на втулке *3* и связана с ней лишь цапфой *6*, входящим в паз *5* шайбы *4*. Если выступ кулачковой шайбы находится в положении, показанном пунктиром, и вал задвижки будет повернут в направлении «Вперед», то штифт *6* не повернет шайбу *4* и машинист не сработает. Произойдет пуск двигателя. Если же повернуть вал в направлении «Назад», то штифт *6* повернет шайбу *4* и ее выступ сбросит защелку. Освободившийся рычаг *2* будет повернут пружиной *1* и он откроет клапан *ЛШ*. Начнется реверсирование, по окончании которого воздух поступит под поршень *8* и займет его правое. Поршень повернет рычаг *2*, клапан *ЛШ* закроется, клапан *КП* откроется, и воздух пойдет на пуск. Рычаг *2* встанет на защелку *7*.

Иногда необходимо задержать пуск двигателя непосредственно после реверсирования. Это нужно для того,

чтобы после передвижения распределительного вала успел войти на реверсивного устройства воздух, открывающий на время реверсирования пусковые клапаны цилиндров (двигатели НФД48У). Такая задержка пуска возможна при установке блокировочного сервоклапана.

Согласно Правилам Речного Регистра РСФСР у нереверсивных двигателей, оборудованных дистанционным пуском, должно быть предусмотрено блокирование, исключающее их пуск без предварительного прокачивания маслом. На рис. 193 изображена схема блокирования у двигателей 6Ч12,5/14.

Главный пусковой клапан 3 открывает шток поршня пневмоцилиндра 2, в который поступает сжатый воздух от дистанционного клапана управления пуском. Однако на пути этого управляющего воздуха стоит клапан 1, открываемый штоком мембранной камеры а в том случае, если мембрана находится под давлением масла. Таким образом, если перед пуском был включен прокачивающий насос и в камере а есть давление масла, клапан 1 будет открыт и пуск состоится, если же прокачивающий насос не был включен, сжатый воздух от клапана управления пуском в пневмоцилиндр 2 не пройдет и клапан не откроется.

Устройства дистанционного автоматизированного управления нереверсивных двигателей обычно не оборудованы реле частоты и остановки. Программа управления реверсированием гребного вала построена так: вначале уменьшают до минимальной подачу топлива в двигатель, затем выключают реверс-редуктор, включают его на обратный ход и лишь когда этого увеличивают подачу топлива до заданной. Следовательно, даже без реле остановки переключение работы двигателя на обратный ход произойдет при пониженной частоте вращения вала, как и требуют правила эксплуатации двигателей. Иногда при резком задании команды, связанной с реверсированием двигателя, может оказаться, что в момент включения реверс-редуктора гребной вал вращается по инерции в прежнем направлении с большой частотой. При таком переключении повышается изнашивание деталей муфты трения реверс-редуктора, не исключена их поломка. Однако в нормальной обстановке реверсирование с полного и даже со среднего хода выполнять нельзя. В аварийной обстановке такое реверсирование делать приходится, потому что нельзя задерживать и реле остановки, даже если оно есть, не должно лишать маневр экстренности.

С учетом всего ДАУ нереверсивных двигателей лишь иногда предусматривают короткую задержку выполнения команды на момент включения реверс-редуктора. Целесообразность ее вытекает из того, что муфта трения реверс-редуктора обычно включается под давлением масла. В момент включения давление масла снижается. Начальное сжатие деталей муфты будет слабым. Если исполнительный механизм работает безостановочно, то в момент падения давления масла уже начнет увеличиваться подача топлива, т. е. повышаться частота вращения. Это может вызвать проскальзывание одних деталей муфты трения относительно других, сопровождающееся быстрым их изнашиванием.

Во избежание проскальзывания в гидравлических системах ДАУ двигателей ЧСП18/22 завода «Дальдизель» установлен блокировочный золотник (рис. 194).

Через канал а корпуса золотника проходит масло, под давлением которого работает исполнительный механизм. К торцу золотника 3 по трубе 4 подведено масло, включающее реверс-редуктор. При нормальном давлении масла золотник находится в таком положении, при котором пружина 1

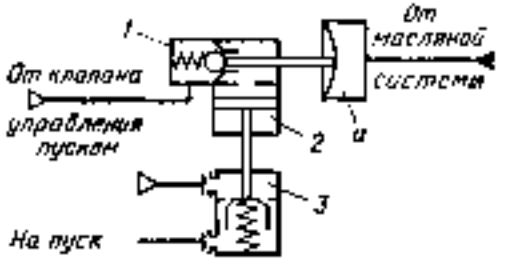


Рис. 193. Реле давления масла, блокирующее пуск двигателя

сжата. Когда в момент включения реверс-редуктора давление в трубе *4* понизится, пружина *1* сдвинет золотник вправо и его поясок *2* перекроет канал *а*. Работа исполнительного механизма не прекратится до тех пор, пока давление масла в реверс-редукторе, т. е. в трубе *4*, не восстановится и золотник не будет снова сдвинут влево.

Коррекция при пуске. Одной из наиболее ответственных операций при дистанционном управлении является пуск двигателя. Он должен быть безотказным при минимальном расходе сжатого воздуха. Вредное влияние пускового режима на изнашивание деталей необходимо свести до минимума.

В целях обеспечения безотказности пуска и экономии сжатого воздуха при дистанционном и автоматизированном управлении обычно предусматривают включение подачи топлива с началом пуска. В тех случаях, когда включение подачи топлива может задерживаться (в частности, при регуляторе непрямого действия), механизм регулирования оборудуют специальным устройством в виде, например, пневмоцилиндра с возвратной пружиной, называемого цилиндром долевой подачи (ЦДП) или ускорителем пуска. Когда начинается пуск, пусковой воздух поступает в ЦДП, поршень которого, непосредственно воздействуя на особый упор тяги регулирования ТНВД, сдвигает его в положение небольшой подачи топлива. После окончания пуска воздух выходит, возвратная пружина снимает воздействие ЦДП, и тяга занимает положение, определяемое выходным рычагом регулятора.

Для экономии пускового воздуха иногда ограничивают пусковой режим по времени. С этой целью в пневматических схемах ДАУ двигателей НФД48У устанавливают реле времени (рис. 195), состоящее из клапана *6*, мембранной камеры *5* и дросселя *7*.

Главный пусковой клапан *9* открывается при перестановке в верхнюю позицию клапана *3*, когда воздух из полости *а* над ГПК *9* выходит по трубе *4* через клапан *3*. Для переустановки клапана *3* предназначен пневмоци-

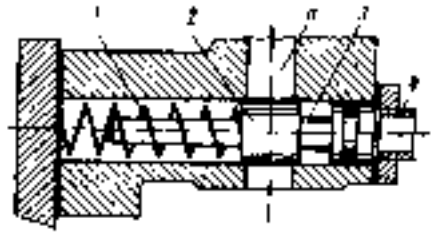


Рис. 194. Блокировочный золотник

линдр *1* с возвратной пружиной, причем сжатый воздух поступает в пневмоцилиндр из системы дистанционного клапана управления пуском через клапан *6*.

После открытия клапана управления пуском воздух пройдет через клапан *6* и трубу *8* в пневмоцилиндр *1*. Поршень пневмоцилиндра переставит в верхнюю позицию клапан *3*, воздух из полости *а* над главным пусковым клапаном *9* выйдет, и ГПК откроется. Сжатый воздух пойдет на двигатель и одновременно по трубе *5* в мембранную камеру *5*. Вследствие прогиба мембраны клапан *6* будет переставлен в нижнюю позицию и воздух будет выходить из пневмоцилиндра *1* по трубе *8* через клапан *6* к дросселю *7*. После выхода воздуха возвратная пружина переведет клапан *3* в нижнюю позицию, в полость над ГПК *9* по трубам *2* и *4* поступит сжатый воздух, и клапан *9* закроется. Следовательно, продолжительность пуска (продолжительность открытия ГПК) равна времени, в течение которого воздух из пневмоцилиндра *1* выйдет через дроссель *7*. Пло-

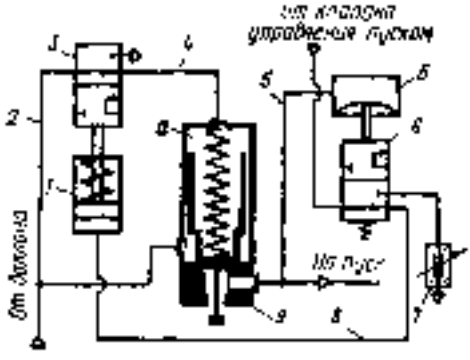


Рис. 195. Пневматическое реле времени (в отравленном)

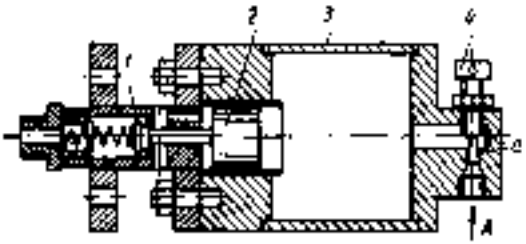


Рис. 196. Пневматическое реле времени по заполнению

щадь поперечного сечения дросселя подбирают так, чтобы был обеспечен надежный пуск дизеля.

Работа описанного реле времени основана на выходе воздуха из цилиндра *1*. Встречаются реле, в которых пуск ограничен временем, необходимым для наполнения воздухом какого-то объема.

Так, в ДАУ двигателя 8НФД48-2АУ после открытия ГПК, т. е. с началом пуска, сжатый воздух поступает по стрелке *А* (рис. 196) через дроссельное отверстие *а* в цилиндр *3*, оказывая давление на поршень *2*. Когда это давление станет достаточно высоким, поршень сдвинется влево и откроет клапан *1*, соединенный с цепью управления пуском двигателя. Воздух из цепи выйдет, обусловливая окончание пуска. Продолжительность пускового режима зависит от времени наполнения цилиндра *3*, а последнее — от площади проходного сечения отверстия *а*, регулируемого винтом *4*.

Выше был рассмотрен процесс блокирования пуска неостывшего двигателя до включения прокачивающего масляного насоса. Включение его является дополнительной, значит, нежелательной операцией пуска. Поэтому в некоторых системах ДУ и ДАУ предусматривают автоматическое прокачивание двигателя маслом при пуске.

На рис. 197 изображена схема устройства для предпускового прокачивания маслом двигателей 6ЧСП18/22. У поршней пневмоцилиндра *1* и масляного цилиндра *3* общий шток. К пневмоцилиндру *1* поступает воздух от ГПК. Масляный цилиндр *3* через подпружиненные обратные клапаны *4* и *5* соединен со смазочной системой двигателя. Во время работы дизеля масляный цилиндр *3* заполнен маслом, поступающим из магистрали через клапан *5*, причем под давлением масла поршни сдвигаются влево. После остановки дизеля в цилиндре *3* остается масло. При пуске сжатый воздух от ГПК поступает в пневмоцилиндр *1*, и под его давлением поршни сдвигаются вправо. Масло, находившееся в цилиндре *3*, через клапан *4* поступает в смазочную систему, затем к узлам трения. После окончания пуска цилиндр *3* снова заполняется маслом.

Пневмоцилиндр *1* может быть включен в пусковой трубопровод параллельно и последовательно. В последнем случае его оборудуют трубой *2*, через которую сжатый воздух от ГПК проходит в пусковую магистраль двигателя. При таком включении пуск дизеля начнется не раньше, чем будет подано какое-то количество масла из цилиндра *3* в магистраль.

Рассмотренное устройство можно применять и в реверсивных двигателях, так как цилиндр *3* заполняется маслом достаточно быстро, чтобы обеспечить прокачивание двигателя при часто следующих один за другим пусках.

Коррекция при реверсировании. Согласно Правилам Речного Регистра РСФСР время реверсирования, т. е. период от момента перекладки органа управления до начала устойчивой работы двигателя с противоположной по направлению силой упора, не должно превышать на полном ходу 25 с, на малом — 15 с. При таком реверсировании неостановленного двигателя во избежание его «опрокидывания» необходимо обеспечить быстрое выключение подачи топлива и энергичное тор-

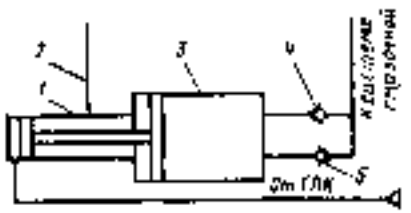


Рис. 197. Схема предпускового прокачивания двигателя маслом

ложение вала перед пуском на обратный ход.

Для быстрого выключения подачи топлива можно использовать механические связи, но тогда должно быть предусмотрено специальное положение органа управления для аварийного маневра. Чтобы обойтись без этого, иногда применяют пневмоцилиндры с возвратной пружиной, называемые цилиндрами нулевой подачи (ЦНП). Они действуют подобно ЦДП, но в обратном направлении: при реверсировании сжатый воздух направляется в ЦНП, шток которого выводит тягу топливных насосов в положение нулевой подачи. Обычно ЦНП включают последовательно, в связи с чем реверсирование начнется только после того, как сработает ЦНП. После окончания реверсирования пружина снимает воздействие ЦНП на механизм регулирования.

При аварийном маневре реверсирование начинают в то время, когда вал двигателя еще вращается по инерции в прежнем направлении. Перед пуском двигателя такое вращение вала следует остановить торможением. Для чего необходимо начать пуск двигателя на обратный ход до того, как прекратится инерционное вращение вала в прежнем направлении. Пусковой воздух сначала будет тормозить вал двигателя, затем начнет раскручивать его в обратную сторону.

Использование такой меры приводит к появлению в цилиндре повышенных давлений, что вызывает быстрое изнашивание деталей и перерасход пускового воздуха. В связи с этим начали применять и механическое торможение путем установки тормоза у маховика.

На рис. 196 изображен тормоз маховика пневматической ДАУ двигателей НФД48У. Колодка *1* тормоза прикреплена винтами *2* к фланцу поршня *7*, находящегося внутри цилиндра *10* и уплотненного резиновой манжетой *9*. Возвратная пружина *6* имеет упор *3*, соединенный пальцем *4* с цилиндром *10*. В месте прохода пальца *4* в стенке поршня *7* предусмотрен продолговатый вырез *a*. Цилиндр *10* крепят к набору корпуса судна.

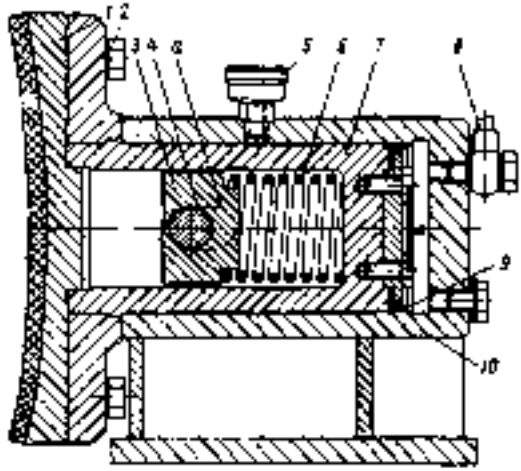


Рис. 196. Тормоз конструкции ЦТКБ Минречфлота

В нормальном положении поршень *7* возвратной пружиной вдвинут внутрь цилиндра *10*, как это показано на рисунке. При аварийном маневре в цилиндр *10* по трубе *8* поступает сжатый воздух. Под его давлением поршень *7* выдвигается из цилиндра и прижимает колодку *1* к ободу маховика. После выхода воздуха пружина *6* вновь вдвигает поршень *7* внутрь цилиндра.

Чтобы исключить одностороннее действие на маховик, устанавливают два диаметрально противоположных тормоза. Поршень *7* смазывают колпачковой масленкой *5*.

В целях упрощения схемы ДАУ включение тормоза маховика должно быть таким, что первый будет действовать и при нормальном реверсировании.

Колодочные тормоза применяют в отечественных системах ДАУ, ленточные — в зарубежных.

Ускорение разгрузки пневмомеханизмов. Как было отмечено выше, в пневматических цепях применяют регулирующие клапаны. Однако при большой вместимости трубопроводов выход воздуха через распределительные клапаны может быть недопустимо медленным. В тех случаях, когда необходимо быстро снять давление (например, при растормаживании маховика), устанавливают клапаны быстрой разгрузки (клапаны сбро-

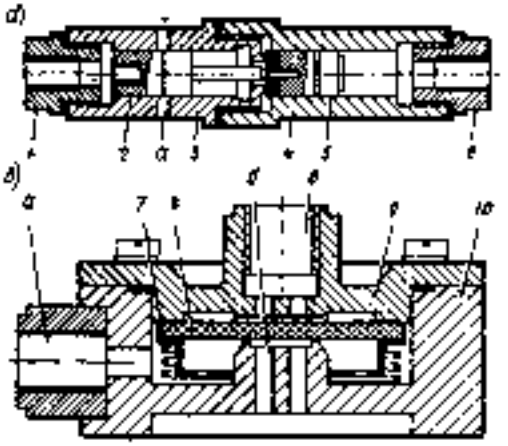


Рис 199 Клапаны быстрой разгрузки

а) золотникового и мембранного типов

Клапан быстрой разгрузки золотникового типа изображен на рис 199, *а* Внутри ввернутых один в другой корпусов *4* и *3* соответственно расположены золотник *2* и клапан *5* Через штуцер *6* к клапану *5* подведен воздух от клапана управления Штуцер *1* соединен с трубопроводом исполнительной цепи мембранного механизма, в котором необходимо быстро сбросить давление Когда откроется клапан управления, сжатый воздух пройдет не только в исполнительную цепь, но и к клапану *5*, передвинет его вместе с золотником *2* влево Во время действия исполнительного механизма к золотнику *2* через штуцер *1* также поступит сжатый воздух, однако вследствие равенства давлений слева (на золотник *2*) и справа (на клапан *5*) золотник не сдвинется

После закрытия клапан управления начнет выпускать воздух из трубопровода, в связи с чем давление справа на клапан *5* понизится Вследствие разности давлений золотник *2* и клапан *5* передвинутся вправо, открывая выход воздуху из исполнительного механизма через штуцер *1* и отверстия *а* корпуса *3*

Более надежны в работе клапаны быстрой разгрузки мембранного типа (рис 199, *б*) Внутри корпуса *10*, закрытого крышкой *9*, находится мембрана *8*, прижатая по контуру к крышке *9* пружиной *7* Через отверстие *в* крышки к мембране поступает сжатый воздух от клапана управления В отверстие *а* корпуса ввернут штуцер трубы, соединенный с исполнительным механизмом При открытии клапана управления сжатый воздух отжимает края мембраны *8* и через отверстие *а* проходит к исполнительному механизму После закрытия клапана управления давление над мембраной *8* понизится Под давлением воздуха снизу и под давлением пружины *7* мембрана снова будет прижата к крышке *9*, причем средняя часть ее под давлением воздуха прогнется вверх Воздух из исполнительного механизма через отверстия *б* выйдет в атмосферу

§ 57. Устройства для беспозиционного слежения. Исполнительные механизмы

Устройства слежения при электрическом управлении подачей топлива. Согласно ГОСТ 18174—83 подача топлива должна изменяться беспозиционно (бесступенчато) Для этого необходимы не только беспозиционные задатчики, но и устройства беспозиционного слежения

В качестве беспозиционных электрических задатчиков на речном флоте используют сельсины и поворачивающиеся микровыключатели Если в системе ДАУ предусмотрен задатчиком сельсин *СсД* (рис 200), то он работает в паре с сельсином-приемником *СсП* в трансформаторном режиме Обмотки ротора сельсина *СсД* соединены с одноименными обмотками сельсина *СсП* Обмотка возбуждения *ОВ* сельсина-датчика питается переменным током, аналогичная обмотка сельсина-приемника является обмоткой управления *ОУ* и соединена с усилителем

Питаемая переменным током обмотка *ОВ* создает переменное магнитное поле, и в обмотках ротора *СсД* индуктируется ток, который поступает в обмотки ротора *СсП* Внутри сельсина-приемника появляется переменное магнитное поле, в связи с чем в обмотке

ОУ наводится переменная э. д. с. Значение и фаза ее зависят от взаимного расположения одних обмотки относительно другой и относительно обмоток статора обмоток роторов сельсинов *СсД* и *СсП*. При определенном положении роторов э. д. с. в обмотке *ОУ* будет равна нулю. Это положение называют согласованным.

При повороте ротора сельсина-датчика *СсД*, т. е. при появлении рассогласования сельсинов, в обмотке *ОУ* наводится переменная э. д. с. Значение и фаза ее зависят от значения угла поворота роторов и направления рассогласования. Следовательно, при рассогласовании на концах обмотки *ОУ* появляется ток. Усиленный ток используют для работы исполнительного механизма, выполняющего программу и одновременно поворачивающего ротор сельсина-приемника *СсП*. Когда ротор *СсП* повернется на такой же угол, на какой был повернут ротор *СсД*, наступит новое согласованное положение сельсинов, ток в обмотке *ОУ* исчезнет и исполнительный механизм остановится.

При задатчике с поворачивающимися микровыключателями слежение осуществляют сельсины, работающие в индикаторном режиме (см. § 54).

Самоследящие исполнительные механизмы с упругим противодействием. Пневматические и гидравлические беспозиционные исполнительные механизмы изготовляют самоследящими.

В § 54 были рассмотрены беспозиционные задатчики, изменяющие давление воздуха (см. рис. 182) или масла (см. рис. 183, *б*) на выходе из них. При таком принципе работы задающего устройства в исполнительном механизме устанавливают упругое сопротивление в виде пружины. Пневматические механизмы изготовляют мембранного или сильфонного типа, гидравлические — поршневого.

На рис. 201, *а* изображен мембранный пневматический беспозиционный исполнительный механизм, разработанный ЦТКБ Минречфлота РСФСР для двигателей НФД48У. Корпус *6* механизма установлен над фирменным (проектным) регулятором дви-

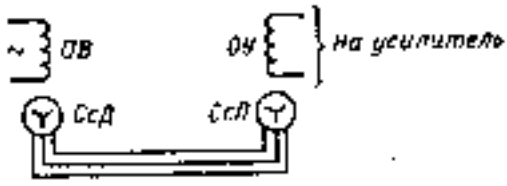
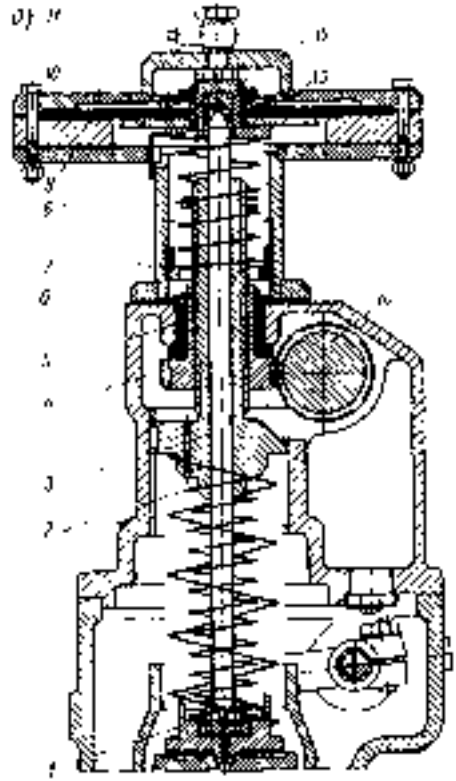


Рис. 200. Сельсины в трансформаторном режиме



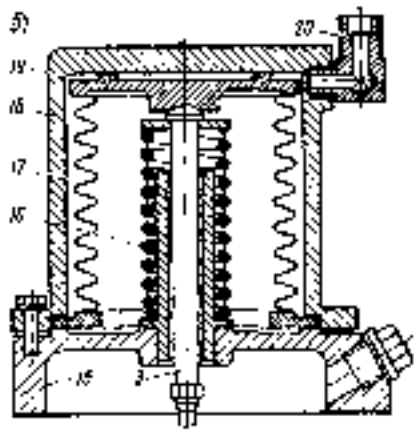


Рис. 201. Самоследящие механизм[illegible]

гателя. Резиновая мембрана *10* зажата по периметру между крышкой *13* и кольцом *9*. В центре мембраны закреплен упорный стакан *12*, нагруженный снизу пружиной *7*. Упирающийся в стакан шток *3* является выходным органом и нижним концом воздействует непосредственно на муфту *1* всережимного регулятора двигателя.

Сжатый воздух от задатчика поступает по трубе *11* и давит на мембрану *10*. Вследствие ее прогиба шток *3* опускается и сдвигает вниз муфту *1* регулятора, увеличивая подачу топлива. Смещение штока *3*, а следовательно, и муфты регулятора будет тем больше, чем выше давление над мембраной. При снижении давления пружина *7* уменьшит прогиб мембраны, разгружая шток *3*, а значит, и муфту *1* регулятора. Грузы регулятора разойдутся, в результате уменьшится подача топлива. Положение мембраны, а значит, и муфты регулятора можно определить по указателю *8*.

Механизм ручного изменения натяжения пружин *2* регулятора, состоящий из вращаемой с местного поста управления винтовой шестерни *14*, гайки-шестерни *4* и винта *5*, сохранен. Этот механизм создает натяжение пружин *2*, соответствующее пусковой подаче топлива. Следовательно, после полной разгрузки мембранной камеры (давления над мембраной *10* нет) муфта *1* останется под действием пружин *2* и регулятор не выключит подачу топлива.

Для остановки двигателя предусмотрен другой механизм, воздействующий на тягу топливных насосов, кроме регулятора.

Перемещения выходного органа у мембранных механизмов малы (в механизме на рис. 205, *а* ход штока *3* составляет 8 мм). При воздействии выходного органа непосредственно на муфту регулятора этот размер вполне достаточен. Если же исполнительный механизм должен изменять натяжение пружины регулятора, для чего необходимы значительные перемещения выходного органа, применяют механизмы сильфонного типа.

На рис. 207, *б* изображен механизм сильфонного типа ДАУ двигателя Г60. Между основанием *15* и корпусом *18* закреплен фланец сильфона *17*. На днище *19* сильфона через шток *3* действует усилие распорной пружины *16*. В верхнюю полость корпуса через угловой штуцер *20* поступает сжатый воздух, давление которого зависит от положения датчика дистанционного поста. Под давлением воздуха сильфон сжимается и штоком *3* воздействует на пружину регулятора. Если в результате перестановки органа управления дистанционного поста положение датчика изменится и давление воздуха повысится, то сильфон *17* сожмется дополнительно и шток *3*, опустившись, увеличит натяжение пружины регулятора. При понижении давления воздуха сильфон под действием пружины *16* и вследствие собственной упругости удлинится, шток *3* поднимется и натяжение пружины регулятора уменьшится.

Поршневые самоследящие гидравлические механизмы работают по тому же принципу вследствие усилия противодействующей пружины перемещение поршня будет пропорционально действующему на него давлению.

Самоследящие исполнительные механизмы с жесткой обратной связью. Рассмотренные исполнительные механизмы достаточно точно выполняют функцию самослежения потому, что их внутреннее противодействие деформации пружины – пропорционально по значению действующей силы. В связи с этим перемещение выходного органа, равное деформации пружины, пропорционального уровню входного сигнала, т. е. давлению воздуха или числа, определяющему значение действующей на пружину силы.

Выходному органу приходится преодолевать и внешнее сопротивление. Во многих случаях это сопротивление пропорционально перемещению выходного органа, и тогда оно влияет лишь на значение координаты (перемещения) выхода при данном уровне входного сигнала, не искажая общей картины зависимости между входом и выходом. Так бывает, в частности,

когда выходной орган (шток) воздействует на пружины всережимного регулятора или его муфту. Если же исполнительный механизм предназначен для поворота валика поста управления или подобных ему операций, то значение внешнего сопротивления может быть не пропорционально перемещению выходного органа. Более того, в процессе выполнения команды оно может то увеличиваться, то уменьшаться. В этом случае внешнее сопротивление искажит работу механизма, так как нарушится пропорциональность координаты выхода уровню входного сигнала.

Внешнее сопротивление не влияет на точность выполнения команды, если исполнительный механизм будет работать при постоянном, достаточном для преодоления его давлении воздуха или масла. Командным сигналом может быть перемещение распределителя (золотника), связанного с исполнительным механизмом жесткой обратной связью, как это встречается в регуляторах частоты непрямого действия.

Примером такого самосвязывающего механизма может служить гидропривод ГЭ-4 двигателей ЧСП18/22 (рис. 202). Он предназначен для поворота валика местного поста управления в целях включения и выключения генератора, изменения подачи топлива.

Выходным органом механизма является фланец 2, соединенный при включении (выключении) ДАУ с валиком поста управления. Фланец 2 привернут к торцу ротора 1, полость 11* которого находится внутри корпуса 5. К стенке корпуса прикреплена радиальная перегородка 10, в связи с чем образованы две полости а и в для масла, под давлением которого работает механизм.

В центральной расточке ротора 1 помещен золотник 4, связанный пальцем 6 с валиком 8, а штифтом 7 — с ротором 1. Валик 8, с которым золотник 4 можно кинематически связать с дистанционного поста управления, для чего предназначена лыска 9. Штифт 7 входит в канавку г золотника, участок которой направлен по винтовой линии. Если золотник 4 будет поворачиваться, то штифт 7 заставит его сдвинуться вдоль оси. Следовательно, при повороте кулачка 8 золотник не только повернется, но и сдвинется вдоль оси.

Золотник 4 управляет поступлением масла в полости а и в, подводимого из циркуляционной системы двигателя по каналу е в передней крышке 3 корпуса. Через отверстия д масло проходит к внешней кольцевой канавке з золотника, а из нее по двум осевым каналам е в наружную кольцевую канавку и. Другие два осевых канала б золотника — сливные. Они сообщаются с наружными кольцевыми канавками ж и золотника и открыты с торца. Масло из каналов б может вытекать в расточку ротора 1, а из нее — в поддон фундаментной рамы, как это изображено стрелками.

При передвижении золотника канавки ж и и или з и к соединяются с внутренними канавками к и л ротора, соединенными с полостями а и в (см. сечения А—А и Б—Б). Предположим, что двигатель У будет повернут, если смотреть слева, против часовой стрелки. В том же направлении повернется и золотник 4. Поворачиваясь, золотник 4 канавкой г будет скользить по штифту 7 и одновременно сдвинется влево. Напорная канавка и совместится с канавкой к ротора, и масло начнет поступать в полость а. Сливная канавка з совместится с канавкой л ротора, вследствие чего откроется выход маслу из полости в на слив. Давление масла, подведенного в полость а, начнет поворот ротора против часовой стрелки (сечение А—А). Последний будет поворачивать валик поста управления, что обусловит выполнение заданной команды. Одновременно штифт 7, скользя по канавке г, заставит золотник вправо. Возникает и действует обратная связь, возвращающая золотник 4 в первоначальное, нейтральное положение. Это возвратное движение золотника заканчивается, когда канавки и и з, к и л снова окажутся разобщенными. Положение, изображенное на рисунке, и ротор остановится.

Подобным же образом будет работать механизм и при повороте лыски 9 по часовой стрелке. В этом случае золотник 4 сдвинется вправо, совместятся канавки и и ж, з и м. Полость а окажется под давлением, из полости в откроется слив. Ротор 1 повернется по часовой стрелке, и ДАУ будет выполняться команда обратная предыдущей. Выполнение команды прекратится, когда штифт 7 сдвинет золотник 4 вновь в нейтральное положение. Продолжительность работы механизма зависит от начального угла поворота золотника 4, т. е. от угла поворота рукоятки дистанционного поста.

Жесткую обратную связь используют и в других ДАУ, в частности в электрических.

Пневматические механизмы. Позиционные пневматические исполнительные механизмы могут быть поршневого или мембранного типа. Для управления по принципу «Да — Нет» устанавливают простейшие пневмоцилиндры с возвратной пружиной. Их иногда включают в управляющую цепь последовательно, обеспечивая внутреннюю блокировку операций. В этом случае в

* В сечении Б—Б на рис. 202 лопасть 11 для наглядности условно совпадает с плоскостью чертежа.

пневмоцилиндре предусматривают отводной штуцер. При поступлении сжатого воздуха поршень пневмоцилиндра сдвигается, одновременно воздействуя на какой-то орган (положение «Да») и открывая путь воздуху через отводной штуцер в следующую зону. При выходе воздуха пружина возвращает поршень в исходное положение (положение «Нет»).

Для управления по принципу «Да — Нет», когда требуется перемещать орган или механизм в обоих направлениях со значительным усилием,

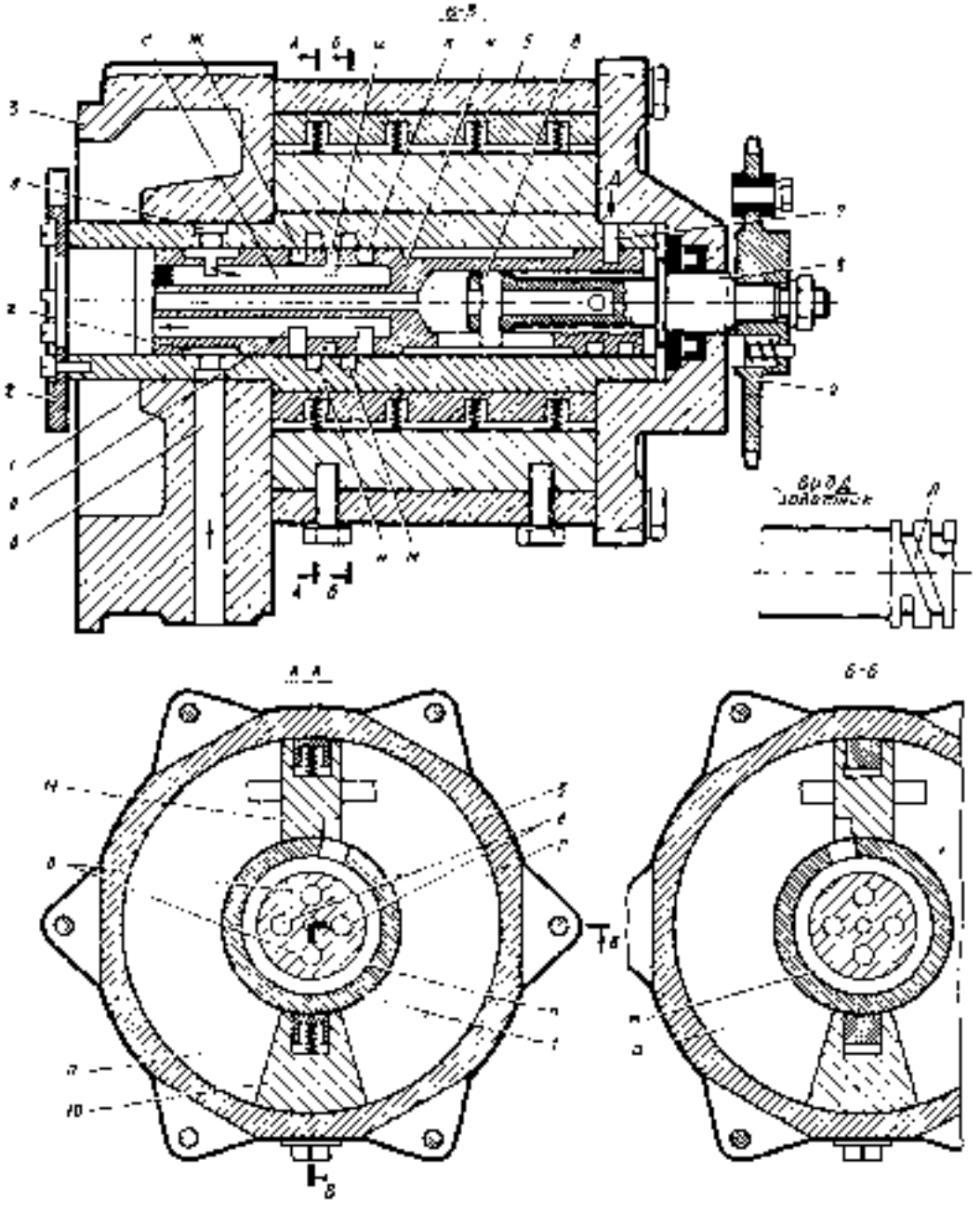


Рис. 202. Исполнительные механизмы с жесткой обратной связью

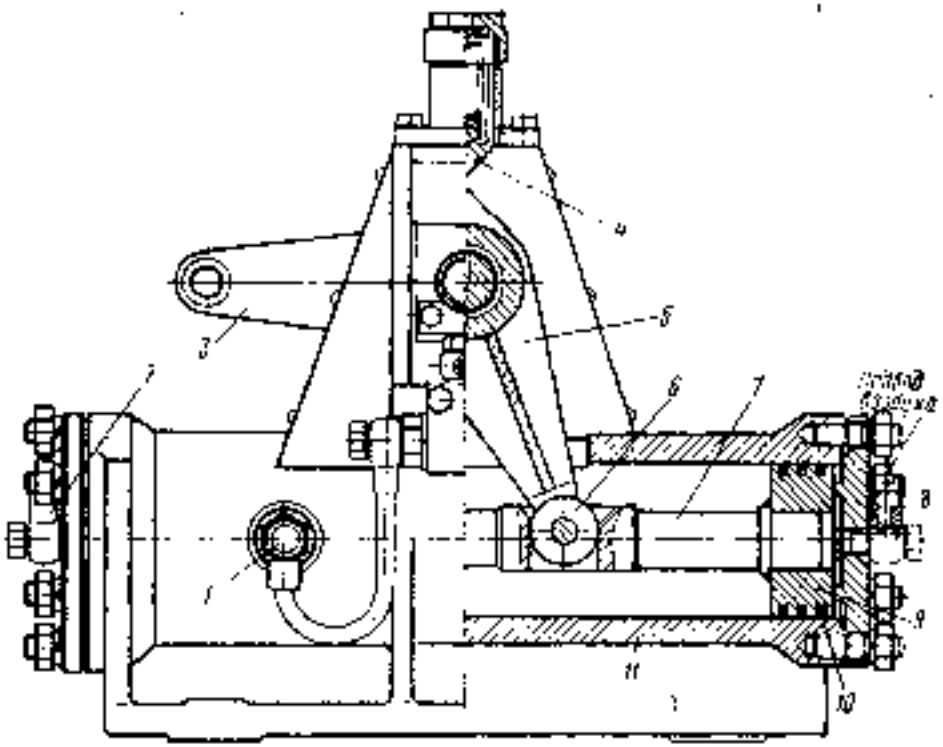


Рис. 203. Пневматический исполнительный механизм

применяют сервомоторы двустороннего действия. Один из таких сервомоторов (ДАУ двигателя 8НФД36) изображен на рис. 203.

На концах штока *7* закреплены два поршня *9*, помещенные в одном цилиндре *11*. Они уплотнены кольцами *10*. В вырез штока *7* входит ролик *6* вертикального плеча *5* углового рычага. Горизонтальное плечо *3* рычага соединяется с соответствующим органом или механизмом двигателя.

Сжатый воздух от распределительного устройства поступает по одной из труб *2* или *8* к тому или иному поршню. Под давлением воздуха на поршень шток *7* передвигается, поворачивая угловой рычаг, выполняющий заданное воздействие. Если необходимо, то в механизме предусматривают фиксатор *4* положения углового рычага. Рассматриваемый сервомотор включен в цепь управления последовательно, в связи с чем предусмотрены отводные штуцера *1*.

Вследствие небольших перемещений мембранные пневматические исполнительные механизмы применяют для открытия или закрытия клапанов (сервоклапаны).

На рис. 204, *а* изображен нормально открытый сервоклапан конструкции ЦТКБ Минречфлота. Между корпусом *7* и крышкой *5* зажата резиновая мембрана *4*. При положении «Да» она прижата пружиной *3*, действующей через тарелку *6*, к крышке *5*. Толкатель *8* и клапан *9* удерживает пружина *1* в верхнем (открытом) положении, и сжатый воздух, поступавший через отверстие *б*, может пройти в исполнительную цепь через отверстие *а* (сплошные стрелки).

Положение «Нет» сервоклапан займет, когда к мембране *4* через отверстие *в* в крышке *5* поступит сжатый воздух из цепи управления. Под давлением воздуха мембрана прогнется вниз и через толкатель *8* отожмет клапан *9* от седла *2*, сажая его на седло *10*.

Поступление воздуха в исполнительную цепь прекратится, и воздух из нее выйдет в атмосферу через щель между клапаном *9* и седлом *2*, через полость *г* внутри толкателя *8* и через отверстие *б* в корпусе (пунктирные стрелки).

Нормально закрытый сервоклапан конструкции завода «Двигатель революции» изображен на рис 204, *б* Когда клапан *14* сидит в седле, воздух из канала *д* не может пройти в канал *е* и из него в исполнительную цепь (положение «Нет») Если же через отверстие *а* под мембрану *11* поступит воздух из системы управления под давлением, мембрана прогнется вверх и шток *13* откроет клапан *14* (положение «Да»)

После прекращения подачи воздуха (снятие сигнала) пластинчатая пружина *12* вернет шток *13* и мембрану *11* в первоначальное положение Клапан *14* закроется, а воздух из исполнительной цепи (из канала *е*) выйдет через полость *г* штока *13* и отверстие *в* в атмосферу

Каналы *б* и *ж* сообщаются с атмосферой или их используют для подвода сжатого воздуха, если необходимо гарантировать закрытие клапана

Гидравлические механизмы. Двухпозиционные механизмы — это цилиндр двойного действия с подводом и отводом масла из каждой его полости

Из трехпозиционных механизмов широко распространены сервомоторы с плавающими гильзами (рис. 205, *а*, ДУ двигателя К-558)

Поршни *3* и *5* выполнены заодно и соединены с помощью пальца *11* с рычагом *6* вала механизма включения реверс-редуктора На поршни свободно надеты гильзы *4* и *9*, также свободно вставленные внутрь цилиндра *1*

При средней позиции обе полости цилиндра находятся под давлением масла, подводимого по трубам *2* и *10* Если гильзы *4* и *9* упираются буртами в заплечики цилиндра *1*, поршни находятся в положении, изображенном на рис 205, *а*

Для перевода механизма в правую позицию трубу *10* соединяют со сливом и давление в полости справа от поршня *5* падает Поскольку на поршень *3* слева действует давление масла, он перемещается вправо, увлекая за собой плавающую гильзу *9* Рычаг *6* поворачивается до упора в винт *7* Чтобы вернуть механизм снова в среднее положение, необходимо подать масло под давлением в полость справа от поршня *5* Давление масла в обеих полостях восстановится Однако слева давление масла действует лишь на пло

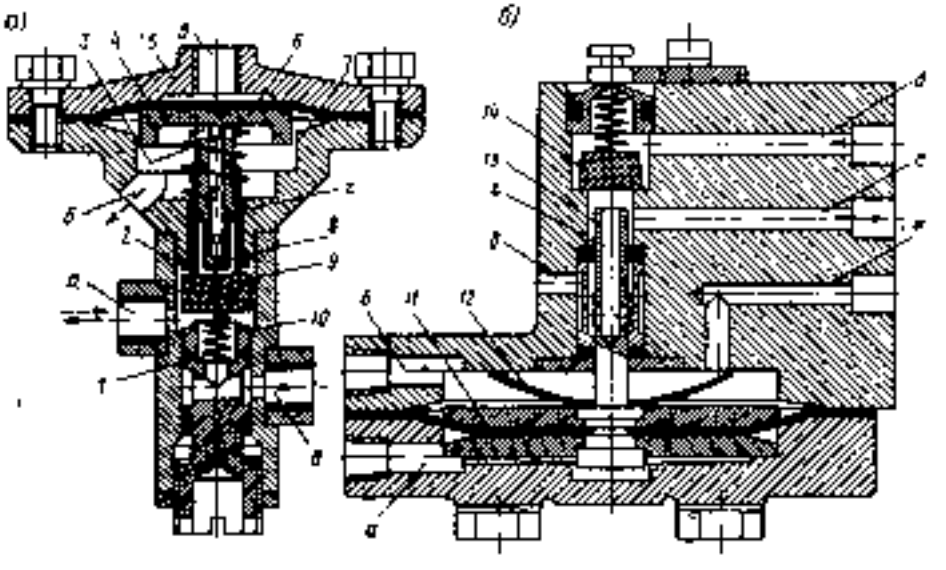


Рис 204 Сервоклапаны

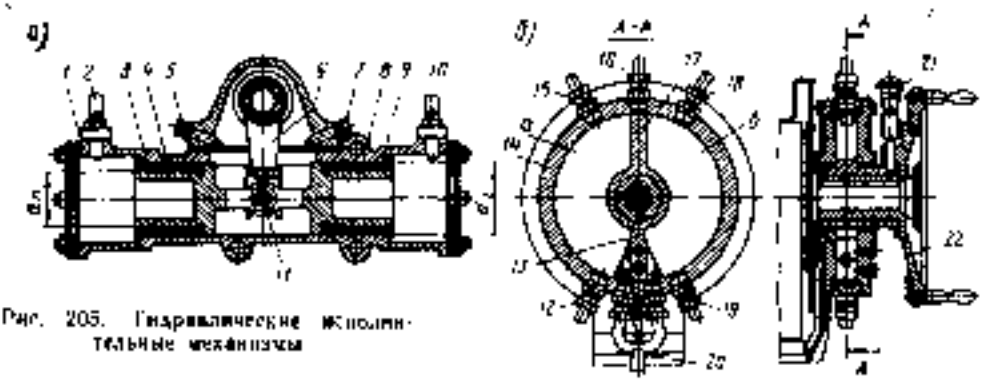


Рис. 205. Гидравлические исполнительные механизмы

щадь сдвинувшегося поршня *6*, диаметр которого $d_п$, а справа — на поршень и гильзу с диаметром $d_г$, так как гильза *9* сдвинута вправо вместе с поршнем *8* и опирается на его бурт. Поскольку $d_г > d_п$, сила, действующая на поршень *8* и гильзу *9* справа, будет больше силы, действующей только на поршень *3* слева. Поршни сдвинутся влево до среднего положения, когда гильза *9* упрется в заплечико цилиндра.

Когда соединена со сливом труба *2*, поршни перемещаются влево до упора рычага *6* в винт *5*. В этом случае поршень *3* увлекает с собой гильзу *4*. При восстановлении давления в полостях оно будет действовать слева на торцы поршня *3* и гильзы *4*, а справа только на торец поршня *8*. Механизм вернется в среднее положение.

На рис. 205, *б* изображен пятипозиционный исполнительный механизм ДАУ двигателя 8НФД36У. Внутри цилиндра *14* находится лопасть *17*, насаженная на ступицу маховичка управления *22*. При переходе на ДАУ лопасть и маховичок сцепляются стопором *21*.

Цилиндр разделен радиальной перегородкой *13*. По обе стороны ее по трубе *20* поступает масло под давлением. В цилиндре пять выпускных окон со штуцерами *12, 15, 16, 18, 19*, соединенными трубами с распределительным устройством, которое соединяет каждый штуцер со сливом.

Лопасть *17* изображена на рис. 205, *б* в среднем положении, занимаемом ею при сливе масла через окно со штуцером *16*. Давление масла на лопасть с обеих сторон одинаковое, лопасть неподвижна. Если слив через штуцер *16* закроется, а откроется слив через штуцер *15*, то давление слева от лопасти (полость *а*) упадет, а справа (полость *б*) останется прежним. Лопасть будет поворачиваться против часовой стрелки до тех пор, пока не перекроет окно штуцера *15*. При данном положении давление в обеих полостях *а* и *б* сравняется и лопасть остановится. Если будет открыт слив через штуцер *18*, то лопасть повернется по часовой стрелке до его окна.

Аналогично работает механизм, когда открыт слив через любой из штуцеров при закрытых остальных.

Электрические исполнительные механизмы. Для быстрого выполнения операций типа «Да — Нет» (например, для открытия или закрытия клапанов) применяют электромагниты. Когда механизмы должны работать по принципу «Или — Или» и плавно, их комплектуют с электродвигателем.

Беспозиционные электрические исполнительные механизмы, служащие для изменения подачи топлива, приводят от реверсивного электродвигателя. В механизме устанавливают редуктор, причем одной из его ступеней обычно служит червячная пара. Электродвигатель снабжают электромагнитным тормозом, цепью самоторможения или предусматривают электромагнитную муфту, разобщающую при прекращении питания электродвигателя его вал от исполнительного механизма. Эти устройства должны исключать влияние инерции ротора электродвигателя на выполнение команды.

Желательно при переходе с ручного управления на ДАУ и обратно не делать никаких переключений. Данному требованию удовлетворяют, в частности, механизмы с дифференциалом Федорицкого.

Глава XIII

СХЕМЫ ДИСТАНЦИОННОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ

§ 58. Автоматизированное пневматическое устройство управления двигателей НФД48У

Состав устройства. Министерством речного флота принято к предпочтительному внедрению пневматическое автоматизированное устройство управления. Оно разработано ЛИВТ и ЦТКБ Минречфлота РСФСР как унифицированное. Основные узлы устройства применимы в ДАУ всех серийных дизелей.

На рис. 206 изображена схема ДАУ двигателей НФД48У, разработанная ЦТКБ Минречфлота. При ее внедрении вместо предусмотренного фирмой устанавливают новый пост управления *20*. Органом управления является маховичок *3*, который поворачивает вал *5* с насаженными на него кулачковыми шайбами *15*, *16*, *17* и эксцентриком *18*. Дистанционное управление осуществляют поворотом вала *5* канатной связи, шарнирная цепь которой надета на звездочку *4*, сидящую на валу *5* и сцепляемую стопором с маховичком *3*.

Кулачковые шайбы *16* и *17* предназначены для открытия клапанов реверса «Вперед» РВ и реверса «Назад» РН. Эксцентрик *18* воздействует на

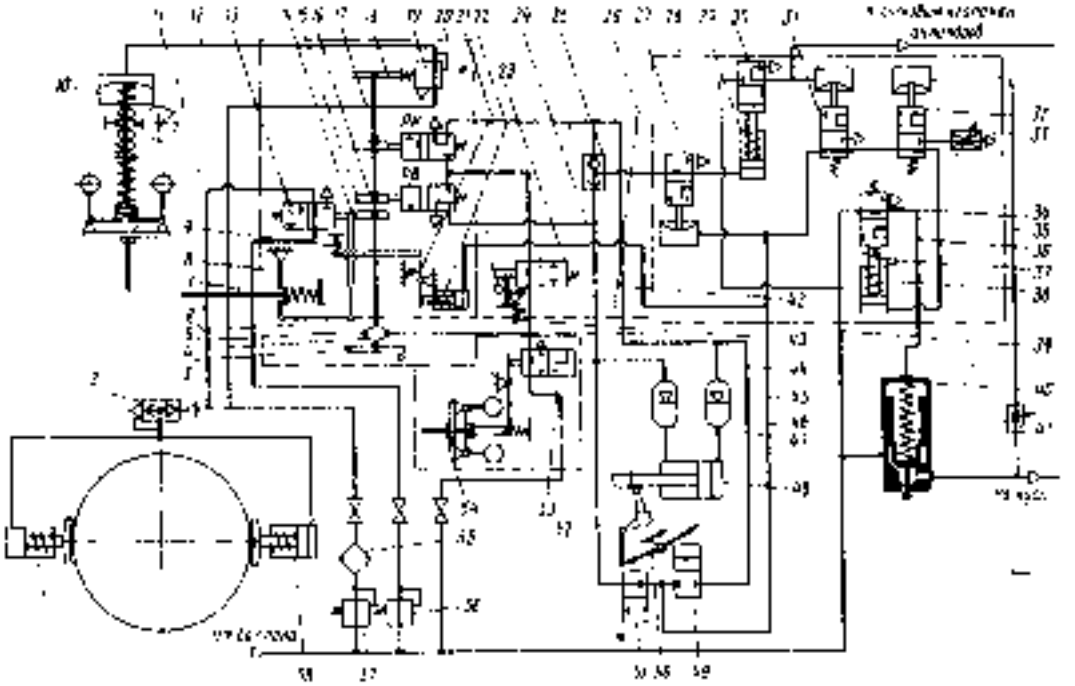


Рис. 206. Схема пневматического ДАУ двигателей НФД48У

беспоршневой пневмозадатчик *19* управления подачей топлива. Шайба *15* выключает подачу топлива и открывает клапан *13*, управляющий тормозом маховика. При положении «Стоп» шайба *15* удерживает четырехплечий рычаг *14* в положении, когда он максимально повернут против часовой стрелки.

Нижнее плечо рычага *14* тягой *6* и рычагом *8* связано с тягой *7* топливных насосов, вследствие чего при положении «Стоп» тяга *7* передвигается вправо в положение нулевой подачи топлива. На левое горизонтальное плечо рычага *14* действует усилие от возвратной пружины *9*, а правое его плечо в положении нулевой подачи стопорит защелка *21*. При пуске дизеля защелку *21* сбрасывает шток поршня пневмоцилиндра *22*.

Центробежное реле *54* используют в качестве реле частоты и остановки. Аппаратура управления пуском сосредоточена в блоке разгрузки и пуска *28*.

Первым элементом блока разгрузки и пуска является золотник *34* управления пуском, на который воздействует поток поршня пневмоцилиндра *38*. В нижнем положении золотник *34* соединяет трубу *36*, т. е. полость над главным пусковым клапаном *40*, с трубой *39*, т. е. полостью подъема, и клапан *40* закрыт. Если поршень пневмоцилиндра *38* поднимет золотник *34*, то полость над клапаном *40* будет соединена с атмосферой и клапан откроется. Золотник *34* можно поднять также ручкой рычагом *37*.

Вторым элементом блока разгрузки и пуска является реле времени, или клапан сброса *32*. При верхнем положении он открывает проход сжатому воздуху в пневмоцилиндр *38*, при нижнем воздух выходит из пневмоцилиндра через дроссель *33*. Клапан сброса переставляет мембрана, в полость над которой с началом пуска поступает сжатый воздух. Таким образом, клапан сброса открывает доступ воздуху в пневмоцилиндр, осуществляя пуск, но при этом воздух из пневмоцилиндра выходит через дроссель *33*, и через определенное время золотник *34* опускается, т. е. пуск заканчивается.

Третьим элементом блока разгрузки и пуска является клапан *30*, служащий для подачи воздуха на открытие пусковых клапанов цилиндров при реверсировании. Он открывается, когда начинается реверсирование и под поршень пневмоцилиндра *29* поступает сжатый воздух, а закрывается после подвода воздуха, после окончания реверсирования под мембрану сервоклапана *27*.

Кроме того, в блоке разгрузки и пуска предусмотрен сервоклапан *31*, блокирующий пуск дизеля до выхода воздуха от нагрузочных поршней пусковых клапанов цилиндров.

В качестве следящего устройства, разрешающего пуск двигателя без реверсирования или задерживающего его до окончания реверсирования, предназначены клапаны пуска «Вперед» *51* и «Назад» *49*, открываемые рычагом *50*. Принцип работы устройства виден на рис. 191.

Для изменения подачи топлива ДАУ снабжено беспозиционным исполнительным механизмом *10*, воздействующим непосредственно на муфту регулятора. Фирменный механизм воздействия на пружины регулятора с валом *11* сохранен. С его помощью устанавливается натяжение пружин регулятора, соответствующее минимально устойчивой частоте вращения. При автоматизированном управлении натяжение пружин регулятора не изменяется.

Маховик дизеля оборудован двумя диаметрально расположенными тормозами *1* и *58*. Сжатый воздух поступает в их цилиндры через мембранный клапан разгрузки *2*. При поступлении воздуха мембрана прогибается, пропуская его к тормозам. После прекращения подачи воздуха пружина выпрямляет мембрану, а последняя открывает выход воздуху из цилиндров тормозов в атмосферу. Для работы дистанционного автоматизированного управления используют сжатый воздух из пусковых баллонов или специального баллона ДАУ. Для снижения давления воздуха с 3 до 1,2 МПа в цепи тормо-

за маховика и до 0,4 МПа в цепи управления подачей топлива установлены редукционные клапаны *56* и *57*. Воздухопроводы снабжены также запорными клапанами, воздушным фильтром *55*, регулируемым дросселем *41* и блокировочным клапаном *23*, закрывающимся при аварийной остановке двигателя.

Пуск без реверсирования. На рис. 206 схема изображена в положении «Стоп», причем двигатель среверсирован вперед это видно по положению рычага *50*, открывшего клапан пуска «Вперед» *51*. Для пуска двигателя вперед следует повернуть маховичок *3* по часовой стрелке *6* начале поворота маховичком вала *5* кулачковая шайба *16* откроет клапан РВ, затем шайба *15* освободит рычаг *14* При дальнейшем повороте вала *5* эксцентрик *18* начнет сжимать пружину пневмозадатчика *19*.

К клапану РВ через открытый при остановленном двигателе клапан *53* центробежного реле *54* и через открытый блокировочный клапан *23* поступает сжатый воздух от баллона После открытия клапана РВ он пройдет в трубы *24* и *52* По трубе *52* воздух поступит в клапан пуска вперед *51* и, поскольку он открыт (двигатель среверсирован вперед), направится в трубу *46* и в пневмоцилиндр *22* Поршень пневмоцилиндра сбросит защелку *21*, которая освободит четырехплечий рычаг *14* Из трубы *46* сжатый воздух поступит под мембрану сервоклапана *27* и закроет его Кроме того, по трубе *46* воздух пройдет через открытые клапаны *31* и *32* в пневмоцилиндр *38*

Воздух из клапана РВ прошел по трубе *24* также в баллон *47* реверса вперед. Масло, находящееся в баллоне *47*, оказалось под давлением воздуха, следовательно, оно стало воздействовать на поршень сервомотора *48* передвижения распределительного вала Поскольку распределительный вал находится в положении «Вперед», это давление масла не вызывало никакого передвижения вала

Из трубы *24* сжатый воздух через перекидной клапан *25* прошел и к сервоклапану *27*. Однако, как было вначале, сервоклапан закрыт воздухом, поступающим к его мембране из трубы *46*. Значит, сжатый воздух от перекидного клапана *25* дальше сервоклапана *27* не проходит.

Итак, из трубы *46* и через клапаны *31*, *32* сжатый воздух поступает под поршень пневмоцилиндра *38*, который поднимает золотник *34*. Открывается главный пусковой клапан *40*. Пусковой воздух от баллона устремляется на двигатель и одновременно через дроссель *41* по трубе *35* проходит к мембране клапана сброса *32*, который прекращает доступ воздуху в пневмоцилиндр *38* и открывает выход ему оттуда в атмосферу через дроссель *38*. Когда в результате выхода воздуха давление в пневмоцилиндре *38* упадет, поршень и золотник *34* опустятся, главный пусковой клапан закроется. Через щель вокруг хвостовика главного пускового клапана воздух выйдет из пусковой магистрали и от мембраны клапана *32*. Этот клапан откроется. Если двигатель разовьет достаточную частоту вращения, то клапан *53* центробежного реле закроется, выпустив воздух из труб Следовательно, в схеме слева от клапана *32* сжатого воздуха не будет. Если же пуск не удался и клапан *53* не закрылся, то после открытия клапана *32* через него в пневмоцилиндр *38* снова поступит сжатый воздух и пуск повторится

Когда шайба *15* и защелка *21* освободят четырехплечий рычаг *14*, пружина *9* повернет его по часовой стрелке. Клапан *13* закроется, и пружины отожмут колодки тормозов *1* и *58* от обода маховика. Тяга *7* топливных насосов освободится и включится подача топлива.

Итак, по окончании пуска двигатель начнет работать на топливе, подача которого обусловлена натяжением пружин регулятора После поворота маховичка *3* дальше первого деления его шкалы эксцентрик *18* будет воздействовать на беспоршневой пневмозадатчик *19*, связанный трубой *12* с исполнительным механизмом *10*. Над мембраной исполнительного механизма появится давление воздуха, она прогнется и через шток опустит муфту

регулятора. Установится подача топлива, соответствующая давлению в исполнительном механизме, т. е. положению эксцентрика *18* и маховичка *3*.

Пуск с реверсированием. Чтобы проследить работу ДАУ при пуске с реверсированием, предположим, что маховичок *3* повернут из положения «Стоп» в положение «Назад». Открывается клапан РН, шайба *15* освобождает рычаг *14*, эксцентрик *18* начинает воздействовать на пневмозадатчик *19*. Так как двигатель стоит и клапан *53* открыт, перед клапаном РН находится сжатый воздух. После открытия клапана РН он поступит в трубы *42* и *44*. Из трубы *44* воздух подойдет к пока закрытому клапану пуска назад *49*. По трубе *42* он пройдет в баллон реверса назад *45*. Под давлением воздуха масло из баллона будет поступать в сервомотор *48*, и распределительный вал начнет передвигаться.

Кроме того, из трубы *42* через перекидной клапан *26* и открытый сервоклапан *27* сжатый воздух пройдет в пневмоцилиндр *29*. Поршень пневмоцилиндра поднимется, и его шток откроет клапан *30*. Поскольку к клапану *30* поступает сжатый воздух из баллонов, после открытия клапана он направится к нагрузочным поршням пусковых клапанов цилиндров. Пусковые клапаны откроются, сообщив цилиндры с атмосферой через щель вокруг хвостовика главного пускового клапана. Одновременно сжатый воздух от клапана *30* поступит к мембране сервоклапана *31* и закроет его.

По окончании передвижения распределительного вала рычаг *50* повернется и откроет клапан *49*. Сжатый воздух из трубы *44* пройдет в трубу *46* и в пневмоцилиндр *22*, сбрасывая защелку *21*. Воздух из трубы *46* поступит под мембрану клапана *27* и к пока еще закрытому сервоклапану *32*. Вследствие прогиба мембраны сервоклапана *27* закроется и выпустит воздух из пневмоцилиндра *29* в атмосферу. Клапан *30* закроется и выпустит воздух от нагрузочных поршней пусковых клапанов цилиндров и от мембраны сервоклапана *31*. Когда воздух стравится и, следовательно, пусковые клапаны закроются, сервоклапан *31* откроется. Сжатый воздух из трубы *46* направится через клапаны *31* и *32* в пневмоцилиндр *38*. Начнется пуск, подобно тому, как было рассмотрено в предыдущем маневре.

Аварийный маневр. Проследим по рис. 206 последовательность операций при повороте маховичка из положения «Вперед» в положение «Назад» без задержки в положении «Стоп».

За время поворота маховичка *3* из положения «Вперед» до самого малого хода эксцентрик *18* прекратил воздействовать на пневмозадатчик *19*, исполнительный механизм *10* освободил муфту регулятора, и осталась та подача топлива, которая обусловлена натяжением пружин регулятора механизмом с валом *11*. Когда маховичок *3* придет в положение «Стоп», шайба *15* повернет рычаг *14* в положение нулевой подачи и он окажется подпертым защелкой *21*. Откроется клапан *13*, сжатый воздух пойдет к тормозам *1*, *58*, и маховик будет тормозиться. При дальнейшем повороте маховичка *3* откроется клапан РН. Так как маховик заторможен, вращение вала двигателя достаточно быстро прекратится и центробежное реле *54* откроет клапан *53*. Начнется реверсирование и затем пуск дизеля, описанные выше.

Предусмотрена возможность быстрой остановки дизеля из рубки. Для этого дополнительной рукояткой дистанционного поста приводят в движение канат *26*, поворачивающий против часовой стрелки рычаг *14* и защелку *43*. Рычаг *14* ставят в положение нулевой подачи топлива, причем открывается клапан *13* и двигатель тормозится. В данном положении рычаг *14* стопорит защелка *21*. Повернувшаяся защелка *43* расстопорила клапан *23*, который под действием пружины закрывается. Доступ сжатого воздуха к оставшемуся открытым клапану РВ или РН прекращен. При отключении питания ДАУ, когда канат *26* освобожден, двигатель вновь не запустится.

Для перехода на автоматическое управление двигателя после аварийной остановки клапан *23* должен быть открыт вручную и подперт защелкой *43*.

§ 59. Пневматическое ДАУ двигателя ЧРН36/45

Для двигателей 6ЧРН36/45 завод «Двигатель революции» проектирует пневматическое и механическое торможение, из чего механическое, в частности для двигателей Г70-5. Особенность ДАУ этих двигателей (по сравнению с ДАУ конструкции ЦТКБ Минречфлота РСФСР) — включение тормозов маховика лишь при реверсировании неостановленного двигателя и использование реле направления вращения. Схема ДАУ двигателя Г70-5 изображена на рис. 207.

Дистанционный пост состоит из клапанов *14* переднего и *16* заднего хода, беспозиционного пневмодатчика *12* подачи топлива. Для воздействия на клапаны на валу *10* поста управления предусмотрены кулачковые шайбы *13* и *15*, а на пневмодатчике — эксцентрик *11*.

Исполнительными механизмами ДАУ являются мембранные нормально закрытые сервоклапаны *19* переднего и *18* заднего хода, открывающие доступ сжатому воздуху в цепи реверса и пуска, беспозиционный сильфонный механизм *2*, воздействующий на пружины всережимного регулятора непрямого действия, и мембранный сервомотор *17* стоп-золотника регулятора. Если сервомотор *17* сдвинет стоп-золотник вниз, то последний откроет выход маслу из-под поршня сервомотора регулятора на слив, поршень под действием пружины опустится и выключит подачу топлива.

Последовательное слежение и блокирование. Эти операции осуществляют клапаны *54*, *56* и нормально открытые сервоклапаны *45*, *57*.

Клапаны *54* и *56* предназначены для пропуска сжатого воздуха в баллоны реверса *50*, *57* и одновременно для закрытия на время реверсирования сервоклапана *45*. Для открытия этих клапанов необходимо воздействие на них кулачковых шайб *52* и *55*, поворачивающихся при передвижении распределительного вала сервомотора реверса *53*. При конечных положениях вала («Вперед» или «Назад») один из клапанов открыт, другой закрыт, в промежуточных положениях открыты оба.

Сервоклапан *45* блокирует пуск двигателя до окончания реверсирования. Во время реверсирования сервоклапан

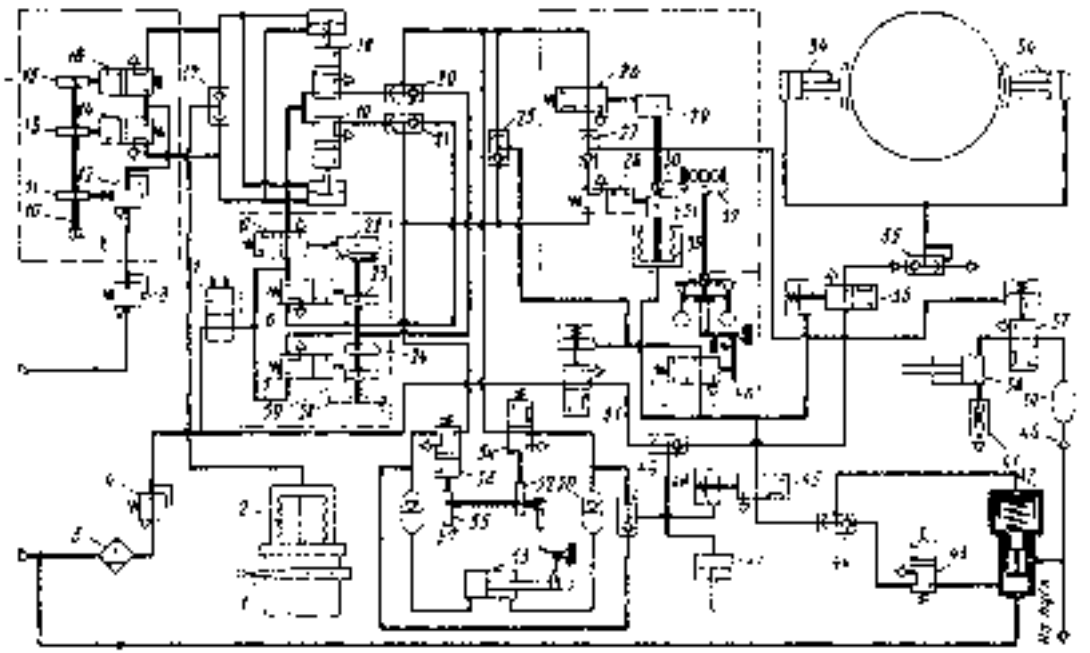


Рис. 207. Схема пневматического ДАУ двигателя Г70-5

45 закрыт, так как на его мембрану давит воздух, поступающий из одного из клапанов 54 или 56. Как только окончится реверсирование этот клапан (54 или 56) закроется, выпустив воздух, и сервоклапан 45 откроет путь подведенному к нему сжатому воздуху на главный пусковой клапан 42, и начнется пуск дизеля.

Сервоклапан 51 управляет включением подачи топлива. Если он открыт, то сжатый воздух от системы питания может пройти к сервомотору 47 стоп-золотника, т. е. подача топлива выключится. Так бывает только в положении «Стоп», в остальных положениях сервоклапан 51 закрыт.

Слежение за частотным режимом дизеля. Эту операцию осуществляет реле частоты, остановки и направления вращения (см. рис. 189). На рис. 207 клапан реле частоты обозначен поз. 46, клапан «Вперед» реле направления вращения — поз. 28, клапан «Назад» — поз. 26. В варианте ДАУ с механическим торможением маховика клапан реле остановки не предусмотрен, поэтому на схеме он не показан.

Корректирующими устройствами ДАУ являются тормоза маховика и ускоритель пуска с пневматическим реле времени. Тормоза 34 маховика включает в действие сжатый воздух, поступающий от сервоклапана 36 через клапан быстрой разгрузки 35, лишь в том случае, если под мембраной сервоклапана 36 нет давления воздуха и он открыт. Ускоритель пуска 38 может передвигать тягу механизма регулирования ТНВД, устанавливая пусковую подачу топлива помимо регулятора. Он работает на сжатом воздухе, поступающем от ГПК 42 через обратный клапан 40, баллон 39 и сервоклапан 37, если последний открыт. Когда ГПК закроется, воздух из баллона 39 будет выходить через дроссель 41 ускорителя пуска. Давление в баллоне 39 и под поршнем ускорителя пуска 38 исчезнет не сразу, и в течение некоторого времени (пока вступает в действие регулятор) пусковая подача останется включенной.

Для управления дизелем из машинного отделения предназначен маховичок 58. На его валу насажены кулачковые шайбы 23, 59 и эксцентрик 24. Шайбы 23 и 59 могут открывать клапаны 6 и 5, выполняющие при ручном управлении двигателем ту же функцию, что и клапаны 19 и 18 при дистанционном. Эксцентрик 24 прямой передачей связан с механизмом регулирования. Регулятор в данном случае превращается в предельный путем сжатия пружин рукояткой 1 (см. § 39). Машинный пост снабжен кнопкой 43 автономного пуска. Отключается ДАУ при переходе на управление двигателем из машинного отделения клапаном 9, работа которого рассматривается ниже.

Для работы системы предназначен сжатый воздух из пускового баллона через фильтр-влагоотделитель 3 и редукционный клапан 4, давление после которого составляет 1 МПа. В цепь дистанционного управления воздух поступает из баллона ДАУ через стабилизатор давления 8, снижающий давление воздуха с 1 до 0,3 МПа. На входе воздуха в основную магистраль рабочей части системы (кроме линии «Стоп») установлен клапан 7 блокирования по аварийной остановке, закрывающий питание при срабатывании аварийной защиты.

Пуск без реверсирования. На рис. 207 система изображена в положении, когда двигатель остановлен реверсированным вперед. Предположим, что вал 10 дистанционного поста управления снова повернут в направлении «Вперед», в связи с чем шайба 13 открыла клапан 14. Одновременно эксцентрик 11 открыл клапан пневмозадатчика 12 и сжатый воздух из сети питания проходит через пневмозадатчик 12 и клапан 14 к мембране сервоклапана 19, открывая его. Одновременно воздух поступает под мембрану сервоклапана 18, чем гарантируется перекрытие цепи обратного хода.

При включенном ДАУ клапан переключения 9 открыт. Сжатый воздух из сети питания через открытые клапаны 7, 9, 19 и перекидной клапан 21 направляется к клапану блокировки 56, к клапану 28 реле направления вращения и к перекидному клапану 25. Так

Как дизель до остановки работал в том же направлении «Вперед», то клапаны *56* и *28* закрыты. Сжатый воздух от перекидного клапана *25* проходит под мембрану сервоклапана *51*, закрывая его, и к клапану *46* реле частоты. При неработающем дизеле клапан *46* открыт, в связи с чем сжатый воздух устремляется к сильфону *33* реле направления вращения, под мембрану сервоклапана *36*, закрывая его, и к сервоклапану *45*. Закрытие сервоклапана *36* обеспечит выход воздуха из цилиндров пневмотормоза *34*. Вал двигателя растормаживается.

Поскольку реверсирование не производится, сервоклапан *45* открыт, следовательно, воздух перебрасывает клапан *44* и проходит к нагрузочному поршню ГПК *42*. Последний открывается, начинается раскрутка вала дизеля на воздухе. Одновременно пусковой воздух поступает в баллон *39*, а из него через открытый сервоклапан *37* в цилиндр ускорителя пуска *38*, включающего подачу топлива.

Когда дизель разовьет 25—35 мин$^{-1}$, клапан *46* реле частоты закроется, воздух выходит из сервоклапана *45*, а значит, и от нагрузочного поршня ГПК. Главный пусковой клапан закрывается, и воздух выходит из трубопровода на двигателе. Спустя какое-то время через дроссель *41* выйдет воздух из ускорителя пуска, последний прекратит воздействовать на механизм регулирования, а регулятор начнет устанавливать ту подачу топлива, которая обусловлена положением пневмозадатчика *12*. Это объясняется тем, что эксцентрик *11* сжал пружину пневмозадатчика и над его мембраной установилось определенное давление воздуха. Поскольку полость над мембраной через клапан *14* (или через клапан *16*) и перекидной клапан *17* сообщена с исполнительным механизмом *2*, последний установит натяжение пружин регулятора, обусловленное углом поворота эксцентрика *11*.

Остановка и пуск с реверсированием. Для изменения подачи топлива поворачивают эксцентрик *11*, в результате чего изменяется давление после пневмозадатчика *12*, а значит, и затяжка пружин регулятора исполнительным механизмом *2*. При положении «Стоп» клапан пневмозадатчика закрывается и воздух из клапанов *14* и *16* выходит. В связи с этим сервоклапан *19* закроется, воздух из-под мембраны сервоклапана *51* выйдет и он откроется.

Сжатый воздух из сети питания пройдет через сервоклапан *51* и перекидной клапан *48* к сервомотору *47* стоп-золотника регулятора. Сервомотор сдвинет стоп-золотник, откроется путь для слива масла из-под поршня сервомотора регулятора, который выключит подачу топлива. Так как сервоклапаны *18* и *19* закрыты, то к перекидному клапану *27* сжатый воздух не поступил, а это значит, что, несмотря на открытый сервоклапан *36*, воздух на тормоза *34* не поступит и торможения маховика не будет.

Теперь предположим, что двигатель пускают с реверсированием, причем кулачковая шайба *15* открывает клапан *16*. Одновременно эксцентрик *11* открывает клапан пневмозадатчика *12*. Сжатый воздух из сети питания проходит через пневмозадатчик *12* и клапан *16* к мембране сервоклапана *18*. Этот сервоклапан открывается, пропуская сжатый воздух к клапану блокирования *54*, к клапану *46* реле частоты (через перекидной клапан *26*), под мембрану сервоклапана *51*, закрывая его, и к клапану *26* реле направления вращения.

Клапан блокирования *54* открыт. Следовательно, сжатый воздух проходит через этот клапан, направляется в баллон реверса *50* и через перекидной клапан *49* под мембрану сервоклапана *45*, закрывая его. Начинается процесс реверсирования, после окончания которого клапан *54* закроется, выпустит воздух из баллона реверса и из-под мембраны сервоклапана *45*.

Клапан *46* реле частоты при остановленном двигателе открыт. Сжатый воздух, подошедший к клапану *46*, проходит через него к сильфону *33* реле направления вращения, к сервоклапану *36*, закрывая последний, и к закрытому сервоклапану *45*. Под давлением воздуха сильфон *33* сдвигает рычажок *30* в рабочее положение.

Также открыт и клапан *26* реле направления вращения. Сжатый воздух проходит через него и перекидной клапан *27* к закрытому сервоклапану *36*, под мембрану сервоклапана *37*, а также через перекидной клапан *48* к сервомотору стоп-золотника. Сервоклапан *37* закрывается, временно блокируя включение пусковой подачи топлива, а стоп-золотник предотвращает включение подачи топлива регулятором. После окончания реверсирования воздух выходит из-под мембраны сервоклапана *45* и он открывается. Подведенный к нему сжатый воздух проходит через перекидной клапан *44* к загрузочному поршню ГПК *42* и начинается пуск двигателя.

Если вал дизеля начал вращаться на воздухе в заданном направлении, то стакан *32* поворачивает за рычажок *30* вал реле направления вращения вместе с насаженными на него кулачковыми шайбами *29* и *31*. Клапан *28* открывается, а клапан *26* реле направления вращения закрывается, и воздух выходит из сервомотора *47* и из-под мембраны сервоклапана *37*. Стоп-золотник позволяет регулятору начать воздействие на ТНВД. Сервоклапан *37* открывается, в связи с чем включается в работу ускоритель пуска *38*. Продолжается пуск, одновременно включается подача топлива, причем пусковой режим закончится, когда закроется клапан *46* реле частоты.

Экстренное реверсирование. Как отмечалось, тормоза маховика включаются лишь при экстренном реверсировании. Допустим, двигатель работает вперед при открытом клапане *14* и при каком-то положении эксцентрика *11*, т. е. при какой-то подаче топлива. Для экстренного реверсирования вал *10* дистанционного поста управления поворачивается в направлении обратного хода. Клапан *14* закрывается, клапан *16* открывается, а клапан пневмозадатчика *12* сначала закрывается, затем после прохождения положения «Стоп» снова открывается. Эксцентрик *11* установил затяжку пружины, соответствующую заданному режиму.

Через пневмозадатчик *12* и клапан *16* сжатый воздух направляется к мембране сервоклапана *18* и открывает его. Через открывшийся сервоклапан *18* воздух устремляется к клапану блокировки *54*, и начинается процесс реверсирования. Одновременно через перекидной клапан *25* воздух поступает к сервоклапану *51*, закрывая его, и к пока закрытому сервоклапану *46* реле частоты. Через открытый клапан *26* реле направления воздух идет также к сервомотору стоп-золотника (выключается подача топлива), под мембрану сервоклапана *37*, закрывая его, и через открытый сервоклапан *36* и клапан быстрой разгрузки *35* к тормозам *34*.

После выключения стоп-золотником подачи топлива и включения тормозов маховика двигатель достаточно быстро остановится. При допустимом значении частоты вращения (примерно 25 мин$^{-1}$) откроется клапан *46* реле частоты. Сжатый воздух пройдет через него под мембрану сервоклапана *36* и закроет последний. Тормоза *34* освободят маховик. Кроме того, воздух от клапана *46* реле частоты поступит к сервоклапану *45*. Так как реверсирование закончено и сервоклапан *45* открыт, воздух направляется к ГПК *42*, открывает его, и начинается пуск на воздухе. С началом вращения вала в заданном направлении срабатывает реле направления, и дальше процесс пуска протекает подобно рассмотренному выше.

Управление из машинного отделения. Для перехода на ручное управление двигателем из машинного отделения маховичок *58* вместе с его валом передвигается вдоль оси в направлении «от себя» до тех пор, пока канавка шайбы переключения *22* не встанет над толкателем клапана *9*. Этот клапан закроется и прекратит питание ДАУ.

При осевом сдвиге маховичка *58* кулачковые шайбы *23* и *59* встали под клапаны *5* и *6* ручного реверса, к которым подведен сжатый воздух из сети питания. Если теперь поворачивать маховичок *58* в том или другом направлении, то будут открываться клапаны *5* или *6*. Они включены в цепи управления через перекидные клапаны *20* и *21* параллельно сервоклапанам *18*

и *19*. Следовательно, с открытием клапанов *5* или *6* реверсирование к пуск будут протекать так же, как было описано. Однако при ручном управлении сжатый воздух не поступает к исполнительному механизму *2* регулятора, в результате этого подача топлива не включена. Поэтому для воздействия на механизм регулирования и предусмотрен эксцентрик *24*, который на рис. 140 обозначен поз. *1*.

Кнопку автономного пуска *43* используют для пуска дизеля в случае его реверсирования вручную, без использования сжатого воздуха.

§ 60. Гидравлическое ДАУ двигателей ЧСП18/22

Состав устройства управления. Завод «Дальдизель» выпускает шести- и восьмицилиндровые двигатели типа ЧСП18/22 как с наддувом, так и без него, с гидравлическим ДАУ (рис. 208).

Местный пост управления оборудован рукояткой *38* для пуска и остановки двигателя и маховичком *11* для включения и выключения реверс-редуктора, изменения подачи топлива.

Рукоятка *38* насажена на вал *37*, к при отклонении ее в направлении «Пуск» рычажная передача *29*, *33* откроет регулирующий клапан *32*, в связи с чем откроется ГПК *31*. При повороте рукоятки *38* в направлении «Стоп» рычаг *35* сдвигает влево тягу *3*, и рычаг *4* поворачивает вал *5* настолько, что тяга *1* передвигает рейку ТНВД в положение нулевой подачи. Для вывода вала *37* из крайних положений в среднее (нейтральное) предусмотрена пружина *30*. Для связи вала *37* с дистанционным постом предусмотрена канатная передача *36*.

Маховичок *11* насажен на вал *17*, несущий кулачковую шайбу *18* и эксцентрик *12*. Кулачковая шайба *18* предназначена для воздействия на золотник *28* реверс-редукторной передачи (РРП), в результате которого включается или выключается реверс-редуктор. Эксцентрик *12* может изменять натяжение пружины *10* всережимного регулятора частоты, т. е. он является задатчиком частоты вращения. Муфта *9* регулятора связана с рейкой ТНВД посредством рычага *8*, вала *5*, рычага *2* и тяги *1*. Пружина *16* предназначена для поворота вала *5* в направлении увеличения подачи топлива при движении муфты *9* вниз.

При переходе на ДАУ включается муфта сцепления *19*, соединяющая вал *17* с ротором *21* исполнительного механизма (см. рис. 202). Для поворота золотника *20* из рубки предусмотрена канатная передача *23*. В трубопроводе подвода масла к исполнительному механизму установлен блокировочный золотник *25*.

Поскольку двигатели ЧСП18/22 нереверсивные, реле остановки в ДАУ не

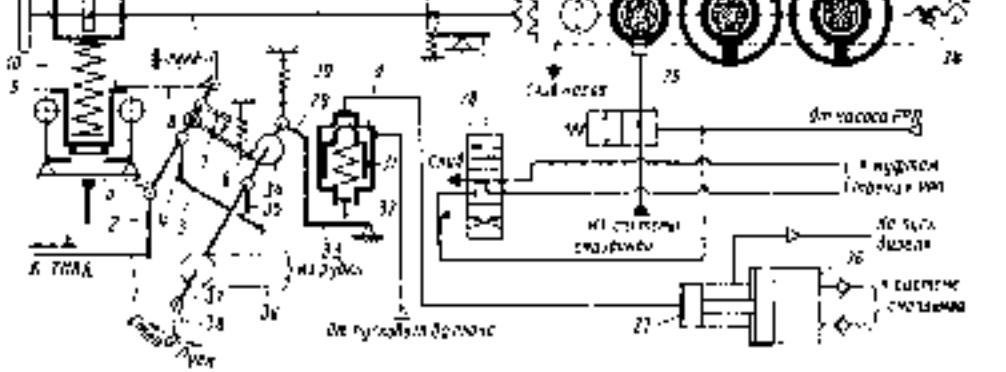


Рис. 208. Схема гидравлического ДАУ двигателей ЧСП18/22

предусмотрено. В качестве реле частоты использован чувствительный элемент регулятора частоты и так называемое устройство для автоматического пуска. Последнее состоит из защелки *6*, стопорящей шайбы *34*, вала *37* в положении «Пуск» и рычага *7*, жестко насаженного на выходной вал *5* регулятора частоты. При пусковой частоте вращения рычаг *7* отклоняет защелку *6*, вал *37* освобождается и возвращается пружиной *30* в нейтральное положение, т. е. пуск заканчивается. Корректирующим устройством является пневмоцилиндр *27* в сочетании с цилиндром *26* предпускового прокачивания двигателя маслом.

Дистанционное автоматизированное управление питается маслом от циркуляционной системы дизеля.

Местное управление. Для управления двигателем из машинного отделения муфту *19* разъединяют, т. е. вал *17* и ротор *21* исполнительного механизма разобщают. Перед пуском с помощью маховичка *13*, винтовой передачи *14* (втулки с резьбой) и стакана *15* устанавливается такое натяжение пружины *10* регулятора частоты, которое соответствует минимально устойчивой частоте вращения двигателя. В результате между дном стакана *15* и эксцентриком *12* при положении маховичка *11* «Стоп» появляется зазор.

После открытия пускового баллона рукоятку *38* ставят в положение «Пуск», и в этом положении ее стопорит защелка *6*, западающая в вырез шайбы *34*. Повернувшийся вслед за рычагом *29* рычаг *33* откроет клапан *32*, через который выйдет воздух из полости под главным пусковым клапаном *31*, и он откроется. Сжатый воздух от баллона направится в пневмоцилиндр *27*, масло из цилиндра *26* будет вытеснено в смазочную систему дизеля, после чего воздух пойдет на пуск, т. е. к воздухораспределителю.

Когда двигатель наберет пусковую частоту вращения, муфта *9* регулятора поднимется и отпустит выходной вал *5* настолько, что рычаг *7* отожмет защелку *6* от шайбы *34*. Вал *37* освободится и будет повернут пружиной *30* в среднее (нейтральное) положение, при котором клапан *32* закроется. Выход воздуха из полости под ГПК прекратится, а так как через отверстие *d* поступает сжатый воздух, то в ней появится давление, которое посадит ГПК в седло, чем и закончится пусковой режим. Двигатель будет работать вхолостую на минимальной частоте вращения, определяемой натяжением пружины *10* маховичком *13*. Если это требуется, с помощью маховичка *13* можно увеличить частоту вращения для прогревания двигателя при его работе вхолостую, после чего снова устанавливается минимально устойчивая частота.

Перевод двигателя на рабочий режим производится маховичком *11*. При его повороте из положения «Стоп» в любом направлении («Вперед» или «Назад») кулачковая шайба *18* переставит золотник *28* в положение соответствующего хода, и связи с чем масло от насоса РРП направится в муфту трения этого хода реверс-редуктора. За время включения реверс-редуктора частота вращения останется минимально устойчивой, так как эксцентрик *12* благодаря зазору между ним и стаканом *15* действовать на пружину *10* не будет.

После поворота маховичка *11* на угол, необходимый для переустановки, механическая связь из кулачковой шайбы *18* золотника *28*, эксцентрика *12* увеличит натяжение пружины *10*, в результате начнет повышаться частота вращения двигателя.

Реверс-редуктор выключится после поворота маховичка *11* в положение «Стоп» (средняя позиция золотника *28*). Если маневры закончены и двигатель необходимо остановить, то рукоятку *38* ставят в положение «Стоп». Рычаг *35* через тягу *3* и рычаг *4* повернет вал *5* в такое положение, при котором тяга *1* выведет рейку в положение нулевой подачи топлива.

Дистанционное управление. Для пуска двигателя из рулевой рубки предназначена канатная передача *36*, посредством которой вал *37* поворачивается так же, как и при местном управлении, но дистанционно управлять изменением частоты вращения при работе вхолостую невозможно. Значит, ее

ли двигатель холодный и после пуска должен быть прогрет, то целесообразнее пускать его из машинного отделения.

На рабочих режимах дистанционное управление двигателем осуществляет гидравлический исполнительный механизм, для чего муфта *19* должна быть включена. Если из рубки передачей *23* повернуть золотник *20*, то он сместится вдоль оси, при этом внутренние кольцевые канавки ротора *21* соединяют с напорными *б* или сливными *а* продольными каналами золотника. Если двигатель работает (пока вхолостую), то блокировочный золотник *25* под давлением масла от насоса РРП будет сдвинут в левую позицию и масло от смазочной системы поступит в каналы *б* золотника *20*. Каналы *а* выходят к торцу золотника *20*, и масло из них сливается внутрь картерного пространства дизеля.

На рис. 208 золотник *20* изображен сдвинутым в направлении хода вперед. Масло из напорных каналов *б* направляется в полость *г* ротора, а из полости *в* открыт выход ему через каналы *а* на слив. Под давлением масла на лопасть *22* ротор *21* будет поворачиваться по часовой стрелке, в связи с чем повернется и вал *17*. Кулачковая шайба *18* переставит золотник *28*, и масло от насоса РРП пойдет в муфту трения переднего хода реверс-редуктора. В этот момент давление масла в трубопроводе от насоса РРП понизится, и пружина переставит блокировочный золотник *25* в правую позицию. Поступление масла к исполнительному механизму прекратится, его ротор остановится. После включения муфты трения давление масла восстановится, золотник *25* будет снова сдвинут влево, вращение ротора *21* возобновится, и эксцентрик *12* начнет увеличивать натяжение пружины *10*.

Вследствие наличия винтовой обратной связи *24* поворот ротора *21* вызовет осевое смещение золотника *20*, обратное тому, при котором полости *г* и *в* были сообщены с каналами *б* и *а*. Поэтому когда ротор *21* повернется на тот же угол, на который был повернут золотник *20* при задании команды, золотник окажется сдвинутым в нейтральное положение, полости *г*, *в* и каналы *б*, *а* будут разобщены и вращение ротора *21* прекратится. Следовательно, вал *17*, а с ним и эксцентрик *12* будут повернуты на такой же угол, какой был задан поворотом золотника *20* дистанционной связью *23*, т. е. установится та частота вращения дизеля, которая была задана органом управления дистанционного поста.

При обратном предыдущему повороте золотника *20* (уменьшение частоты вращения при работе «Вперед» или включение хода «Назад») он сдвинется так, что масло под давлением поступит в полость *в* и откроется выход маслу на слив из полости *г* ротора. Последний начнет вращаться против часовой стрелки.

Легко понять, что при задании команды типа «Вперед — Назад» сначала уменьшится частота вращения дизеля до минимальной, затем включится реверс-редуктор, после чего он включится на задний ход и начнется увеличение частоты вращения.

Глава XIV

СИСТЕМА КОНТРОЛЯ, СИГНАЛИЗАЦИИ И ЗАЩИТЫ

§ 61. Контрольно-измерительные приборы

Приборы для измерения давления. Приборы, по которым контролируют работу двигателя, могут быть штатными, т. е. постоянно установленными на двигателе при постройке, и переносными, т. е. подключаемыми к нему периодически. Автоматизированные судовые дизели снабжают также датчиками дистанционного контроля, ава-

рийно-предупредительной сигнализации и защиты.

Согласно Правилам Речного Регистра РСФСР необходимо измерять следующие параметры: давление циркуляционного смазочного масла на входе в двигатель, а также перед фильтрами, давление охлаждающей воды во внешнем и внутреннем контурах; давление топлива перед ТНВД (при наличии топливоподкачивающего насоса), давление пускового воздуха в продувочном и наддувочном ресиверах и в трубопроводе реверсивного устройства.

Дистанционный пост в рубке должен быть оборудован приборами, показывающими давление рабочего тела (воздуха, масла) в системах питания ДАУ и ДУ, пускового воздуха, воздуха для подачи звукового сигнала, масла в смазочной системе за фильтром, масла в реверс-редукторе. В ряде случаев желательно измерять и вакуум во всасывающих магистралях, что облегчает контроль вакуума в смазочной системе и упрощает поиски причин неисправностей в ее работе.

В качестве приборов контроля давлений в системах применяют манометры и вакуумметры. Наиболее распространен манометр с трубчатой пружиной (трубкой Бурдона). Один конец трубчатой пружины *6* (рис. 209) припаян к корпусу штуцера *1*, другой запаян и серьгой *7* соединен с зубчатым сектором *8*, который сцеплен с шестерней *3*, насаженной на ось стрелки *2*. Для устранения влияния люфтов на показания манометра предусмотрена спиральная пружина *5*, связанная с осью стрелки и с корпусом манометра.

Штуцер *1* соединяют с местом контроля давления. Изменение давления вызывает деформацию пружины *6* и поворот ее стрелки *2*. Шкала *4* проградуирована в единицах измерения давления.

Вакуумметр отличается от манометра характером работы трубчатой пружины. Появление в трубчатой пружине разрежения заставит ее под действием атмосферного давления

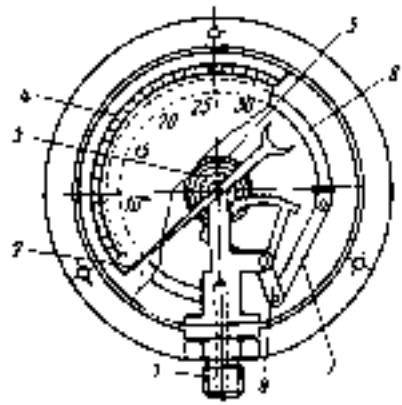


Рис. 209. Манометр

уменьшать радиус кривизны, поворачивая указательную стрелку.

Широко используются электроманометры типа ЭДМУ. Они состоят из датчика (измерителя) и указателя. Прогиб под действием измеряемого давления мембраны датчика вызывает смещение ползуна переменного сопротивления. В связи с этим поворачивается стрелка указателя, представляющего собой логометр. Число, стоящее в конце марки электроманометра, показывает предел измерения прибора. Электроманометры ЭДМУ питаются постоянным током напряжением 24 В.

Термометры. Согласно Правилам Речного Регистра РСФСР необходимо измерять температуру:

выпускных газов на выходе из каждого цилиндра (при диаметре цилиндра 180 мм и выше) или среднюю температуру в выпускном коллекторе (при диаметре цилиндра менее 180 мм);

выпускных газов на входе в турбокомпрессор и выходе из него;

масла смазочного на входе во внутреннюю смазочную систему и выходе из нее;

охлаждающей воды на входе в двигатель и ее выходе из каждого цилиндра;

наддувочного воздуха на выходе из холодильника.

На дистанционном посту управления в рубке согласно Правилам Речного Регистра РСФСР должен быть установлен лишь прибор для контроля температуры воды замкнутого контура на

выходе из двигателя, но обычно устанавливают еще прибор контроля температуры смазочного масла на выходе из двигателя.

Для контроля температур в системах широко применяют ртутные термометры, хотя они не обеспечивают дистанционного контроля и их прочность настолько мала, что они ломаются даже от вибрации.

Ртутные термометры устанавливают в оправе (рис. 210, *а*), состоящей из патрона *1* и защитного кожуха *2*. Для улучшения теплоотдачи в патрон *1* заливают масло (при температуре до 150 °С), ртуть (при температуре до 300 °С) или закладывают стружку из красной меди (при температуре выше 300 °С). Заполнитель должен лишь покрывать шарик термометра. Устанавливать термометр следует вертикально или под острым углом к вертикали, шарик его должен располагаться в центре трубы.

Широко распространены термометры манометрического типа (рис. 210, *б*). Они состоят из термопатрона *3*, капиллярной трубки *4* и манометра *5*. Отклонение стрелки манометра зависит от давления пара жидкости-наполнителя, т. е. от температуры термопатрона. Манометры градуируют в градусах Цельсия. Недостаток манометрических термометров — значительная погрешность (порядка 5 °С), увеличивающаяся со временем.

Для контроля за температурой отходящих газов используют термоэлектрические термометры (пирометры). Такой термометр (рис. 210, *в*) состоит из термопары *7* и гальванометра *9*, шкалу которого градуируют (в комплекте с термопарой этого типа) в градусах Цельсия. К одному гальванометру можно присоединить несколько термопар через переключатель *8*.

Чувствительным элементом термопары является спай *6* двух разнородных металлов. При нагревании спая на свободных концах, составляющих пару проволочек, появляется э. д. с., значение которой пропорционально его температуре. Следовательно, изменение температуры спая вызовет отключение стрелки гальванометра. Предел измерения температуры зависит от материала проволочек.

Так, предел измерения спая платинородиевой и платиновой проволочек (термопара типа ПП) — до 1300 °С, хромель-алюмелевой пары (ХА) — до 900 °С, хромель-копелевой (ХК), железо-копелевой (ЖК) и железо-константановой — до 600 °С.

Погрешность измерений у термопар примерно 3%. Она зависит от температуры окружающей среды, так как э. д. с. пары зависит от разности температур спая и свободных концов пары. Поэтому желательно искусственно удлинить проволочки, применив для присоединения термопары к гальванометру провода из тех же материалов, и поместить гальванометр там, где температура более или менее постоянная.

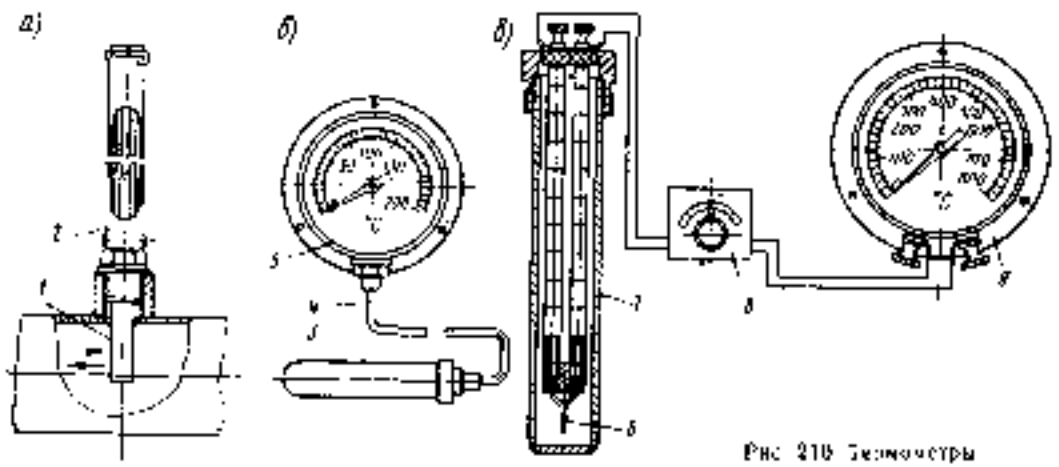


Рис. 210. Термометры

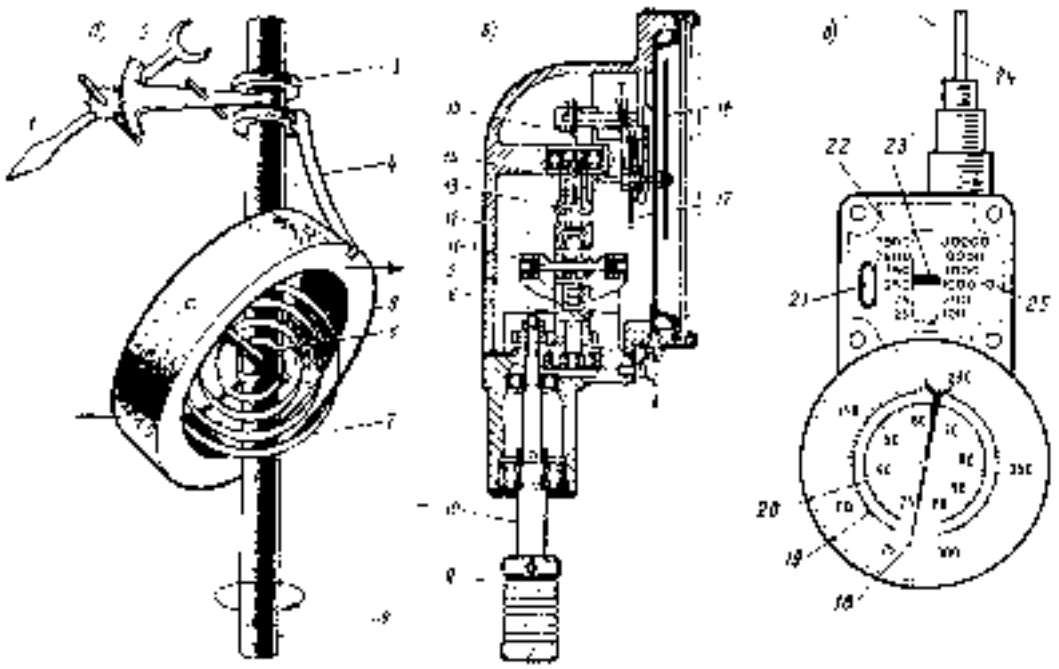


Рис. 211. Тахометры

Для измерения температур в системах дизеля применяют также термометры сопротивления ТУЭ-48 и ТП-2, питающиеся постоянным током напряжением 24 В.

Тахометры. Частоту вращения двигателя контролируют с помощью механических и электрических тахометров.

Механические тахометры обычно центробежного типа (рис. 211, *а*). Принцип их работы: вместе с валом *8* тахометра вращается свободно насаженная на ось *6* кольцевая масса *5*, стремящаяся под действием центробежных сил повернуться. Повороту массы *5* препятствует пружина *7*, в связи с чем масса занимает какое-то положение, зависящее от значения центробежных сил, т. е. частоты вращения вала. Масса связана тягой *4* с муфтой *3*. Поворот массы вызовет движение муфты вдоль вала, муфта повернет зубчатый сектор *2*, а последний — стрелку *1*.

На рис. 211, *б* изображен тахометр ТС-100. Вал *8* его приводится в движение от вала *10* через пару шестерен. Вал *10* соединен с приводом через пружину *9*, смягчающую неравномерность вращения вала привода. Масса *5* насажена на ось *11*, запрессованную в вал *8*. Пружина *12* массы помещена в пазу вала *8*. Тяга *13* массы соединена с ползуном *14*, помещенным внутри вала *8*. Ползун *14* посредством тяги *15*, зубчатого сектора и шестерен может поворачивать стрелку *16*. Шестерня *17* сцеплена с особым маховичком, цапфа которого предотвращает колебания стрелки.

Существуют механические тахометры, показывающие не только частоту, но и направление вращения вала двигателя.

Для проверки работы штатных тахометров и для разовых измерений применяют ручные тахометры (рис. 211, *в*). Принцип их работы тот же, что и тахометра центробежного типа. Для расширения диапазона измерений в тахометрах предусмотрена коробка частот. Переключение частот выполняет вал *24*, перемещаясь вдоль оси при нажатой кнопке *25*, фиксирующей положение механизма. Установленный переключением диапазон измерений определяют по положению указателя *23* относительно шкалы *22*. Как видно из

рис 211, *а*, тахометр приголен для измерения частоты вращения от 25 до 30 000 мин$^{-1}$.

На вал 24 надет стальной граненый или резиновый наконечник, которым тахометр прижимается к центровому углублению торца вала. Чтобы оператор держал тахометр горизонтально, предусмотрен уровень 21. Когда вал тахометра будет вращаться вместе с валом двигателя, стрелка 18 покажет частоту вращения. В зависимости от установки коробки частот показания снимают с внешней 19 или с внутренней 20 шкал.

Иногда на двигатели устанавливают также счетчики числа оборотов, или работометры. Их конструкция подобна механизму счетчиков электрической энергии, когда одно колесо через каждый оборот поворачивает второе колесо на 1/10 оборота. Набор таких колес позволяет по цифрам, нанесенным на их внешней поверхности, определить число оборотов, сделанное двигателем с начала работы. Работометры иногда маркируют в часах работы двигателя, причем 1 ч их показаний соответствует числу оборотов, которое сделает дизель за 1 ч при нормальной частоте вращения.

Электрические тахометры постоянного тока (типа К16, К18) и переменного трехфазного тока (типа ТЭ) состоят из датчика (тахогенератора) и указателя.

§ 62. Автоматизация контроля работы дизелей

Степени автоматизации. Судовые дизели согласно ГОСТ 14228—80 по объему операций, выполняемых автоматически, и по продолжительности необслуживаемой работы классифицируют по степеням автоматизации.

При первой степени автоматизации должно быть обеспечено время необслуживаемой работы дизелей в зависимости от их мощности — 4, 8, 12 ч. Для этого должен быть выполнен следующий минимум операций:

автоматическое регулирование частоты вращения;

автоматическое регулирование температуры в системах охлаждения и (или) смазочной;

автоматическое регулирование напряжения (для дизель-генераторов);

местное и (или) дистанционное управление пуском, остановом, предпусковыми и послеостановочными операциями, а также частотой вращения (нагружением) и реверсированием;

автоматический подзаряд аккумуляторных батарей, обеспечивающих пуск и (или) питание средств автоматизации (при электростартерном пуске);

автоматическая аварийно-предупредительная сигнализация и защита;

индикация значений контролируемых параметров на местном (дизельном) щитке и (или) на дистанционном пульте.

При второй степени автоматизации двигателя время необслуживаемой работы увеличивается до 24, 36, 50 и 72 ч. Кроме операций первой степени автоматизации, должно быть предусмотрено:

дистанционное автоматизированное и (или) автоматическое управление пуском, остановом, предпусковые и послеостановочные операции;

дистанционное автоматизированное и (или) автоматическое управление частотой вращения (нагружением) и реверсированием при его наличии;

автоматический прием нагрузки при автономной работе или выдача сигнала о готовности к приему нагрузки (для дизель-генераторов);

автоматизация совместной работы двигателей, в том числе автоматического приема нагрузки в ходе синхронизации при параллельной работе дизель-генераторов между собой или с внешней сетью;

автоматическое поддержание двигателя в готовности к быстрому приему нагрузки;

автоматическое регулирование вязкости тяжелого топлива и автоматизированное управление переходом с топлива одного вида на другое;

автоматизированный экстренный пуск и (или) останов;

исчерпывающая сигнализация

При третьей степени автоматизации время необслуживаемой работы дизелей (также в зависимости от их мощности) 150...250 ч. При этом, кроме операций второй степени автоматизации, на двигателе должно обеспечиваться

автоматическое пополнение расходных емкостей топлива, смазочного масла, охлаждающей жидкости и сжатого воздуха;

автоматизированное и (или) автоматическое управление вспомогательными агрегатами и (или) отдельными операциями обслуживания двигателя.

На дизелях, отвечающих четвертой степени автоматизации, время необслуживаемой работы 250...375 ч. Кроме операций по третьей степени автоматизации, дополнительно должно быть предусмотрено

централизованное управление двигателем с помощью управляющих машин;

централизованный автоматический контроль;

автоматизированное и (или) автоматическое техническое диагностирование состояния двигателя в целом или его отдельных частей.

ГОСТ 10150—82 предусматривает автоматизацию двигателей лишь по требованию их владельца. Однако в любом случае двигатели должны быть оборудованы автоматической сигнализацией.

Виды автоматической сигнализации. Автоматическая сигнализация гарантирует, что опасное отклонение контролируемого параметра от нормального его значения не останется незамеченным. Она совершенно необходима при дистанционном управлении двигателем и особенно при комплексной автоматизации обслуживания, когда в машинном отделении отсутствует постоянная вахта.

Автоматическая сигнализация может быть предупредительной, когда сигнал извещает о том, что контролируемый параметр вышел за допустимые пределы. После этого сигнала обслуживающий персонал еще имеет некоторое время для принятия мер, предотвращающих достижение двигателем аварийного состояния. При аварийной сигнализации сигнал извещает о том, что двигатель достиг аварийного состояния и его следует немедленно остановить. Иногда система подает оба сигнала: сначала предупредительный, затем, если контролируемый параметр достиг аварийного состояния, аварийный. Такую сигнализацию называют аварийно-предупредительной.

При ДАУ необходима также исполнительная сигнализация, извещающая оператора о выполнении заданной им команды.

На многих теплоходах предусмотрена лишь предупредительная сигнализация, но согласно ГОСТ 11928—83 по большинству параметров следует иметь аварийно-предупредительную сигнализацию.

В соответствии с требованиями Минречфлота РСФСР к Правилами Речного Регистра РСФСР на судах должна быть предусмотрена автоматическая сигнализация, срабатывающая при минимальных значениях давления масла в двигателе за фильтром и масла в редукторе, при максимальных температурах масла на выходе из двигателя, воды на выходе из него и выносных упорных подшипников; минимальных уровнях воды в расширительном баке системы охлаждения и топлива в расходном баке. Предупредительный сигнал должен появляться при повышении температур в системах не более чем на 5% максимального рабочего значения и при понижении давления не более чем на 10% минимального рабочего значения. Для аварийного сигнала установлены упрощенные нормы срабатывания, т. е. при повышении температуры в пределах 10%, при понижении давления в пределах 20% (отнесенные к тем же рабочим значениям).

Виды сигналов. Согласно ГОСТ 11928—83 судовые двигатели мощностью от 110 до 2200 кВт должны быть оборудованы системой предупредительной и аварийной сигнализации с отключаемой защитой (СПАСЗО). У двигателей мощностью свыше 220 кВт рекомендуется предусматривать сигнализацию по их перегрузке.

В схемах СПАСЗО предусмотрены два вида сигналов световой и звуковой. Световой сигнал в машинном отделении может быть индивидуальным по каждому параметру, в рулевой рубке — общим, звуковой сигнал — общим по всем параметрам как в рубке, так и в машинном отделении. Звуковой сигнал предусматривают отключаемым, так как он нужен только для привлечения внимания вахты к световому.

Если по какому-либо параметру должны подаваться как предупредительный, так и аварийный сигналы, то устанавливают два датчика. Датчики могут замыкать цепи каждый своей лампы, т. е. одна из ламп будет предупредительным, другая — аварийным сигналом. Встречаются и другие варианты.

Так, в схеме СПАСЗО, разработанной ЦКБ Минречфлота РСФСР, при срабатывании датчика аварийного сигнала включается транзисторный мультивибратор, выдающий кратковременные импульсы на ту же лампу, цепь которой замыкается датчиком предупредительной сигнализации. В связи с этим при подаче предупредительного сигнала индивидуальная и общая красные лампы горят с постоянным накалом, при аварийном сигнале они горят прерывисто. Так же прерывисто звучит зуммер в рубке при аварийном сигнале.

ГОСТ 11928-83 предписывает питание СПАСЗО постоянным током напряжением 24 В.

Датчики автоматической сигнализации. На флоте встречается довольно большое количество типов датчиков давления и температуры. Некоторые из них выполнены в виде отдельного узла. Однако преимущественно используют комбинированные реле КРМ.

На рис. 212 изображены схемы двух отдельно устанавливаемых датчиков: реле давления РДК-55 и реле температуры ТС-100 (температурный сигнализатор).

Реле РДК-55 (рис. 212, *а*) сильфонного типа с пределом регулирования 300 кПа. Контролируемое давление действует с наружной стороны сильфона *7*. Когда сильфон находится под давлением, его шток поднимает правый конец трехплечего рычага *9* с осью качания *6*, растягивая пружину *1*. В данном положении рычага его третье вертикальное плечо *5* освобождает шток микровыключателя *5*. Если давление на сильфон упадет, пружина *1* повернет рычаг *9* по часовой стрелке и его вертикальное плечо *5* нажмет на шток микровыключателя *5*, замкнув сигнальную цепь.

Натяжение пружины *1* можно изменять передвижением каретки *3* с ги-

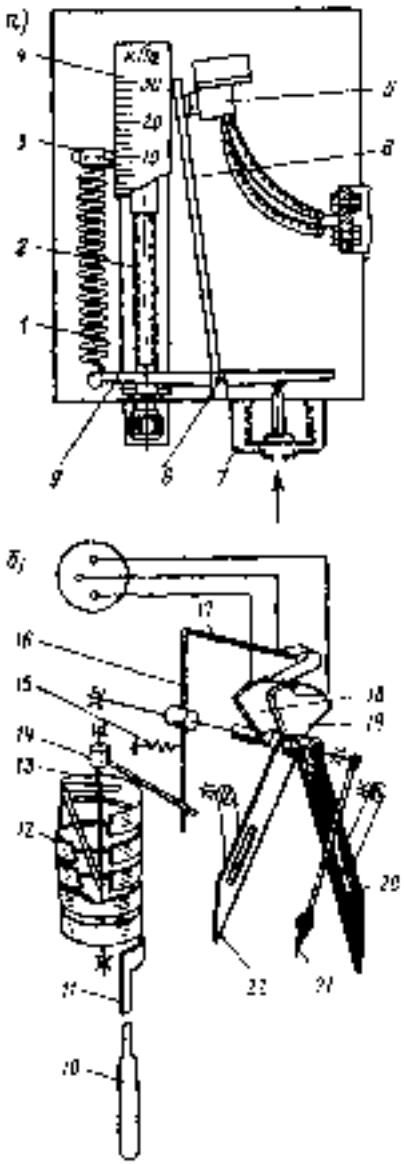


Рис. 212. Датчики: РДК-55 (*а*) и ТС-100 (*б*)

мощью винта 2. Этим изменяется значение давления, при котором будет подан сигнал. Оно определяется по шкале 4, вдоль шкалы перемещается указатель каретки.

Чувствительный элемент реле типа ТС (рис. 212, б) состоит из термопатрона 10 и трубчатой пружины 12, имеющей несколько витков. Полость внутри трубчатой пружины соединена с термопатроном капиллярной трубкой 11. Термопатрон содержит легкокипящую жидкость.

Запаянный конец трубчатой пружины 12 соединен с поводком, сидящим на оси 13, несущей рычаг 14, к которому пружиной 15 прижат двуплечий рычаг 16. Он жестко насажен на ось указательной стрелки 21. При повышении температуры термопатрона 10, омываемого контролируемой средой, под давлением пара жидкости-заполнителя трубчатая пружина 12 начинает раскручиваться и ее свободный конец поворачивает ось 13. Рычаг 14 поворачивает двуплечий рычаг 16, причем пружина 15 растягивается. Вместе с рычагом 16 поворачивается стрелка 21, показывающая на шкале температуру.

При снижении температуры трубчатая пружина в силу упругости скручивается и пружина 17 обеспечивает возвратный поворот стрелки.

На верхнем плече рычага 16 укреплена траверса 17 с двумя подвижными контактами. Когда подвижный контакт находит на контакт сектора 19, замыкается первая сигнальная лампа. При дальнейшем повышении температуры второй подвижный контакт набегает на контакт сектора 18 и замыкает вторую цепь. Первая цепь может быть предупредительной, вторая — аварийной.

Датчик регулируется на значение температуры срабатывания поворотом секторов 18 и 19, соединенных со стрелками 20 и 22, поэтому на шкале видна установка прибора.

В качестве датчиков давления применяют электроконтактные манометры. В них вместе с указательной стрелкой поворачивается подвижный контакт. При падении давления он, набегая на неподвижный контакт, замыкает сигнальную цепь.

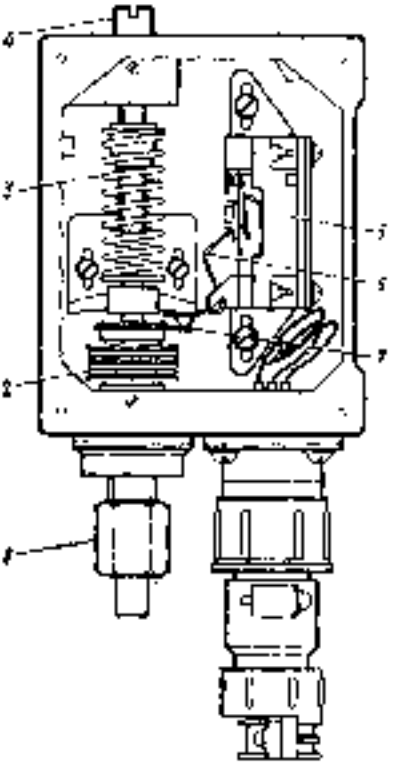


Рис. 213. Реле типа КРМ

Чувствительным элементом реле типа КРМ (рис. 213) является сильфон 2, нагруженный пружиной 3. Педаль сильфона 7 воздействует на рычаг 6 переключателя 5.

С помощью реле КРМ можно контролировать давление. В этом случае через штуцер 1 внутрь сильфона 2 поступает масло из смазочной системы или охлаждающая вода. При нормальном давлении сильфон 2 с педалью 7 будут находиться в верхнем положении — контакты переключателя 5 разомкнуты рычагом 6. Если давление в контролируемой системе упало, сильфон 2 с педалью 7 опустятся, а рычаг 6 замкнет контакты переключателя 5 — сработает система сигнализации.

Реле КРМ может контролировать и температуру. Тогда к штуцеру 1 присоединяется капиллярная трубка от измерительного преобразователя температуры, омываемого контролируемой жидкостью.

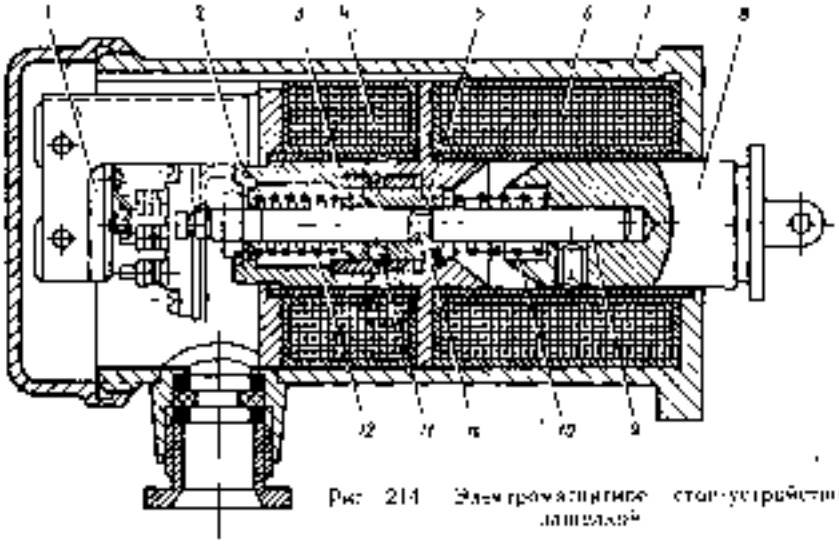


Рис. 214. Электромагнитное стоп-устройство с защитой

Реагируя на изменение температуры (например, повышение), сильфон 2 раздвинется и педалью 7 нажмет на рычаг 6, который включит контакты переключателя 5, и сработает система сигнализации.

Реле КРМ регулируют на давление или температуру срабатывания изменением натяжения пружины 3 регулировочной пробкой 4.

Автоматическая защита. Согласно общесоюзным стандартам и требованиям Минречфлота РСФСР дизели должны быть оборудованы автоматической защитой, которая предназначена для того, чтобы при достижении контролируемым параметром (частотой вращения коленчатого вала, давлением масла в смазочной системе, температурой воды на выходе из двигателя) опасного значения прибор автоматической защиты останавливал двигатель.

При плавании в речных условиях внезапная остановка двигателя может привести к более серьезной аварии, чем выход его из строя. Поэтому у судовых двигателей, если автоматическая защита и есть, то отключаемая действие ее можно приостановить, хотя контролируемый параметр достиг аварийного значения. Исключение составляет автоматическая система защиты по частоте вращения вала двигателя, ее предусматривают неотключаемой и она срабатывает при разносе двигателя беспрепятственно.

Для остановки двигателя при падении давления масла и повышении температуры воды применяют электромагнитные стоп-устройства, одна из конструкций которых приведена на рис. 214.

Внутри корпуса 7 размещены две обмотки 4, 6 электромагнита, сердечник 8, шток 9, втулка-сердечник 2 и макропереключатель 1. Сердечник 8 соединяется с рейкой топливного насоса, причем при обесточенной основной обмотке 6 пружина 10 удерживает его в выдвинутом (правом) положении. Во втулке-сердечнике 2 установлена пружина 12, стремящаяся сдвинуть ее влево. Обе пружины упираются внутренними торцами в тяльзу 5, жестко закрепленную в корпусе стоп-устройства. В радиальное отверстие этой гильзы вставлен шарик-фиксатор (защелка) 11. При выдвинутом сердечнике 8 последний входит в выточку цилиндра 3, жестко связанного с втулкой-сердечником 2.

Когда для остановки двигателя будет подано питание на обмотку 6, магнитное поле втянет сердечник 8, в связи с чем рейка топливного насоса окажется в положении нулевой подачи. При крайнем левом положении сердеч-

ника *8* проточка *а* штока *9* окажется против шарика *11*. Пружина *12* сдвинет втулку-сердечник *2* вместе с цилиндром *3* влево, сместив шарик *11* в проточку *а* штока *9*. Одновременно шток *9* воздействует на микровыключатель *7*, размыкающий цепь обмотки *6*. Таким образом, при advинутом (левом) положении сердечник *8* оказывается застопоренным защелкой (шариком *11*), а обмотка *6* — обесточенной.

Для последующего пуска дизеля подается напряжение на обмотку *4* защелки. Магнитное поле обмотки втягивает втулку-сердечник *2*. При правом положении втулки-сердечника *2* против шарика *11* окажется проточка цилиндра *3*, шарик сдвинется в проточку, освободив шток *9*, и сердечник *8* под действием пружины *10* вернется в правое положение, освободив рейку топливного насоса. Предусматривается возможность сдвига втулки-сердечника *2* вправо и вручную.

Переставочное усилие в стоп-устройстве с защелкой согласно ГОСТ 11102—75 должно быть в пределах 30—500 Н. Для питания стоп-устройства предусматривают постоянный ток напряжением 24 В.

Для остановки двигателя в случае его разноса применяют также способ перекрытия поступления в цилиндры воздуха. Всасывающий или наддувочный коллекторы оборудованы заслонкой с пружиной, стремящейся ее закрыть. При нормальной работе двигателя заслонку удерживает в открытом состоянии защелка. В случае разноса двигателя защелку сбрасывает датчик обычно центробежного типа.

Аналогичный сигнал об разносу и защита должны срабатывать при повышении частоты вращения на 15—25% выше номинальной.

Глава XV

ДВИГАТЕЛИ СЕРИЙНЫХ ТЕПЛОХОДОВ

§ 63. Реверсивные среднеоборотные двигатели

Дизели типа 6ЧРН36/45. Автоматизированные реверсивные дизели типа 6ЧРН36/45 завода «Двигатель революции» (табл. 6) используют в качестве главных на крупных речных теплоходах.

Конструкция дизеля позволяет устанавливать его как непосредственно на жесткий фундамент, так и на эмпригизаторы, снижающие уровень вибрации судна. Коленчатый вал с валопроводом в этом случае соединяют гибкой эластичной муфтой. В выпускаемых в настоящее время дизелях предусмотрена специальная система топливоподготовки, обеспечивающая возможность работы как на дизельном, так и на моторном топливе.

В чугунном блок-раме *1* (рис. 215) предусмотрены смотровые люки с плотно крепящимися *19* со стороны расположения и крышками *3* с предохранительными клапанами со стороны борта.

В рамовых подшипниках коленчатого вала установлены сталебаббитовые или сталеалюминиевые вкладыши. Блок цилиндров *7* закреплен к раме анкерными шпильками, нижний конец которых перешел в цилиндрические гайки *2*, расположенные в расточках блок-рамы. Чугунные втулки цилиндров *11* уплотнены в верхней части медной или стальной прокладкой, в нижней — тремя закладными резиновыми кольцами. В нижнюю часть в внутренней поверхности втулки поступает мас

Таблица 6

Заводская марка	Обозначение по ГОСТ 4393—82	Мощность кВт	Частота вращения мин⁻¹	Средне эффективное давление, МПа	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
Г60	6ЧРН36/45	662	375	0,79	220
Г70-5	6ЧРН36/45	737	360	0,94	216
Г70	6ЧРН36/45	883	375	1,05	218
Г74	6ЧРНН36/45	1146	500	1,02	214

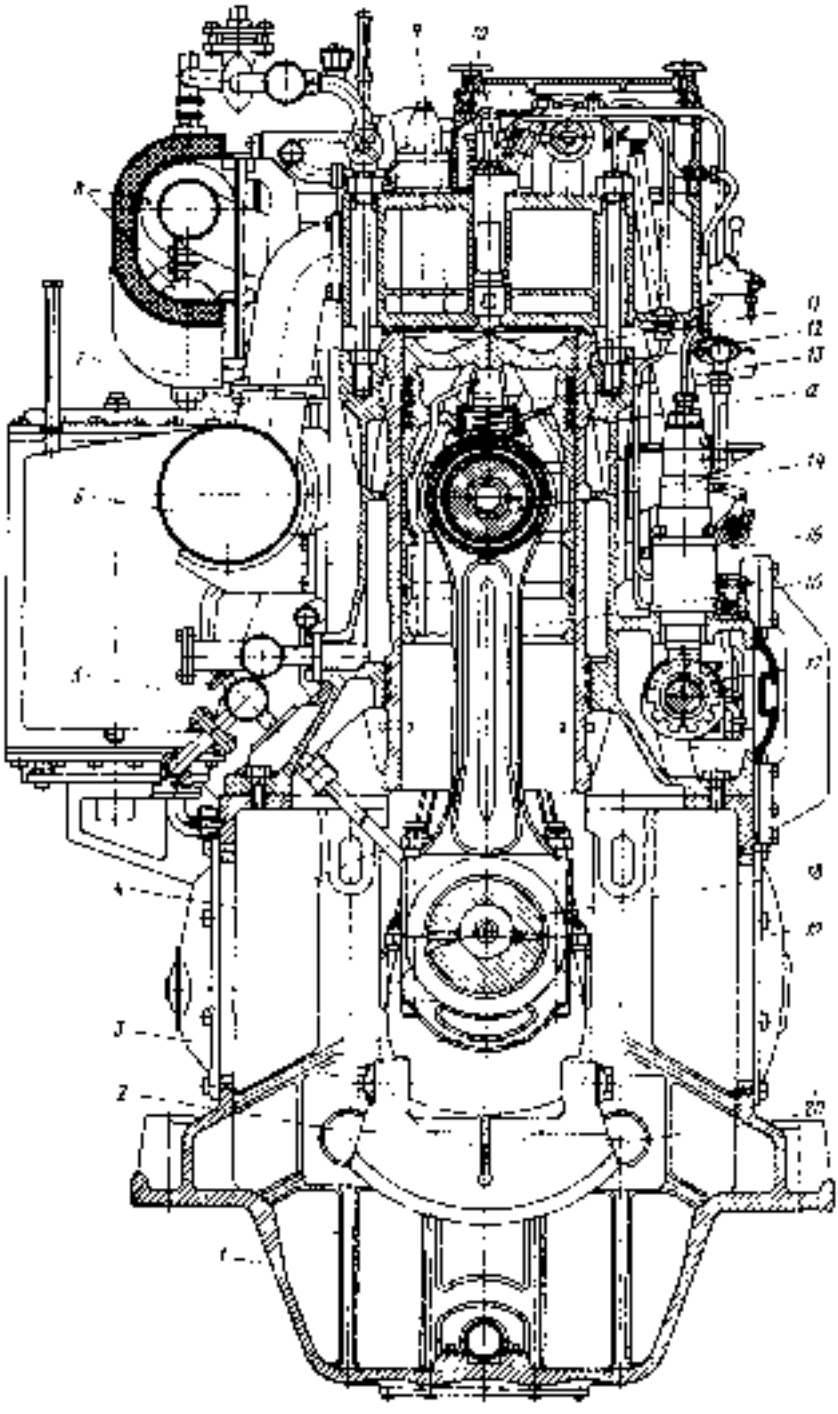


Рис. 215. Поперечный разрез дизеля 6ЧРН 18:45

ло из циркуляционной системы. Крышки 9 цилиндров отдельные, чугунные.

Поршень 12 чугунный, охлаждаемый. Масло для охлаждения днища поступает через шатун в полость 6, откуда сливается по трубке 13 в подпон фундаментной рамы. Уплотнительных колец четыре. Двойные маслосъемные кольца расположены в нижней части головки и тронка. Палец 14 поршня плавающий, зафиксирован заглушками, крепящимися к поршню. Шатун 16 двутаврового сечения изготовлен с неразъемной кривошипной головкой. Поршневым подшипником служит бронзовая втулка, в кривошипном установлены сталеалюминиевые или сталеалюминиевые вкладыши.

Коленчатый вал 18 цельный, с полыми заглушенными шатунными шейками. Для разгрузки рамовых подшипников от центробежных сил инерции кривошипы снабжены противовесами 20. Смазочное масло к рамовым подшипникам поступает по магистрали 5 по трубам 4, а к шатунному подшипнику — по каналам, просверленным в коленчатом валу.

В рабочих цилиндрах предусмотрено продольному впускному и выпускному клапану. Привод открытия их штанговый. Кулачковые шайбы выполнены в блоках по две. Распределительный вал 17 расположен в специальной полости блока цилиндров. Выпускных коллекторов 8 два. Наддувочный коллектор 6 расположен ниже выпускных. Турбокомпрессор с газовой турбиной осевого типа устанавливается на кормовом торце двигателя.

В топливной системе двигателя предусмотрен шестеренный топливоподкачивающий насос, два сетчатых фильтра грубой очистки и металлический фильтр тонкой очистки. Топливные насосы 15 индивидуальные, золотниковые, стандартного типа. Форсунки 10 закрытые, охлаждаемые. Регулятор двигателя всережимный, изодромный.

Масляная система с масляных баков. Откачивающий и нагнетательный насосы выполнены каждый отдельно. Предусмотрены два прокачивающих электронасоса. После каждого насоса установлен сетчатый фильтр, после нагнетательного, кроме того, реактивная центрифуга и два включенных параллельно трубчатых холодильника.

Насосы системы охлаждения центробежные. Водяной холодильник трубчатый. Масляная система и система охлаждения снабжены терморегуляторами.

В воздушном пусковом устройстве предусмотрены пусковые клапаны с пневматическим управлением, дисковый воздухораспределитель и главный пусковой клапан с нагрузочными поршнями. Пневматического компрессора нет.

Реверсивное устройство пневмогидравлического типа с одним поршневым серводвигателем. Пост управления объединен в общую схему с пневматическим ДАУ, разработанным заводом-изготовителем.

Дизели типа НФД48 и НФД36. Реверсивные дизели типа НФД48 (ЧР32/48) и НФД36 (ЧР24/36) комбината СКЛ (SKL Schwermaschinenbau «Karl Liebknecht», народное предприятие ГДР) различных модификаций с наддувом и без наддува выпускали в 6—8-цилиндровом исполнении.

Существенная особенность дизелей этого типа — наличие у них однодискового сегментного упорного подшипника, воспринимающего осевое усилие от гребного винта. Это позволило не устанавливать в линии валопровода отдельный упорный подшипник. Современные дизели оборудованы ДАУ и средствами автоматизации. Кроме этого, они могут быть приспособлены для работы на топливах любых марок.

Каждую модификацию дизеля завод поставляет в широком диапазоне номинальной частоты вращения, что позволяло использовать одну и ту же модель на судах различного назначения и мощности и иметь одну и ту же номенклатуру запасных и сменных деталей для большой группы разнотипных судов.

Так, например, дизель 6НФД48У поставляли со следующими номинальными характеристиками: 294 кВт — при 275 мин$^{-1}$, 294 — при 300, 368 — при 350, 397 кВт при 375 мин$^{-1}$.

Характеристики базовых моделей дизелей приведены в табл. 7.

Дизель 8НФД48А 2У изображен на рис. 216. Фундаментная рама 5 дизеля цельнолитая чугунная. Блок-картер 10 приклепан к раме заклепочными связями 1. Картерные люки оборудованы предохранительными клапанами 3. Чугунные втулки цилиндров 16 уплотнены в нижней части двумя закладными резиновыми кольцами, в верхней — путем притирки торцовой поверхности фланца втулки к блоку. В двигателях НФД48А 2У ниже опорной поверхности фланца поставлено закладное резиновое кольцо. Крышки 12 цилиндров отдельные чугунные.

Коленчатый вал 2 стальной цельнокованый. На кормовом конце его предусмотрен гребень для упорного подшипника. Вкладыши рамовых и шатунных подшипников дизелей стальные, залитые свинцовистой бронзой, а сверху нее вкладыши имеют приработочный слой. Вкладыши рамовых подшипников двигателей первых выпусков заливали баббитом. Шатунные подшипники изготовляли без вкладышей: баббит в них заливали непосредственно на рабочую поверхность нижней головки шатуна.

Поршни 17 изготовлены из алюминиевого сплава. Уплотнительных колец четыре, маслосъемных два. Палец поршня плавающий, зафиксирован пружинящими кольцами. Поперечн-

Таблица 7

Заводская марка	Обозначение по ГОСТ 4393—42	Мощность, кВт	Частота вращения, мин⁻¹	Средне эффективное давление, МПа	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
6(8)НФД48У	6(8)ЧР32/48	368(492)	375	0,56	228
6(8)НФД48-2У	6(8)ЧР32/48-2	485(647)	425	0,60	224
6НФД48АУ	6ЧР1332/48	485	330	0,78	218
8НФД48АУ	8ЧР1332/48	736	375	0,78	218
6(8)НФД48А-2У	6(8)ЧР1332/48-2	736(970)	425	0,90	218
8НФД36У	8ЧР24/36	294	500	0,55	228
8НФД36АУ	8ЧРН24/36	294	350	0,79	224
8НФД36А-1У	8ЧРН24/36-1	425	500	0,80	224
8НФД36/24А-1	8ЧН24/36-1	440	500	0,83	218

ное сечение стержня шатуна 21 круглой формы. Кривошипная головка двигателей НФД48А-2У неотъемная, кроме первых модификаций. Поршневой палец плавающего типа стальной, втулка залуженная свинцовистой бронзой. Нижняя головка шатуна залита баббитом. Масло из рамового подшипника, куда оно поступает по трубе 4 из магистрали 7, проходит в шатунный через наклонное просверленное отверстие в валу. На хвостовом конце многих дизелей навешен демпфер жидкостного (силиконового) или сухого трения.

Впускных и выпускных клапанов предусмотрено по одному на каждый цилиндр. Корпус выпускного клапана НФД48А-2У охлаждаемый. Привод открытия клапана штанговый. У двигателей НФД48А-2У он установлен внутри кожуха. Кулачковые шайбы выполнены в блоках по четыре. Распределительный вал 20 расположен внутри картерного пространства. Наддувочный (или впускной) 18 и выпускные 17 коллекторы размещены с разных сторон двигателя.

Для наддува двигателей используют турбокомпрессоры ЕКМ или ПД150Н. Выпуск газов происходит через два у шестицилиндровых и через четыре у восьмицилиндровых двигателей выпускных коллектора, обеспечивающих импульсный наддув с переменным давлением.

В топливной системе двигателей первых выпусков не было подкачивающего насоса, в последующих выпусках он предусмотрен. Топливные фильтры сетчатые, но в последние годы устанавливают бумажные. Топливные насосы 18 индивидуальные золотниковые. Форсунки 13 закрытые с фильтром высокого давления. Регулятор всережимный прямого действия.

В масляной системе предусмотрены масляный бак и двухсекционный шестеренный насос. Сетчатый фильтр и диафрагменный или трубчатый холодильник 9 включены после нагнетательной секции. Двигатели НФД48А-2У оснащают с масляными центрифугами. Насос забортной воды системы охлаждения поршневой или центробежный, внутреннего контура — центробежный. Холодильник воды 8 трубчатого типа с терморегулятором 6.

Воздушное пусковое устройство состоит из пусковых клапанов 14, открывающихся пневматически, индивидуальных распределительных золотников 19 и ГПК дифференциального типа. Компрессор для пускового воздуха навешен на двигатель. Реверсивное устройство пневмогидравлическое с поршневым сервомотором.

Пост управления неавтоматизированных двигателей предусмотрен с тремя органами управления: рукояткой реверса, рукояткой управления и маховичком для изменения подачи топлива. Двигатели типа НФД48 оборудованы разными системами ЛАУ, по преимуществу пневматическими конструкции ЦТКБ Минречфлота РСФСР. Двигатели НФД48А-2У комбинат СКЛ поставляет с комбинированным (управление из машинного отделения с помощью пневмоэлектрики, дистанционная часть электрическая, автоматизированная) ДАУ собственной конструкции.

Конструкция дизелей типа 8НФД36 мощностью 220—440 кВт аналогична. Обе эти модели выпускали также и в реверсивном исполнении.

В связи с освоением выпуска новых, более совершенных дизелей в настоящее время эти двигатели комбинат СКЛ выпускает в ограниченном количестве, только для замены эксплуатирующихся.

Дизели типа 6Д275. Дизели типа 6Д275 (6ЧР27,5/36 и 6ЧН27,5/35) комбината ЧКЛ (народное предприятие ЧССР) с наддувом и без наддува, в реверсивном и нереверсивном исполнении установлены на многих речных судах. В настоящее время комбинат выпускает форсированные реверсивные дизели типа 6-27,5А2Л с уменьшенным по сравнению с базовой моделью ходом поршня. При работе на винт все дизели этого типа оборудованы понижающим редуктором или реверс-редуктором. Характеристики основных модификаций дизеля приведены в табл. 8.

Для примера на рис 217 изображен дизель 6Л275II(III)H Фундаментная рама 1 двигателя цельная чугунная Рамовые подшипники со сталебаббитовыми вкладышами Блок-картер 6 закреплен к фундаментной раме внутренними болтами 2 Часть картерных люков оборудована предохранительными клапанами 4 Вставные чугунные втулки цилиндров 14 уплотнены вверху мелкой или стальной прокладкой, внизу закладными резиновыми кольцами V двигателей первых выпусков внизу устанавливали резиновое кольцо, поджимаемое фланцем Крышки 8 цилиндров чугунные индивидуальные, закрыты сверху колпаками

Поршни 13 из алюминиевого сплава Уплотнительных колец четыре или пять, маслосъемных два или три В последнем случае два

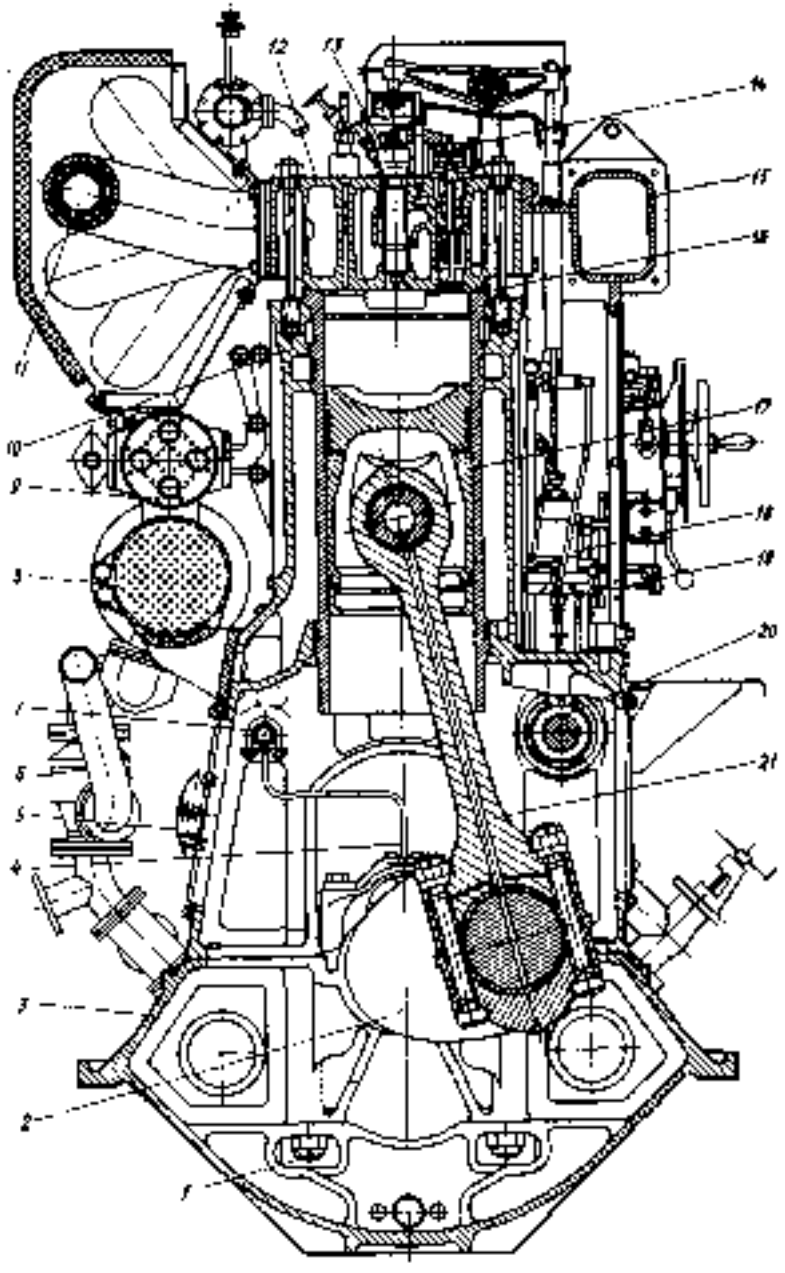


Рис 216 Поперечный разрез дизеля 8ПФД48А-2Б

маслосъемные кольца установлены в нижней части тронка. Палец плавающий зафиксирован пружинными кольцами, хотя встречаются и фиксации заглушками. Форма поперечного сечения стержня шатуна *17* двутавровая. К нему прикреплена трубка для подвода масла в поршневой подшипник, образованный стальной втулкой, залитой свинцовистой бронзой.

У двигателей с наддувом в верхней головке шатуна предусмотрено сопло для струйного охлаждения маслом днища поршня. Крышка шатунная головка отъемная, залита баббитом, без вкладышей или с вкладышами. У двигателей 6Л275[ГПН крышка шатунная головка неотъемная.

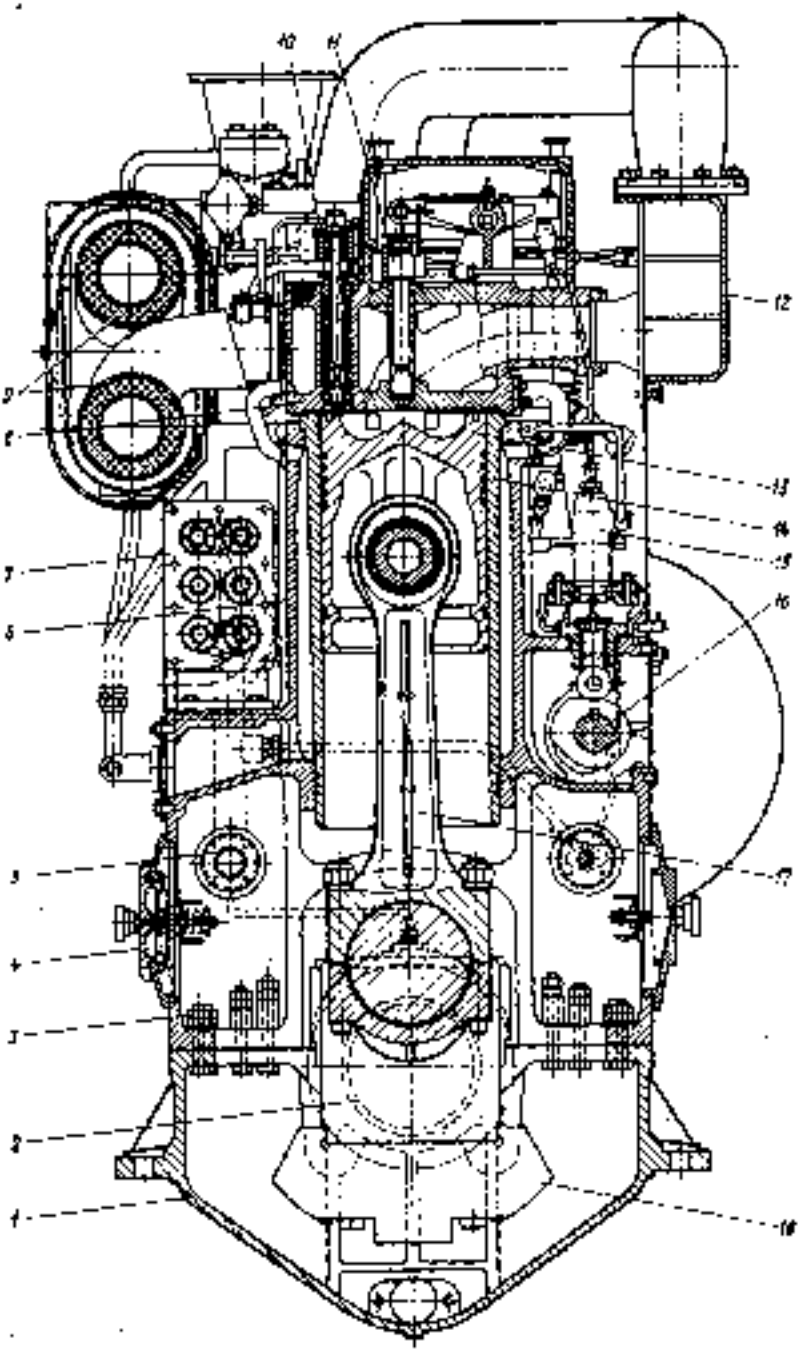


Рис. 217. Поперечный разрез дизеля 6Л275[ГПН

Таблица 6

Заводская марка	Обозначение по ГОСТ 4393—82	Мощность, кВт	Частота вращения, мин⁻¹	Средне эффективное давление, МПа	Удельный расход топлива г/(кВт·ч)
6Л275	6Ч27,5/36, 6ЧСП27,5/36	294	500	0,505	231
6С275Л	6ЧРП27,5/36	236	472	0,54	226
6Л275Рр	6ЧРП27,5/36	276	500	0,62	226
6Л275ПН	6ЧСПН27,5/36	386	500	0,755	225
6Л275Рр/ПН	6ЧРПН27,5/36	404	500	0,757	225
6Л275ПГПН, 6Л27,5А2Л	6ЧРПН27,5/36, 6ЧН27,5/36	515	600	0,826	215

Коленчатый вал 2 цельный без сверления в шейках. Масло для смазывания деталей поступает в рамовый подшипник из масляной магистрали 5 затем проходит в шатунную шейку по наклонному каналу кривошипа. У двигателей 6Л275ПГПН каждый кривошип снабжен противовесом 14.

В каждом цилиндре по одному впускному и выпускному клапану. Привод клапанов — штанговый. Распределительный вал 16 расположен в закрытом отсеке блок-картера. Кулачковые шайбы клапанов реверсивных двигателей отлиты вместе, нереверсивных — индивидуально. У некоторых нереверсивных двигателей кулачковые шайбы выполнены заодно с распределительным валом. Впускной 12 и выпускные 9 коллекторы установлены у двигателей 6Л275ПГПН с разных сторон, у других — с одной стороны. Наддув импульсный от турбокомпрессора ПДГ36Н. Выпускные коллекторы с компенсаторами.

В топливной системе предусмотрены шестеренчатый топливоподкачивающий насос, топливные фильтры грубой очистки сетчатые или щелевые, тонкой — войлочные. ТНВД 15 золотникового типа стандартные индивидуальные, форсунки 17 закрытого типа с фильтрами высокого давления. Установлен регулятор всережимный непрямого действия.

Масляная система двигателей выполнена по схеме с мастер-баком. Масляный насос шестеренный реверсивный с перекидывающимся распределительным золотником. У двигателей типов 6Л275 и 6С275Л масляный насос один, у остальных два, второй резервный насос может включаться и выключаться муфтой. Масляный фильтр двигателей 6Л275 и 6С275Л пластинчато-щелевой, остальных пластинчато-щелевой и сетчатый, включенные последовательно. Двигатели 6Л275ПГПН поставляют с масляными центрифугами. Масляный холодильник 7 трубчатый, у двигателей первых выпусков он установлен отдельно, предусмотрен терморегулятор.

Насосы системы охлаждения поршневые, у двигателей последних выпусков — лопастные самовсасывающие. У некоторых старых двигателей встречаются отдельно стоящие центробежные насосы. Водяные холодильники трубчатые.

Воздушное пусковое устройство состоит из пусковых клапанов 10, открывающихся пневматически, общего воздухораспределителя с цилиндрическими золотниками и ПВК с нагрузочным поршнем (у реверсивных двигателей) или с механическим открытием (у нереверсивных двигателей). Навесной двухступенчатый компрессор оборудован автоматом выключения, отжимающим всасывающий клапан ПНАЭ. У большинства двигателей привод компрессора неотключаемый, у некоторых предусмотрена выключающаяся муфта трения. Реверсивное устройство пневматическое. У двигателей 6Л275Рр и 6Л275Рр/П предусмотрено ручное аварийное реверсивное устройство. Реверс-редуктор нереверсивных двигателей предусмотрен с гидравлическим управлением муфт трения.

Посты управления у всех двигателей различных исполнений с двумя или тремя органами управления, преимущественно в виде рукояток. Кроме того, у всех двигателей предусмотрены рукоятки быстрой остановки. На двигателях 6Л275 с реверс-редуктором установлено механическое ДУ. Двигатели 6С275Л оборудованы ручными наливными ДУ или пневматическим ДАУ. У двигателей 6Л275Рр и 6Л275Рр/П управление подачей топлива выполнено в рубку. Кроме того, для них также разработано пневматическое ДАУ. Двигатели 6Л275ПН оборудованы электромеханическим, двигатели 6Л275ПГПН пневмоцилиндрическим ДАУ, поставляемыми заводом-изготовителем.

Прочие реверсивные двигатели. Дизели 6ЧРП25/34 устанавливают в основном на эксплуатирующихся судах.

Таблица 9

Обозначение дизеля	Мощность, кВт	Частота вращения, мин⁻¹	Средне эффективное давление, МПа	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
6Ч25/34, 6ЧРП25/34	220	500	0,54	236
6ЧРП25/34	294	500	0,72	224
6ЧН25/34	331	500	0,81	218

Таблица 10

Обозначение двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин⁻¹	Среднее эффективное давление, МПа	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
4ДР30/50	294	300	0,42	246
6ДР30/50	442	300	0,42	243
6ДР30/50-6	515	300	0,49	245

взамен устаревших нанесенных двигателей. В реверсивном исполнении без наддува и с наддувом дизели этого типа используют на земснарядах. Их характеристики приведены в табл. 9.

Реверсивные двухтактные дизели типа Д30/50 завода «Русский Дизель» с петлевой продувкой и поршневым продувочным насосом устанавливали на судах разных типов. Характеристики дизелей приведены в табл. 10.

Несмотря на простую конструкцию, эти двигатели мало распространены на речных судах вследствие их низкой экономичности и недостаточной уравновешенности.

§ 64. Нереверсивные среднеоборотные двигатели

Дизели типа НФД26. Нереверсивные дизели типа НФД26 (6Ч18/26) комбината СКЛ устанавливают на судах как в качестве главных (с реверс-редуктором), так и вспомогательных. Прототипом для их создания послужили дизели типа НФД24 (Ч17,5/24), выпускавшиеся ранее и эксплуатирующиеся на ряде судов до настоящего времени. В последние годы комбинат приступил к выпуску дизелей типа ФД26/20 (Ч18/26), получающих все большее распространение на судах речного флота. Характеристики основных модификаций этих дизелей приведены в табл. 11.

Таблица 11

Марка двигателя	Обозначение по ГОСТ 4393—62	Мощность, кВт	Частота вращения, мин⁻¹	Среднее эффективное давление, МПа	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
4НФД24	4Ч17,5/24	74	750	0,52	255
6НФД26	6Ч18/26	132	750	0,53	234
6НФД26-2	6Ч18/26-2	147	750	0,61	220
6НФД26А-2	6Ч18/26-2	220	750	0,91	220
6НФД26А-3	6Ч18/26-3	287	2000	0,69	224
6ФД26/20АЛ-1	6Ч18/20/26-1	530	1000	1,30	217
6ФД26/20АЛ-2	6Ч18/20/26-2	662	1000	1,63	217
6ФД26/20АЛ-3	6Ч18/20/26-3	776	1000	1,81	217

Дизели типа Ч18/22. Нереверсивные дизели типа Ч18/22 завод «Дальдизель» выпускает без наддува и с наддувом в шести- и восьмицилиндровом исполнении. Их используют на судах как в качестве главных, так и вспомогательных двигателей. Характеристики основных модификаций дизелей приведены в табл. 12.

Блок цилиндров 2 (рис. 219) крепится к литой чугунной раме 1 анкерными шпильками 18 и болтами 15. Смотровые люки блок-рамы закрыты картерными крышками 16, со стороны выхлопа на части из них установлены предохранительные клапаны 2. На люке третьего цилиндра установлена специальная картерная крышка, в горловине которой размещена предохранительная сетка для заливки масла в картер и дыр для определения его уров-

ня. Для измерения давления газов в картере щуп вынимают и к выступающему чечку защитной втулки присоединяют газовый манометр.

Вкладыши рамовых подшипников изготовлены из биметаллической стальалюминиевой ленты (у двигателей первых выпусков залиты баббитом).

Чугунные втулки 12 цилиндров уплотнены вверху путем притирки торца фланца втулки к выступающему чечку защитной втулки, внизу двумя эластичными резиновыми кольцами. Крышки 9 цилиндров отдельные чугунные.

Поршень 10 чугунный с камерой сгорания, размещенной в головке поршня. У форсированных дизелей ЯМЗ-475 предусмотрена неразделенная камера сгорания. Уплотнительных колец четыре. Двойные маслосъемные кольца расположены в нижней части головки и тронка. Палец 11 поршня плавающий, зафиксирован пружинящими кольцами. Шатун

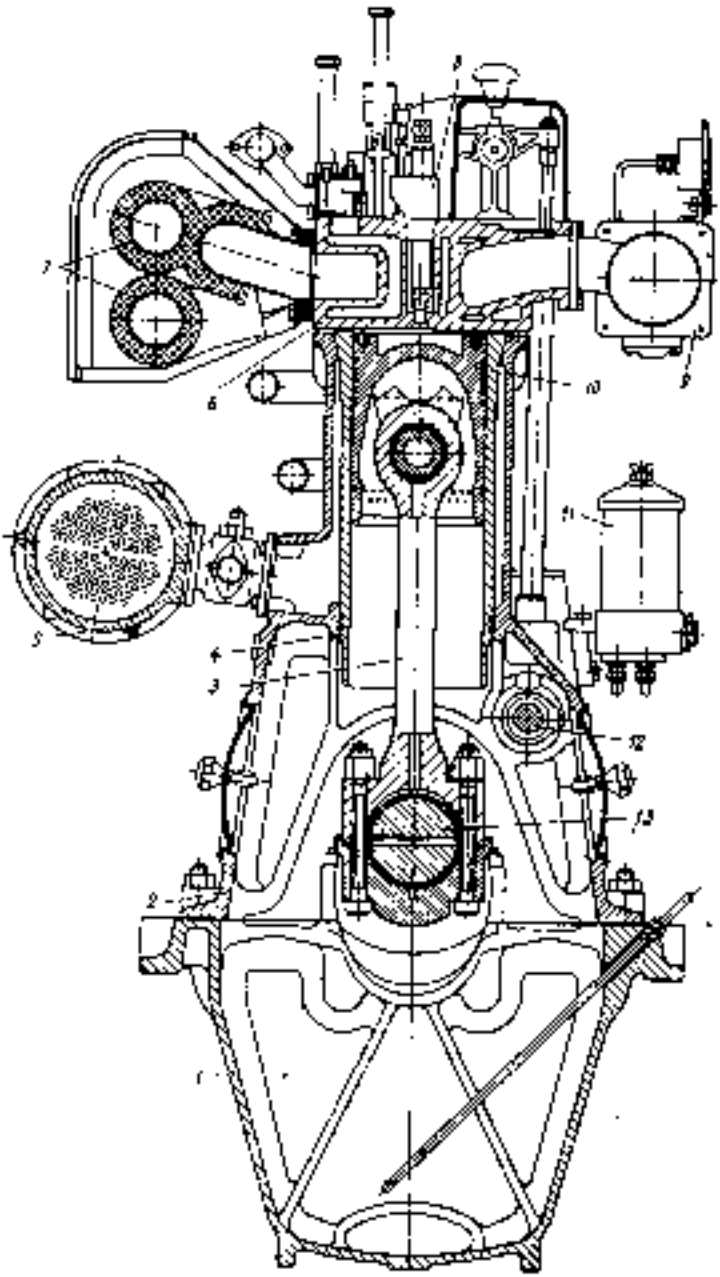


Рис. 218. Поперечный разрез дизеля 6ЧСФД26А-3

14 изготовлен заодно с неотъемной кривошипной головкой. В подшипниках верхней головки шатуна установлена бронзовая втулка, в кривошипных — такие же вкладыши, как и в рамовых. Коленчатый вал 17 цельный. Каналы, по которым поступает масло к кривошипной шейке, закольцованы сепарационными колодцами. На носовом конце вала насажена муфта отбора мощности с гидравлическим включением.

Втулки и выпускных клапанов на рабочий цилиндр предусмотрено по одному. Привод их планговый с роликами толкателями. Распределительный вал 4 откован заодно с кулачковыми шайбами. Он расположен в верхней части картерного пространства. Выпускные коллекторы 7 размещены со стороны борта, впускным коллектором служит полость в блоке цилиндров со стороны диаметральной плоскости судна. Турбокомпрессор

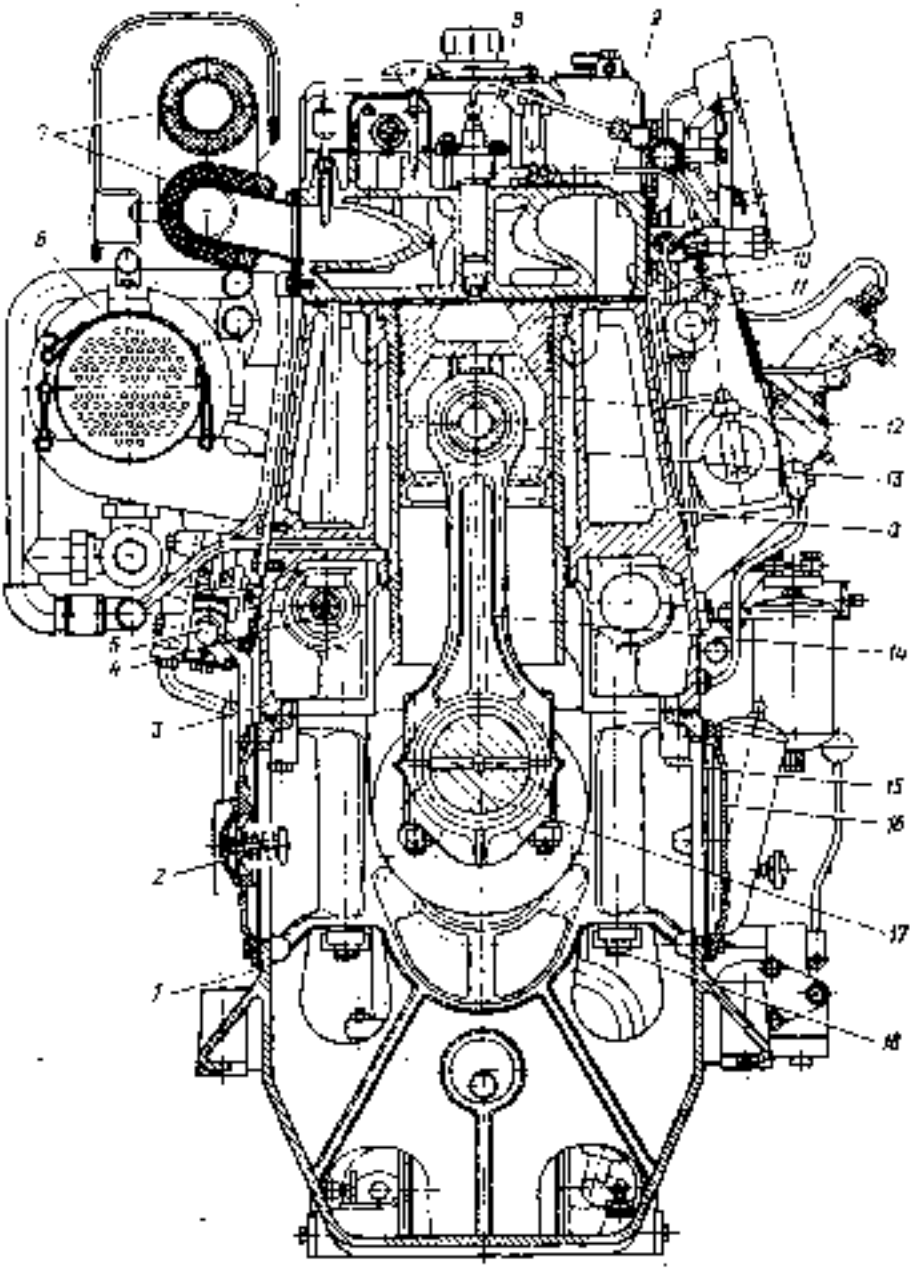


Рис. 219. Поперечный разрез дизеля 6ЧСП18/22

ТКР-14 устанавлен на кормовом торце двигателя

В топливной системе предусмотрены шестеренный топливоподкачивающий насос, бумажный фильтр, ТНВД *11* блочного типа, форсунки *8* гружинные или гидрозапорные. В последнем случае двигатель оборудуют системой гидрозапора, в качестве запорной жидкости используют топливо. Регулятор всережимный прямого действия универсально-статический.

Смазочная система двигателя циркуляционная с мокрым картером. Она состоит из приемного фильтра, шестеренного нагнетательного насоса, ручного поршневого насоса для прокачивания, пневмостартера (или электростартера) для предпускового прокачивания, сетчатого фильтра грубой очистки, фильтра тонкой очистки типа Парма-6, реактивной масляной центрифуги и трубчатого масляного холодильника, встроенного в общий корпус с водоводяным холодильником *6*. Система охлаждения двухконтурная с насосами лопастного типа.

Воздушное пусковое устройство состоит из автоматических пусковых клапанов цилиндров, воздухораспределителя *5* с впускным золотником и главного пускового клапана.

Реверс-редуктор оборудован гидравлической системой включения муфт трения. На его корпусе расположены одноступенчатый компрессор, трюмный насос и электрогенератор.

Дизель снабжен дистанционным и местным постами управления. Для пуска и остановки дизеля предусмотрена одна рукоятка, а для изменения частоты вращения и управления реверс-редуктором — маховик управления.

Прочие среднеоборотные дизели. На толкачах типа «Маршал Блюхер» установлены двухтактные V-образные дизели 10Д40 (16ДН23/30) мощностью 1690 кВт при частоте вращения 700 мин$^{-1}$. Дизель оборудован системой ДАУ и специальной гидромуфтой передачей. Его особенностью является прямоточно-клапанная продувка (в каждой крышке расположено по четыре выпускных клапана) и двухступенчатый газотурбинный наддув с промежуточным охлаждением воздуха.

На ряде дизель-электроходов отечественной постройки были установлены дизели типа Д50М (6ЧН31,8/33) мощностью 662—736 кВт с частотой вращения 720—740 мин$^{-1}$. Управление дизелем осуществляется с местного поста. На части двигателей, кроме основной — воздушной системы запуска, предусмотрена резервная — электрическая система, действующая от аккумуляторных батарей через главный генератор постоянного тока, используемый во время пуска в качестве электродвигателя.

Таблица 12

Заводская марка	Обозначение по ГОСТ 4393-82	Мощность, кВт	Частота вращения, мин$^{-1}$	Среднее эффективное давление, МПа	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
ЛД103(104), ЛД202(203)	6ЧСП18/22, 6ЧН18/22	119	750	0,54	228
ЛД105(106), ЛД205(206)	6ЧСПН18/22, 6ЧНН18/22	166	750	0,81	224
ЛД103(104)	8ЧСПН18/22	232	750	0,84	224
ЛД107(108)	6ЧСПН18/22	220	750	1,08	224
ЛРА-475	6ЧСПН18/22	368	750	1,33	213

Дизели типа 6Д160ПНС (6ЧСПН16/22,5) комбината ЧКД мощностью 140 кВт при частоте вращения 750 мин$^{-1}$, устанавленные на многих судах взамен двигателей 3Д6, достаточно надежны и долговечны. Такие же двигатели без реверс-редуктора использовали на земснарядах. Двигатели этого размерного ряда без наддува ранее устанавливали на судах, строившихся в ЧССР.

Кроме перечисленных, на некоторых судах и земснарядах иногда устанавливают дизель 8Ч23/30 мощностью 330 кВт при частоте вращения 750 мин$^{-1}$. По конструкции он подобен дизелю 6Ч25/34.

§ 65. Нереверсивные высокооборотные двигатели

Дизели типа М401. Нереверсивные V-образные дизели типа М401 (12ЧСН18/20) с газотурбинным наддувом используют в качестве главных на скоростных судах.

Ранее выпускали аналогичные двигатели типов М50 и М400 с механическим наддувом. Характеристики их основных модификаций приведены в табл. 13.

Несущий картер *2* (рис. 220) изготовленный из алюминиевого сплава, имеет пазы *1*. В хорошем подшипниках, выполненных на

Таблица 13

Заводская марка	Мощность, кВт	Частота вращения, мин⁻¹	Средний эффективный расход дизельного, кг/ч	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
М50Ф-6	663	1550	0,834	262
М400	736	1700	0,834	251
М401	663	1500	0,670	242
М401А-1	736	1560	0,912	223
М416	809	1550	1,030	215

подвесках, вкладыши изготовлены из свинцовистой бронзы. Блоки цилиндров 7 изготовлены заодно с головками (чугунные). Материал моноблока — алюминиевый сплав. Детали остова скреплены между собой анкерными шпильками 4. Втулки 17 цилиндров изготовлены из стали 18ХМЮА, на них надеты рубашки 16 из углеродистой стали. Между рубашкой и втулкой по крутым винтовым канавкам циркулирует охлаждающая вода. Втулки уплотнены в верхней части путем притирки бурта к рубашке, в нижней — пятью резиновыми кольцами 18, поджимаемыми ввертываемым в блок кольцом. Моноблок закрыт сверху специальными колпаками.

У дизелей М416 на поршне 4 из алюминиевого сплава предусмотрены шесть колец, установленных в пяти канавках поршня: первое кольцо стальное хромированное с цилиндрической наружной поверхностью, второе — стальное хромированное с конической наружной поверхностью, третье — чугунное с конической наружной поверхностью и приработочным слоем олова, четвертое и пятое, вставляемые в одну канавку, — маслосъемные стальные с конической наружной поверхностью, шестое — маслоотбрасывающее стальное со специальными замками для облегчения установки поршней в цилиндры. В других модификациях дизеля предусмотрено четыре или пять поршневых колец.

Палец 15 поршня плавающий, зафиксирован заглушками. Поперечное сечение шатунов двутавровое. Главные шатуны 3 изготовлены с разъемной кривошипной головкой 21, прицепные шатуны 19 — с цельной головкой. Они

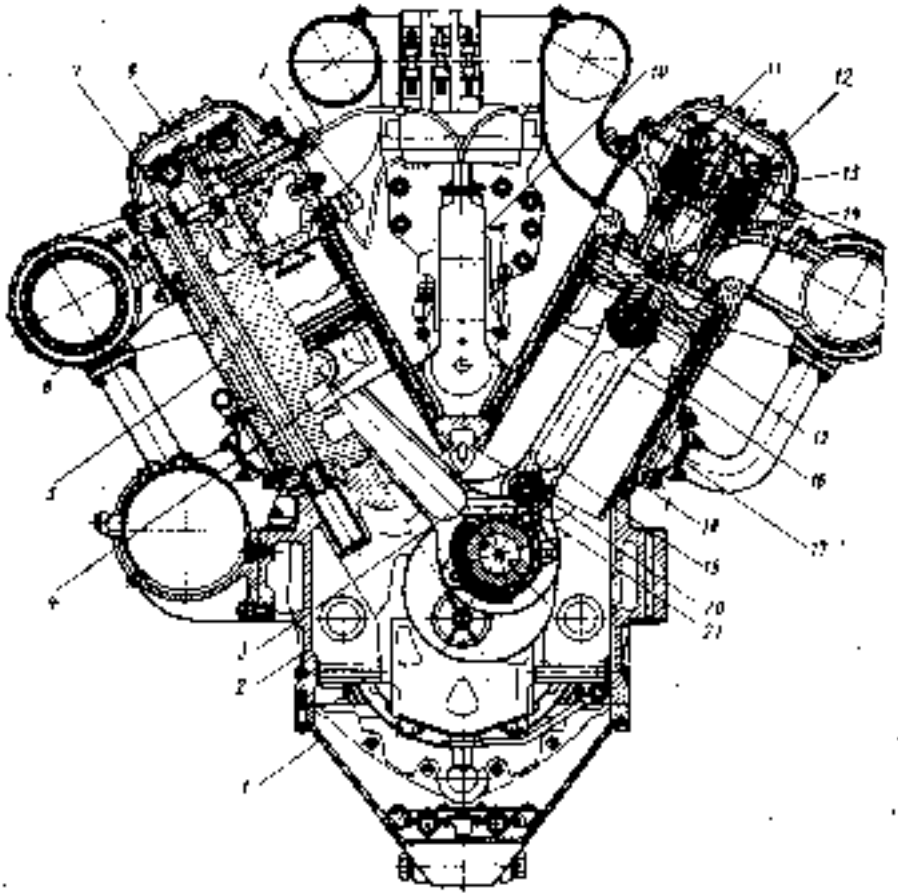


Рис. 220. Поперечный разрез дизеля типа М401А-1

соединены с главным с помощью пальца *20*. Поршневые подшипники с бронзовыми втулками смазываются маслом, разбрызгиваемым шатунами. В нижней головке прицепного шатуна установлена бронзовая втулка, масло к ней поступает по системе от кривошипного подшипника. Главный шатун кривошипного подшипника предусмотрен со стальными вкладышами, залитыми свинцовистой бронзой.

Коленчатый вал цельный с полыми шейками. Полости внутри шатунных шеек используются для сепарации масла. Через полости коренных шеек проходят трубки для подвода масла от коренных подшипников к шатунным.

Для каждого цилиндра предусмотрены по два впускных *13* и два выпускных *14* клапана, которые открываются вследствие непосредственного воздействия на них кулачковых шайб, выполненных заодно с распределительными валами впуска *11* и выпуска *12*.

Выпускные коллекторы б расположены с наружной стороны блоков, а наддувочные — в их развале.

Подаваемый воздух к цилиндрам от двух турбокомпрессоров типа ТК-18 поступает через два воздушных радиатора пластинчатого типа (однопоходовых по воздуху и шестиходовых по воде). На двигателях М50 и М40 был установлен магнетто с механическим приводом.

Топливная система состоит из основного шестеренного топливоподкачивающего насоса и насоса предварительного подкачивания, подающего топливо в магистраль перед пуском дизеля, сдвоенного топливного фильтра с фильтрующими элементами из фильтроткани, промывку которых производят обратной струей топлива без остановки дизеля и разборки фильтра, блочного 12-плунжерного ТНВД *10*, расположенного в развале цилиндров и соединенного с всережимным регулятором непрямого действия. Форсунки *5* регулируют на подъем иглы при давлении 20 МПа.

Масляная система выполнена по схеме с сухим баком. Двухсекционный шестеренный откачивающий насос засасывает масло из поддонов двигателя и реверсивной муфты и затем через водомасляный холодильник подает его в масляный бак. Нагнетательный насос засасывает масло из бака и через масляный фильтр подает его в магистраль и далее к двигателю. Часть масла из магистрали поступает к регулятору турбокомпрессору и к насосу гидравлического управления реверсивной муфтой, а от него к гидроцентробежному маслоочистителю.

Система тонкой очистки масла комбинированная. Она состоит из двух полнопоточных фильтров с бумажными элементами и частично-поточного гидрореактивного маслоочистителя. В дизелях других модификаций установлена полнопоточная центрифуга с механическим приводом, объединенная с нагнетательным насосом.

Насос забортной воды системы охлаждения лопастной самовсасывающий, внутреннего контура — центробежный. Водяной холодильник трубчатого типа.

Таблица 14

Заводская марка	Обозначение по ГОСТ 4393—82	Мощность, кВт	Частота вращения, мин⁻¹	Средняя эффективное давление, МПа	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
3Д6	6ЧСП15/18	110	1500	0,47	238
7Д6	6Ч15/18	110	1500	0,47	238
3Д6Н-150	6ЧСПН15/18	110	1000	0,70	231
3Д6Н-235	6ЧСПН15/18	173	1500	0,73	231
П3Д6Н-250	6ЧПН15/18	184	1500	0,78	231
3Д12	12ЧСП15/18	220	1500	0,47	239
3Д12Н-320	12ЧН15/18	382	1500	0,82	231

Для пуска двигателя используют сжатый воздух давлением 7,5—15 МПа. Пусковые клапаны *9* пилотные автоматические, воздухораспределители групповые, каждый на шесть цилиндров одного ряда, с дисковыми золотниками. Навесной компрессор не предусмотрен.

Двигатель оборудован системой неавтоматизированного гидравлического дистанционного управления.

На посту управления предусмотрены рукоятка для изменения частоты вращения, рукоятки для гидравлического и ручного включения и выключения реверсивной муфты, рукоятка для переключения управления с гидравлического на ручное.

Дизели типа Д6 и Д12. Нереверсивные рядные дизели типа Д6 (6Ч15/18) и У-образные типа Д12 (12Ч15/18) различных модификаций широко используют на судах речного флота. Их основные характеристики приведены в табл. 14.

В состав марки этих дизелей могут входить буква С, обозначающая, что у двигателя алюминиевый блок, и буква Л — двигатель левой модели.

У двигателя 3Д6 (рис. 221) несущий картер *4* закреплен к судовому фундаменту двумя лапами *23* кожуха маховика и носовой балкой. Под картером расположен алюминиевый поддон *7*. Коренные подшипники со стальными вкладышами и слоем напыленной свинцовистой бронзы установлены на подвесках *3*.

Блок цилиндров *6* прикреплен к картеру вместе с головкой двигателя анкерными шпильками, ввернутыми в картер. Вставные стальные втулки *9* цилиндров уплотнены в нижней части тремя резиновыми кольцами, зажимаемыми при креплении блоков.

В верхней части плотность фланца обеспечивается лишь его прижатием. Общая для всех цилиндров головка *16* закреплена, кроме анкерных шпилек, еще шпильками *19*.

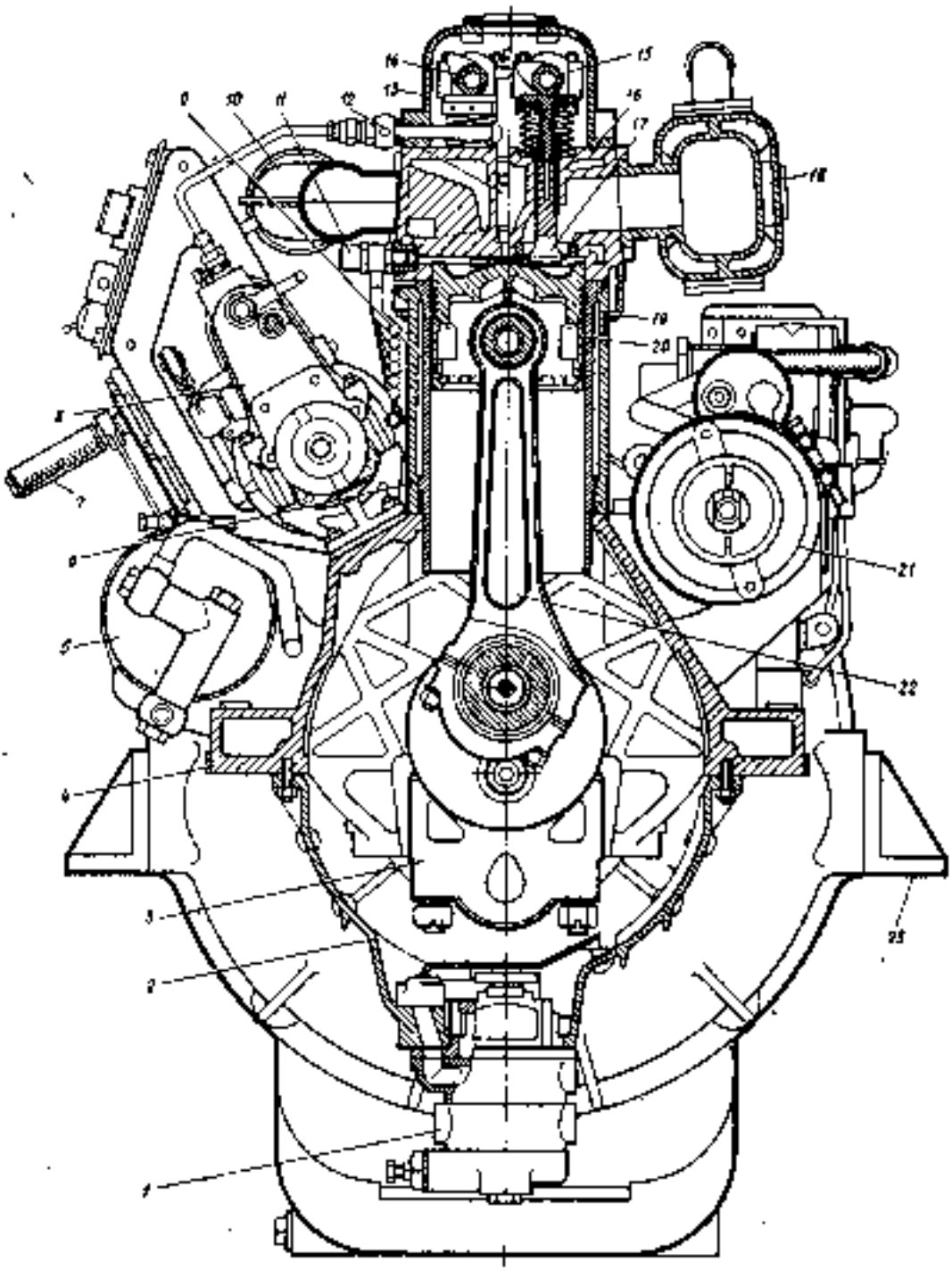


Рис. 221. Поперечный разрез дизеля 3Д6

Под головку уложена цельная алюминиевая прокладка. Головка закрыта сверху крышкой *13*.

На поршне *29* из алюминиевого сплава предусмотрены два уплотнительных и два маслосъемных кольца над поршневым пальцем и одно маслосъемное кольцо ниже поршневого пальца. У двигателей последних выпусков над поршневым пальцем расположено только одно маслосъемное кольцо, но в нижнюю канавку вставлено сдвоенное кольцо.

Палец поршня плавающий, зафиксирован заглушками. Стержень шатуна *27* двутавровый, поршневой подшипник с втулкой из оловянистой бронзы смазывается сбрасываемым через отверстие головки шатуна масляным туманом. Кривошипная головка неразъемная с косым разъемом. Вкладыши кривошипного подшипника залиты свинцовистой бронзой.

Коленчатый вал двигателя цельный с полыми шейками и круглыми щеками. Полости шеек предназначены для накопления масла, подводимого через носовой торец вала.

На каждом цилиндре двигателя устанавливены по два впускных и по два выпускных *17* клапана, которые открываются с помощью кулачковых шайб (непосредственным их воздействием). Шайбы изготовлены заодно с распределительными валами впуска *14* и выпуска *15*. Впускной и выпускной *16* коллекторы расположены с разных сторон двигателя.

Топливная система с ротационным подкачивающим насосом, войлочным фильтром, стандартным золотниковым блочным насосом *8* и форсунками *12* закрытого типа с фильтром высокого давления. Регулятор всережимный прямого действия.

Масляная система выполнена по схеме с масляным баком. Шестеренный масляный насос *1* состоит из трех секций: двух вакуумирующих и одной нагнетательной. Вакуумирующие секции засасывают масло раздельно из кормовой и носовой частей поддона. Трубчатый холодильник включен после вакуумирующих секций, а проволочно-щелевой фильтр *5* с бумажными элементами тонкой очистки или без него — после нагнетательной. В двигателях поставок последних лет предусмотрен маслопрокачивающий электронасос.

Насос забортной воды системы охлаждения лопастной самовсасывающий, внутреннего контура — центробежный. Водяной холодильник трубчатый. В систему включен терморегулятор.

Для пуска двигателя предусмотрен электростартер *21*. Кроме того, двигатель оборудован автоматическими клапанами *11* цилиндров и общим дисковым воздухораспределителем для воздушного пуска, но на судах его не применяют.

На посту управления предусмотрена рукоятка *7* для изменения частоты вращения, кнопка для включения стартера и рычаг для управления реверс-редуктором, включаемым вручную. Для двигателя разработаны и внедрены несколько видов ДЗ, но наиболее распространено капотное. Автоматизированным управлением его не оборудуют.

Таблица 15

Заводская марка	Обозначение по ГОСТ 4393—82	Мощность, кВт	Частота вращения, мин⁻¹	Средне эффективное давление, МПа	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
К-457	6Ч12/14	59	1500	0,50	265
К-157	6ЧН12/14	85	1500	0,72	265
К-158	6ЧСЛН12/14	110	1500	0,93	245

На ряде теплоходов двигатель 3Д6 работает на режиме 1350 мин⁻¹ при мощности 110 кВт.

Дизели типа 6Ч12/14. Нереверсивные дизели типа 6Ч12/14 с наддувом и без наддува используют в качестве вспомогательных. Однако поставляемые с реверс-редуктором двигатели можно применять в качестве главных на небольших судах. Характеристики их основных модификаций приведены в табл. 15.

У двигателя К-457 (рис. 222) блок-картер *2* чугунный несущий, с чугунными втулками цилиндров *4* и со сварным поддоном *1*. Головки *9* цилиндров блочные: одна головка на два цилиндра. Поршни *8* и вихревая камера выполнены из алюминиевого сплава (у двигателей К-150 вихревая камера расположена в головке цилиндра). Стержень шатуна *3* двутавровый. Для поршневых подшипников применены бронзовые втулки, для кривошипных — вкладыши из биметаллической ленты. Масло поступает в поршневой подшипник из кривошипного по осевому каналу стержня шатуна. Коленчатый вал уложен в подшипниках с вкладышами из биметаллической ленты.

Впускных и выпускных клапанов на каждом цилиндре по одному, привод их штанговый. Кулачковые шайбы выполнены заодно с распределительным валом *5*. Впускной *11* и выпускной *12* коллекторы общие для всех цилиндров.

Топливная система предусмотрена с поршневым саморегулирующим подкачивающим *6* и блочным стандарт-

ным золотниковым 7 насосами. Перед подкачивающим насосом включен фильтр грубой очистки, после него — бумажный фильтр тонкой очистки. Форсунки 10 однодырчатые, с плоской посадкой иглы.

Смазывание двигателя осуществляется по схеме с мокрым картером. Масляный насос шестеренный. Масло очищается и охлаждается в сетчатом фильтре-холодильнике, параллельно которому включена реактивная масляная центрифуга.

В системе охлаждения двигателя установлены насосы лопастной самовсасывающий забортной воды и центробежный внутреннего контура. Водяной холодильник 14 трубчатый. Расширительный бак оборудован терморегулятором. Для пуска двигателя

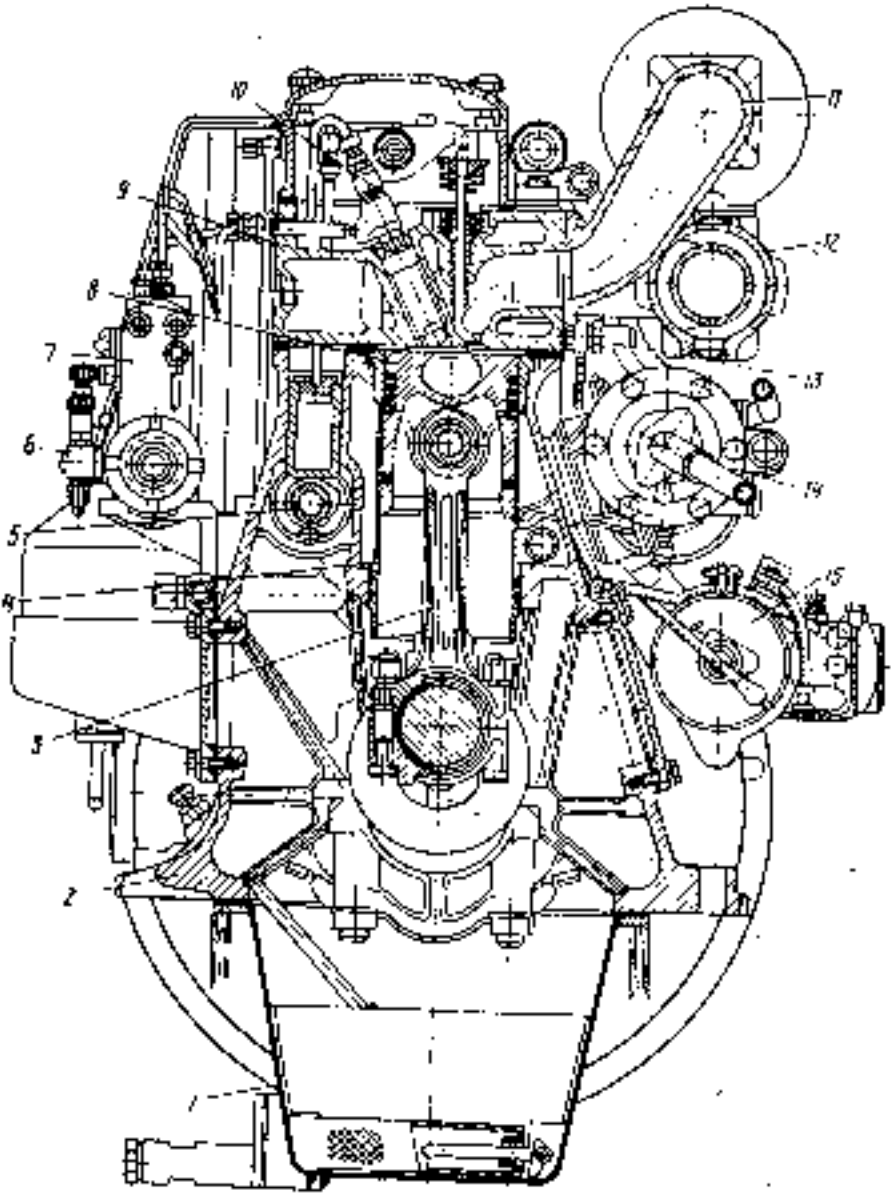


Рис. 222. Поперечный разрез дизеля 6Ч12/14

предусмотрен электростартер 15 или система пуска воздухом давлением 6 МПа. Пусковые клапаны 13 цилиндров автоматические, воздухораспределитель общий дисковый.

Прочие высокооборотные дизели. Отечественная и зарубежная промышленность выпускает много высокооборотных дизелей малой мощности, разных типоразмеров, в той или иной степени используемых на речных судах. Наиболее распространен дизель 4Ч10,5/13 мощностью 29,4 кВт при частоте вращения 1500 мин $^{-1}$. В дизеле предусмотрены вихрекамерное смесеобразование в камере, расположенной в головке блока, двухконтурная система охлаждения с навешенным расширительным баком и смазочная система с мокрым картером. Пуск дизеля электростартерный, для облегчения пуска установлены запальная спираль и декомпрессионное устройство. Это позволяет использовать дизель не только как вспомогательный на крупных судах, но и как главный на спасательных мотоботах.

Из мощных высокооборотных дизелей интересен дизель 12V22A (12ЧН22/24) фирмы ВЯРТСИЛЯ (Финляндия) с цилиндровой мощностью 110—125 кВт при частоте вращения 1000 мин $^{-1}$ и средним эффективном давлением, достигающем 1,55 МПа. Дизель приспособлен для работы на тяжелых топливах, удельный расход которого до 210 г/(кВт·ч). Эти двигатели устанавливают на дизель-электрических речных ледоколах финской постройки.

Глава XVI

ПЕРЕДАЧА МОЩНОСТИ НА ГРЕБНОЙ ВИНТ

§ 66. Валопровод

Передача — это совокупность механизмов и устройств, осуществляющих связь двигателя с приемником энергии. На речных судах применяют прямые, механические, электрические, гидравлические передачи.

Прямая передача коленчатый вал двигателя через систему промежуточных валов жестко соединен с гребным винтом. Эта передача проста по конструкции, высоко надежна, отличается малыми потерями мощности. Ее применяют в сочетании с реверсивными малооборотными и среднеоборотными двигателями.

Механическая передача — коленчатый вал двигателя соединен с валопроводом через реверсивно-разобщительную муфту и редуктор. В этом случае происходит не только передача энергии, но и изменение частоты вращения и крутящего момента. Несмотря на то, что в таких передачах повышенные потери мощности и они более сложны и громоздки, чем прямые, их широко применяют на речных судах с легкими перевернутыми высокооборотными двигателями простой конструкции.

Существует множество разновидностей механических передач. Наиболее распространены реверс-редукторные передачи, в которых реверсивно-разобщительная муфта и редуктор объединены в один агрегат.

Для получения оптимальной частоты вращения гребного винта при повышенной частоте вращения коленчатого вала реверсивного двигателя применяют редукторные передачи, состоящие из понижающего редуктора без реверсивно-разобщительной муфты (например, установки с двигателями 6С275Л).

Для изменения направления передачи мощности применяют угловые редукторы (например, на СПК типа «Восход»).

У дизелей типа М401 предусмотрена реверсивная муфта с синхронизатором и жестким кулачковым сцеплением на переднем ходу и с конической

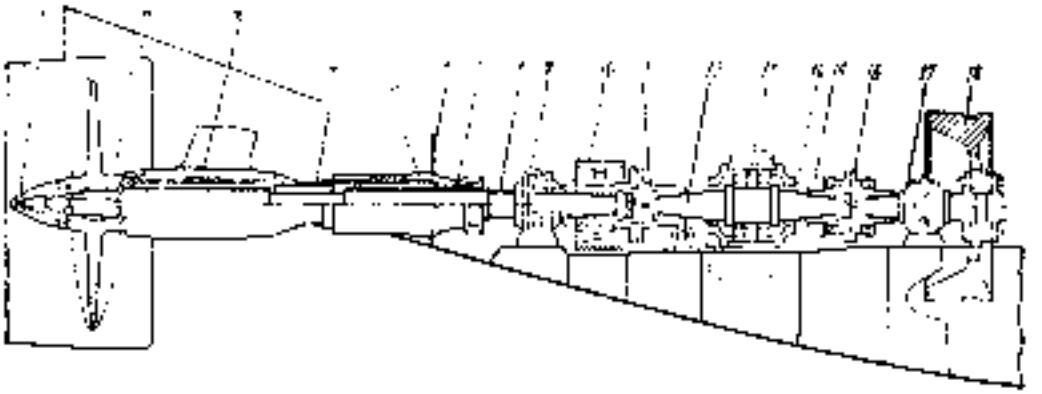


Рис 223 Валопровод танкера типа «Нефтемаг»

передачей на заднем (СПК типа «Ракета» и «Метеор»)

Для изменения направления упора на судах с водометным движителем установлено специальное реверсивно-рулевое устройство, не изменяющее направление вращения винта водомета Оно позволяет использовать в передачах более простые разобщительные муфты вместо реверсивно-разобщительных и односторонние упорные подшипники

Особую группу составляют дизель-редукторные передачи колесных теплоходов из одного или нескольких редукторов с большим общим передаточным отношением 1 25 и выше

Электрическая передача — гребной винт приводится во вращение электродвигатель, получающий энергию от судовой электростанции Такая передача отличается высокой маневренностью и простотой управления, эффективно защищает двигатель от динамических перегрузок при заклинивании гребных винтов, обеспечивает возможность работы любого одного или нескольких дизель-генераторов на любой винт или несколько винтов Поэтому, несмотря на большую массу и жилой з п д, дизель-электрические передачи применяют на многих типах речных судов (ледоколах, паромах и др.)

По роду тока различают передачи на постоянном токе (ледоколы типа «Дон» и др) и на двойном (переменно-постоянном) токе, у которых генераторы вырабатывают переменный ток, а приемники получают постоянный ток через выпрямители (ледоколы типа «Капитан Зарубин») Передачи на переменном токе вследствие худших маневренных и тяговых характеристик на речных судах не применяют

Гидродинамическая передача — механическая энергия передается от ведущего (насосного) вала к ведомому (турбинному) при помощи жидкого рабочего тела Такого типа передача установлена на толкачах типа «Маршал Блюхер» с двигателями 10Д40 Передача, являясь реверсивным устройством, эффективно защищает двигатель от перегрузок и ударов со стороны винта (вплоть до его заклинивания) и увеличивает вращающий момент при работе с тяжелым составом или на льду Однако вследствие сложной конструкции и сравнительно низкого к п д эти передачи широко на речных судах не применяют

Валопровод. Совокупность последовательно соединенных валов, предназначенных для передачи вращающего момента от двигателя к гребному винту Конструкция валопровода крупного речного судна изображена на рис 224

К маховику двигателя присоединен фланец проставочного вала *18*, лежащего в опорном подшипнике *17* Проставочный вал соединен муфтой *16* с упорным валом *14*, лежащим в упорном подшипнике *13* Соединительная муфта *11* связывает упорный вал *14* и

гребной вал *8*, поддерживаемый опорным подшипником *9*. Гребной вал проходит через уплотнение *7*, дейдвудную трубу *5*, непроницаемую переборку *6*, защитный кожух *4*, кронштейн *3* и заканчивается винтом *2* с обтекателем *1*. На валу расположены ленточный тормоз *12*, шкив *10* привода валогенератора и шкив *15* реле частоты вращения и остановки ДАУ.

§ 67. Соединительные муфты и подшипники валопровода

Жесткие муфты. Там, где это возможно по конструктивным соображениям, промежуточные и упорные валы изготавливают с цельнокованными фланцами и соединяют между собой призонными болтами. Если валы проходят через переборки или предусмотрены неразъемные подшипники, то их изготовляют со съемными фланцами (рис. 224, *а*).

Съемный фланец *1* закреплен на коническом конце вала *2* с помощью закладной шпонки *3* или гидропрессовым способом без шпонки. В осевом направлении его фиксирует гайка *6* или винт, ввертываемый в торец вала. Гайка застопорена замковой шайбой *5*, крепящейся винтом *4*. В цельном фланце *5* смежного вала предусмотрена выточка под гайку *6*. Фланцы скреплены призонными болтами *7*. После разборки такого соединения можно снять фланец *1* и вынуть вал *2* со стороны гребного винта через дейдвуд или вытянуть через переборочный сальник.

Из жестких быстроразъемных муфт, применяющихся для соединения вала двигателя с упорным валом, наиболее часто применяют зубчатые (шлицевые) муфты (рис. 224, *б*). На соединяемых валах *2* и *16* предусмотрены съемные полумуфты *9* и *13* с внешними зубцами, которые входят в зацепление с внутренними зубцами корпуса муфты, состоящего из двух половин *11* и *16*. Крышки *10* не позволяют корпусу сдвинуться вдоль оси вала. Для уменьшения изнашивания зубцов внутрь корпуса через отверстие, закрытое пробкой *12*, заливают вязкое масло, утечку которого предотвращает сальниковое уплотнение *14*. Корпус муфты может быть разъемным не только в продольной плоскости, но и в плоскости, перпендикулярной оси валов.

Зубчатая муфта позволяет достаточно быстро разобщать валы. Для этого следует лишь снять одну из крышек и сдвинуть корпус вдоль вала, чтобы вывести зубцы из сцепления. Зубчатые муфты допускают перекос валов до 1° и их значительное радиальное смещение.

Упругие муфты. Для соединения вала двигателя с валом редуктора, реверс-редуктора или генератора широко применяют упругие муфты, преиму-

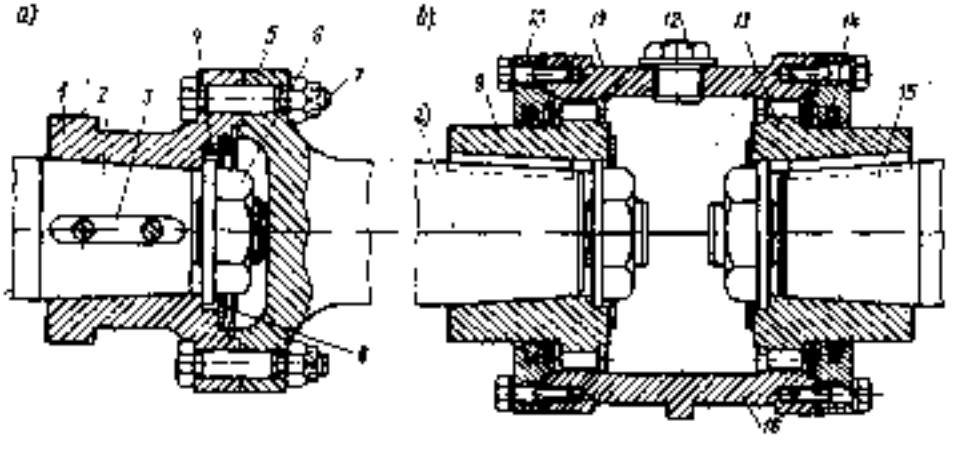


Рис. 224. Жесткие соединительные муфты

ществено с резиновыми упругими элементами (см. рис. 80, *б*). В других конструкциях фланцы валов соединены пальцами с резиновыми втулками или кольцами. Муфты такого типа уменьшают неравномерность вращения вала, в результате чего облегчаются условия работы шестерен и ротор генератора вращается равномернее.

Упругие муфты допускают также некоторое смещение валов и излом их осей. В частности, такими свойствами обладают оболочковые и упругие фланцевые муфты.

На рис. 225, *а* изображена муфта оболочкового типа. Фланцы *1* и *3* насажены на концы ведущего и ведомого валов. Вращающий момент передается через упругую оболочку *2*, выполняемую обычно для удобства монтажа составной из двух частей.

При повышенной частоте вращения муфты центробежные силы деформируют оболочку *2*, стремясь увеличить ее диаметр и уменьшить ширину. Для предотвращения смещения валов между ними устанавливают осевые упоры.

Фланцевые муфты могут быть с одним или двумя (рис. 225, *б*) упругими элементами Z-образного сечения. Фланец *7* может быть закреплен непосредственно к маховику двигателя, ступица *11* насажена на конец вала реверс-редуктора. Вращающий момент передается через два упругих элемента *5* и *8*, закрепленных болтами *6* к фланцу *7*, а болтами *4* — к ступице *11*. Во избежание повреждений упругих элементов при повышенном значении вращающего момента предусмотрены ограничители *9* и *10*. При чрезмерно большом вращающем моменте выступы внешнего ограничителя *9* упрутся в выступы внутреннего *10* и муфта начнет работать как жесткая.

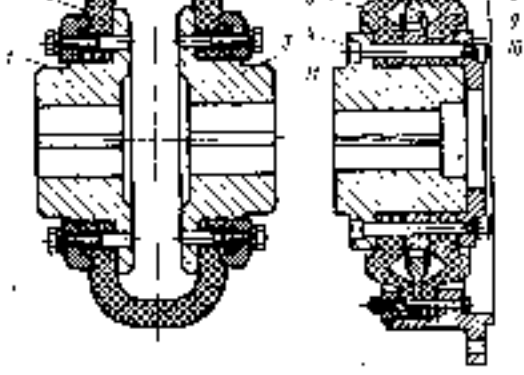


Рис. 225. Упругие соединительные муфты

Конструкция валопроводов с шарнирными соединениями валов применяют в случае установки двигателей на амортизаторы.

Опорные подшипники. Судовой валопровод лежит на опорных подшипниках, воспринимающих радиальные нагрузки от массы валопровода и обеспечивающих его прямолинейность при работе. По конструктивному исполнению они могут быть как подшипниками скольжения, так и качения, а число их зависит от длины валопровода. Подшипники качения более надежны в эксплуатации, в них меньшие потери на трение, но они более шумны и требуют применения валов со съемными соединительными муфтами. Опорой упорного вала обычно служит комбинированный опорно-упорный подшипник качения или скольжения.

Промежуточные валы укладывают на один или на два опорных подшипника. Наиболее часто на речных судах применяют роликовые опорные подшипники качения. Подшипники скольжения для промежуточных валов диаметром менее 250—300 мм обычно не применяются.

Опорой гребного вала является дейдвудный подшипник скольжения.

Корпусом дейдвуда (рис. 226, *а*) является труба (мортира) *3*, приваренная или крепящаяся другим способом к листу *2* наружной обшивки (иногда к ахтерштевню) и к поперечной переборке *5* корпуса судна. Внутри трубы установлена втулка *4* с антифрикционной облицовкой, служащая опорой гребному валу *1*. Со стороны машинного отделения к трубе *3* крепится корпус *6* уплотнительного сальника. Уплотнение вала осуществляет пеньковая набивка *8*, поджимаемая втулкой *9*.

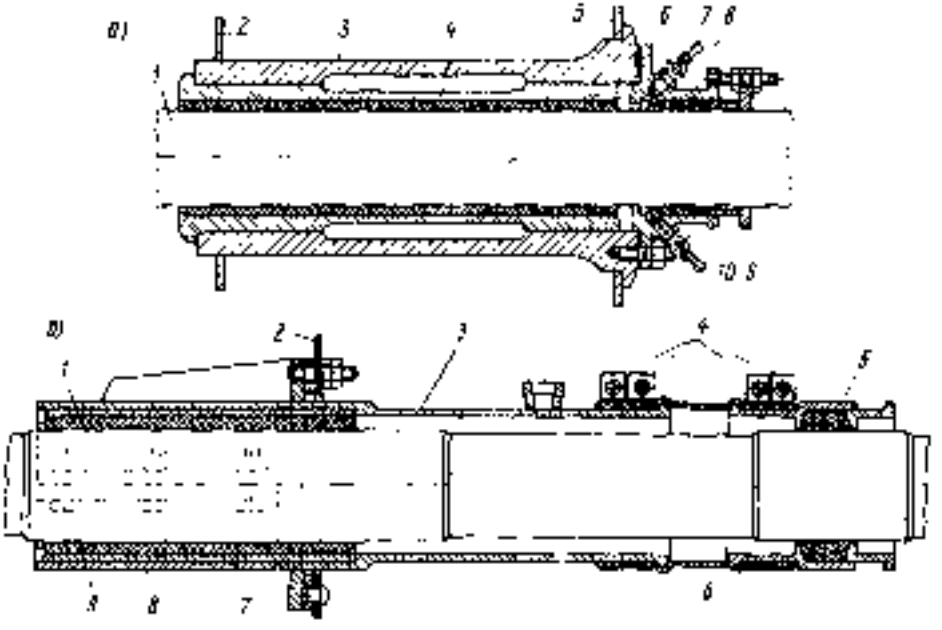


Рис 226 Дейдвуды

На речных судах применяют такие материалы для облицовки втулок *4*, у которых в паре со сталью или бронзой небольшой коэффициент трения при смазывании водой Вода для смазывания дейдвудной втулки поступает из системы охлаждения двигателя через кранык *7* Проходя вдоль вала втулки *4*, вода смазывает вал и одновременно промывает втулку, так как со стороны винта в нее могут попасть загрязнения Нижний кранык *10* является контрольным.

На небольших судах, например типа «Ракета», дейдвудную трубу *3* (рис 226, *б*) крепят лишь к наружной обшивке *2*, тогда как сальник *5* для удобства обслуживания вынесен на некоторое расстояние от нее внутрь корпуса судна Для удлинения дейдвуда предусмотрен кусок дюритового шланга *6*, закрепленный хомутами *9*

Для облицовки дейдвудных втулок используют почти исключительно резину Втулку *1* (рис 227) покрывают изнутри вулканизированной резиной *2* с металлическим каркасом В резине предусматривают продольные канавки *3* для протока воды В них оседает песок, который затем вымывает водой

При резиновой облицовке упрощается монтаж втулки. Такая облицовка дешевле других Резина смягчает вибрации вала, а твердые частицы, попадающие в дейдвуд, вдавливаются в нее и затем перекатываются в продольные канавки, не изнашивая вал

Резиновая облицовка втулки может быть разрезной по образующей (см рис 226, *б*) Она состоит из двух половин *1*, *7*, которые надевают на шейку вала и стягивают крышкой *8*, крепящейся к трубе *3* болтами *9*

Недостатки резиновой облицовки: не стойка к воздействию нефтепродуктов, чувствительна к отрицательным и высоким температурам (при отрицательных температурах становится хрупкой, при повышенных — твердеет)

При большой длине выступающего конца гребного вала устанавливают

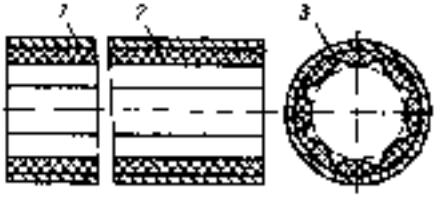


Рис 227 Дейдвудная втулка

дополнительный опорный подшипник в кронштейне, конструкция которого аналогична дейдвудному.

Упорные подшипники. Осевое усилие, развиваемое гребным винтом, через валопровод передается упорному подшипнику, жестко закрепленному на наборе корпуса судна. Конструкция подшипника скольжения изображена на рис. 228.

В корпусе *14* подшипника установлены по концам опорные вкладыши *4* и *13*, в которых лежит упорный вал *6*. Заодно с упорным валом откован гребень *12*. По обе стороны его установлен ряд упорных подушек (сегментов) *1*, залитых баббитом. Они упираются в скобы *3*, вставленные в корпус подшипника и зафиксированные от проворачивания неподвижными сегментами *15*, прикрепленными к крышке *7* подшипника. Подушки *1* упираются в скобы *3* через закаленные центры *2* со сферической головкой и через закаленные сухарики, вставленные в скобы *3*. На поверхности баббитовой наплавки *20* подушек сделан скос, направленный навстречу движению гребня. Поскольку подушки, расположенные с одной стороны гребня, воспринимают упор винта при переднем ходе, а подушки, расположенные с другой стороны, — при заднем ходе, направления скосов у них разные. Упорные центры *2* смещены от геометрической оси подушек в сторону, обратную скосу.

Нижняя часть корпуса подшипника представляет собой масляную ванну. При вращении вала масло увлекается гребнем *12*, и перед скосом подушек появляется слой масла *19*. Образуется масляный клин, под давлением масла в котором подушка *1* встает наклонно к гребню. В результате этого улучшаются условия для образования масляного клина, причем угол наклона по-

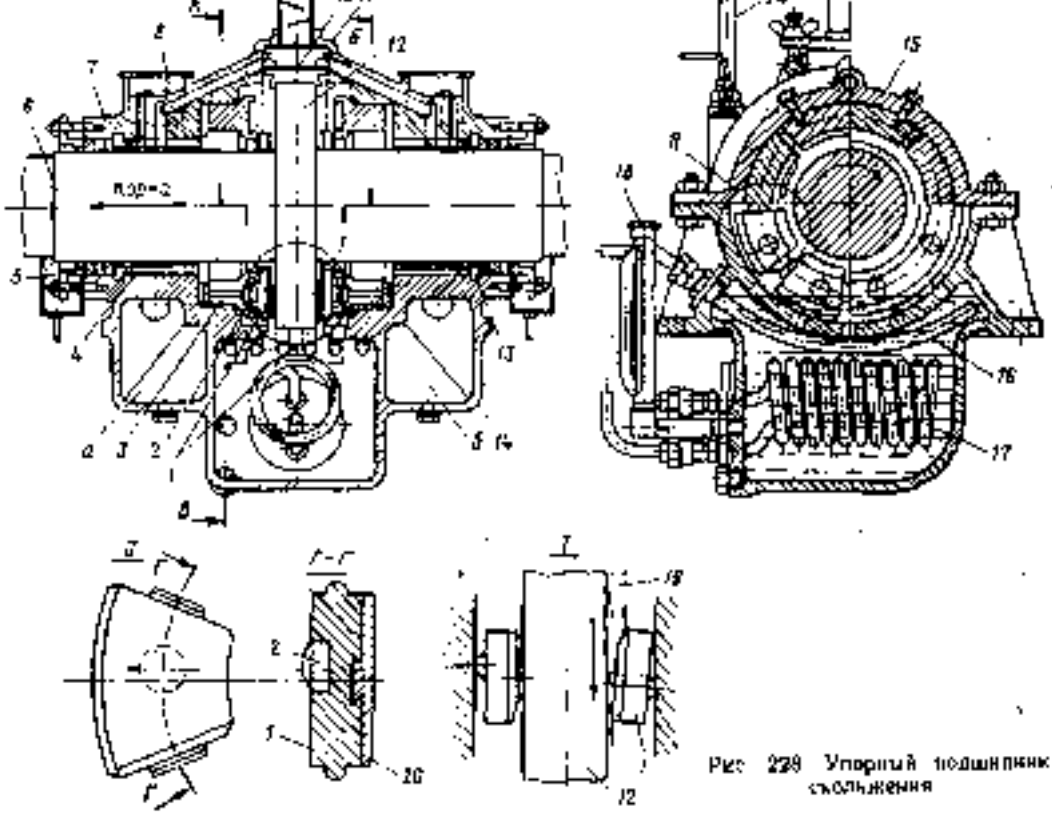


Рис. 228. Упорный подшипник скольжения

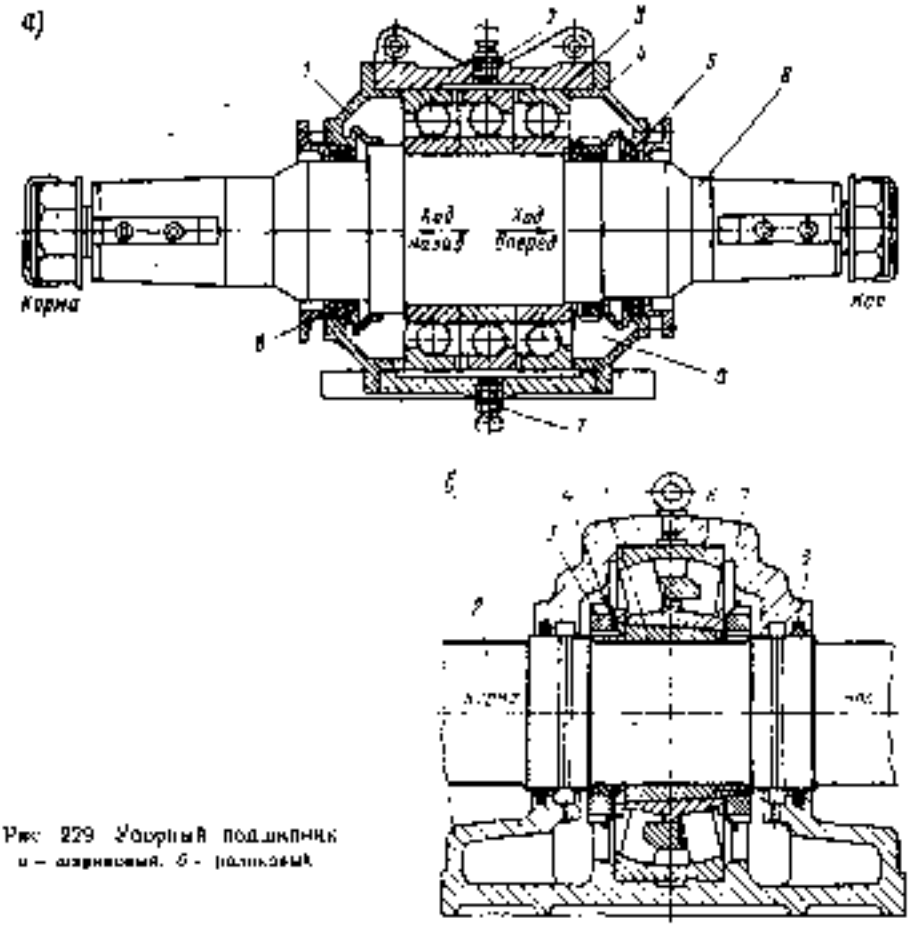


Рис 229 Упорный подшипник
а — шариковый, б — роликовый

душки зависит от окружной скорости гребня

В подшипнике предусмотрены маслоуказательное стекло *18* и змеевики *16, 17* для охлаждения масла Охлаждающая вода поступает сначала в полости *а, б*, затем в змеевики *17, 16* и уходит за борт. Температуру подшипника контролируют термометрами.

Над гребнем расположена горловина с крышкой *11*, через которую заливают масло На крышке *11* установлен сверху вентиляционный патрубок *9*, а снизу отбойник *10*, улавливающий масло с гребня и направляющий его на смазывание опорных вкладышей *4* и *13*. Для обеспечения смазывания при малой частоте вращения вала над опорными вкладышами предусмотрены фитильные масленки *8*. На торце подшипника установлено сальниковое уплотнение *5*.

В трехрядном упорном шариковом подшипнике (рис. 229, *а*) два ряда подшипников воспринимают упор на переднем ходу и один — на заднем. Корпус *3* подшипника стальной разъемный с двумя крышками *1* и *4* В крышках размещены сальниковые уплотнения *5* и *8*, уплотняющие упорный вал *6* и исключающие утечки масла из масляной ванны *а*. Масло из смазочной системы двигателя поступает к подшипнику через штуцер *2* и выходит через штуцер *7*

На рис 229, *б* изображен роликовый упорный подшипник энергетической установки с двигателями типа Л275 на теплоходах, построенных в ЧССР.

На шейку упорного вала *2* между ее буртами надета втулка *5*, состоящая из двух половин На внешнюю коническую поверхность втулки насажена внутренняя обойма двухрядного

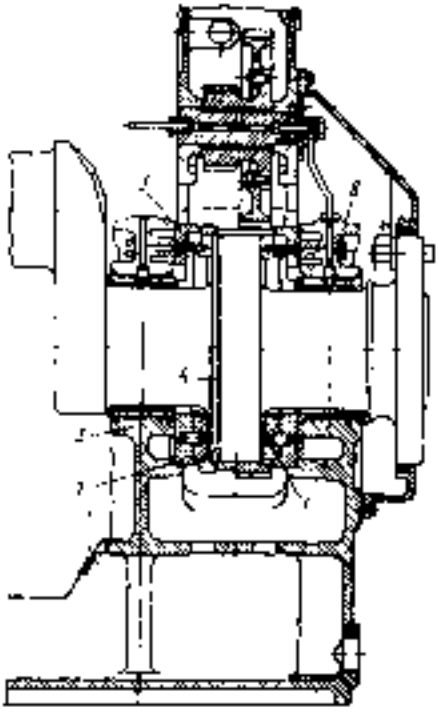


Рис 230 Встроенный упорный подшипник скольжения

сферического роликового подшипника *6*. Один ряд роликов воспринимает упор винта при переднем ходе, другой — при заднем. Подшипник фиксируют в осевом направлении две гайки *3*, навертываемые на резьбу втулки *5*. Гайки стопорят замковые шайбы *4*. Внешняя обойма подшипника *6* находится в расточке его корпуса *1* и крышки *7*. Утечку масла предотвращают маслосбрасывающие гребни вала и уплотнительная набивка *8*.

Смазка упорных подшипников качения осуществляется по-разному. В ряде установок полость подшипника заполняют полужидкостным смазочным материалом, например смесью консталина с дизельным маслом. Встречаются подшипники, в которых предусмотрено циркуляционное смазывание из масляной системы двигателя.

Комбинат СКЛ поставляет на флот двигатели с встроенным упорным подшипником скольжения, который устанавливают в кормовом отсеке фундаментной рамы. Гребень *4* (рис. 230) выполнен заодно с коленчатым валом. Стенки рамовых подшипников *3* и *6* служат корпусом упорного подшипника. В гнезда стенок вставлены скобы *2*, несущие упорные подушки *1*. Поскольку под гребнем *4* масляная ванна не предусмотрена, масло поступает к нему из масляных каналов крышек рамовых подшипников через скобы *5*.

При наличии встроенного подшипника надобность в установке отдельного упорного подшипника валопровода отпадает.

Упорные подшипники качения также конструируют встроенными, большей частью в корпусе редуктора или реверс-редуктора, как, например, у двигателя 3Д6 (см. рис. 233).

§ 63. Реверсивные устройства валопровода

Реверсивная муфта. На судах серийного флота реверсивная муфта встречается лишь в энергетических установках с двигателями типа М401. На других нереверсивных двигателях предусмотрены реверс-редукторы.

Ведущий вал *28* реверсивной муфты (рис. 231), являющийся хвостовиком коленчатого вала, через промежуточный амортизатор *27* связан с внешней частью *26* корпуса муфты сцепления, жестко соединенной с его внутренней частью *23*. Внутри корпуса находится кулачковая муфта сцепления, состоящая из полумуфт *29* и *31*. На полумуфте *31* предусмотрены внешние шлицы, которыми она сцеплена с внутренней частью *23* корпуса муфты. Полумуфта *29* жестко насажена на ведомый вал *1*. Шлицевую полумуфту *31* может передвигать пальцами *32* каретка *34*, которую сдвигает рычаг включения *18*. Если каретка *34* сдвинет полумуфту *31* вправо, то кулачки сцепятся и вращающаяся внутренняя часть *23* корпуса через кулачковые полумуфты *31* и *29* будет увлекать во вращение ведомый вал *1*. Так осуществляется включение передачи для хода вперед. К передаче заднего хода относят ведущую *35*, промежу-

точные *4* и ведомую *2* шестерни. Промежуточные шестерни сидят свободно на осях, закрепленных в тормозном барабане *3*. Ведомая шестерня *2* жестко насажена на ведомый вал *1*.

Ручное включение и выключение муфты производят рукояткой *6*. Она насажена на вал *16* с фигурным рычагом *17*, который может поворачивать рычаг включения *18*. Кроме того, рычаг *17* связан с ленточным тормозом *5*. Механизм на рис. 231 изображен в положении «Стоп». Тормоз *5* ослаблен, каретка *34* отжата пружинами *20* в левое положение. Полумуфта *31* пальцами *32* сдвинута влево и не сцеплена с полумуфтой *29*. Корпус муфты, соединенный с валом двигателя, вращается, не увлекая с собой ведомый вал. Шестерня *35* вращается вместе с корпусом и вращает промежуточные шестерни *4*. Оба обкатываются по неподвижной шестерне *2*, вращая при этом тормозной барабан *3*.

При включении механизма на передний ход фигурный рычаг *17* повернет рычаг *18* против часовой стрелки. Каретка *34* начнет двигаться вправо, чтобы сцепить полумуфты *31* и *29*. Однако при сцеплении кулачков вращающейся *31* и невращающейся *29* полумуфт произойдет удар и быстрое разрушение кулачков. Для обеспечения безударного сцепления муфт предусмотрено предварительное включение синхронизирующих конусов трения.

На внешние шлицы полумуфты *29* насажен двойной конус *26*. Справа от него находится конус внешней части *26* корпуса, слева — подвижный конус *24* с внешними шлицами, которыми он сцеплен с внутренней частью *23* корпуса. В положении «Стоп» конус *24* отжат пружинами *30*. При включении на передний ход каретка *34* пойдет вправо, повернет угловой рычаг *19*, а последний через серьгу *21* и пружины *22* сдвинет вправо конус *24*. Конуса сцепятся, полумуфта *29* (а следовательно, и вал *1*) начнет вращаться, и к моменту сцепления кулачков полумуфт *31* и *29* скорость полумуфт будет почти одинакова.

Если рукоятку *6* поставить в положение «Назад», то каретка *34* будет находиться в левом положении и муфта сцепления будет выключена. Тормоз *5* застопорит барабан *3*. Ведущий вал *28* через внешнюю *26* и внутреннюю *23* части корпуса и втулку *33* будет вращать ведущую шестерню *35*, а последняя через промежуточные *4* — ведомую *2* и вал *1* в направлении, обратном вращению ведущего вала. В связи с тем что диаметр шестерни *2* больше, чем шестерни *35*, при работе на задний ход частота вращения вы-

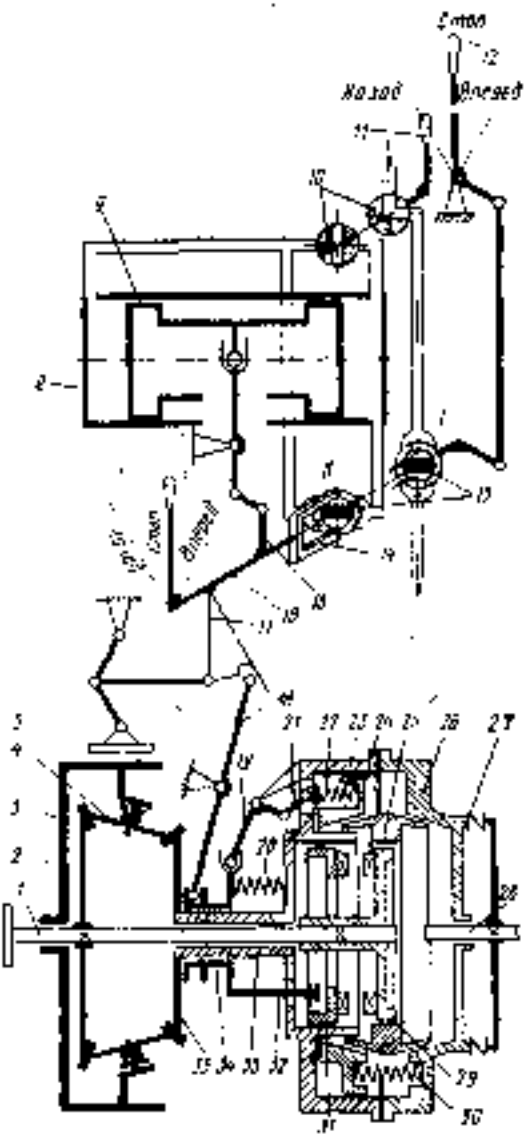


Рис. 231. Схема реверсивной муфты двигателя М40Г

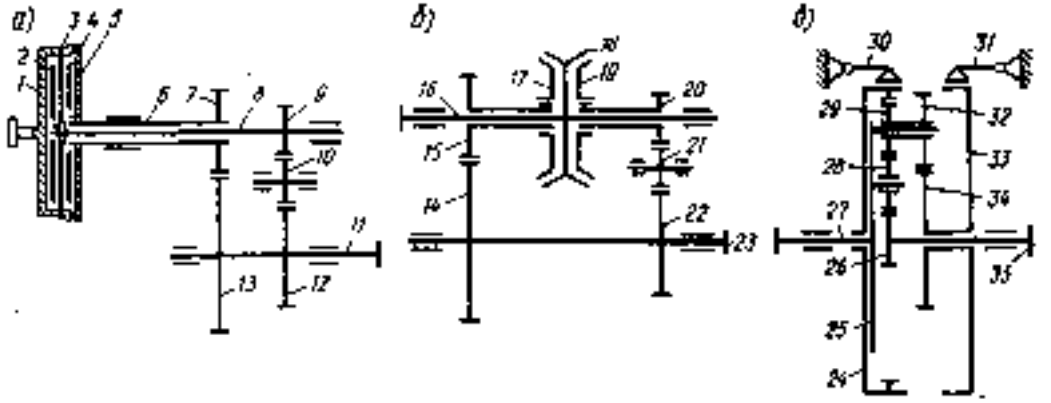


Рис. 232. Схемы реверс-редукторных передач

та составит 0,8 частоты вращения вала двигателя.

Основным способом включения муфты является не ручной, а гидравлический. Для этого установлен трехпозиционный сервомотор (гидроцилиндр) *8*, работающий под давлением масла. Его включают рукояткой *11*, поворачивающей золотник *10*. На рисунке рукоятка изображена в положении, когда сервомотор включен. Масло под давлением из магистрали двигателя поступает в верхнюю часть сечения *I* втулки золотника *13*. Нижняя часть втулки соединена со сливным трубопроводом. В сечении *II* втулка золотника имеет каналы, которыми она может сообщаться с полостями гидроцилиндра. Золотник *13* поворачивается приводом от рукоятки *12*. Если рукоятку *12* поставить в положение «Вперед», то он повернется по часовой стрелке. В сечении *II* откроется окно, через которое масло под давлением поступит в правую полость гидроцилиндра, левая полость его через окно в сечении *II* золотника окажется соединенной со сливным трубопроводом. Поршень *9* сдвинется влево и повернет против часовой стрелки рычаг *7*, который через серьгу и рычаг *15* повернет вал *16* по часовой стрелке, т. е. в направлении включения муфты на передний ход. Одновременно вал *16* повернет втулку *14* золотника *13*, вследствие чего окна корпуса окажутся перекрытыми и поршень *9* будет разгружен.

Если теперь рукоятку *12* поставить в положение «Стоп», то в сечении *II* золотник *13* откроет путь маслу под давлением в левую полость гидроцилиндра, а из правой будет открыт выход ему на слив. Поршень *9* сдвинется вправо, но при достижении им среднего положения вал *16* повернет втулку *14* золотника настолько, что окна будут перекрыты и поршень остановится в среднем положении. Муфта сцепления будет при этом выключена.

Аналогично работает гидроцилиндр и при включении муфты на задний ход. При выключении гидроцилиндра рукоятка *11* поворачивает золотник *10* на 90°. Доступ свежему маслу в гидроцилиндр перекрывает золотник *10*, полости гидроцилиндра сообщаются между собой. В результате этого оставшееся в гидроцилиндре масло не мешает движению поршня *9* и не препятствует ручному включению муфты рукояткой *6*.

Основные типы реверс-редукторов. Для уменьшения частоты вращения гребного вала в реверс-редукторах применяют шестеренчатые передачи, причем для переднего хода используется одна пара шестерен, а для заднего — передача с промежуточной шестерней, изменяющей направление вращения ведомой. Для включения той или иной передачи предусмотрена одна двусторонняя или две односторонние муфты трения.

На рис. 232, *а* изображена схема реверс-редуктора с одной двусторон-

ней муфтой трения при двух ведущих валах. На валу двигателя установлен корпус *1* муфты трения, внутри которого находятся диски нажимной *3*, переднего *4* и заднего *2* хода. Диски переднего и заднего хода сидят на шлицах соосных валов переднего *6* и заднего *8* хода, причем вал заднего хода расположен внутри вала переднего хода. На концах валов насажены ведущие шестерни *7* и *9*. Ведущая шестерня переднего хода *7* сцеплена с ведомой *13* непосредственно, а ведущая шестерня заднего хода *9* — с ведомой *12* через промежуточную шестерню *10*.

При положении «Стоп» нажимной диск *3*, вращающийся вместе с корпусом *1* муфты трения, находится в среднем положении, диски *2* и *4* свободны. Поэтому валы *6* и *8* не вращаются.

Для включения реверс-редуктора на передний ход нажимной диск *3* сдвигают вправо. Диск переднего хода *4* будет сжат между диском *3* и крышкой *5* корпуса. Вращающий момент передается от вала двигателя валу переднего хода *6*, а затем через шестерни *7* и *13* выходному валу *11* редуктора. Выходной вал вращается в направлении, обратном валу двигателя, и с меньшей угловой скоростью. Последнее обусловлено передаточным отношением шестерен *7* и *13*.

При включении передачи на задний ход нажимной диск *3*, сдвигаясь влево, зажимает диск *2*. Вращающий момент передается через вал *8* и шестерни *9*, *10*, *12*. Выходной вал *11* вращается в том же направлении, что и вал двигателя.

Соосные валы и одиночные диски трения встречаются лишь в реверс-редукторах небольших двигателей, как, например, двигателей 3Д6, 6ЧСП12/14, 4ЧСП10,5/13. Для реверс-редукторов, передающих значительный вращающий момент, применяют две многодисковые или конические муфты трения при одном ведущем вале (рис. 232, *б*).

На ведущем валу *16* свободно сидят ведущие шестерни переднего *15* и заднего *20* хода. Они сцеплены с ведомыми шестернями выходного вала *23*, причем шестерни переднего хода *15* и *14* сцеплены непосредственно, а шестерни заднего хода *20* и *22* через промежуточную шестерню *21*. Сцепление с ведущим валом шестерен *15* или *20* выполняют муфты трения. Корпус *18* муфты жестко насажен на вал *16*, а конуса (или диски) *17* и *19* — на ступицы шестерен *15* и *20*. В зависимости от того, какой из конусов — *17* или *19* введен в зацепление с корпусом *18*, вращающий момент будет передаваться через шестерни переднего или заднего хода. Когда оба конуса выведены из зацепления, выходной вал *23* не вращается.

В рассмотренных конструктивных схемах реверс-редукторов при включении, например, передачи переднего хода вращаются вхолостую шестерни заднего хода. При этом вал (см. рис. 232, *а*) или шестерня (см. рис. 232, *б*) заднего хода будет вращаться вхолостую в направлении, обратном валу переднего хода (см. рис. 232, *а*) или ведущему валу (см. рис. 232, *б*). При недостаточном количестве смазочного материала или неудовлетворительном состоянии трущихся поверхностей на вращение может затрачиваться значительная работа.

Особую группу образуют так называемые планетарные реверс-редукторы. Схема одного из них (двигатель 4НФД24) приведена на рис. 232, *в*.

Соосные ведущий *35* и ведомый *27* валы соединены планетарной зубчатой передачей, в которую входят две солнечные шестерни *26* и *34*. Шестерня *26* жестко насажена на ведущий вал *35*. Шестерня *34* жестко связана с тормозным шкивом *33*, свободно сидящим на ведущем валу. Солнечные шестерни сцеплены с планетарными шестернями *29* и *32*, выполненными заодно, причем шестерня *26* сцеплена с шестерней *29* через промежуточную шестерню *28*. Планетарных и промежуточных шестерен установлено обычно три-четыре комплекта. Оси этих шестерен закреплены на диске *25*, жестко связанном с ведомым валом *27*. Шестерни *29* сцеплены с ободом-шестерней *24*, на которой предусмотрены

внутренние зубья. Она является одновременно и тормозным шкивом.

При положении «Стоп» оба тормоза *30* и *31* свободны, следовательно, ни шкив, ни обод-шестерня *24* не застопорены. Солнечная шестерня *26* ведущего вала вращает через промежуточные шестерни *28* планетарные шестерни *29* и *32*. Поскольку вращение ведомого вала *27* встречает значительное сопротивление, он и диск *25* остаются неподвижными. Шестерни *29* вращают вхолостую обод-шестерню *24*, а шестерни *32* — солнечную шестерню *34* и с ней шкив *33*.

Для включения на передний ход тормозом *31* стопорят шкив *33*. Поскольку солнечная шестерня *34* застопорена, шестерни *32* начинают обкатываться по ней, вращая диск *25* и, значит, вал *27*, который вращается в том же направлении, что и ведущий *35*, но с меньшей угловой скоростью. Обод-шестерня *24* вращается вхолостую.

При положении «Назад» тормоз *31* освобождают, а тормоз *30* стопорят обод-шестерню *24*. Теперь шестерни *29* обкатываются по внутренней нарезке обода-шестерни *24* и вращают диск *25* в направлении, обратном ведущему валу. Ведомый вал *27* вращается в направлении, обратном ведущему, и также с меньшей угловой скоростью. Шкив *33* вращается вхолостую.

Выпускаемые в настоящее время двигатели типа 6Е.ФД26А-3 и др. комбинат СКЛ комплектует с двухскоростными планетарными реверс-редукторами, имеющими две ступени переднего и одну ступень заднего хода. Первая ступень, с большей частотой вращения гребного вала, предназначена для движения без состава или с легким составом на глубокой воде, а вторая, с меньшей частотой вращения, — для движения на мелководье или с тяжелым составом. Это позволяет более рационально использовать располагаемую мощность двигателей и избежать перегрузки в различных условиях эксплуатации судна. В отличие от приведенных на рис. 232, *в* у этих реверс-редукторов предусмотрены три блока планетарных передач, а органы управления можно соответственно устанавливать в четыре положения: «стоп», «свободный ход», «буксирный ход» и «задний ход».

Реверс-редуктор двигателя 3Д6. Как уже было изложено, реверс-редуктор двигателя 3Д6 выполнен по схеме рис. 232, *а*, продольный разрез его изображен на рис. 233.

В корпусе *6* муфты трения, закрепленном к маховику двигателя, установлен шариковый подшипник *9* вала заднего хода *10*. Другой подшипник *26* этого вала установлен в кормовой стенке корпуса реверс-редуктора. Вал переднего хода *12* опирается на шариковый подшипник *11*, надетый на вал *10*, и на роликовый подшипник *23* средней перегородки *22* корпуса.

Стальные диски трения *5* и *7* с прикрепленными к ним сегментами из асбобакелитовой массы насажены на шлицы валов переднего и заднего хода. Нажимной диск *13* чугунный. На внешней окружности его предусмотрены выступы, входящие в вырезы корпуса муфты, в результате чего диск вращается вместе с корпусом. К выступам диска *13* присоединены тяги *15* вильчатых рычагов *14* механизма включения.

Вилка ролика рукоятки *17* механизма включения связана с бугелем *21* муфты *20*, которая серьгами *19* соединена со стаканами *18* шести пружинных элементов. Стаканы *18* шарнирно закреплены в кронштейнах *4* корпуса муфты трения посредством осей *8*. Внутри стаканов помещены пружины, стремящиеся выдвинуть наружу головки с роликами *16*, вставленные в стаканы. Поэтому ролики *16* давят на вильчатые рычаги *14*, ось качения *3* которых расположена в тех же кронштейнах *4*.

Рукоятка *17* при положении «Стоп» стоит вертикально и удерживается фиксатором. Оси стаканов *18* направлены перпендикулярно оси валов, в связи с чем вильчатые рычаги *14* расположены симметрично относительно осей стаканов *18*. Диск *13* находится в среднем положении, а диски *5* и *7* свободны.

При включении на передний ход бугель *21* сдвигает муфту *20* вправо и

она через серьги *19* поворачивает стаканы *18* в положение *I*, схематично изображенное на рисунке слева. Ролики *16*, нажимая под действием пружин на левые плечи рычагов *14*, поворачивают рычаги по часовой стрелке, и тяги *15* сдвигают нажимной диск *13* вправо. При зажатом диске *5* включается передача через вал *12* переднего хода. Аналогично включается муфта в направлении «Назад», когда рычаги *14* поворачиваются против часовой стрелки.

Перегородка *22* отделяет полость механизма включения от полости редукторов, в которой находятся ведущие шестерни *24* и *25*, насаженные на шлицы валов *12* и *10*, ведомые шестерни *27* и *28*, насаженные на шлицы выходного вала *31*, и промежуточная шестерня, не показанная на рисунке. Выходной вал *31* лежит в опорных шариковых подшипниках *1* и *29* и упорных шариковых подшипниках *30* и *2*, воспринимающих упор винта на переднем и заднем ходе. Шестерни смазываются маслом, увлекаемым из масляной ванны поддона, подшипники валов — консистентным смазочным материалом, вводимым через центральный канал вала *10*.

Реверс-редуктор двигателя 6Л275ПН. По схеме на рис. 232, *б* изготовлены некоторые реверс-редукторы серийного флота, в том числе и изображенный на рис. 234 реверс-редуктор двигателя 6Л275ПН. Включение муфт трения гидравлическое.

Ведущие шестерни переднего *3* и заднего *12* хода сидят на ведущем ва-

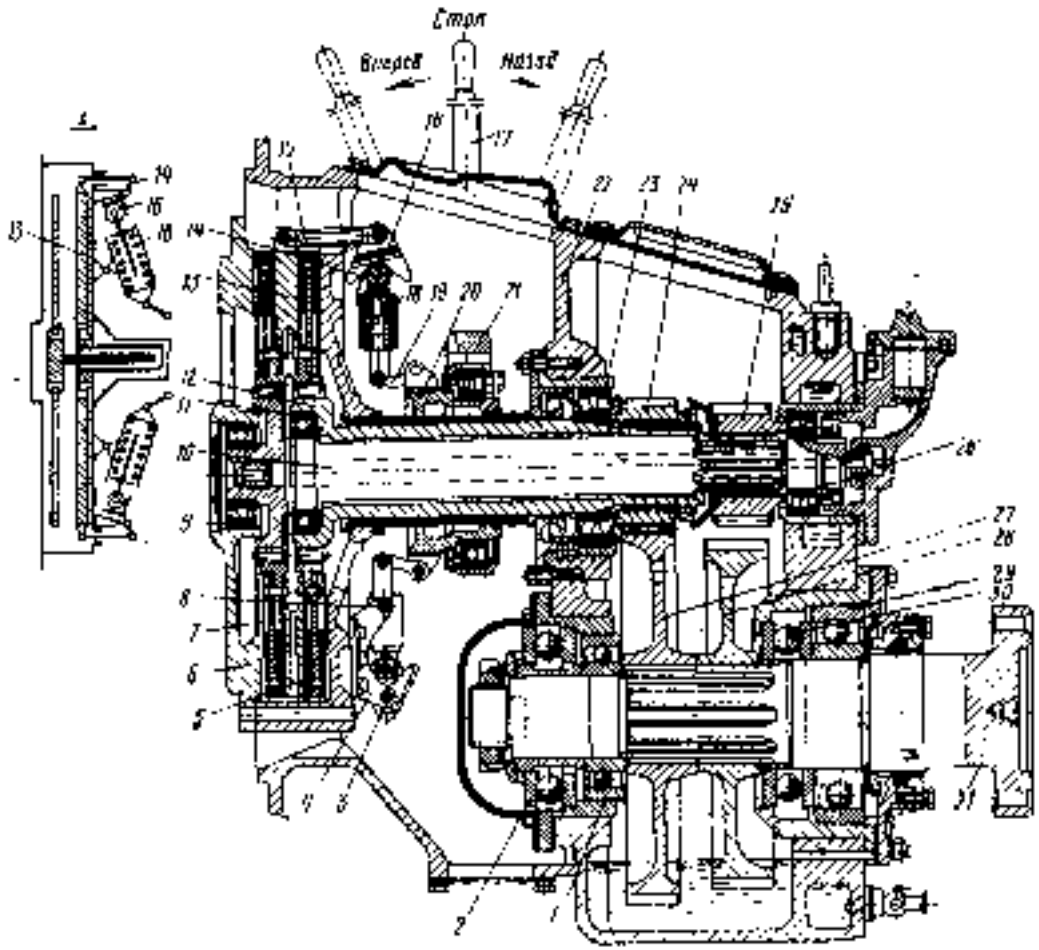


Рис. 235. Реверс-редуктор двигателя 3Д6

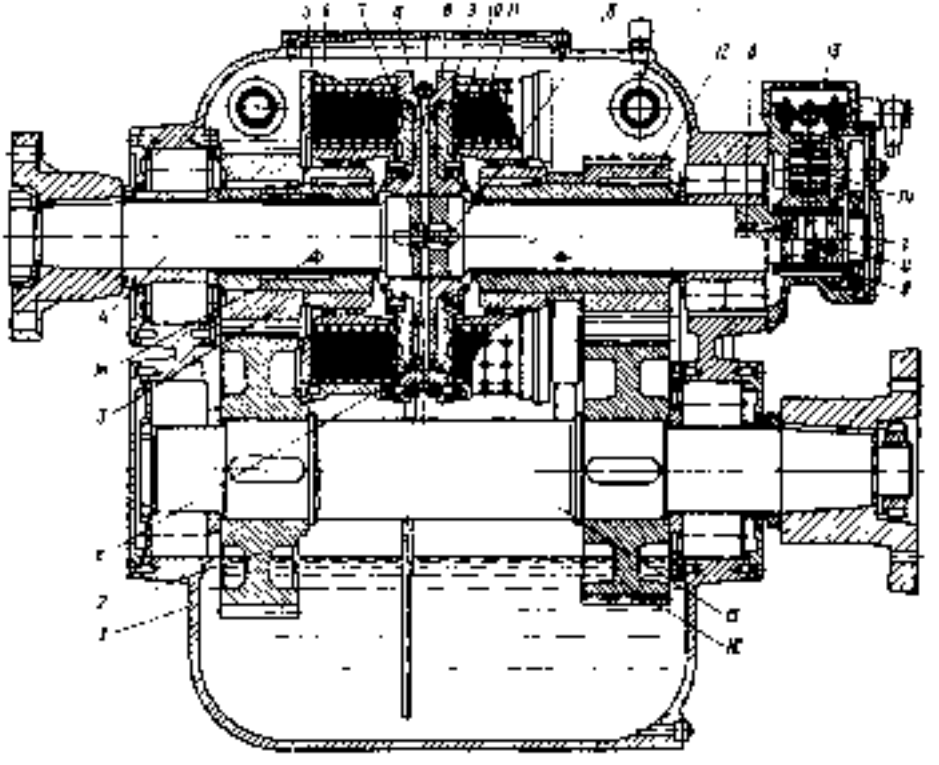


Рис. 234. Реверс-редуктор двигателя 6Д25ПП

лу *4* свободно. На осевые шлицы их ступиц насажены ведомые диски трения *5* и *11*. Ведущие диски трения *6* и *10* сцеплены с осевыми шлицами корпуса *8* муфт трения. Общий для обеих муфт трения корпус *8* закреплен на ведущем валу *4* с помощью шпонки.

Диски той или иной муфты трения сжимаются кольцевыми поршнями *7* и *9* под давлением масла. При отсутствии давления поршни удерживаются вдвинутыми внутрь расточки корпуса отжимными пружинами. В это время диски трения вращаются свободно.

Поступление масла к нажимным поршням регулирует не изображенный на рисунке золотник-манипулятор. Масло к нему нагнетает шестеренный насос *14* через фильтр *13* и холодильник. От золотника-манипулятора просверлены каналы к кольцевым канавкам *г* и *д* хвостовика ведущего вала *4*. Канавки *г* и *д* осевыми каналами *б*, *в* и радиальными *е*, *ж* соединены с пространствами за поршнями *7* и *9*.

В среднем положении золотника-манипулятора («Стоп») канавки *г* и *д* соединены со сливным трубопроводом, следовательно, масло на поршни *7* и *9* не действует. Муфты трения разобщены, выходной вал неподвижен. Если золотник-манипулятор будет поставлен в положение «Вперед», то в канавку *г* поступит масло под давлением, канавка *д* останется сообщенной со сливным трубопроводом. Масло под давлением поступит к поршню *7* муфты трения переднего хода, и он сожмет диски *5*, *6*. Шестерня *3* окажется сцепленной с корпусом *8* муфты, т. е. с ведущим валом *4*. Вращающий момент будет передаваться выходному валу *15* через шестерни *3*, *2*, и он будет вращаться в направлении, обратном валу двигателя. Полость под поршнем *9* останется сообщенной со сливным трубопроводом, а диски *10* и *11* не сжаты.

При включении реверс-редуктора на задний ход золотник-манипулятор направляет масло в канавку 9, а канавку 8 соединяет со сливным трубопроводом. Под давлением масла смещается поршень 9, сжимающий диски 10 и 11 муфты заднего хода. Вращающий момент передается через шестерни 12, 16 и не изображенную на рисунке промежуточную. Вал 15 вращается в том же направлении, что и вал дизеля.

В реверс-редукторе предусмотрена автономная смазочная система. Шестерни 2 и 16 купаются в масляной ванне корпуса 1. Масляный насос 14 засасывает масло из корпуса 1 и нагнетает, минуя золотник-манипулятор, в канавку 8, из нее через осевой канал и отводящий жиклер поступает на смазывание втулок шестерен 3 и 12.

Аналогичная кинематическая схема предусмотрена и у реверс-редукторов двигателей типа 5ЧСП18/22, отличающихся от дизельной, а корпусной реверсивной муфтой.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Глава XVII

ОРГАНИЗАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

§ 69. Организация технической эксплуатации

Понятие о технической эксплуатации. Под технической эксплуатацией судна понимается совокупность мероприятий и работ по управлению, техническому обслуживанию и ремонту судна. Основной задачей технической эксплуатации является обеспечение надежной и безопасной работы судовой техники и судна в целом при наименьших трудовых, материальных и финансовых затратах в течение всего срока службы судна.

Применительно к технической эксплуатации судовых дизелей при этом понимается, что

управление — это деятельность экипажа по выбору, установлению, контролю и поддержанию режимов функционирования судовых дизелей со значениями показателей, предусмотренными нормативно-технической документацией;

техническое обслуживание — это комплекс работ, обеспечивающих поддержание судовых дизелей в исправном и работоспособном состоянии в пределах назначенного ресурса, выполняемый судовыми экипажами или береговыми подразделениями;

ремонт — это комплекс работ по восстановлению до заданного уровня частично или полностью утраченных в процессе эксплуатации технико-эксплуатационных характеристик дизеля, выполняемый ремонтными предприятиями.

Техническую эксплуатацию дизелей на речных судах осуществляют судовые экипажи, в соответствии с Правилами по обслуживанию судовых дизелей внутреннего сгорания и ухода за ними Правилами технической эксплуатации речного транспорта, руководствами по эксплуатации, техническими условиями на дефектацию и ремонт дизелей и другими нормативными документами.

Успешно выполнять поставленные перед экипажем судна задачи можно только в том случае, если машинная команда будет хорошо знать конструкцию и правила обслуживания установленных на судне дизелей, своевременно и в полном объеме проводить техническое обслуживание, учитывать влияние эксплуатационных факторов на работу энергетической установки, повышать технические знания и совершенствовать навыки.

Организация технической эксплуатации. Руководство технической эксплуатацией транспортного флота в Минречфлоте осуществляет Главное управление судового хозяйства и судоремонтных предприятий (Главфлот), а технического (дноуглубительного) флота — Главное управление водных путей и гидросооружений (Главводпуть). Вопросами рационального использования топливных ресурсов ведает Главное энергетическое управление Минречфлота.

В пароходствах, бассейновых управлениях пути (БУП) и управлениях судоходных каналов (УСК) руководство технической эксплуатацией флота осуществляет главный инженер пароходства или заместитель начальника БУП (УСК). Организацией технической эксплуатации флота в этих подразделениях занимается служба судового хозяйства (ССХ), являющаяся отде-

ным звеном в системе управления технической эксплуатацией флота.

Руководство технической эксплуатацией флота, приписанного на балансе или на техническое и хозяйственное обслуживание линейным предприятиям (районным управлениям, портам, ремонтно-эксплуатационным базам или заводам) осуществляют заместители начальников по флоту или главные инженеры этих предприятий, действующие через подчиненные им отделы или цехи технической эксплуатации.

Непосредственными руководителями капитанов и механиков по организации технической эксплуатации являются групповые инженеры-механики или механики-наставники, обязанные оказывать судовым экипажам практическую помощь по всем техническим и организационным вопросам, возникающим в период эксплуатации или ремонта судна.

Организацией межрейсового ремонта и рейсового технического обслуживания занимаются линейные механики, обслуживающие суда в границах своего участка.

Контроль за работой судовых экипажей и технический надзор за судами осуществляют аппарат судовладельца и органы государственного и ведомственного надзора (Речной Регистр РСФСР или Регистр СССР, судоходная инспекция, военизированная охрана, санитарная инспекция, инспекция по охране водных ресурсов, ЦК профсоюза рабочих морского и речного флота).

Организация службы машинной команды. Организация службы судового экипажа, внутренний распорядок, права и обязанности его членов определены Уставом службы на судах Министерства речного флота РСФСР.

Во главе экипажа стоит капитан. Заместителем его по технической части является механик судна, в ведении которого находится энергетическая установка судна. Он обеспечивает бесперебойную и безаварийную работу механизмов, а также выполнение графика движения судна. Непосредственно ему подчинена машинная команда. Механик обязан:

распределять работу между членами машинной команды, контролировать выполнение ими своих обязанностей, следить за трудовой дисциплиной, соблюдением правил техники безопасности, инструкций и положений по технической эксплуатации механизмов;

руководить работами по техническому обслуживанию и ремонту энергетической установки, которые выполняет машинная команда без вывода судна из эксплуатации;

составлять ведомости на зимний ремонт, обеспечивать высокое качество ремонта судна по графику;

контролировать ведение судовой технической документации;

обеспечивать запасными частями, топливом и материалами и следить за рациональным их расходованием;

предотвращать появление дефектов в механизмах. При невозможности устранить дефекты силами машинной команды немедленно сообщать об этом через капитана линейному механику или механику-наставнику;

обеспечивать выполнение нормативных эксплуатационно-технических показателей судна, регулярно проводить техническое контрольное испытание;

в случае необходимости привлекать работников береговых производственных участков (БПУ) к выполнению ремонтных работ;

организовывать изучение экипажем инструкций и руководств по эксплуатации и техническому обслуживанию судовых механизмов.

Помощники механика (первый, второй и третий) подчинены механику и отвечают за состояние механизмов, закрепленных за ними расписанием по вахтенному.

Первый помощник является заместителем механика и при временном отсутствии механика пользуется его правами и выполняет его обязанности. Он ведет инвентарную и материальную отчетность по машинному отделению.

Мотористы подчинены механику и обязаны

готовить к работе и управлять главными двигателями и вспомогательными механизмами;

обнаруживать неисправности в работе механизмов и средств автоматизации и принимать меры к их устранению;

своевременно проводить плановое обслуживание закрепленных за ними механизмов, поддерживать чистоту и порядок на рабочих местах;

выполнять слесарно-ремонтные работы по указанию механика или старшего по вахте.

На судах, работающих круглосуточно, экипаж распределяется, как правило, на три смены — вахты. Смену, несущую службу, начинает вахтенной, сменяющую ее — подвахтенной. Вахту по судну возглавляет вахтенный начальник (капитан или штурман), а вахту по машинно-котельному отделению — старший по вахте (механик или его помощник).

Распределение членов экипажа по вахтам и время смены вахт (расписание вахт) утверждает капитан судна.

При бригадном методе работы время смены вахт устанавливает руководитель предприятия — владелец судна по согласованию с профсоюзной организацией.

Старший по вахте машинно-котельного отделения готовится вахтенному начальнику и отвечает за грамотную эксплуатацию механизмов в соответствии с требованиями документации судна. В его обязанности входит:

находиться у поста управления машинами, быстро и четко выполнять приказания вахтенного начальника;

при вступлении на вахту лично убедиться в исправности работы энергетической установки и сообщить об этом вахтенному начальнику;

принимать меры к предупреждению повреждений механизмов, а при обнаружении их приступать к ремонту. В экстренных случаях, когда это потребуется для предотвращения аварии, самостоятельно изменять режим работы механизмов и немедленно докладывать вахтенному начальнику об этом;

следить, чтобы члены вахты достойно были на рабочих местах и выполняли свои обязанности;

вести машинный журнал;

обеспечивать выполнение плана работ по техническому обслуживанию и техническим нормативов при эксплуатации механизмов.

При работе судового экипажа с совмещением профессий обязанности механика возлагаются на капитана-механика, помощника механика — на штурмана-помощника механика, моториста — на рулевого-моториста, старшего по вахте машинно-котельного отделения — на вахтенного начальника. Такое совмещение профессий называют термином Минуть быть и другие схемы совмещения профессий.

Ведение технической документации. На всех судах надлежащим образом должна быть оформлена судовая документация.

Документы общесудового значения хранит капитан судна, по энергетической судовой установке — механик, он же несет ответственность за сохранность и правильность их ведения.

Основным документом, отражающим особенности конструкции, эксплуатации и технического состояния агрегата, является формуляр. В нем указаны техническая и экономическая характеристики агрегата, рекомендуемые режимы работы, результаты стендовых испытаний, характеристики материалов, из которых изготовлены ответственные детали, массы наиболее тяжелых из них, приведены сведения о консервации агрегата, перечень штатного инструмента, приспособлений и приборов. В процессе эксплуатации в формуляр заносят сведения о причинах поломок деталей и мерах, принятых для их предотвращения, данные о проработанном времени, результаты измерений лимитирующих деталей и сведения о замененных деталях. Формуляр составляет завод-изготовитель агрегата (или дизеля, если дизель иностранной постройки — его владелец). При отправке агрегата другому владельцу или в капитальный ремонт вместе с ним передается и формуляр. Наличие в нем записей каждо-

щихся эксплуатации и технических обслуживаний, возложено на механика судна и на ОТК заводов, выполняющих капитальный ремонт дизеля.

Для ежедневных записей о работе судовых механизмов предназначен машинный журнал. Записи в него на судах, работающих без совмещения профессий, производит старший по вахте машинного отделения. На судах, эксплуатирующихся с совмещением профессий, имеется единый вахтенный журнал. Вести журнал обязан вахтенный начальник.

В единый вахтенный журнал чернилами записывают:

показания контрольно-измерительных приборов;

сведения о дефектах в работе дизелей и мерах, принятых для их устранения; время проведения и объем работ по техническому обслуживанию; сведения о замене отработавшего масла; время пуска и остановки главных и вспомогательных дизелей; сведения о приеме на судно топлива и масла; данные о расходе топлива и масла, время работы вспомогательных механизмов.

Ведение двух журналов (чернового и чистового) не допускается.

§ 70. Требования к личному составу и техническому состоянию механизмов

Требования к личному составу. Необходимым условием безопасной эксплуатации судовых механизмов является знание и строгое соблюдение личным составом правил техники безопасности и инструкций по эксплуатации механизмов. К самостоятельному обслуживанию судовых механизмов могут быть допущены лица:

достигшие 18-летнего возраста и не имеющие медицинских противопоказаний к работе на судах;

теоретически подготовленные и обладающие практическими навыками по обслуживанию механизмов;

знающие правила техники безопасности, умеющие пользоваться безопасными приемами работ и индивидуальными защитными средствами на рабочем месте.

Практиканты и стажеры могут выполнять судовые работы только под руководством и наблюдением руководителей практики или инструктора.

Ответственность за предупреждение несчастных случаев на судне, за обучение лиц рядового состава безопасным приемам и методам труда и соблюдение ими правил техники безопасности, а также за своевременное расследование и полноту учета несчастных случаев, происшедших на судне, и за разработку мероприятий по их предупреждению несет капитан-механик судна.

Во время вахты ответственность за соблюдение правил техники безопасности возлагается на вахтенного начальника (старшего по вахте машинно-котельного отделения).

Лица командного состава, нарушающие правила техники безопасности, в зависимости от характера нарушения привлекаются к ответственности в дисциплинарном, административном или судебном порядке, а лица рядового состава — к дисциплинарной ответственности.

Допуск к несению вахты. Одним из важных условий безопасного обслуживания судовых механизмов, кроме знания правил техники безопасности, является внимательность при несении вахты и соблюдение правил поведения во время работы в зонах повышенной опасности.

Члены экипажа, обслуживающие электрическую установку, допускаются к несению вахты только в исправной, правильно надетой и застегнутой спецодежде. Ношение спецодежды обязательно. Нарушение этого правила приводит к тяжелым последствиям при захвате свободных концов одежды или волос движущимися частями механизмов, а также к ожогам при соприкосновении с горячими поверхностями.

При работе в машинных помещениях запрещается носить обувь на резиновой подошве, впитывающей нефтепродукты, а также обувь с металлическими набойками, поскольку скользкие

ние обуви по слани часто приводит к ладениям и ушибам.

Длительное нахождение в помещении с повышенной шумностью может привести к постепенному ослаблению слуха. В целях предупреждения такого заболевания члены экипажа, обслуживающие энергетическую установку с уровнем шума, превышающим допустимые нормы, должны пользоваться индивидуальными средствами защиты (противошумными наушниками или пробками).

Больные или находящиеся в состоянии алкогольного опьянения члены экипажа к несению вахты не допускаются. Неправильная оценка ситуации, пониженная скорость реакции и недостаточная координация движений таких людей при нахождении в зонах повышенной опасности часто являются причиной несчастных случаев.

Доступ посторонних лиц в машинно-котельное отделение без разрешения вахтенного начальника запрещается. Представители органов надзора и контроля могут входить в МКО только в сопровождении механика судна или его вахтенного помощника. На пассажирских судах, обслуживаемых по методу совмещения профессий, МКО при отсутствии в нем членов экипажа должно быть закрыто на замок, а ключ должен находиться в рулевой рубке на видном месте.

Требования к техническому состоянию дизеля. Эксплуатация неисправных двигателей, механизмов, устройств или систем опасна для обслуживающего персонала при внезапной их поломке или разрушении. Она также может привести к аварии судна вследствие потери им хода, управляемости и других качеств. Поэтому контроль за исправным состоянием дизеля является составной частью мероприятий по технике безопасности на судах.

Капитан-механик (механик) судна обязан проводить технические осмотры механизмов и оборудования энергетической установки в сроки и в объемах, предусмотренных инструкциями по их обслуживанию. Выявленные неисправности, угрожающие безопасности обслуживающего персонала и нормальной эксплуатации энергетической установки, должны быть немедленно устранены.

Сдающий вахту обязан поставить в известность принимающего вахту о всех неисправностях энергетической установки, замеченных во время вахты, и о мерах, принятых для их устранения.

Каждый член судового экипажа, обнаруживший неисправность двигателя, механизма или оборудования, обязан немедленно сообщить об этом вахтенному начальнику (старшему по вахте МКО). В тех случаях, когда неисправность угрожает безопасности обслуживающего персонала или судна, обнаруживший ее должен принять необходимые меры вплоть до остановки двигателя (если неисправность угрожает жизни человека), затем доложить об этом вахтенному начальнику.

Запрещается эксплуатировать дизель при наличии следующих неисправностей:

трещин и изломов в силовых деталях двигателя. Поршни, шатунные болты, валы, передачи и другие детали движения при работе двигателя воспринимают высокие нагрузки. При изломах, трещинах, подрезах, шлаковых включениях и других дефектах структуры металла и геометрии деталей в этих местах возникает концентрация напряжений. При работе деталей в условиях знакопеременной нагрузки в зонах повышенных напряжений нарушается местная прочность (возникают микротрещины, постепенно они увеличиваются) и в конечном итоге поломка детали. Часто поломка одной детали движения является причиной повреждения смежных деталей и выхода двигателя из строя или даже полного его разрушения;

трещин и свищей в крышках и втулках цилиндров. Вода, проникающая из полостей охлаждения в цилиндры через трещины или свищи в крышках и втулках цилиндров, вызывает гидравлический удар при пуске двигателя, в результате чего повреждаются детали движения или полностью разрушаются

цилиндр. Крупные трещины во втулках цилиндров, ослабляющие их поперечное сечение, могут привести к обрыву втулок;

трещин в сварных воздушных, масляных и топливных трубопроводах. Утечка воздуха из воздушных трубопроводов приводит к отказам в системе управления дизелем, а разрыв трубопроводов высокого давления может быть причиной травматизма обслуживающего персонала.

Утечка масла может привести к подплавлению подшипников, к ожогам при попадании горячего масла на тело или одежду человека или к падению его на скользкой поверхности, покрытой маслом.

Скопление топлива в картере может привести к подплавлению подшипников или взрыву смеси паров топлива и масла. Топливо под высоким давлением, попавшее на обнаженные участки тела, вызывает болезненные, долго не заживающие травмы.

Топливо или масло, попадающее на горячие поверхности, вызывает пожары;

неисправных пусковых и реверсивных устройств и дистанционного управления. При неисправных системах управления двигатель не выполняет заданные команды или выполняет их несвоевременно, что может быть причиной аварии судна. Поэтому эксплуатация двигателей с неисправными системами управления запрещается, а при неисправном дистанционном управлении запрещается управлять двигателем из рубки;

вышел из строя регулятор частоты вращения. Неисправности, вследствие которых регулятор не поддерживает заданную частоту вращения и не снижает подачу топлива при сбросе нагрузки, могут привести к нарушению заданного режима работы или к «разносу» двигателя (самопроизвольному увеличению частоты вращения более допустимой). Большие центробежные усилия, возникающие при «разносе», могут явиться причиной повреждения подшипников, повреждения или полного разрушения движущихся деталей и двигателя в целом. Разлетающиеся при этом осколки опасны для обслуживающего персонала.

Наиболее часто подвержены разносу реверсивные главные и вспомогательные двигатели, у которых сброс нагрузки является штатным режимом работы. Однако и реверсивные главные двигатели, жестко соединенные с гребным винтом, могут пойти «вразнос» при аварийном сбросе нагрузки в случае утери винта или обрыва валопровода;

неисправных или отсутствующих контрольно-измерительных приборов, предназначенных для измерения основных параметров работы двигателя, а также *неисправной системы аварийно-предупредительной сигнализации и защиты.* Отсутствие или неправильные показания контрольно-измерительных приборов не позволяют контролировать работу двигателя и своевременно обнаруживать, предотвращать и устранять возникающие в процессе эксплуатации отказы и нарушения его нормального режима. Эксплуатация неисправного двигателя может служить причиной повышенного его изнашивания и преждевременного выхода из строя, а иногда и аварии судна.

Эксплуатация двигателей с неисправными приборами не разрешается. При неисправности приборов и средств сигнализации, установленных в рубке, запрещается управлять двигателями с дистанционных постов.

Все контрольно-измерительные приборы в установленные для них сроки должны быть проверены в лабораториях Госстандарта или уполномоченными на то ремонтными предприятиями. Соответствие приборов требованиям стандартов удостоверяется постановкой пломбы или записью в их паспорте. Приборы, не прошедшие проверки, с истекшим сроком годности или с неисправными пломбами использовать запрещается.

Механик судна должен систематически проверять достоверность показаний приборов дистанционного контроля путем сравнения их показаний с показаниями приборов местного контроля.

§ 74. Правила безопасного обслуживания двигателей

Подготовка к пуску. Для обеспечения сохранности двигателя и безопасности обслуживающего персонала в период подготовки двигателя к пуску необходимо:

подготовку к пуску проводить под руководством лица, ответственного за соблюдение правил техники безопасности (вахтенного начальника или старшего по вахте МКО);

проворачивать, пускать в действие, останавливать или ремонтировать двигатели, механизмы и оборудование только с разрешения вахтенного начальника или старшего по вахте МКО. При несоблюдении этого правила нарушается установленный режим движения или стоянки судна и одновременно вахтенный начальник лишается информации о фактическом техническом состоянии энергетической установки в данный момент. В связи с этим в аварийной ситуации он может потерять много времени на выяснение обстановки и не успеть принять необходимые и возможные в этом случае меры по предотвращению аварии;

предупредить палубную команду о предстоящем пуске двигателя для того, чтобы она успела до пуска проверить отсутствие людей или людок за бортом, надежность швартовных устройств, чтобы исключить несчастные случаи или повреждения судна после пуска двигателя;

проверить, отключен ли привод дистанционного управления от местного поста управления, во избежание случайного пуска двигателя из рубки до окончания его подготовки;

осмотреть двигатель и проверить, нет ли посторонних предметов (ключей, гаек, ветошн и т. д.) в картере, на двигателе и на маневрах. Посторонние предметы, захваченные движущимися деталями, могут повредить двигатель или статься причиной травматизма;

убедиться в исправном состоянии двигателя, его предохранительных устройств: регулятора частоты вращения, предохранительных клапанов на крышках цилиндров и щитах картерных люков, перепускных и предохранительных клапанов на водяных, масляных и топливных насосах, компрессорах и трубопроводах и т. д. Дефекты ремонта и сборки (заедания, перекосы, неплотности и др.), как правило, проявляются в начальный период эксплуатации двигателя и могут создать аварийную ситуацию уже с первых оборотов коленчатого вала. В этих условиях только четкое срабатывание предохранительных устройств предотвращает аварию двигателя.

проверить правильность регулировки устройств управления двигателем (маховиков, рычагов, тяг, блокировочных устройств, клапанов и реле управления и др.). Неуправляемый или неправильно выполняющий задаваемые операции двигатель очень опасен и может явиться причиной крупных аварий и тяжелых несчастных случаев. Перед пуском из рубки нужно убедиться в исправности узлов дистанционного управления, включить его привод и проверить согласованность положений рукояток на дистанционных постах с их положением на двигателе, а также подать питание на щиты приборов контроля и сигнализации, проверить исправность сигнальных ламп;

снять и уложить на штатное место рычажное валоповоротное приспособление, отключить механическое валоповоротное устройство, проверить растормаживание тормоза валопровода. При зажатом тормозе, если пуск двигателя не произошел, могут повредиться валоповоротное устройство и тормоз вследствие высокого давления в цилиндрах при пуске под нагрузкой. Сорвавшееся с места рычажное приспособление может нанести серьезные травмы находящимся вблизи от него людям;

убедиться в наличии на штатных местах и прочном закреплении кожухов и ограждений движущихся частей, а также изоляции и ограждений горячих поверхностей оборудования и трубопроводов. Из-за отсутствия ограждений возможны несчастные случаи. Еще более опасны незакрепленные ограждения, ибо человек, уверенный в своей безопасности и не принимающий

дополнительных мер предосторожности, в случае срыва отпускного он ожиданно для себя попадает в опасную зону. В этих условиях несчастный случай практически неизбежен.

провернуть коленчатый вал двигателя с помощью воздуха при открытых индикаторных кранах для проверки нормальной работы пусковых устройств. Во избежание гидравлических ударов и разрывов воздухопроводов все запорные клапаны на баллонах и трубопроводах следует открывать плавно;

непосредственно перед пуском предупредить личный состав, находящийся в машинном отделении, о предстоящем пуске двигателя. Вахтенный по вахте МКО должен дать команду «Отойти от дизеля». Во время пуска не должно быть людей на площадках и решетках на уровне крышек цилиндров, чтобы не получить ожогов и ушибов в результате обрыва плохо закрепленных деталей или прорыва газов под крышку цилиндра.

Техническое обслуживание дизеля во время работы. Во время работы двигателя запрещается производить какие-либо операции, связанные с опасностью травмирования обслуживающего персонала или повреждения двигателя и его деталей, а том числе:

устанавливать и регулировать зазоры во впускных и выпускных клапанах, ибо надежно удержать инструмент на движущихся деталях нельзя. В этих условиях срыв инструмента и последующая потеря равновесия работающим неизбежно ведут к травмированию его движущимися деталями или ожогам при соприкосновении с горячими поверхностями, а случайное выпадение штанг или повреждение привода клапанов может быть причиной взрыва в цилиндре или в коллекторе с еще более тяжелыми последствиями;

регулировать и обжимать форсунки и предохранительные клапаны, так как в случае срыва резьбы или обрыва шпилек закрепленные ими детали под давлением газов срываются с мест, а разлетающиеся осколки и вырывающиеся из цилиндра горячие газы могут быть причиной серьезных травм. По этим же причинам опасно подтягивать на работающем двигателе любые другие резьбовые соединения;

подкачивать топливо в цилиндры вручную из-за невозможности соблюсти предусмотренный инструкцией угол опережения подачи топлива. Подача топлива с увеличенным углом опережения и в чрезмерном его количестве может привести к резкому повышению давления в цилиндре с последующим повреждением деталей движения или к полному разрушению цилиндра. Поэтому подкачивать топливо в цилиндры работающего дизеля вручную недопустимо, с какой бы целью это не проводилось;

вскрывать люки картера для осмотра, вентиляции или пополнения маслом. При работе дизеля его картер заполнен смесью воздуха и прорывающихся из цилиндров газов с парами масла, топлива и мелкораспыленными частицами масла, в обычных условиях не представляющей опасности. При поступлении в картер свежего воздуха в отдельных его зонах создается взрывоопасная концентрация паров масла в воздухе, взрывающаяся от соприкосновения с горячими деталями. Сила взрыва смеси зависит от ее количества. В связи с этим открывать люки картера у горячего двигателя следует не ранее чем через 10—20 мин после остановки дизеля, а на картерных крышках должны быть надписи, предупреждающие о недопустимости открывать люки горячего картера, в указанное время, необходимое для его остывания и вентилации. Кроме этого, при осмотре картера работающего двигателя велика опасность травмирования обслуживающего персонала движущимися деталями и ожогов брызгами горячего масла.

определять места утечек в системах высокого давления на ощупь. Соприкосновение обнаженных частей тела с вытекающей при утечках под большим давлением струей жидкости, пара или газа приводит к очень болезненным поражениям, воспалительные процессы в некоторых случаях могут потребовать длительного лечения;

Допускать работу двигателя при критической частоте вращения вала, которая должна быть обозначена красной краской на циферблате тахометра. В этом случае происходят вибрация, стук в соединениях, повышенное напряжение деталей и может произойти поломка коленчатого вала или валопровода и обрыв фундаментных болтов.

перегружать двигатель или отдельные его цилиндры выше установленных норм, что может быть причиной аварии двигателя в результате перегревания или высоких механических напряжений.

Периодическое техническое обслуживание. Осмотры и ремонты судовых дизелей являются сложными работами, выполняемыми в стесненных условиях, связанными с подниманием и перемещением тяжелых деталей и требующими значительных физических усилий. Поэтому для обеспечения безопасности обслуживающего персонала перед проведением работ механик обязан провести специальный инструктаж лиц, назначенных для выполнения этих работ. Перед началом их должно быть подготовлено рабочее место (освобождено от предметов, мешающих работе, освещено, обеспечено такелажем, инструментами, приспособлениями, подкладками для снимаемых деталей и т. д.). Наиболее сложные работы, связанные с повышенной опасностью (работы в картере двигателя, осмотр и ремонт движителей и др.), должны быть выполнены под непосредственным руководством механика судна.

До начала осмотра или ремонта двигателя необходимо принять следующие меры, предотвращающие возможность его случайного пуска или самопроизвольного поворота коленчатого вала:

отключить прибор дистанционного управления от местного поста управления;

вывесить на рукоятках маховиков, у рычагов или кнопок управления запрещающие аншлаги «Не включать — работают люди». Аншлаги обязан вывешивать и снимать лично вахтенный начальник;

закрыть запорный клапан на пусковой магистрали и выпустить воздух из трубопровода, а при стартерном пуске обесточить пусковое устройство;

зажать вал тормозом или включить валоповоротное устройство;

открыть индикаторные краны на крышках цилиндров.

перед проворачиванием коленчатого вала удалить из картера рабочий инструмент и другие посторонние предметы и предупредить личный состав о начале проворачивания.

Перед началом работ на высоте механик должен лично убедиться в надежности ограждений, решеток и ограждений.

Чтобы избежать случайного поражения людей падающими с высоты предметами, ремонтные работы на верхних или промежуточных решетках разрешается проводить только при условии, что на решетках или под ними установлены щиты или расчетелей брезент. Одновременная работа нескольких человек, находящихся на одной вертикали, может быть разрешена только при наличии между ними сплошного настила или при принятии других мер предосторожности.

Во избежание падения отсоединенных деталей, механизмы или оборудование следует надежно застроить или укрепить болтами. Демонтированные или подготовленные для сборки части и детали необходимо уложить вдали бортов или переборок в устойчивом положении так, чтобы при сотрясениях они не могли упасть или откатиться одна на другие. Все тяжелые детали следует укладывать на деревянные настилы или подкладки. При перемещении тяжелых деталей вручную несколькими рабочими необходимо поднимать и опускать детали согласованно, по команде. Перед использованием обтирочного материала следует убедиться, нет ли в нем металлических предметов, стружки, проволоки и т. п.

Во избежание несчастных случаев, взрывов и пожаров при выполнении технического обслуживания и ремонта запрещается:

консервировать коленчатый вал случайными предметами, для этого у каж-

дого двигателя должно быть специальное приспособление или малогабаритное устройство. На случайных предметах не предусмотрен необходимый крепеж и удерживают их только руки работающего, вследствие чего при уклоне возможны потеря равновесия последним и его падение;

проверять совпадение болтовых отверстий при соединении фланцев пальцами руки, ибо случайный поворот фланца может вызвать перелом или отрыв пальца. Для проверки совпадения отверстий следует пользоваться оправками или ломиками;

класть инструмент и детали на блистер, подвески, решетки и другие места, откуда не исключена возможность их падения вниз;

выполнять работы, сопровождающиеся ударами по сосудам, трубопроводам и арматуре, находящимся под давлением, или такие же работы в непосредственной близости от них, вскрывать и разбирать их без предварительного снижения давления до атмосферного и отключения от действующих систем. При ударах по сосудам, трубопроводам или арматуре, находящимся под давлением, а также при вибрации от ударов, наносимых в непосредственной близости от них, возникают значительные динамические нагрузки. Суммарные напряжения от кратковременных динамических и постоянно действующих статических нагрузок могут превзойти предел прочности материала стенок сосудов или трубопроводов, т. е. привести к их разрыву, а затем поражению окружающих разлетающимися осколками и струями вытекающей жидкости, пара или газа. Часто в результате ударов нарушается плотность соединений с теми же последствиями.

ходить по открытым флорам, бимсам, стрингерам или не огражденным и по закрепленным доскам во избежание потери равновесия и падения.

применять открытый огонь при осмотре своих мест, где возможно скопление паров топлива, масла или газов взрывоопасной концентрации (топливных и масляных цистерн и других емкостей, подсланевых пространств, картеров двигателей, компрессоров и передач, аккумуляторных помещений, насосных отделений на танкерах и т. д.). В этих случаях для освещения разрешается пользоваться только переносными аккумуляторными фонарями или подвесными электрическими лампами напряжением 12 В во взрывобезопасном исполнении;

оставлять без надзора даже на короткое время зажженные фонари-лампы, свечи.

применять бензин для промывки деталей, а также приносить и хранить керосин, топливо, масло или растворители в количестве, превышающем необходимое для работы, на месте проведения промывки и смазывания деталей. Опрессовку форсунок необходимо выполнять на специально оборудованном для этого месте, снабженном вентиляцией и защитным приспособлением предохраняющим работающих от вредного воздействия паров топлива. Запрещается курить, а также подносить руки к отверстиям распылителя при опрессовке.

применять ветошь для бытовых нужд и использовать ее не по назначению.

мыть руки растворителями.

Глава XVII

ПОДГОТОВКА К ДЕЙСТВИЮ, УПРАВЛЕНИЕ И КОНТРОЛЬ ЗА РАБОТОЙ ДИЗЕЛЯ

§ 72. Подготовка дизеля к пуску

Общие положения. Подготовка дизеля к пуску включает: проверку комплектности сборки и соответствия крепления и регулировки узлов и деталей требованиям нормативно-технической документации, проверку исправности систем управления, автоматизации, сигнализации и защиты,

эксплуатацию (заправку) дизеля охлаждающей жидкостью, маслом и топливом; установку в рабочее положение пробок и вентилей арматуры систем обслуживающих дизель, и опробование дизеля в действии.

От полноты и тщательности выполнения всех подготовительных работ в значительной степени зависит надежность и безопасность как пуска, так и последующей работы дизеля. Фактически выполняемый в судовых условиях объем подготовительных работ зависит от того, в каком состоянии находился дизель в период хранения (стоянки).

В начале навигации, т. е. после зимнего ремонта с частичной или полной разборкой дизеля, в судовых условиях выполняют полный объем подготовительных работ.

После агрегатной сборки дизеля полный, тщательный регулировку, обкатку и испытания на стенде, объем подготовительных работ сокращается за счет исключения проверок крепления и регулировок узлов, ранее опробованных дизелестроительным заводом. Однако при этом увеличивается продолжительность расконсервации в связи с необходимостью полного удаления до пуска дизеля всех защитных покрытий из специальных смазочных материалов.

Если выполняются работы по текущему обслуживанию или ремонту в период навигации, то тщательно проверяют только те системы и узлы, которые разбирались или проверка которых предусмотрена инструкцией по эксплуатации.

После кратковременной стоянки судового дизеля в период навигации выполняют наружный осмотр, работы по подготовке систем, обслуживающих дизель.

Проверка легкости движения деталей и исправности систем управления, пробный пуск двигателя являются обязательными операциями во всех случаях.

Расконсервация. Перед первым пуском дизеля после монтажа, ремонта или длительной стоянки производят его расконсервацию: снимают с цилиндровых крышек форсунки, устанавливают на место трубопроводы и контрольно-измерительную аппаратуру, удаляют консервационный смазочный материал, прокачивают трубопроводы, картеры и маслосборники.

Для удаления консервационного смазочного материала с внутренних поверхностей дизель прогревают водой, нагретой до 90—95 °С; при этом ее прокачивают через зарубашечное пространство и полость охлаждения наддува. Если на судне нет специальных устройств для прогревания дизеля, горячую воду заливают в последний через горловину расширительного бака или через верхний фланец трубопровода охлаждения и периодически сливают ее снизу.

Равномерность нагревания обеспечивают сливом наиболее холодной воды из нижней части системы охлаждения через краник циркуляционного насоса. Для уменьшения потерь теплоты дизель можно накрыть брезентом. Нагретый консервационный смазочный материал сливают в картер, затем его откачивают в специальную емкость. Для полного удаления консервационного смазочного материала дизель должен быть прогрет до температуры не менее 65 °С. Время, необходимое для полного прогревания и стекания смазочного материала (не менее 10 ч), зависит от массы дизеля и температуры греющей воды.

Из долива консервационный материал удаляют после окончательного прогревания дизеля. Для этого снимают форсунки, осматривают полости впускных через форсуночные отверстия и, если они загрязнены, шприцем отсасывают излишек масла и продувают цилиндры воздухом при нахождении поршней в ВМТ. Для полного удаления консервационного смазочного материала из цилиндров проворачивают коленчатый вал сначала вручную на полтора оборота в обе стороны, а затем электростартером или воздухом (без подачи топлива).

При расконсервации наружных поверхностей консервационный материал удаляют ветошью, смоченной дизельным топливом, после чего протирают

рают на сухой чистой ветошью. Подогревать дизель при расконсервации, обдувая его паром, не разрешается, так как при этом возможно появление конденсата, который вызывает коррозию деталей.

Для расконсервации топливных насосов и форсунок их прокачивают дизельным топливом.

Особо тщательно следует удалять смазочный материал из рабочих цилиндров и узлов пускового устройства, ибо оставшееся в них масло может быть причиной серьезной аварии (гидравлических ударов в цилиндрах, отказов при пуске, разрыва воздушных трубопроводов).

Проверка монтажа. После расконсервации дизель осматривают, удаляют находящиеся поблизости и не требующиеся для пуска инструмент, приспособления и детали, проверяют исправность механизмов, систем и устройств, а также сборку дизеля.

Правильность сборки дизеля определяют наружным осмотром, при котором убеждаются в комплектности и тщательности монтажа всех узлов и трубопроводов, в том, что в картере двигателя и вблизи движущихся деталей нет посторонних предметов. Через отверстия для форсунок осматривают внутренние полости цилиндров, т. е. проверяют их чистоту и отсутствие посторонних предметов в ресиверах продувочного и наддувочного воздуха, впускных и выпускных коллекторах. Одновременно проверяют затяжку и шплинтовку гаек шатунных болтов, анкерных связей, фундаментных болтов, шпилек рамовых подшипников, центрирование валопровода и состояние амортизаторов. Затем с помощью ломика удостоверяются в легкости хода и плотности посадки впускных и выпускных клапанов, устанавливают нормальные зазоры в механизме газораспределения, проверяют правильность моментов открытия и закрытия клапанов и золотников продувочного насоса, осматривают контрольно-измерительную аппаратуру, обращая внимание на наличие и дату клейм и пломб.

Окончив внешний осмотр и проверку правильности сборки, последовательно подготавливают к действию системы и устройства дизеля, начиная с системы охлаждения.

Подготовка системы охлаждения. Заполняют систему охлаждения водой и проверяют, нормально ли она поступает по трубопроводам внешнего и внутреннего контуров. При заполнении водой внутреннего контура необходимо спустить воздух из системы через спускные краны. После этого следует убедиться в плотности всех соединений и отсутствии водотечных сальников и трещин, для чего систему охлаждения опрессовывают водой с давлением, указанным в инструкции по эксплуатации.

С особым вниманием следует проверить плотность резиновых уплотнений в нижних поясах втулок цилиндров, течь воды через которые приводит к попаданию ее в масляную систему дизеля, нарушению режима смазывания и повреждению подшипников. Так же тщательно необходимо проверить, не просачивается ли вода в цилиндры дизеля через трещины в крышках и втулках цилиндров. Для этого следят, не покажется ли вода из открытых индикаторных кранов при проворачивании коленчатого вала дизеля валоповоротным устройством. Вода в цилиндре дизеля может привести к гидравлическому удару при пуске и повреждению деталей (крышки цилиндра, поршня, шатуна, коленчатого вала и блока цилиндров).

Расширительный бак системы внутреннего контура охлаждения должен быть очищен от ила и осадков, фильтры забортной воды промыты и установлены на место.

После проверки исправности системы охлаждения дизеля устанавливают все краники, краны, вентили в рабочее положение и готовят к пуску насосы, работающие независимо от дизеля (там, где они есть).

Систему внутреннего контура охлаждения заполняют умягченной водой. В охлаждающую воду, если что предусмотрено заводской инструкцией, вводят специальные добавки (эмульсол, хромпик и др.), предотвращающие коррозию охлаждаемых деталей.

У дизелей, температура охлаждающей жидкости которых может достигать 100 °С (аварийные дизель-генераторы с радиаторной системой охлаждения и некоторые другие), проверяют исправность действия паровоздушного клапана.

Подготовка топливной системы. Процесс начинают с проверки качества очистки расходных цистерн, качества очистки и правильности сборки топливных фильтров грубой и тонкой очистки, исправности сепараторов и системы подогревания топлива, легкости хода поплавковых приемников топлива. С помощью дежурного топливного насоса в расходные цистерны закачивают топливо и проверяют плотность всей арматуры и топливных трубопроводов.

Плотность топливного трубопровода проверяют под напором, т. е. давлением столба топлива, находящегося в топливной цистерне, или создают его независимым топливо-подкачивающим насосом (если он есть). Предварительно из топливной системы удаляют воздух и убеждаются в поступлении топлива ко всем топливным насосам.

Прокачивают топливные насосы чистым топливом при отсоединенных форсуночных трубках, затем их опрессовывают, проверяют угол опережения подачи топлива и пусковую подачу.

Снимают форсунки с дизеля, присоединяют к топливным насосам и также прокачивают с целью промывки, одновременно проверяя качество распиливания. Если давление открытия форсунок до установки их на дизель не проверяли, то это следует делать на ручном прессе, после чего поставить форсунку на место.

При подготовке двухтопливных систем, кроме того, опрессовывают трубопроводы подогревания моторного топлива в цистернах, проверяют исправность действия управляющих клапанов устройства переключения топлива, опробуют системы сепарации, фильтрации и подогревания топлива. Расходные цистерны заполняют моторным топливом через сепаратор.

Если дизель оборудован гидроаккумуляторными форсунками, необходимо прокачать и опрессовать трубопроводы и насос системы гидрозапора.

Подготовка смазочной системы. После систем охлаждения и топливной приступают к проверке масляной системы дизеля. Такая очередность позволяет исключать возможность попадания воды и топлива в маслосборники дизеля во время подготовки его к пуску.

В подготовку масляной системы входит проверка качества очистки расходных масляных цистерн, маслосборников и маслохолодильников картера дизеля, качества очистки и правильности сборки масляных фильтров грубой и тонкой очистки, плотности системы подогревания масла и легкости хода поплавковых приемников масла.

После проверки заполняют расходные масляные цистерны и маслобак маслом, опрессовывают все трубки, подающие его к рамовым подшипникам и другим местам смазывания, отводят трубки в сторону и прокачивают масло ручным или резервно-масляным насосом для промывки, затем ставят их на место.

Окончив промывку трубок, прокачивают масляную систему, проверяют плотность соединений, спускают воздух из системы, контролируют поступление масла к каждой смазываемой детали по всех точках. Во время прокачивания коленчатый вал дизеля проворачивают валоповоротным устройством на два-три оборота.

Убедившись в исправности циркуляционной смазочной системы, заполняют маслом лубрикаторы, ванны регулятора и турбокомпрессора, колпачковые масленки. Лубрикатор необходимо прокачать, колпачковые масленки поджать и смазать вручную те детали, которые в этом нуждаются.

Если есть реверс-редуктор или редуктор, то заливают его маслом и проверяют подачу масла к узлам трения.

Подготовка устройств. Процесс начинают с заливки масла в цилиндры и баллоны сервомоторов и смазывания трущихся деталей. После этого проверяют легкость хода и правильность действия всех приводов из местного поста управления, пломбировку упо-

ров ограничения максимальной подачи топлива, регулятора, контрольно-измерительных приборов, аппаратуры, аварийно-предупредительной сигнализации и защиты и других узлов, отрегулированных на заводе, а также затяжку крепежей контактов электрооборудования, трубопроводов ДАУ, соединений механических передач.

Если в двигателе предусмотрен реверс-редуктор или северная муфта, то проверяют легкость хода и исправность действия их приводов. После этого проверяют работу дистанционного управления, устраняют слабину канатов и люфты в соединениях приводов, проверяют сопротивление кабельных трасс, состояние контактов электродвигателей, реле и микровыключателей электрических ДАУ, наличие масла в сервомоторах гидравлических ДАУ, опрессовывают на рабочее давление трубопроводы, проверяют чистоту воздушных и масляных фильтров, исправность клапанов, сервомоторов и пневмореле пневматических и электропневмогидравлических ДАУ.

Убедившись в исправности дистанционного и местного устройств управления, проверяют согласованность положений «Стоп», «Пуск», «Работа» на передний и на задний ход указателей местного и дистанционных постов управления. Одновременно опробуют привод аварийной остановки дизеля.

При воздушном пуске заполняют воздухом воздушные баллоны, продувают на них воду, опрессовывают на рабочее давление пусковой трубопровод и пусковые клапаны, проверяют действие редукционных и предохранительных клапанов. Перед опрессовкой необходимо отсоединить воздушный трубопровод от воздухораспределителя и заглушить его.

У двигателей со стартерным пуском проверяют плотность электролита стартерных аккумуляторных батарей, исправность зацепления шестерни стартера с венцом маховика, исправность кабельных трасс и их сопротивление, исправность заземлений, а также всего электрооборудования, навешенного на дизель (генераторов, стартеров, реле и т. п.). На этом заканчивают проверку исправности и качества сборки дизеля. Заключительные операции по подготовке дизеля к пуску совпадают с работами, выполняемыми после кратковременной его стоянки.

Подготовка к пуску дизеля после кратковременной стоянки. После стоянки исправного дизеля более 12 ч подготовку его к пуску проводят в следующем порядке:

измеряют уровень масла в маслосборниках дизеля, регулятора, турбокомпрессора, реверс-редуктора или редуктора, опорных и упорных подшипниках валопровода и в лубрикаторах, подкачивают колпачковые масленки, смазывают детали, для которых предусмотрено ручное смазывание;

контролируют уровень топлива в расходных баках, спускают отстой, открывают кран расходного бака и заполняют топливом систему, открывают пробные и спускные краны на фильтрах и спускают воздух из системы, прокачивают топливные насосы и форсунки. Чтобы избежать попадания большого количества топлива в цилиндры и последующих взрывов паров его при пуске, перед прокачиванием топливных насосов необходимо ослабить пробные вентили на форсунках или накидные гайки нагнетательных трубопроводов;

проверяют давление воздуха в пусковых баллонах и продувают их, контролируют напряжение на выводах аккумуляторных батарей при стартерном пуске;

контролируют уровень воды в расширительном баке, устанавливают в рабочее положение вентили и краны системы охлаждения;

убеждаются в том, что нет посторонних предметов и инструмента на крышках цилиндров и вблизи движущихся деталей дизеля и валопровода;

прокачивают дизель маслом с помощью ручного или резервно-масляного насоса (если у него не предусмотрено автоматическое прокачивание маслом перед пуском), ставят в рабочее положение вентили и краны смазочной системы;

проворачивают дизель с помощью валоповоротного устройства на два-три оборота, убеждаются в отсутствии заеданий и свободном перемещении подвижных деталей, особенно реек топливных насосов и дистанционного управления;

проводят пробный пуск (с поста управления в машинном отделении) и реверс дизеля на воздухе при открытых индикаторных кранах и выключенных топливных насосах, проверяют исправность действия пусковых и реверсивных устройств;

на судах, двигатели которых работают на моторном топливе, включают систему подготовки моторного топлива,

проверяют исправность действия машинного телеграфа и других средств связи между машинным отделением и рубкой, закрывают индикаторные краны, включают в действие дистанционное управление и СПАСЗО и докладывают вахтенному начальнику о готовности двигателя к работе.

При стоянке дизеля менее 1—1,5 ч пуск осуществляют с дистанционного поста управления без специальной подготовки. Если она превышает указанное время, то перед пуском дизеля, не оборудованного системой пускового автоматического прокачивания масла, необходимо прокачать масло ручным или резервно-масляным насосом.

§ 27. Пусковой период работы дизеля

Особенности пускового режима. Пусковым называют режим работы дизеля в период от начала вращения коленчатого вала с помощью пускового устройства до начала работы на топливе. Для него характерны нестационарные параметры рабочего цикла, высокие тепловые и механические напряжения в деталях дизеля.

Устойчивая работа дизеля на топливе возможна только при создании в цилиндрах благоприятных условий (необходимой температуры и необходимого давления воздуха в цилиндре в конце хода сжатия) для самовоспламенения и сгорания рабочей смеси. Такие условия обеспечиваются при определенной частоте вращения, зависящей от способа смесеобразования, конструкции, степени износа, теплового состояния и быстроходности дизеля.

От теплового состояния дизеля значительно зависят его пусковые качества. С понижением температуры охлаждающей воды и масла резко увеличивается продолжительность пуска и расход энергии на него. Это объясняется неудовлетворительным сгоранием, охлаждением и смесеобразованием в пусковой период. Вязкость холодного масла высокая, поэтому велики силы трения, преодолеваемые пусковым устройством. При низких начальных температурах охлаждающей воды и стенок цилиндра повышаются потери теплоты через стенки, в результате чего в конце сжатия температура воздуха оказывается недостаточной для самовоспламенения топлива. Особенно значительны потери теплоты у дизелей с небольшими размерами цилиндров, а также у дизелей с вихрекамерным смесеобразованием, у которых охлаждаемые поверхности по отношению к объему цилиндра (а следовательно, и количеству воздуха в нем) велики.

Повышенная вязкость топлива при его низкой температуре ухудшает качество распиливания и также отрицательно влияет на пуск дизеля. При малой частоте вращения коленчатого вала увеличивается продолжительность впрыскивания топлива и снижается его давление, в результате чего не получается однородной рабочей смеси в цилиндрах. Относительное увеличение утечек топлива через зазоры в деталях топливной аппаратуры, особенно заметное при ее износе, приводит к неравномерности подачи топлива по цилиндрам. Если скорость поршня мала, то утечки воздуха через неплотности в цилиндрах настолько велики, что существенно снижаются температура и давление воздуха в конце сжатия. При значительном износе деталей ЦПГ и неплотностях клапанов пуск дизеля может не произойти.

Плохое распиливание топлива и недостаточная температура конца сжатия в цилиндрах при пуске приводят

к такому увеличению периода задержки самовоспламенения, что топливо или не воспламеняется, или воспламеняется со значительным опозданием, в связи с чем частота вращения снижается и двигатель останавливается. Когда период задержки самовоспламенения превышает продолжительность впрыскивания, процесс сгорания топлива стабилизируется внутрицилиндровым. Поэтому даже при правильном пуске дизеля обычно наблюдается неполное сгорание топлива, выделяется черный дым и откладывается нагар на деталях.

В пусковой период происходит повышенное изнашивание узлов трения дизеля. Наблюдения показали, что износ их за один пуск соответствует износу за 6—8 ч работы на установившемся режиме. Это является следствием ряда неблагоприятных факторов, действующих в период разгона и пуска двигателя, в том числе:

недостаточного количества смазочного материала, поступающего к узлам трения из-за повышенной вязкости холодного масла;

наличия зон сухого и полусухого трения, появляющихся при малых скоростях деталей и недостаточном количестве смазочного масла;

отсутствия клинового зазора между трущимися деталями в результате неравномерного их нагревания;

повышенных температурных напряжений, возникающих из-за больших перепадов температур;

ударных нагрузок, появляющихся при больших скоростях нарастания давления в цилиндрах при увеличенных периодах задержки самовоспламенения топлива;

больших ускорений и повышенных сил инерции движущихся масс (деталей дизеля и нагнетателя, слоя воды, масла, воздуха и выпускных газов);

повышенной вибрации, динамической неравномерности работы регуляторов и демпферов на переходных режимах;

перехолаживания деталей ЦПГ распыливающимся пусковым воздухом;

низких температуры и давления воздуха, поступающего в цилиндры у дизелей с газотурбинным наддувом.

Прогревание дизеля перед пуском. Самым эффективным и рациональным способом облегчения пуска и сохранения долговечности дизеля является его предварительное подогревание. Для этого горячую воду из вспомогательного котла, системы отопления или системы охлаждения другого дизеля через специальный трубопровод подают в зарубашечное пространство, а затем сливают за борт. В дизелях с замкнутой системой охлаждения для подогревания воды можно применять специальные подогреватели или впаянные водоохлаждаемые холодильники. В данном случае прокачивают горячую воду через дизель резервным насосом. При наличии на судне парового котла можно использовать для прогревания пар давлением не выше 0,2 МПа.

Двигатели с небольшой вместимостью системы охлаждения иногда прогревают горячей водой, заливаемой в систему и периодически заменяемой по мере остывания.

Чтобы избежать появления трещин от неравномерного нагревания или заклинивания движущихся деталей прогревать двигатель следует медленно и равномерно, не допуская резких перепадов температур. Равномерность прогревания контролируют по температуре сливаемой воды через спускной кран циркуляционного насоса, установленного ниже блока дизеля. Появление горячей воды, вытекающей из крана, свидетельствует о равномерности прогревания. Если для охлаждения дизеля предусмотрена специальная жидкость (например, смесь воды с эмульсолом или раствором хромпика), то в систему охлаждения быстро заливают нагретую до 80 °С охлаждающую жидкость.

Масло подогревают специальными паровыми водяными или электрическими подогревателями. Когда масло подогревают в специальной емкости, то холодное масло сливают на днище, а залитое подогретое, затем прокачивают его через систему. В корпус регулятора и турбокомпрессора с пазами лубрикационным подпилом смазочного материала также заливают подогретое масло.

Если специальных подогревателей масла на судне не предусмотрено, то масло периодически прокачивают через прогреваемый горячей водой дизель. До окончания прогревания дизеля и масла нельзя проворачивать коленчатый вал.

Аварийные и резервные дизель-генераторы в постоянной готовности к пуску и приему нагрузки поддерживают путем непрерывного подогревания воды и масла в резервном дизеле с автоматическим поддержанием температуры не ниже 35 ÷ 40 °С. Для этого используют горячую воду от другого работающего дизеля или из вспомогательного котла, электроподогревателя. При отсутствии такой системы подогревания можно поддерживать аварийный дизель в горячем состоянии путем периодического его пуска на малых нагрузках. Однако при последнем способе повышается изнашивание дизеля и способ не может быть рекомендован в качестве основного.

Запальные устройства, применяемые для подогревания воздуха в цилиндрах или во всасывающем коллекторе, позволяют создать условия для появления вспышек при меньших затратах энергии на пуск и при более низких температурах воздуха на всасывании. Однако этот способ только облегчает пуск холодного дизеля, но не исключает операционного запаривания его деталей, в связи с чем общее предпусковое прогревание необходимо проводить для всех типов дизелей, устанавливаемых на речных судах, при температуре окружающей среды ниже плюс 8 °С, а отдельных типов форсированных быстроходных дизелей (например, М401, Д50М и др.) ниже +(15 ÷ 20) °С.

Порядок пуска судового дизеля. Пуск дизеля является ответственной операцией, поэтому от обслуживающего персонала требуется особое внимание. От правильного выполнения операций при пуске зависят четкость маневра судна, надежность работы дизеля. Отказы при пуске нередко приводят к столкновениям судов и повреждению причальных сооружений.

Большая часть повреждений деталей дизеля также происходит во время его пуска. Поэтому пуск дизеля после монтажа, ремонта, длительной стоянки, при низких температурах охлаждающей воды и масла, а также при неисправности дистанционного управления и аварийно-предупредительной сигнализации проводят обязательно с местного или центрального поста в машинном отделении. Перед пуском дизеля следует убедиться, что подготовка к нему закончена, масло прокачено через смазочную систему, индикаторные краны закрыты, валоповоротное устройство отключено, рычаг валоповоротного устройства снят, а рукоятка (маховик) управления установлена в положение «Стоп».

У перереверсивных дизелей, запускаемых без нагрузки, механизм переключения реверс-редуктора (или реверс-муфты) должен быть установлен в нейтральное положение, а генератор отключен от шин ГЭРЩ. Пуск этих дизелей выполняют с таким расчетом, чтобы дизель был готов к приему нагрузки в указанное вахтенным начальником время.

Реверсивные дизели, работающие непосредственно на винт, пускают только по команде вахтенного начальника, переданной машинным телеграфом или другими средствами связи.

Пуск дизеля с местного поста управления. Воздушный пуск неавтоматизированного дизеля, а также пуск автоматизированного дизеля с помощью кнопки автономного пуска или других органов ручного управления осуществляют в такой последовательности:

включают питание системы СПАСЗО, отключают дистанционное управление, ставят органы управления в положение «Ручной пуск»;

проверяют давление воздуха в пусковых баллонах и открывают запорный вентиль на воздушной магистрали;

автономные насосы (при наличии) включают на прокачивание топлива и масла, пуск дизеля разрешается только после повышения давления в системах до установленных значений;

предупреждают окружающих о пуске дизеля командой «От машины».

проверяют соответствие положения указателя реверса заданному направлению вращения и при необходимости реверсируют дизель;

устанавливают рукоятку управления в положение пусковой подачи топлива и переводят пусковую рукоятку в положение «Пуск».

Нажимают кнопку автономного пуска и контролируют пуск на слух, по тахометру и манометру давления масла.

Как только коленчатый вал начнет вращаться с частотой, достаточной для пуска, и в цилиндрах появится вспышки топлива, переводят пусковую рукоятку в положение «Работа» и прекращают подачу воздуха, отпуская кнопку автономного пуска.

устанавливают рукоятку (маховик) управления в положение минимально устойчивых оборотов.

Выполнив все операции, закрывают вентиль на пусковом баллоне и выключают маслопрокачивающий насос.

Продолжительность пуска дизеля обычно составляет 3—5 с и зависит от технического состояния и качества подготовки его к пуску. Чтобы избежать непроизводительного расхода воздуха, не следует продолжать пуск более 10—12 с.

Если пуск дизеля не произошел с первой попытки, рукоятку управления ставят в положение «Стоп», находят причину отказа и устраняют ее, после чего операцию повторяют.

Пуск автоматизированного дизеля с местного поста управления практически не отличается от дистанционного пуска и описан ниже.

Электростартерный пуск дизеля с местного поста управления выполняют в такой последовательности:

включают рубильник, замыкающий цепь от аккумуляторных батарей, и проверяют напряжение на вольтметре;

рукояткой управления устанавливают регулятор на пусковую частоту вращения;

у дизелей, не оборудованных устройством предпусковой прокачивания масла, ставят рейку топливного насоса в положение «Стоп», включают декомпрессионное устройство (если оно есть) и проворачивают стартером коленчатый вал до появления давления масла по манометру (обычно 3—5 с), после чего выключают стартер и освобождают рейку топливного насоса;

нажимают кнопку «Прогрев» и держат ее включенной до тех пор, пока контрольная спираль не раскалится до ярко-красного цвета.

При этом нагреваются спирали запальных свечей или воздухонагревателей, а у автоматизированных дизелей начинает работать маслопрокачивающий насос;

по отпуске кнопки «Прогрев» включают кнопкой «Пуск» стартер. Когда коленчатый вал сделает несколько оборотов выключают декомпрессионное устройство и контролируют пуск на слух, по тахометру и по манометру давления масла.

Как только коленчатый вал начнет вращаться с частотой, достаточной для пуска, и в цилиндрах появится вспышки топлива, отпускают кнопку «Пуск», продолжая нажимать кнопку «Прогрев» до тех пор, пока дизель не начнет устойчиво работать на топливе.

устанавливают рукоятку управления в положение минимально устойчивой частоты вращения.

Продолжительность включения стартера не должна превышать 10—15 с. Если пуск дизеля не произошел с первой попытки, то повторный пуск выполняют не ранее чем через 20—30 с (рекомендуется через 1—2 мин). Эта выдержка необходима для охлаждения реле стартера и сохранения работоспособности аккумуляторных батарей.

Приведенная последовательность операций по электростартерному пуску — общая для всех дизелей, устанавливаемых на речных судах, хотя и имеющихся от конструкции особенностей (наличия декомпрессионного устройства, запальных спиралей, маслопрокачивающих насосов и т. д.) отдельные из них могут быть не предусмотрены инструкциями по эксплуатации конкретных двигателей.

Дистанционный и автоматический пуск дизеля. Главные и вспомогательные дизели по объему операций, выполняемых автоматически, как правило, относятся требованиям первой или второй степени автоматизации по ГОСТ 14228—80.

Воздушный пуск автоматизированного реверсивного дизеля с дистанционного поста управления выполняют в такой последовательности:

убеждаются, что подготовка дизеля к пуску и работе без вахты в машинном отделении закончена;

включают питание ДАУ (загорается вентиль баллона ДАУ при автоматической системе, пускают гидронасос при гидравлической системе с подвижным насосом, включают переключатель при электромеханической или комбинированной системе);

переключают управление дизелем на дистанционный пост и убеждаются в согласованном положении органов управления на дизеле и на дистанционном посту;

проверяют исправность ДАУ (при наличии прибора диагностики ДАУ);

включают питание СПАСЭО;

проверяют исправность сетей и ламп СПАСЭО (при наличии устройства для проверки ламп);

включают маслопрокачивающий насос (если это предусмотрено инструкцией по эксплуатации дизеля);

проверяют давление воздуха в пусковом магистральном и в системе ДАУ;

устанавливают рукоятку (маховик) дистанционного управления в положение требующейся частоты вращения и направления вращения вала;

контролируют пуск на слух, по тахометру, по указателю направления вращения и манометру давления масла.

Перемещением вручную органа управления подают сигнал на исполнение заданной ДАУ программы пуска и управления дизелем, все дальнейшие операции которой выполняются автоматически в установленной последовательности. Обычная программа пуска предусматривает автоматическое повторение всех операций (но при неудаче предыдущих попыток). Во избежание полного выхода воздуха из пусковых баллонов допускаются только 3 попытки автоматического пуска. Затем рукоятку управления нужно поставить в положение «Стоп», выявить и устранить причину отказа и только после этого повторить пуск.

Дистанционный пуск нереверсивного дизеля осуществляют в той же последовательности, что и пуск с местного поста управления.

Автоматизированные дизель-генераторы включаются в работу при поступлении в систему автоматики сигнала о падении частоты вращения или изменении другого параметра в контролируемой сети, а также при нажатии кнопки «Пуск» на пульте дистанционного управления.

Программа очередного пуска автоматизированного дизель-генератора предусматривает выполнение следующих операций:

включение валоповоротных устройств (при полагающемся по инструкции);

установку рычага топливных насосов в пусковое положение;

на заранее время, необходимое для напуска в цилиндры смазки, поступает включение стартера и проворачивание дизеля в течение заданного времени.

Если при первой попытке пуск дизеля не удался, то стартер включается еще 2—3 раза, выдерживая заданные интервалы времени, с их включением и выключением. Если и после этого пуск дизеля не произошел, система автоматического пуска отключается, на пульте управления появляется световой сигнал «Запуск не состоялся» и включается зуммер.

Если пуск дизеля состоялся, то при достижении минимальной частоты вращения холостого хода реле скорости подает импульс на отключение стартера, маслопрокачивающего насоса и подогревателя воздуха. При достижении частоты вращения, близкой к номинальной, реле скорости подает импульс на включение генератора на шины ГЭРЩ, что происходит только в том случае, если давление масла

выше 35 °С). Непрогретый дизель продолжает работать на холостом ходу до достижения температуры воды и масла 35 °С и только после этого генератор включается на шины ГЭРШ и принимает нагрузку.

Для обеспечения надежного пуска и быстрого приема нагрузки генераторами предусматривают непрерывный электрический подогрев воды и масла в неработающем дизеле (автоматически поддерживается температура 40 °С+ ÷5 °С).

В особых аварийных случаях система автоматики может включить нагрузку на непрогретый дизель, если нажать кнопку «Принудительная нагрузка» на пульте управления.

Учитывая, что работа непрогретого дизеля отрицательно сказывается на ресурсе дизель-генератора, нагружать такой двигатель не рекомендуется. Поэтому кнопку «Принудительная нагрузка» обычно пломбируют, и при нарушении пломбы завод-изготовитель снимает гарантию до дальнейшей эксплуатации дизель-генератора.

Приведенная программа автозапуска дизель-генератора не является единственной, возможны и другие варианты.

Проверка работы дизеля после пуска. Вахтенный начальник после пуска дизеля должен проверить по манометру на посту управления и по пульту СПАСЗО давление в смазочной системе, соответствие показаний тахометра заданному режиму работы дизеля, исправность действия СПАСЗО, пополнить воздухом пусковые баллоны (или убедиться в зарядке аккумуляторных батарей).

Если после пуска манометр не показывает давление или горит лампочка СПАСЗО по давлению масла, дизель должен быть остановлен для выявления и устранения неполадок неправильных показаний приборов или неисправны СПАСЗО. Эксплуатировать дизель без постоянной вахты в машинном отделении при неисправных контрольных приборах, установленных в рубке, или СПАСЗО не разрешается. При первой возможности необходимо осмотреть дизель, убедиться в исправной работе систем и отсутствии подтеканий в соединениях водяных, масляных и топливных трубопроводов, проверить на ощупь степень нагревания доступных узлов (масляного и топливных насосов, толкателей, регулятора, картерных крышек и т. д.), работу движущихся деталей дизеля на слух; обратить внимание на наличие дыма в машинном отделении.

При появлении ненормальных стуков, перегревании отдельных узлов, заедании дизеля частоты вращения коленчатого вала дизель должен быть немедленно остановлен для выявления причины и устранения дефекта.

Только убедившись по приборам, на слух и на ощупь в исправной работе дизеля, можно постепенно увеличивать его нагрузку.

Прогревание. Режим работы после пуска до достижения дизелем установившегося теплового состояния, обеспечивающего надежную его эксплуатацию при полной нагрузке, называют прогреванием.

Во время прогревания изменяются температура стенок цилиндра, поршня, крышки и других деталей, их температурные напряжения, зазоры между сопряженными деталями (в особенности между втулками цилиндров и поршнями, между штоками клапанов и направляющими), температура и вязкость смазочного масла, температура охлаждающей воды.

В начальный период работы дизеля рабочие газы нагревают холодные стенки цилиндров, их крышек и поршней. Это приводит не только к повышению температуры деталей, но и к возникновению разности температур между поверхностями, соприкасающимися с горячими газами и с охлаждающей жидкостью, т. е. к появлению температурных напряжений. Наибольшие температурные напряжения наблюдаются в крышке цилиндра и в поршне. Они способствуют появлению трещин в них. Как показали исследования, установившееся тепловое состояние крышек, поршней и втулок цилиндров возникает у двигателей средней мощности при изменении ре

жима работы на одну ступень (с малого хода на средний, со среднего на полный) за 4—6 мин. В результате нагревания поршня и втулок изменяются их диаметры и зазоры между ними. При повышении нагрузки на дизель температура поршня, особенно изготовленного из алюминиевого сплава, растет быстрее, чем температура втулки, омываемой холодной водой. Однако одновременное, хотя и неодинаковое тепловое расширение поршня и втулки обеспечивает сохранение зазора между ними и, как правило, даже в случае довольно быстрого увеличения нагрузки при нормальных смазывании и охлаждении поршня и втулки цилиндра задира поршня не происходит.

Для многих деталей, в том числе головных подшипников и поршней, смазочное масло одновременно выполняет функции охлаждающей жидкости. Поэтому температурный режим смазки влияет на длительность периода прогревания дизеля и на изнашивание деталей.

При низких температурах вязкость масла высокая и подача его к узлам трения затруднена. При температурах ниже плюс 10—15 °С оно может совсем не поступать к смазываемым поверхностям или поступать в недостаточном количестве. Вследствие задержки подачи масла и малых скоростей перемещения трущихся пар нарушается целостность масляного слоя и детали работают в условиях полужидкостного или (в худшем случае) сухого трения. В результате чего повышается нагревание деталей и уменьшаются зазоры между ними. Если при этом не происходит задир поршня или расплавление подшипников, то изнашивание трущихся деталей растет весьма значительно.

В зависимости от конструктивных особенностей масляной системы (объема масла в системе, перепуска его мимо холодильника и т. д.) продолжительность работы дизеля до достижения установившейся температуры масла различна.

Так, у быстроходных дизелей с небольшим объемом масла в системе она составляет 25—35 мин, у тихоходных дизелей средней мощности с маслосборниками — 60—90 мин и более.

Надежная работа дизеля на полной мощности обеспечивается в довольно широком диапазоне температур масла от минимально необходимой до установившейся при соблюдении условия поступления требуемого количества его ко всем смазываемым поверхностям. Минимальная температура масла зависит как от его свойств, так и от конструктивных особенностей дизеля.

Низкая температура охлаждающей воды увеличивает температурные перепады и напряжения в деталях дизеля, задерживает стабилизацию зазоров нагревающихся деталей. Поэтому работа дизеля с повышенной нагрузкой при низкой температуре охлаждающей воды может привести к задиру поршней и появлению трещин в крышках цилиндров и поршнях.

Продолжительность работы дизеля до достижения установившейся температуры охлаждающей воды составляет 10—15 мин для быстроходных и 25—30 мин для тихоходных дизелей средней мощности.

Таким образом, основным показателем, определяющим длительность прогревания дизеля, является температура смазочного масла и охлаждающей воды перед его пуском. Эксплуатировать дизель с повышенной нагрузкой сразу же после пуска недопустимо.

В инструкциях по эксплуатации дизелей заводы изготовители, как правило, указывают режимы прогревания дизелей, допустимые температуры масла и охлаждающей воды, которыми и следует руководствоваться в практической деятельности.

Если в инструкции по эксплуатации дизеля нет конкретных указаний относительно режима прогревания дизеля, то до достижения температуры масла и воды 30—35 °С он должен работать на режиме самого малого хода (частота вращения не выше 60% номинальной). Перевернутый дизель прогревают на холостом ходу, сначала при

частоте вращения 60—70% номинальной, а затем при номинальной.

После повышения температуры воды внутреннего контура до 50—55 °С и масла до 40—45 °С дизель считают подготовленным к работе на 100%-ной нагрузке.

Продолжительность прогревания зависит от начальной температуры воды и масла. При этом следует иметь в виду, что длительная работа дизеля на холостом ходу (свыше 30 мин) запрещается, так как при отсутствии нагрузки ухудшается сгорание топлива, закоксовываются распылители форсунок и пригорают поршневые кольца и клапаны.

Регуляторы температуры воды и масла существенно сокращают продолжительность прогревания и обеспечивают поддержание оптимальных температур в системах при работе дизеля.

§ 74. Изменение режимов и контроль за работой дизеля

Прием нагрузки. Нагружать дизель (увеличивать частоту вращения) можно только в том случае, если будет установлено, что дизель и все его системы работают нормально, а температура воды и масла не ниже минимально допустимой.

Некоторые заводы-изготовители в инструкциях по эксплуатации указывают не только минимальные температуры, но и допустимые режимы работы дизеля по времени. При отсутствии таких данных нагрузку на тихоходный дизель средней мощности следует принимать постепенно, в течение 15—20 мин прогретого и 25—30 мин холодного. На каждой ступени нагрузки (с самого малого хода на малый, с малого — на средний и со среднего — на полный) дизель должен проработать 4—5 мин в целях обеспечения равномерного прогревания.

Для быстроходного дизеля время работы при переходе с одной ступени нагрузки на другую сокращается до 1,5—2 мин, а общая продолжительность прогревания до приема 100%-ной нагрузки до 4—6 мин. Следует помнить, что работа двигателя на критической частоте вращения и на частоте, при которой возникают значительные вибрации корпуса, запрещается. При изменении подачи топлива такие зоны необходимо проходить по возможности быстро.

Во избежание перегрузки номинальную частоту вращения дизеля разрешается устанавливать только после полного разгона судна и прогревания дизеля. Там, где это предусмотрено, с переходом на режим полной нагрузки переводят работу дизеля на моторное топливо.

Допускаемая инструкцией эксплуатация дизеля с перегрузкой возможна лишь после того, как установится его нормальный тепловой режим.

Продолжительность непрерывной работы дизеля при 110%-ной нагрузке не должна превышать 1 ч. Повторная перегрузка допускается не ранее чем через 1—2 ч для быстроходных и через 5—6 ч для тихоходных двигателей. Суммарная продолжительность работы на 110%-ной нагрузке не должна превышать 10% общего времени работы дизеля.

Каждый случай работы дизеля с перегрузкой и продолжительность ее записывают в вахтенном (машинном) журнале.

В большинстве существующих в настоящее время системах ДАУ предусмотрена возможность весьма быстрого (в течение 10—15 с) изменения режима работы дизеля от малого до полного хода в аварийной обстановке. Неоправданно частое применение такого аварийного маневра приводит к появлению чрезмерных тепловых напряжений в деталях, что снижает надежность работы дизеля.

Строгое соблюдение режимов прогревания и приема нагрузки во время как при управлении с местного поста, так и с поста в рубке является гарантией длительной надежной работы дизеля. В периоды прогревания и приема нагрузки должно быть организовано постоянное наблюдение за работой дизеля. При этом не допускаются перегревание отдельных деталей,

чрезмерное повышение давления масла и перерыв в охлаждении дизеля.

Управлять холодным дизелем при прогревании его на холостом или самом малом ходу следует с местного поста управления и только после повышения температуры воды и масла до значений, обеспечивающих нормальную работу дизеля под нагрузкой не менее 50—75%, допускается включение дистанционного или автоматического управления.

Снижение нагрузки. При любом изменении нагрузки дизеля, в том числе и снижении, изменяется его тепловое состояние и растут температурные напряжения. Особенно опасна быстрая остановка горячего дизеля, работавшего с полной нагрузкой. Поэтому снижать нагрузки (уменьшать частоту вращения) следует постепенно, выдерживая время на каждой ступени нагрузки для охлаждения дизеля.

Если ожидаются маневры, связанные с работой дизеля на малых нагрузках, пуск с его остановкой и реверсированием, необходимо заблаговременно (за 10—15 мин у тихоходных и 5—10 мин у быстроходных дизелей) уменьшить ход судна до среднего, дать дизелю несколько охладиться и тем самым подготовить его к нормальному приему как малых, так и полных нагрузок.

Дизель, работающий на моторном топливе, перед выполнением маневров должен быть переведен на дизельное топливо.

Реверсирование. При изменении направления вращения коленчатого вала реверсивного дизеля следует:

уменьшить ход со малого или самого малого и проработать на данном режиме несколько минут;

плавно остановить дизель, перевести орган управления в положение «Стоп»;

определить по тахометру момент окончания вращения гребного вала, перевести орган управления в положение «Реверс»;

убедившись по сигнальной лампочке или указателю об окончании реверса, переключить дизель на обратный ход;

плавно увеличить частоту вращения до необходимой.

При такой последовательности операций можно изменять режим работы дизеля с наименьшими дополнительными нагрузками от перепадов температур, возникающих при этом, и от сил инерции движущихся масс.

При реверсировании полуавтоматизированного дизеля последовательность и продолжительность операций управления задает оператор. Для реверсирования автоматизированного дизеля достаточно орган управления установить в положение, соответствующее требующемуся режиму обратного хода. С получением управляющего сигнала устройства автоматики самостоятельно обеспечивают выполнение всех запрограммированных операций в нужной последовательности.

Реверсирование дизеля с непосредственной передачей мощности гребному винту происходит в условиях их взаимодействия.

После снятия нагрузки с дизеля (прекращения подачи топлива) судно по инерции продолжает двигаться вперед и гребной винт переходит в режим свободного вращения под воздействием набегающего на него потока воды.

Продолжительность свободного вращения гребного винта под воздействием набегающего потока воды зависит от массы судна, его начальной скорости и сил сопротивления вращению винта. Чем меньше значения этих сил, тем выше маневренные качества судна и меньше длина его свободного выбега. Для уменьшения времени торможения судна необходимо увеличить момент сопротивления вращению гребного винта. Это достигают так: не ожидая существенного замедления частоты вращения винта, увеличивают момент трения, включая механический тормоз, или подают в цилиндры (коленчатый вал в это время вращается на передний ход) пусковой воздух для пуска дизеля на задний ход. Эффективное торможение в этом случае возможно при частоте вращения не более 0,3—0,35 номинальной. При этом максимальные давления в цилиндрах могут достигать весьма больших значений (до 15 МПа и более).

После прекращения свободного вращения гребного винта под воздействием пускового воздуха коленчатый вал начинает вращаться на задний ход. После достижения пусковой частоты вращения дизель начинает работать на задний ход на топливе. Гребной винт, вращаясь на задний ход, создает упор, противоположный ходу судна (направлению движения судна), т. е. начинается торможение судна. Вращающий момент, передаваемый на гребной винт в данный момент значительно превышает номинальный (в 1,5—2 раза при частоте вращения, близкой к номинальной). Чтобы избежать повреждения основных деталей дизеля и валопровода, не следует без особых причин реверсировать дизель с полного хода судна, а если реверсирование все же производят, не допускать работу дизеля на задний ход с частотой вращения выше 0,75—0,85 номинальной.

По мере торможения судна скорость его уменьшается, и оно останавливается. В этот момент нагрузка на дизель будет соответствовать винтовой характеристике заднего хода на швартовых. Далее начинается разгон судна на задний ход, нагрузка дизеля продолжает снижаться и после окончания разгона становится равной нагрузке по винтовой характеристике ходового режима.

При реверсировании дизеля следует помнить, что все существующие системы ДАУ, установленные на речных судах, для повышения маневренности судна в опасных ситуациях рассчитаны на реверсирование дизеля с наименьшим технически возможным сроком (15—25 с).

Поскольку для резких изменений режимов детали дизеля могут повреждаться, не следует без особой необходимости сокращать время маневров с помощью ДАУ, особенно при торможении судна с помощью двигателя. При значительном расходе воздуха на торможение при большом числе маневров пуск дизеля может не произойти вследствие падения давления в пусковых баллонах.

Направление вращения гребного вала в установках с реверс-редукторами или реверсивными муфтами изменяют в следующем порядке: плавно снижают частоту вращения до 50—70% номинальной, после чего выключают реверс-редуктор, определяя по тахометру момент остановки гребного вала, включают реверс-редуктор на обратный ход и плавно увеличивают частоту вращения до требуемой.

В системах ДАУ дизель-редукторных установок обычно предусматривают блокировочное устройство, обеспечивающее снижение частоты вращения дизеля в момент включения реверс-редуктора (реверсивной муфты) до минимально устойчивой с последующим ее повышением до значения, заданного органами управления.

Чтобы избежать повышенное накапливание дисков или конусов трения, следует включать и выключать реверс-редуктор быстро, не допуская проскальзывания в муфтах трения под нагрузкой.

При работе на задний ход возможно повышенное нагревание упорных подшипников, реверс-редукторов и реверсивных муфт. Поэтому разрешается работать на задний ход с нагрузкой не выше 75—65% номинальной, а продолжительность работы на задний ход при наличии планетарных реверсивных устройств не должна превышать 20—30 мин.

Остановка дизеля. Перед остановкой дизеля нужно уменьшить нагрузку и дать ему охладиться настолько, чтобы температура выходящей воды снизилась до 50—60 °С. Нереверсивный дизель должен для этого 3—5 мин проработать вхолостую.

Если по необходимости дизель был остановлен на полном ходу (например, при срабатывании защиты), необходимо принять все меры для постепенного его охлаждения: прокачивать систему маслом с помощью резервного масляного насоса, проворачивать коленчатый вал валоповоротным устройством. Остановка сильно нагретого дизеля без последующего постепенного его охлаждения приводит к перегреванию поршней, втулок и вкладышей.

ров к отложению нагара на внутренних поверхностях цилиндра и каналов в полостях охлаждения, к заклиниванию поршней и появлению трещин, а также к взрыву паров масла в картере.

При автономном насосе охлаждения прокачивать систему водой можно только в том случае, если к приемной магистрали насоса поступает подогретая вода из дизеля. Во избежание появления трещин в крышках и втулках цилиндров прокачивать дизель холодной водой не рекомендуется.

Дизель, работающий на моторном топливе, за 10—15 мин до остановки должен быть переведен на дизельное топливо для вымывания (прокачивания) моторного топлива из трубопроводов топливной системы.

В случае вынужденной остановки дизеля, когда трубопроводы заполнены моторным топливом, необходимо:

при остановке продолжительностью до 2 ч оставить систему подготовки моторного топлива включенной и произвести последующий пуск дизеля на моторном топливе;

при стоянке более 2 ч выключить систему подготовки моторного топлива, слить его из трубопроводов топливной системы, заполнить их дизельным топливом и прокачать топливные насосы и форсунки.

Для последующего пуска дизеля включить дизельное топливо.

Обслуживание работающего дизеля. Цель обслуживания и наблюдения за работающим дизелем — обеспечить его длительную непрерывную эксплуатацию с наименьшими износами на заданных режимах при минимальных расходах топлива и смазочного масла, а также поддерживать постоянную готовность его к включению любого заданного маневра или изменению режима работы.

Обслуживание и наблюдение заключаются в контроле технического состояния дизеля, его устройств и систем, устранении отклонений параметров от заданных, а также выполнении ряда работ технического обслуживания без остановки дизеля. Работу дизеля и его систем контролируют по показаниям контрольно-измерительных приборов, по сигналам СПАСЗО, а также визуально, на слух и на ощупь.

В случае выхода из строя узлов системы охлаждения, масляной и некоторых других продолжительность работы работающего дизеля от момента возникновения дефекта до самопроизвольной остановки или поломки его не превышает 5—10 мин (1—2 мин для быстроходного дизеля). Обеспечить такую периодичность контроля обслуживающий персонал при совмещении профессий не может. Поэтому контроль за системами на судах, работающих без постоянной вахты в машинном отделении, осуществляет СПАСЗО, датчики которой подают сигнал о неисправности практически в момент ее появления.

В процессе обслуживания работающего дизеля при наличии вахты в машинном отделении вахтенный механик обязан:

контролировать работу дизеля и РРП (по приборам, на слух и ощупь) и дымность выпускных газов;

периодически подавать масло на места ручного смазывания;

пополнять масленки, маслопункты, масляные баки, расходные топливные баки, расширительные баки системы охлаждения, воздушные пусковые баллоны, заряжать аккумуляторы;

спускать отстой воды из масляных и топливных расходных цистерн;

спускать воздух в отстой из фильтров, переключать фильтры на чистые секции и промывать загрязненные секции;

регулировать температуру и давление воды и масла перепускными клапанами, вентилями и кранами;

устранять течь и пропуски в трубопроводах;

пополнять и обтирать дизель от подтеков топлива, масла и воды;

при необходимости регулировать параметры рабочего цикла дизеля;

контролировать правильное функционирование средств автоматизации и автоматизированных механизмов и устройств.

На судах, оборудованных средствами комплексной автоматизации, неко-

горые на перечисленных операций: пополнение топливом, маслом и водой расходных цистерн, регенеративных баков и маслосборников, воздухом — пусковых баллонов, регулирование температуры охлаждающей воды и масла, могут выполняться автоматически.

При эксплуатации автоматизированных дизелей без вахты в машинном отделении за их работой наблюдают по приборам, установленным в ходовой рубке, и по сигналам СПАСЭО, а ручные операции по обслуживанию выполняют с периодичностью, установленной для необслуживаемой работы, или с периодичностью смены вахт.

Во время работы дизель обслуживает личный состав вахты. При совмещении профессий вахтенный начальник (штурман-помощник механика) должен проверять состояние дизеля не реже одного раза за 4 ч работы.

Рулевые-мотористы обслуживают дизель в соответствии с графиком работ технического обслуживания (ТО) или по указанию вахтенного начальника.

Трудоемкие работы ТО или ремонтные при движении судна выполняют, как правило, под руководством механика, если механик свободен от штурманской вахты, или его помощника. При необходимости судно ставят на якорь.

Обслуживание дизеля после остановки. При остановке дизеля на время более 12 ч закрывают запорный клапан на пусковой магистрали, кран на топливопроводе, вентиль на всасывающей трубе системы охлаждения, открывают спускные краны на воздушных ресиверах и наливочных коллекторах. После этого дают дизелю несколько охладиться, вскрывают крышки люков картера, осматривают и ощупывают рамовые, шатунные и головные подшипники, проверяют на ощупь температуру регулятора, подшипников распределительного вала и других трущихся деталей и соединений. Во время стоянки устраняют все неисправности, обнаруженные при работе и осмотре дизеля.

После окончания осмотра и ремонта ставят крышки на место, обтирают дизель и наносят чистое масло на места ручного смазывания.

При остановке дизеля на продолжительный срок (более 5 сут) проверяют его исправность и устраняют обнаруженные дефекты.

При возможности откачивают масло из маслосборника, заливают его в циркуляционную систему свежим или отрегенерированным маслом. При отсутствии сепараторов масло заменяют только в случае необходимости при достижении предельных значений браковочных показателей.

Во время стоянки дизеля не менее одного раза за 5 сут проворачивают коленчатый вал на три—пять оборотов, одновременно прокачивая масло через циркуляционную смазочную систему. Чтобы избежать повреждения подшипников, проворачивать вал начинают только при появлении давления на манометре установленном за масляным фильтром. Коленчатый вал после каждого проворачивания останавливают в новом положении.

Рекомендуется также периодически раз в 7—10 сут включать дизель в работу на малых нагрузках в течение 10—15 мин.

Консервация. При прекращении эксплуатации дизеля более чем на 30 сут его подвергают антикоррозионной обработке (консервации), т. е. покрывают рабочие и неокрашенные поверхности деталей защитным слоем смазочного материала.

Для консервации применяют специальные защитные пигментированные смазки, масло, используемое для смазывания дизеля, или смесь из авиационного или дизельного масла и более вязких смазочных материалов (церезина, пушечного сала и др.). Наружные поверхности покрывают более вязким маслом, чем внутренние. Консервирующие материалы готовят в специальном чистом баке. Для получения однородной смеси и удаления воды смазочный материал подогревают до 100—110 °С и перемешивают в течение 30—40 мин до полного прекращения пенообразо-

вания и потрескивании. Нагревать выше 120 °С нельзя.

Перед консервацией дизеля необходимо:

удалить воду из полостей охлаждения дизеля и трубопроводов, продуть систему охлаждения сжатым воздухом;

прокачать смазочную систему свежим подогретым маслом до полного удаления старого, т. е. того, на котором работал двигатель, после чего слить масло из системы, промыть и очистить картер и фильтры;

тщательно очистить от пыли и масла внешние поверхности и наружу протереть их чистой ветошью;

отсоединить приемную трубу ручного масляного насоса и присоединить к нему шланг, свободный конец которого опустить в бачок с консервационным смазочным материалом;

снять форсунки с крышек цилиндров и картерные крышки.

Антикоррозионный смазочный материал наносят на дизель при температуре машинного отделения не ниже 10 °С. Консервационный материал подогревают до 30—40 °С. При использовании консервационных смесей дизель рекомендуется прогреть до 30—35 °С.

Для консервации внутренних поверхностей через смазочную систему дизель прокачивают с помощью ручного насоса консервационный смазочный материал до тех пор, пока он не покажется на всех зазорах трущихся поверхностей, смазываемых под давлением. Во время прокачивания коленчатый вал проворачивают на два-три оборота до появления смазки из всех отрегулированных подшипников. Одновременно с прокачиванием в цилиндры дизеля через гнезда для форсунок заливают консервационный материал в количестве, достаточном для заполнения камеры сжатия. Его заливают последовательно в каждый цилиндр при положении поршня в в. м. т. в соответствии с порядком работы цилиндров. После этого форсунки ставят на место. В такой же последовательности обрабатывают цилиндры компрессоров и продувочных насосов. После смазывания цилиндров запрещается проворачивать коленчатый вал во избежание повреждения пленки масла на поверхностях втулок цилиндров и поршней.

Шестерни передач покрывают консервационным маслом пульверизатором или кистью.

Для смазывания стержней клапанов и рабочих фасок консервационный материал заливают в пространство над тарелками клапанов и клапаны по нескольку раз отжимают.

На все неокрашенные поверхности внутри картера (коленчатый и распределительный валы, шатуны, нижние части втулок цилиндров, торцы подшипников и т. п.) наносят консервационный материал пульверизатором или кистью.

Регулятор и корпус топливного насоса быстроходных двигателей заливают смазочным материалом. Топливную систему (включая форсунки) прокачивают и оставляют заполненной дизельным топливом или консервационным маслом.

Окончив консервацию, сливают остаток смазывающего материала из маслосборников, закрывают индикаторные краны, ставят на место картерные крышки и кожухи и заглушают все наружные отверстия трубопроводов и коллекторов специальными полимерными или плотными промасленными картонными прокладками или деревянными пробками. Применять ветошь или другие волокнистые материалы для закрытия отверстий не допускается.

Коленчатый вал двухтактного двигателя оставляют в таком положении, чтобы по возможности были закрыты окна втулок цилиндров. У четырехтактных двигателей все клапаны должны быть закрыты, у клапанов, остающихся открытыми, освобождают рычаги или штанги.

Все детали, снятые с дизеля, запасные части и принадлежности промывают в керосине или дизельном топливе и покрывают консервационным составом.

При консервации разобранного дизеля заглушают масляные каналы и крючковидные щупы коленчатого ва-

ля и другие отверстия масляной магистрали, заполняют консервационным материалом рамовые подшипники и смазывают все наружные неокрашенные поверхности.

Во время консервации необходимо следить, чтобы смазочный материал не попал на резиновые детали, во избежание разъедания резины попавший материал удаляют. Резиновые детали покрывают меловым раствором.

Дату консервации записывают в формуляр дизеля. В дальнейшем не реже одного раза в 3 мес проверяют состояние консервационного смазочного материала. Если на деталях появится коррозия, пораженные места зачищают шкуркой, смоченной маслом, протирают дизельным топливом, протирают насухо и покрывают защитным смазочным материалом.

По истечении 12 мес со дня консервации тщательно осматривают дизель, удаляют старый антикоррозионный материал и наносят новый. Дату переконсервации записывают в формуляр дизеля.

Дизелестроительные и специализированные дизелеремонтные заводы для консервации двигателей применяют специальные консервационные масла (например масла К-17). Такие масла защищают от коррозии до 3—5 лет.

Для консервации дизелей в судовых условиях на период зимнего отстоя (на срок не более 6 мес) обычно используют то же масло, которое применяют для смазывания дизеля при его работе. Вода в используемом для консервации масле не допускается.

Глава XIX

ОСНОВНЫЕ ПРИЧИНЫ НЕИСПРАВНОСТИ ДИЗЕЛЯ

§ 75. Выявление и предотвращение неполадок

В настоящей главе рассмотрены причины неисправности как следствие изнашивания, разрегулирования, загрязнения и других естественных процессов, сопутствующих работе дизеля. Эти причины выявляют, предотвращают и устраняют обслуживающий персонал по мере их обнаружения или при техническом обслуживании путем восстановления нормальной эксплуатации или замены вышедших из строя деталей. Методы устранения аварийных повреждений и неполадок, требующие применения заводского оборудования, приведены в курсе «Организация и технология судоремонта». Строгое соблюдение правил эксплуатации, установленных сроков и объемов технического обслуживания — основное условие надежной работы дизеля.

Многие причины неисправности и способы их устранения, которые рассматриваются ниже, являются общими для всех типов дизелей. Однако у каждого дизеля могут быть и свои, только ему свойственные особенности в работе, излагаемые в руководстве по эксплуатации.

Основное условие быстрого устранения неполадок в работе дизеля — правильное определение причины, ее вызвавшей. Для этого необходимо хорошо знать конструкцию обслуживаемого дизеля, правильно разбираться во взаимодействии его частей, в протекании процессов в рабочем цилиндре.

Каждую неполадку в работе дизеля механик судна должен тщательно анализировать, но прежде следует выявить ее причины, устранить и принять меры, исключающие возможность возникновения подобной неполадки в дальнейшем.

Так если причиной неполадки было нарушение правил технической эксплуатации по вине обслуживающего персонала, то принимают меры к повышению технической и производственной дисциплины, а при грубом нарушении установленного порядка виновных

Если же неполадка возникла вследствие недостаточной квалификации обслуживающего персонала, то следует повысить качество технической учебы. Иногда причиной является тонкостенный валик или поломка какой-либо детали. В данном случае необходимо пересмотреть график технических обслуживаний, установить размеры износа других аналогичных деталей и заменить изношенные. При выявлении неполадки из-за некачественной сборки подвергают ремонту другие узлы, собиравшиеся одновременно. При этом должен быть обеспечен контроль за качеством сборки со стороны наиболее квалифицированных помощников механика.

Систематически повторяющиеся дефекты одних и тех же деталей чаще всего являются следствием конструктивных несовершенств дизеля или отдельных его узлов, неправильной технологии изготовления.

Для устранения повторяющихся дефектов сведения о них сообщают групповому механику и через управление пароходства, ОГИ передают заводу-изготовителю, который должен принять меры по повышению качества продукции.

При появлении неполадки в работе дизеля вахтенный штурман-помощник механика обязан лично осмотреть дизель, выявить причину и в случае необходимости вызвать механика судна или его помощника по электрооборудованию для решения вопроса о способах ее устранения. Любая неполадка дизельной установки должна быть устранена немедленно. Однако если для этого нужно остановить дизель, а обстановка не позволяет, необходимо принять все меры, чтобы не допустить повреждения его и устранить неполадку при первой возможности.

При некоторых неполадках обслуживающий персонал, находящийся в машинном отделении, обязан немедленно снизить частоту вращения дизеля и доложить об этом вахтенному начальнику. Признаки таких неполадок являются: внезапное падение давления масла в циркуляционной системе или чрезмерное повышение его температуры; прекращение подачи охлаждающей воды или недопустимое повышение ее температуры; чрезмерное нагревание подшипников двигателя и валопровода.

Дизель должен быть немедленно остановлен с последующим докладом вахтенному начальнику во всех случаях, связанных с угрозой человеческой жизни, а также при чрезмерном повышении частоты вращения (разносе).

При плавании в узкостях, шхерном или угрозе столкновения с другими особых случаях допускается работа дизеля, но с пониженной частотой вращения при:

поломке одной или нескольких вспомогательных пружин;

наличии трещин в крышке цилиндра, через которые происходит попадание воды в него;

повышенной температуре выпускных газов одного или нескольких цилиндров вследствие перегрузки или разрегулировки дизеля;

выходе из строя одного или двух насосов высокого давления одной или двух форсунок;

погнутых гребных винтах и нарушенном центрировании валопровода без появления стуков;

выходе из строя приборов контроля и автоматики;

обрыве якорной связи;

выходе из строя турбонагнетателя (у четырехтактных дизелей).

Работа дизеля на аварийных режимах допустима лишь при наличии постоянной вахты в машинном отделении.

СПАСЭО позволяет вахтенному персоналу своевременно обнаруживать неполадки и принимать необходимые меры для их устранения. При появлении предупредительного сигнала, свидетельствующего о выходе контролируемого параметра за допустимые пределы вахтенный начальник должен снизить нагрузку дизеля и принять меры к обнаружению и устранению неполадок. Если при этом требуется остановить дизель, то необходимо обеспечить безопасность стоянки судна.

Дизель следует немедленно остановить и не пытаться запустить его

дал. Если по условиям плавания это невозможно, вахтенный начальник имеет право продолжать движение судна при сниженной нагрузке дизеля, зная, что повреждение дизеля неизбежно и в его расхаживании до аварии дизеля или самопроизвольной остановки последнего есть очень мало времени. В подобных обстоятельствах вахтенный начальник имеет право отключить защиту.

При срабатывании неотключаемой защиты (например, защиты от «разноса»), в результате чего дизель самопроизвольно останавливается, вахтенный начальник должен принять меры к обеспечению безопасного отстоя судна, после чего лично осмотреть дизель и установить его пригодность к эксплуатации. Конструкция системы неотключаемой защиты обычно такова, что после ее срабатывания дистанционный запуск дизеля без проведения необходимых для настройки защиты работ непосредственно на двигателе невозможен.

Поиск отказавшего узла при устранении причин неполадок, возникающих во время эксплуатации дизеля, — одна из наиболее сложных работ, выполняемых обслуживающим персоналом. Сложность заключается в том, что видимые признаки неисправности в ряде случаев не позволяют однозначно определить ее причину, поскольку неполадка совершенно разных узлов могут или одинаково влиять на нарушение рабочего процесса в цилиндрах, или давать сходные признаки.

Так, например, причиной повышенной дымности выпускных газов одного из цилиндров может быть его перегрузка, неисправность топливной аппаратуры, неплотность выпускных или впускных клапанов, износ поршневых колец или втулок цилиндров и др. Поэтому при выявлении отказавшего узла необходимо использовать все возможности для тщательного обследования дизеля, чтобы определить причину неисправности до его разборки. В противном случае приходится последовательно проверять исправность всех узлов до тех пор, пока отказавший узел не будет обнаружен и заменен.

Признаки наиболее часто встречающихся неполадок и их вероятные причины рассмотрены в § 76, 77.

§ 76. Неполадки, проявляющиеся при пуске дизеля

Наиболее часто встречающиеся причины неисправности дизеля, проявляющиеся при пуске или изменении режима работы, их признаки приведены ниже. Способы их устранения, зависящие от характера неполадки и конструктивных особенностей дизеля, приведены в инструкциях по эксплуатации дизелей.

Неполадки в работе дизеля при проворачивании вручную коленчатого вала (последний остается неподвижным или вращается с большим усилием) приведены в табл. 16.

Неполадки в работе дизеля при пуске воздухом или стартером, когда ко-

Таблица 16

Признаки неполадки	Причины неисправности
Повышен момент сопротивления вращению	Закрыть индикаторные краны. Вязкое масло, масло дизеля не прогрет. Сильно зажат сальник дейдудной трубы. Недостаточны зазоры или перекос поршней или подшипников после сборки. Не отключен тормоз валоповорота или валоповоротное устройство
Что-то препятствует перемещению подвижных деталей	Попала вода в цилиндры через пришлифованные втулки или крышки. Наличие посторонних предметов в цилиндрах или картере дизеля после сборки. Заклинен глобоидный винт. Заклинены поршневые подвижные детали дизеля или валоповоротное устройство, навешенные механизмы или их приводы, коленчатые или распределительные валы и пр.

Таблица 17

Причина неисправности	Причина устранения
Недостаточно давление пускового воздуха, поступающего в цилиндры	Низкое давление воздуха в пусковом баллоне. Закрыт запорный клапан на пусковом баллоне. Неисправен редукционный клапан в магистрали. Загрязнен пусковой клапан
Несвоевременно поступает пусковой воздух в цилиндры	Неправильно установлен воздухораспределитель. Глубокие риски на поверхности диска или корпуса воздухораспределителя. Нарушен порядок присоединения трубок управляющего воздуха к воздухораспределителю. Непроходимы или неплотны трубки управляющего воздуха. Заклинило одно или несколько толкателей воздухораспределителя. Износ кулачков
Отсутствует питание стартера или недостаточное напряжение на зажимах	Не включен распределитель стартерной цепи или сработал автомат защиты. Обрыв проводов, особенно на креплениях из-за тряски, повторение или окисление контактов. Неисправна кнопка «Пуск» или пусковое реле. Разряжены аккумуляторы
Проскальзывает муфта привода стартера	Изношена или неправильно отрегулирована муфта

Таблица 18

Причина неисправности	Причина устранения
Недостаточно количество или несоответствующее качество топлива, поступающего к цилиндрам	Отсутствует топливо в расходном баке. Погнут заборный трубопровод или засорена сетка топливозаборника. Неисправен ручной подкачивающий насос. Засорены приемные сетки или топливные фильтры или непроходимы трубопроводы. Неисправен подкачивающий насос или его привод. Наличие воды или воздуха в топливной системе. Низкая температура и повышенная вязкость топлива
Недостаточно количество топлива, поступающего в один или несколько цилиндров	Отрегулированы один или несколько топливных насосов (отсутствует или большой подъем, поломана пружина плунжера, неподвижна или заедает плунжер, неплотность в соединении нагнетательных клапанов, неисправность в головке плунжерных пар, поломка зубьев). Неисправны одна или несколько форсунок (загрязнен распылитель, неправильно отрегулирована или сломана пружина, засорен щелевой фильтр). Неплотны соединения или трещины в топливных трубах высокого давления. Велика рейка топливных насосов, неисправен регулятор или установлена аварийная отключения топливного насоса
Неудовлетворительное или неточное образование рабочей смеси в одном или нескольких цилиндрах	Неправильно установлен угол опережения подачи топлива (попадание воздуха в топливную систему). Неправильно установлен цикл подачи топливных насосов. Износ топливных шайб роликов толкателей. Неисправны одна или несколько форсунок. Неправильная регулировка давления впрыска, плохой или долгий распыл топлива, подтекание форсунок, закоксовывание распылителя, поломка пружины, трещина или обрыв фильтра и т. п. поддержания
Недостаточное количество воздуха, поступающего в цилиндры	Закрыт клапан впуска воздуха установлена аварийной остановки двигателя. Большое сопротивление на всасывании. Засорены приемные сетки или впускные фильтры воздушного коллектора или турбокомпрессора. Неисправен продувочный насос
Недостаточны температура и давление воздуха в конце сжатия вследствие большой утечки через поршневые или поршневых пальцев	Изношены или подвижны втулки, изношены, повреждены или потеряли упругость поршневые кольца. Пригорели кольца или тарелки, обгорел поршень или толкатели, изношены. Нужно ли отрегулировать зазор между коромыслами и штоками впускных и выпускных клапанов
Недостаточна температура воздуха в конце сжатия	Низкая температура воздуха. Дизель не прогрет

Таблица 19

Признак неисправности	Причина неисправности
К масляному насосу поступает недостаточное количество масла	Низок уровень масла в маслосборнике. Засорена приемная сетка в маслосборнике. Неплотная посадка невозвратного клапана на трубопроводе всасывания. Подсос воздуха через неплотности в соединениях трубопровода всасывания
Масляный насос не подает масло в нагнетательную магистраль	Неисправен привод масляного насоса. Неплотная посадка редукционных клапанов или золотников масляного насоса. Неисправен редукционный клапан (неплотная посадка или неправильная регулировка)
Утечка масла из нагнетателей или магистралей	Трещины или неплотное соединение трубопровода или маслоохладителя. Прорвана или неправильно установлена прокладка масляного патрубка
Несоответствие показаний манометра фактическому давлению в магистрали	Засорен маслопровод к манометру или попадает масло в него. Неисправен манометр

Таблица 20

Признак неисправности	Причина неисправности
Недостаточно количество масла, поступающего к сервомотору. Недостаточно давление воздуха, поступающего к реверсивному устройству	Низок уровень масла в баллоне реверса. Резкое падение воздуха в пусковом баллоне. Закрыт запорный клапан на пусковом баллоне или баллоне реверса. Неисправен редукционный клапан на магистрали
Большое сопротивление перемещению распределительного вала	Повышен уровень масла в баллоне реверса. Повышена вязкость масла, масло не прогрет. Недостаточные зазоры, перекосы (заедания) подвижных распределительного вала или поршня сервомотора реверса
Что-то (наличие дефектов) препятствует перемещению распределительного вала	Неисправен механизм подъема штанг. Наличие посторонних предметов на пути перемещения распределительного вала
Неправильно выполняется программа реверса	Неправильно собран воздушный или масляный трубопровод реверсивного устройства. Люфты или заедания в рычажных приводах механического блокировочного устройства. Неисправны клапаны пневматического блокировочного устройства

Таблица 21

Признак неисправности	Причина неисправности
Перемещение реек топливных насосов не соответствует перемещению рычага регулятора и заданному режиму работы	Зазоры привода от регулятора к топливным насосам или большая слабина в ее шарнирах. Неправильно установлено нулевое положение топливных насосов. На двигателях левого вращения установлены двухзаходные пары от двигателя правого вращения (и наоборот)
Перемещать рычаг регулятора трудно, и его положение неустойчиво или не соответствует заданному режиму работы	Неисправен регулятор (заедает золотник или поршень сервомотора, большая слабина в шарнирах рычагов муфты регулятора, поломана пружина, неисправен катаракт или масляный насос, обрыв грузов регулятора). Неподвижна рейка балочного топливного насоса в связи с заеданием одного или нескольких плунжеров

лечатый вал остается неподвижным или качается, не совершая полного оборота, или вращается с частотой, недостаточной для пуска, приведены в табл. 17.

Неполадки в работе дизеля при пуске, когда коленчатый вал вращается с частотой, достаточной для пуска, но отсутствуют вспышки топлива в одном или нескольких цилиндрах или они протекают с перебоями и пуск дизеля не происходит или дизель работает неравномерно, приведены в табл. 18.

Неполадки в работе дизеля после пуска дизеля, когда давление масла по приборам понижено или совершенно отсутствует, приведены в табл. 19.

Неполадки в работе дизеля при установке органов управления в положение «Реверс»: распределительный вал остается неподвижным, или не доходит до конечного положения, приведены в табл. 20.

Неполадки в работе дизеля при изменении положения органов управления, когда фактическая частота вращения не соответствует заданной: дизель не набирает соответствующую частоту вращения или не останавливается, а при сбросе нагрузки идет «вразнос», приведены в табл. 21.

§ 17. Неполадки, проявляющиеся во время работы дизеля

Наиболее часто встречающиеся неполадки, связанные с нарушением рабочего процесса или неправильным взаимодействием отдельных деталей дизеля и проявляющиеся во время его работы, приведены в табл. 22—28. Способы их устранения указаны в инструкциях по эксплуатации дизелей.

Причины неполадок в работе дизеля, когда окраска выпускных газов черная или коричневая вследствие неполного сгорания топлива, температура их высока, приведены в табл. 22.

Причины неполадок в работе дизеля, когда окраска выпускных газов синего или белого цвета, приведены в табл. 23.

Таблица 22

Признак неполадки	Причина неисправности
В цилиндры поступает повышенное количество топлива, дизель перегружен, рейки топливных насосов стоят на упоре	Тяжелые грузы на мельководье. Тяжелый грунт. Работа двигателя при повышенной частоте вращения. Неисправен гребной винт. Неравномерно распределена мощность по цилиндрам, наличие одного или нескольких перегруженных цилиндров.
В цилиндры поступает недостаточное количество воздуха, дизель перегружен, хотя рейки топливных насосов стоят в положении нормальной подачи топлива	Повышенные температура и влажность или пониженное давление наружного воздуха. Большое сопротивление на всасывании (загорел воздушный фильтр, засорилась воздушная полость холодильника (турбокомпрессора) или продувочные окна двухтактного дизеля). Большое сопротивление на выпуске (забился выпускной трубопровод или выпускные окна двухтактного дизеля). Неисправен или загорел турбокомпрессор, воздухонагнетатель или продувочный насос. Утечка воздуха из наддувочного холодильника или ресивера продувочного воздуха. Утечки воздуха по цилиндрам вследствие неплотного клапана или ЦПГ.
Неудовлетворительно или кратковременно образуется рабочая смесь в цилиндрах	Неправильная форсунка. Неправильная регулировка давления открытия, пригорели или заедрены иглы распылителей, неплотная посадка или заедание иглы, сломана пружина, трещины или обрыв корпуса или держателя, неправильная регулировка давления открытия; Недостаточное опережение подачи топлива. Несоответствующее качество топлива или низкая его температура.

Признак неполадок	Причина неисправности
Наличие в выпускных газах паров несгоревшего масла	Неправильно установлены, изношены, поломаны или закоксованы маслосъемные кольца. Излишняя подача масла для смазывания цилиндров через лубрикаторы. Высокое давление масла в смазочной системе. Скопилось большое количество масла в картере дизеля
Наличие в выпускных газах паров несгоревшего топлива	Пригорели сопла или тарелки, поломаны штоки, поломаны пружины, недостаточен тепловой зазор между рычагами и штоками впускных и выпускных клапанов. Изношены цилиндровые втулки, изношены, повреждены или пригорели поршневые кольца
Один или несколько цилиндров не работают	Используется обводненное топливо. Попадает вода в цилиндры через неплотности воздухоохладителя
Наличие в выпускных газах паров воды	

Причины неполадок, когда двигатель самопроизвольно снижает частоту вращения или совсем останавливается, приведены в табл. 24.

Причины неполадок дизеля, когда повышена температура или понижено давление масла, срабатывает автоматическая сигнализация по температуре или давлению масла, приведены в табл. 26.

Причины неполадок в работе дизеля, когда повышена температура охлаждающей воды, срабатывает автоматическая сигнализация по температуре воды, приведены в табл. 26.

Причины неполадок в работе дизеля, когда в одном или нескольких цилиндрах слышится стук или свист, ослабевающий или исчезающий при выключении подачи топлива, приведены в табл. 27.

Причины неполадок в работе дизеля, когда в одном или нескольких цилиндрах слышится стук, не исчезающий при выключении подачи топлива, приведены в табл. 28.

Таблица 24

Признак неполадок	Причина неисправности
Поступает в двигатель недостаточное количество топлива или оно не соответствующего качества	Отсутствует топливо в расходной цистерне. Неправильно открыты краны или клапаны на топливопроводе. Неисправен поплавковый прибор на цистерне. Засорены приемные сетки или топливные фильтры. Неисправен топливоподкачивающий насос или его привод. Наличие воды или воздуха в топливной системе
Недостаточное количество или несвоевременная подача топлива в один или несколько цилиндров	Неисправен один или несколько топливных насосов (обрыв плунжер или толкатель, поломана пружина, засорил или недостаточно соединения клапанов, неплотность отключения или трещины плунжерных пар). Неисправен регулятор или устройство аварийного отключения топливного насоса. Неплотности в соединениях или трещины топливных трубок высокого давления
Недостаточное количество воздуха, поступающего в цилиндры	Неисправен турбокомпрессор или продувочный насос. Срабатывает аварийное отключение воздуха устройства для аварийной остановки дизеля
Недостаточные давление и температура воздуха в конце сжатия в одном или нескольких цилиндрах	Пригорание сопла или тарелки, заклинил штанги или толкатели, поломаны пружины впускных или выпускных клапанов. Поломаны или пригорели поршневые кольца
Резко возрастает сопротивление вращению	Повреждена или заклинил гребной винт. Заедает опорный подшипник или заедает подшипник

Таблица 25

Признаки неполадок	Причины неисправности
Масляный насос не подает или подает недостаточное количество масла в магистраль	Низкий уровень масла в маслобаке. Неисправен предохранительный клапан масляного насоса. Неплотность в соединениях нагнетательных клапанов масляного насоса. Неплотность в соединении или неправильная регулировка редукционного клапана. Неисправен масляный насос или его привод
Повышенное сопротивление в нагнетательной магистрали	Увеличены зазоры в подшипниках вследствие износа или неправильной сборки. Наличие трещин или неплотностей в соединениях трубопроводов и фильтрах. Недостаточная вязкость масла вследствие несоответствующего качества, разбавления топливом или повышенной температуры
Повышенное сопротивление в нагнетательной магистрали. Холодильник не обеспечивает необходимое охлаждение масла	Засорен масляный фильтр. Засорен трубопровод или неправильно установлены прокладки при сборке. К холодильнику поступает недостаточное количество охлаждающей воды вследствие неисправности водяного насоса или неправильного открытия арматуры. Засорены или покрыты накипью поверхности охлаждения холодильника. Дизель работает с перегрузкой
Терморегулятор не обеспечивает необходимую температуру масла	Неисправен или неправильно отрегулирован терморегулятор

Таблица 26

Признаки неполадок	Причины неисправности
Насос забортной воды не подает или подает недостаточное количество воды на охлаждение дизеля	Недостаточно открыт клапан на всасывающем трубопроводе. Засорен фильтр забортной воды или приемная решетка кингстона забортного или теплого ящика, подсос воздуха во всасывающем трубопроводе. Неисправен насос забортной воды или его привод
Насос внутреннего контура не подает или подает недостаточное количество воды на охлаждение дизеля	Отсутствует или недостаточно количество воды в расширительном баке. Неисправен насос внутреннего контура или его привод. Образовались паровые пробки вследствие засорения паровой трубы
Холодильник не обеспечивает необходимого охлаждения воды внутреннего контура. Терморегулятор не обеспечивает необходимую температуру воды	Засорены или покрыты накипью поверхности охлаждения холодильника. Дизель работает с перегрузкой. Неисправен или неправильно отрегулирован терморегулятор

Таблица 27

Признаки неполадки	Причины неисправности
Прорыв газов из цилиндра	Неплотная посадка или неправильно отрегулирован предохранительный клапан. Неплотная посадка индикаторного крана. Неплотность стык крышки цилиндра со втулкой
Повышены динамические нагрузки на детали дизеля	Большой угол опережения подачи топлива. Перегрузка или перегрев цилиндра. Несоответствующее качество топлива. Недостаточен объем камеры сжатия

Признак неисправности	Причина неисправности
Повышены динамические нагрузки на детали дизеля	Большие зазоры между деталями цилиндропоршневой группы (поршнем и втулкой, поршнем и поршневыми кольцами, поршневым пальцем и втулкой верхней головки шатуна). Большие масляные зазоры в подшипниках коленчатого вала. Зазоры между вкладышами подшипников и постелями, между рамовыми шейками и нижними вкладышами, повышенные разбеги коленчатого вала. Большие тепловые зазоры в клапанном механизме. Ослаблены посадки неподвижно закрепленных деталей. Работа с запрещенной частотой вращения в зоне крутильных колебаний, неисправен демпфер
Что-то препятствует свободному перемещению движущихся деталей	Заедает поршень в цилиндровой втулке или поршневой палец во втулке верхней головки шатуна. Заедают штоки или толкатели или поломаны пружины клапанов. Выкрашиваются или подплавлены подшипники. Обрыв тарелок клапанов или сопел распылителей. Неисправны приводы навешенных механизмов

Глава XX

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ДИЗЕЛЕЙ

§ 78. Надежность судовых дизелей и основы технической диагностики

Основные понятия о надежности. Полную совокупность свойств, характеризующих какой-либо объект или изделие (в том числе и дизель), устанавливает нормативно-техническая документация (стандарты, технические условия и т. д.).

Каждый технический объект или изделие с точки зрения теории надежности может находиться в работоспособном или неработоспособном, исправном или неисправном состоянии.

Работоспособное состояние (работоспособность) — это состояние дизеля, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять функции, соответствуют требованиям нормативно-технической и (или) конструкторской документации. Несоответствие хотя бы одного заданного параметра их требованиям характеризует неработоспособное состояние дизеля.

Исправное состояние (исправность) — такое состояние дизеля, при котором он соответствует всем без исключения требованиям нормативно-технической и (или) конструкторской документации. Исправный дизель не только работоспособен, но и удобен в эксплуатации, удовлетворяет эстетическим, санитарным и другим специальным требованиям.

Так, дизель, работающий с повышенной дымностью, является неисправным, хотя и сохраняет работоспособность. Если же дизель при этом не развивает установленной мощности, то он является одновременно и неисправным и неработоспособным.

Количественную оценку надежности рассчитывают, используя методы математической статистики и теории вероятности. Применительно к судовым дизелям основные понятия надежности формулируют следующим образом.

Надежность — свойство дизеля сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования. Требующийся уровень надежности дизелей определяют с учетом экономиче-

ских соображений, безопасности плавания, наличия и оснащенности ремонтной базы, квалификации обслуживающего персонала и др.

Надежность является комплексным свойством, которое в зависимости от назначения объекта и условий его эксплуатации состоит из сочетаний свойств: безотказности, долговечности, ремонтопригодности и сохраняемости.

Безотказность - свойство дизеля непрерывно (без самопроизвольных или вынужденных остановок для ремонта) сохранять работоспособность в течение заданной продолжительности эксплуатации (или наработки). Ее обеспечивают совершенством конструкции дизеля, качеством изготовления его деталей и соблюдением правил эксплуатации и технического обслуживания, предусмотренных инструкцией. С целью повышения надежности энергообъекта применяют резервирование, т. е. установку нескольких агрегатов (например, дизель-генераторов судовой электростанции) или механизмов (например, резервных насосов охлаждения главных двигателей, местных постов управления наряду с дистанционными и т. д.), способных выполнять одни и те же функции.

Отказом называют событие, заключающееся в нарушении работоспособности дизеля. Отказы приводят к вынужденному простою или к повышенным объемам и стоимости технических обслуживаний и ремонтных работ по сравнению с запланированными. Их разделяют на постепенные и внезапные. Постепенные отказы являются следствием изнашивания, старения, коррозии, усталостных разрушений и других медленных и часто необратимых процессов, вызывающих постепенное изменение свойств деталей и узлов вплоть до наступления отказа. Постепенные отказы могут быть изучены и предотвращены проведением своевременных работ наладочных, технического обслуживания или ремонтных.

Внезапные отказы являются следствием случайных причин (возрастания нагрузки при ударе якорем о твердый предмет, недоброкачественности деталей, применения элементов, долговечность или срок службы которых недостаточны для данных условий эксплуатации, и т. д.). Эти отказы не могут быть предотвращены своевременно.

Долговечность — свойство дизеля длительно (с плановыми перерывами на ремонт) сохранять работоспособность (при работе на режимах и в условиях, предусмотренных техническими условиями) до какого-то предельного состояния.

Предельное состояние дизеля определяется невозможностью его дальнейшей эксплуатации в связи с недопустимым снижением рабочих параметров, с большими изломами, с появлением опасности для обслуживающего персонала или в связи с экономической нецелесообразностью проведения ремонта и моральным старением.

Ремонтопригодность — свойство дизеля, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения технического обслуживания и ремонта. Ее определяют затратами времени на ремонт, его трудоемкостью и стоимостью.

Сохраняемость — свойство дизеля сохранять значения показаний безотказности, долговечности и ремонтопригодности в течение и после хранения и транспортирования. Ее определяют свойства защитных покрытий (консервации), предохраняющих дизель и его детали от отрицательного воздействия внешней среды.

Наработка — продолжительность или объем работы объекта. Срок службы дизеля — календарная продолжительность от начала эксплуатации или ее возобновления после ремонта определенного вида до перехода в предельное состояние, выражаемая в часах работы.

Наработку дизеля от начала его эксплуатации или ее возобновления после ремонта определенного вида до перехода в предельное состояние называют техническим ресурсом. В зависимости от того, какие критерии

приняты для определения предельного состояния, различают следующие разновидности ресурсов.

Полный ресурс дизеля — это суммарная наработка дизеля до его списания или наработка до предельного состояния, ограниченного технико-экономической нецелесообразностью проведения ремонта или моральным старением. Полный ресурс (с учетом одного-двух капитальных ремонтов) дизелей с частотой вращения 1000—2000 мин$^{-1}$ может достигать 20—25 тыс. ч, а с частотой вращения 175—600 мин$^{-1}$ — 70—100 тыс. ч и более.

Ресурс до капитального ремонта — это наработка дизеля, при достижении которой эксплуатация дизеля должна быть прекращена для полной разборки, обеспечивающей осмотр, проверку и восстановление работоспособности узлов и деталей, включая переукладку коленчатого вала или наработку до предельного состояния коленчатого вала и его подшипников.

Капитальный ремонт необходим при наступлении предельного износа или прогрессирующем изнашивании основных деталей валовой группы. К этому времени обычно достигают предельного износа и другие детали дизеля (ЦПГ, детали системы газораспределения, крышки цилиндров, насосы, а иногда и блок цилиндров и фундаментная рама). Предельный износ основных деталей дизеля сопровождается снижением мощности, экономичности и надежности дизеля вследствие нарушения правильностей взаимодействия его частей и протекания рабочего процесса в цилиндрах.

У дизелей с частотой вращения 1000—2000 мин$^{-1}$ ресурс до капитального ремонта составляет 8—14 тыс. ч, с частотой вращения 500—1500 — 22—36, а с частотой вращения 175—600 мин$^{-1}$ — 28—50 тыс. ч.

Ресурс до переборки — это наработка дизеля, при достижении которой его эксплуатация должна быть прекращена для частичной разборки (с подъемом поршней), обеспечивающей осмотр, проверку и восстановление работоспособности узлов и деталей в объеме, оговоренном в эксплуатационной документации, или наработка до предельного состояния поршневой группы.

Переборка дизеля требуется при износах или пригораниях поршневых колец, значительном отложении нагара на поршнях, крышках, клапанах, при неплотности клапанов, увеличенных зазорах в подшипниках, засорении водяных и масляных систем.

Для некоторых типов дизелей устанавливают ресурс до полной переборки, которую, как правило, выполняют не на судне, а в условиях ремонтного предприятия, где дизель полностью разбирают и частично заменяют изношенные детали.

У дизелей с частотой вращения 1000—2000 мин$^{-1}$ ресурс до переборки составляет 2—5 тыс. ч, с частотой вращения 500—1500 — 4—7, а с частотой вращения 175—600 мин$^{-1}$ — 4,5—9 тыс. ч.

Ресурс непрерывной работы — это безотказная непрерывная наработка дизеля, при достижении которой эксплуатация его должна быть прекращена для проведения технического обслуживания в объеме, предусмотренном инструкцией по эксплуатации. Остановку дизеля для технического обслуживания обычно вызывают предельное состояние топливной аппаратуры, необходимость регулировки зазоров в механизме газораспределения или очистка отдельных узлов смазочной системы.

У дизелей с частотой вращения 1000—2000 мин$^{-1}$ ресурс непрерывной работы составляет 0,25—0,5 тыс. ч, с частотой вращения 500—1500 — 0,3—0,5, а с частотой вращения 175—600 мин$^{-1}$ — до 0,6 тыс. ч.

Ресурс необслуживаемой работы — это наработка дизеля, при достижении которой должны быть проведены операции технического обслуживания в объеме, предусмотренном инструкцией по эксплуатации, без остановки дизеля. К таким операциям относят ручную смазку отдельных узлов, переключение секций фильтров, проверку режимов работы, устранение мелких неисправностей.

Для автоматизированных дизелей ресурс необслуживаемой работы устанавливают в зависимости от их конструкции и степени автоматизации в пределах от 4 до 240 ч.

Суммарную наработку дизеля, при достижении которой применение по назначению должно быть прекращено, называют назначенным ресурсом. Обычно назначенные ресурсы используют для планирования периодичности технического обслуживания и ремонта дизелей.

При планировании сроков переборки или ремонта не следует смешивать понятия «ресурса» и «гарантийной наработки дизеля». Ресурс дизеля обусловливается интенсивностью естественного изнашивания его деталей, изготовленных и собранных в соответствии с действующими техническими условиями. Гарантийный срок, в течение которого завод-изготовитель обязан безвозмездно заменить или отремонтировать детали дизеля, вышедшие из строя из-за поломки или преждевременного изнашивания при условии соблюдения потребителем инструкции по эксплуатации, назначается для выявления и устранения случайных дефектов в изготовлении дизеля, не связанных с естественным изнашиванием его деталей. Гарантийная наработка, как правило, равна назначенному ресурсу дизеля до первой переборки.

В ряде случаев вместо ресурса дизеля используют понятие срок службы дизеля.

Полный срок службы дизелей до списания их при условии замены отдельных изнашиваемых деталей может быть очень большим: тихоходных средней мощности 25—40 лет и более. Его определяют чаще всего долговечностью коленчатого вала, шейки которого уменьшаются в диаметре вследствие изнашивания и проточек при капитальных ремонтах, а также техническое состояние постелей подшипников фундаментной рамы к посадочных поясов в блоке цилиндров, повреждающихся вследствие наклепа или коррозии. У быстроходных дизелей нередко наблюдаются усталостные разрушения отдельных деталей (коленчатых валов, шатунов, пальцев и др.). Замена таких деталей, как вал, блок, фундаментная рама, часто экономически нецелесообразна.

Технический прогресс в дизелестроении приводит к тому, что через определенный промежуток времени двигатель, отвечавший в момент постройки передовому для своего времени уровню техники, перестал удовлетворять возросшим требованиям, т. е. наступил моральный износ. Эксплуатация морально изношенных дизелей становится экономически невыгодной. Такие дизели заменяют новыми с более высокими технико-экономическими показателями даже в тех случаях, когда физический износ их деталей еще не достиг предельных значений.

Срок службы дизеля в большой степени зависит от конструктивных особенностей, быстроходности, степени форсирования, давления в подшипниках, прочности и жесткости отдельных деталей, конструкции систем охлаждения и смазывания, качества материалов деталей, наличия и особенностей дистанционного управления и средств автоматизации. На срок службы влияет технология изготовления и сборки дизеля: точность обработки и шероховатость рабочих поверхностей, качество заливки подшипников, технологии термической обработки и других видов упрочнения деталей, соблюдение нормальных зазоров в трущихся парах.

Длительность работы с полной нагрузкой и перегрузкой, число пусков и реверсов, атмосферные условия, пуски под нагрузкой, резкие повышения и сброс ее также влияют на срок службы. Своевременное и качественное проведение операций технического обслуживания, рациональное использование мощности дизеля могут значительно увеличить его ресурс.

Следует иметь в виду, что, как правило, вследствие старения и изнашивания основных деталей, более низкого качества работ, выполняемых ремонтными предприятиями, по сравнению с дизелестроительными заводами продолжительность между капитальными ремонтами не остается постоянной. Ориентировочно можно считать,

что с каждым последующим капитальным ремонтом ресурс уменьшается на 10- 20%.

Основы технической диагностики. Совокупность методов и средств, позволяющих контролировать и оценивать техническое состояние механизмов без их разборки, предвидеть и предотвращать развивающиеся неисправности, называют системой технического диагностирования.

Действующие нормы периодичности и объема технического обслуживания и ремонта дизелей являются осредненными, разработанными на основании изучения износов большой группы однотипных механизмов. Необходимость ремонта конкретного дизеля и средние нормы могут отличаться.

При системе планово-предупредительного обслуживания и ремонта у ряда механизмов, износ которых оказался ниже среднего, неизбежно разбирают и заменяют некоторое количество еще вполне пригодных к эксплуатации узлов и деталей.

Методы технического диагностирования позволяют обеспечить переход от регламентного (по графику) обслуживания к обслуживанию по фактическому состоянию механизмов и тем самым избежать непроизводительных потерь ресурса и повысить надежность путем своевременного предотвращения неполадок.

Методы диагностирования основаны на измерении значений контролируемых параметров и сравнении их с допустимыми значениями (например, температуру газов по цилиндрам сравнивают с допустимым или со средним значением), определении вида кривой контролируемого процесса по времени и сравнении ее с эталонной кривой этого же процесса (например, кривая износа детали по времени или кривая изменения давления в цилиндре).

В любом дизеле наряду с созданием полезной работы происходят множество сопутствующих процессов: излучение теплоты и шума, вибрация, накопление продуктов изнашивания и т. д. Осуществляемое во время функционирования объекта диагностирование, на который поступают только рабочие воздействия, называют функциональным диагностированием.

Информативность такого комплексного метода, как правило, недостаточна для конкретного определения места и причины неисправности. Поэтому в дополнение к комплексному используют поэлементное диагностирование, при котором оценивают техническое состояние не дизеля в целом, а отдельных его элементов. Обычно для этого диагностируемый элемент подвергают испытанию с помощью какого-либо искусственного приема (продувки, опрессовки, измерения электромагнитного или иного воздействия).

Диагностирование, при котором на объект подаются тестовые воздействия, носит название *тестового* диагностирования.

Однако для решения многих задач прогнозирования показаний штатных контрольно-измерительных приборов явно недостаточно, поскольку они не позволяют с необходимой степенью полноты и достоверности оценить техническое состояние дизеля, и в первую очередь таких важнейших его узлов, как деталей ЦПГ и подшипников, без разборки. Для решения данных задач применяют специальную аппаратуру, позволяющую либо непосредственно измерять контролируемые параметры (например, зазоры между поршневым кольцом и втулкой и т. д.), либо оценивать техническое состояние узлов по косвенным признакам (по шуму, вибрации, доле примесей в масле и т. д.). В простейших системах диагностирования измерения и анализ их результатов может выполнять оператор (механик). В более совершенных системах диагностирования для этого используют различные автоматические устройства в сочетании с цифровыми и аналоговыми ЭВМ.

Мощные дизели современных автоматизированных морских судов оборудуют автоматическими системами централизованного контроля и диагностирования с числом контролируемых параметров от 100 до 400. Эти системы наряду с контролем рабочего процесса в цилиндрах позволяют определять и такие показатели, как износ втулок ци-

линдров и поршневых колец, подшипников, износ или дефект топливных насосов и форсунок и т. д. Использование подобных систем на речных судах сдерживают их значительная сложность и высокая стоимость.

Специальная аппаратура для контроля технического состояния дизелей. Для диагностирования дизелей речных судов применяют сравнительно простые переносные приборы. В результате этого значительно сокращаются затраты времени и труда на операциях контроля.

Для измерения зазоров в подшипниках цилиндропоршневой группы служит прибор типа ПЗ-1. Это линейный индикатор со щупом, вставляемым в цилиндр дизеля вместо форсунки для измерения перемещения поршня под действием искусственно создаваемого разрежения в цилиндре (рис 235). Измеряют зазоры в такой последовательности:

поршень контролируемого цилиндра устанавливают в положение в. м. т.;

корпус *1* прибора вставляют вместо форсунки так, чтобы щуп индикатора соприкасался с днищем поршня; циферблат индикатора поворачивают до совмещения нуля шкалы со стрелкой;

всасывающий патрубок судового компрессора *3* с помощью гибкого шланга *2* и штуцерных соединений присоединяют к прибору, установленному на цилиндре дизеля, включают компрессор в работу и открывают запорный кран прибора.

Благодаря разрежению, создаваемому компрессором, поршень в цилиндре дизеля поднимается вверх сначала на размер, равный зазору *а* в верхней головке шатуна, а затем подтягивает вверх и шатун на высоту, равную размеру суммарного зазора в подшипниках. Значения зазоров фиксируют по показаниям индикатора. Размер зазора *б* в шатунном подшипнике подсчитывают как разность зазоров суммарного и в верхней головке шатуна.

Для оценки технического состояния деталей цилиндропоршневой группы служит пневмоиндикатор. Его действие основано на определении утечек воздуха, подаваемого в цилиндр, через зазоры между поршнем с кольцами и стенками втулки цилиндра. Чем больше и неравномернее износ втулки и колец, тем больше утечка. Для определения суммарного зазора пневмоиндикатор должен быть оттарирован применительно к каждому типу двигателя. При этом следует иметь в виду, что утечка воздуха может быть также следствием негерметичности клапанов цилиндра.

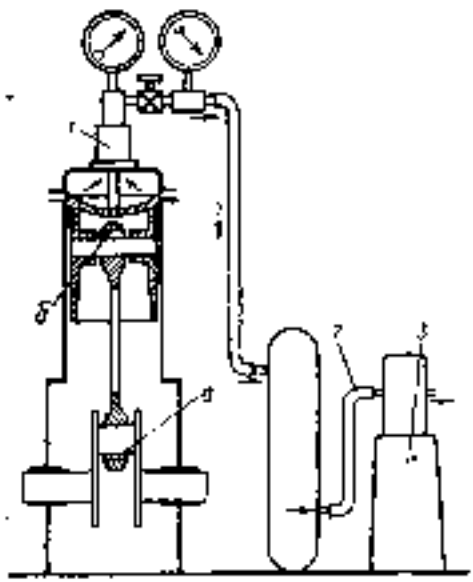


Рис 235. Схема установки прибора типа ПЗ-1 для измерения зазоров

1 — прибор, *2* — шланг, *3* — судовой компрессор, *а* — зазор в шатунном подшипнике, *б* — зазор в верхней головке шатуна

Контроль действия ДАУ дизеля Г60 можно осуществлять с помощью прибора «Поиск». Это электронное устройство, которое сравнивает фактическую длительность выполнения проверяемых операций ДАУ с контрольной длительностью, установленной при его настройке.

Кроме перечисленных, проходит опытную эксплуатацию или находятся в разработке и другие средства диагностирования судовых дизелей.

§ 79. Организация технического обслуживания

Техническое обслуживание судовых дизелей является составной частью системы технического обслуживания су-

Таблица 29

Вид ТО	Периодичность, ч	Трудоемкость, чел.-ч	Тип дизеля				
			Г60, 72h	6НФД23,2У	ЧН26/А	6ЛД26 (ПТЭЛ)	6ЧСП18 9/22
ЕТО	Л	24	24	24	24	24	24
	Т	0,5	0,5	0,9	0,5	0,5	0,5
ТО-1	Л	250	100	50	100	100	100
	Т	10,0	4,0	5,9	10,3	4,4	7,5
ТО-2	Л	500	500	250	500	750	750
	Т	43,5	43,5	22,2	36,3	34,8	34,8
ТО-3	Л	1000	1000	500	1000—1500	1500	1500
	Т	74,0	62,5	46,5	105,3	61,8	61,8
ТО-4	Л	2500—3500	2500—3500	1000	2500—3500	3000—3500	3000—3500
	Т	233,0	190,0	61,3	268,6	165,3	165,3
ТО-5	Л	6000—7000	6000—7000	3000—3200	5000—6000	6000—7000	6000—7000
Текущий ремонт	Т	750	700	310	510	340	340
Средний ремонт	Л	20 000—23 000	20 000—23 000	4200—4500	16 000—19 000	16 000—19 000	16 000—19 000
	Т	1600	1700	420	1000	450	
Капитальный ремонт	Л	40 000	36 000	6000	30 000	30 000	

дов Минречфлота РСФСР, предназначенной для поддержания их в работоспособном состоянии, обеспечения безопасных условий плавания и технико-эксплуатационных показателей, предусмотренных нормативной документацией. Система технического обслуживания судов, являясь планово-предупредительной, действует в течение всего срока службы судна как в навигационный, так и в межнавигационный период и обязательна для всех предприятий и организаций Минречфлота РСФСР.

В навигационный период в зависимости от характера работ плановые ТО выполняют во время движения судна, на стоянках в конечных пунктах и под грузовыми операциями, а иногда на судоремонтном предприятии без вывода судна из эксплуатации. Работы выполняет судовой экипаж или специалисты БПУ.

В межнавигационный период работы по заводскому ТО выполняют судовые экипажи, специалисты БПУ и работники предприятий, к которым суда приписаны на техническое и хозяйственное обслуживание.

Периодичность, объем и трудоемкость технического обслуживания. Система технического обслуживания дизеля состоит из ежедневного технического обслуживания (ЕТО), очередных технических обслуживаний № 1, 2, 3, 4 (ТО-1, ТО-2, ТО-3, ТО-4), технического обслуживания № 5 или текущего ремонта (ТО-5), среднего ремонта и капитального ремонта. Каждое последующее по номеру очередное ТО содержит все операции предыдущего, что обеспечивает проверку всех элементов судовой техники в установленные сроки. В зависимости от сложности и объема работ их выполняют без разборки, с частичной или полной разборкой обслуживаемого элемента.

Периодичность и трудоемкость работ, установленная нормативными документами по обслуживанию серийных дизелей на судах Минречфлота, приведена в табл. 29. В этих же документах приведен и перечень обязательных работ по видам ТО.

При составлении графиков ТО для дизелей других типов руководствуются заводскими инструкциями или указаниями службы судового хозяйства пароходств. Ниже приведены типовые работы технических обслуживаний.

Ежедневное техническое обслуживание содержит:

контроль за работой дизеля и его состоянием по приборам, путем визуального осмотра, на слух и на ощупь;

проверку исправности действия контрольно-измерительных приборов, СПАСЗО, ДУ и ДАУ и средств автоматизации;

проверку уровня масла в картере дизеля, маслосборнике, картере реверс-редуктора, упорном подшипнике, турбокомпрессоре, блочном топливном насосе и регуляторе; пополнение системы маслом, смазывание мест ручной смазки и заправку автоматических масленок.

продувку воздухохранителей и влагоотделителей;

осмотр навешенных механизмов и трубопроводов, проверку состояния дюритовых соединений и их креплений, при необходимости устранение течи, подтяжку сальников;

проверку состояния топливных и масляных фильтров, спуск из них отстоя, переключение на чистые секции,

проверку уровня охлаждающей жидкости в расширительном баке;

проверку легкости и плавности хода рукояток и тяг системы управления дизелем.

промывку турбокомпрессора, оборудованного системой промывки проточной части водой или топливом.

очистку и обтирку дизеля от пыли и подтеков топлива, масла и воды.

При техническом обслуживании № 1 проводят работы ЕТО и, кроме того, очистку и промывку топливных и масляных фильтров и роторов центрифуг, проверку шплинтовки гаек ответственных соединений, спуск отстоя из топливных и масляных баков.

Во время технического обслуживания № 2 выполняют работы ТО-1 и дополнительно

проверяют зазоры в механизме газораспределения;

проверяют затяжку и шплинтовку ответственных соединений (крепление дизеля к фундаменту, навешенных механизмов, шатунных и рамовых подшипников, валовой линии, крышек цилиндров и др.);

проверяют работу форсунок и топливных насосов без их разборки;

проверяют состояние клапанов насосов и компрессоров, набивают сальники;

проверяют выбег (свободного хода) и осевой разбег турбокомпрессора;

берут пробы масла для анализа из смазочной системы дизеля, заменяют масло при неудовлетворительных результатах анализа, а также в картерах блочных топливных насосов;

проверяют работу и регулировку элементов ДАУ.

При техническом обслуживании № 3 выполняют работы ТО-2, и, кроме того

проверяют состояние коленчатого вала и валопровода (измерение раскепов и зазоров в подшипниках без их вскрытия, проверка состояния упорных подшипников),

проверяют и очищают золотники воздухораспределителя и пусковых клапанов,

проверяют крепление шайб распределительного вала;

смазывают шариковые и роликовые подшипники насосов и других механизмов;

очищают ресиверы продувочного воздуха (у двухтактных дизелей);

проверяют состояние кабельных трасс, аккумуляторов, стартеров и генераторов.

Во время технического обслуживания № 4 выполняют работы ТО-3 и дополнительно

вскрывают цилиндры, очищают и притирают впускные и выпускные клапаны,

осматривают, очищают и промывают поршни и поршневые кольца, заменяют изношенные кольца.

проверяют и регулируют зазоры в подшипниках коленчатого и распределительного валов,

проверяют зазоры в водяных и масляных насосах и в шестернях передач, заменяют изношенные сальники;

проверяют и регулируют топливные насосы и форсунки на стенде;

очищают и промывают масляные и водяные холодильники, воздухоохладители и зарубашечное пространство дизелей от отложений.

заменяют масло, очищают и промывают маслосборники, маслопроводы, картеры и фильтры.

проверяют состояние деталей и узлов ДУ и ЛАУ и средств автоматизации.

Номенклатура и трудоемкость работ по текущему (ТО-5) и среднему ремонтам установлена Единым ремонтным ведомостями на текущий и средний ремонт серийных дизелей.

Капитальный ремонт проводят в соответствии с ведомостью дефектации и техническими условиями на ремонт дизелей.

Руководящим документом на судне по выполнению технического обслуживания является график ТО, в котором указаны перечень работ, периодичность их проведения и исполнитель.

Типовые графики разрабатывают ССК пароходств применительно к каждой группе однотипных судов с учетом конструктивных особенностей дизелей, специфики эксплуатации этих судов (района плавания, средней продолжительности и соотношения ходового и стояночного времени, условий ночного отстоя, численности судовых экипажей, пунктов погрузки и разгрузки, возможности обслуживания судов береговыми работниками).

Для сокращения продолжительности стоянки судов при техническом обслуживании допускается проводить его поочередно на разных двигателях (при энергетической установке из нескольких двигателей) или на разных цилиндрах одного двигателя. Очередность выполнения работ в данном случае также должна быть предусмотрена графиком поэтапного ТО, составляемого механиком судна. Фактическое выполнение ТО фиксируют в вахтенном журнале.

Техническое обслуживание дизелей судовыми экипажами. На судах, экипажи которых работают без совмещения профессий, все работы по плановому техническому обслуживанию выполняют члены команды.

На судах, экипажи которых работают с совмещением профессий, члены команды полностью выполняют работы ЕТО и ТО-1. Отдельные более трудоемкие работы выполняют специалисты БПУ.

Планирует техническое обслуживание и распределяет обязанности между членами машинной команды механик судна. Для упорядочения проведения технического обслуживания и повышения ответственности за состояние механизмов, систем, устройств и оборудования на судне их закрепляют за отдельными членами судового экипажа. Это позволяет поддерживать энергетическую установку в постоянной готовности к действию, своевременно выявлять и устранять возникающие неполадки.

Как правило, главные двигатели и обслуживающие их механизмы закрепляют за I помощником механика и его вахтой, вспомогательные двигатели — за II помощником механика и его вахтой, вспомогательные котлы и другие вспомогательные механизмы — за III помощником механика и его вахтой

Техническое обслуживание двигателей проводят во время вахты как на ходу, так и на стоянке судна, причем для выполнения трудоемких работ могут быть привлечены лица из других вахт.

В зависимости от условий эксплуатации и состояния судовой техники механик судна может корректировать состав и объем работ по ТО, используя при этом методы безразборного диагностирования.

Кроме выполнения работ, предусмотренных графиком ТО, экипаж судна обязан выполнять и неплановые работы, связанные с устранением отказов и неполадок судовой техники, периодически проводить теплотехнический контроль, выполнять работы по приведению судна в зимовочное состояние перед зимним отстоем и ремонтом и в эксплуатационное состояние после ремонта, а в межнавигационный период участвовать в проведении заводского ТО.

Береговое техническое обслуживание. Наиболее трудоемкие работы по техническому обслуживанию на судах, экипажи которых работают с совмещением профессий, выполняют специалисты береговых производственных участков (БПУ).

В период навигации специалисты БПУ выполняют плановые ТО 2, -3, -4 главных и вспомогательных двигателей, а также ТО, наладку и испытание судового электрооборудования, средств автоматизации, систем ДАУ и холодильного оборудования. Работы выполняют во время межрейсовых стоянок судов в портах и на рейдах. В случае необходимости их также привлекают к выполнению неплановых работ, связанных с устранением отказов и неполадок судовой техники, а в межнавигационный период — к выполнению работ по заводскому ТО.

Работа БПУ организована в соответствии с календарным графиком ТО судов закрепленной группы и на основании заявок капитанов всех остальных судов независимо от их принадлежности.

Капитан-механик судна обязан заблаговременно известить линейного механика или начальника БПУ о сроке проведения технического обслуживания, его объеме и о количестве необходимых запасных деталей, а также о времени прибытия судна на рейд и плановой продолжительности стоянки. По прибытии судна на рейд согласовывают с линейным механиком или бригадиром БПУ перечень тех работ, которые будут выполнять члены БПУ, а остальные распределяют между членами судового экипажа.

После окончания технического обслуживания проверяют объем и качество проведенных работ, опробуют механизмы, подписывают документы на приемку выполненных работ и получают разрешение линейного механика порта на выход судна в рейс.

В обязанности БПУ наряду с проведением планового технического обслуживания и дополнительных ремонтных работ входит и контроль за техническим состоянием механизмов и средств автоматизации на судах.

Разновидностью берегового технического обслуживания является гаражное обслуживание судов местного транспортного и служебно-разъездного флота.

Заводское техническое обслуживание. Как правило, заводское ТО выполняют в межнавигационный период вместо текущего ремонта, при этом завод выполняет необходимые ремонтные работы, требующие применения заводского оборудования. Работы, для которых не требуется заводское оборудование, выполняют судовой экипаж и БПУ.

Средний и капитальный ремонты дизелей выполняют специализированные цеха и участки судоремонтных предприятий.

§ 90. Операции контроля технического состояния и обслуживания основных деталей дизеля

Фундаментная рама. Техническое состояние фундаментной рамы в судовых условиях оценивают по наличию деформаций и трещин. Размер деформации определяют щупом, прикладывая контрольную линейку к проверяемой поверхности. Чтобы убедиться в отсутствии трещин, зачищают и осматривают раму в местах сверлений, выточек или изменения площади сечений. Периодически проверяют затяжку болтов, крепящих раму к судовому фундаменту. При этом подтягивают гайки ключом с усилием, указанным в инструкции по монтажу. При наличии лопнувших болтов необходимо их заменить, проверить состояние судового фундамента, центрирование дизеля, положение коленчатого вала по раскепам, отклонение рамы от прямолинейности и прилегание ее к установочным клиньям, устранить обнаруженные дефекты. Такую же проверку фундамента дизеля проводят и после докования судна, посадок на мель, ударов корпусом судна и в других случаях, при которых возможно повреждение фундамента дизеля. При ремонте корпуса судна и фундамента дизеля фундаментные болты необходимо ослабить.

При наличии амортизаторов убеждаются в отсутствии расслоений или разъеданий резины и отставания ее от металла. Неисправные амортизаторы заменяют новыми, а исправные окрашивают меловым раствором.

Окраска масляными красками недопустима вследствие разъедания резины маслом.

Блок цилиндров. Раз в год следует проверять крепление анкерных связей и болтов, стягивающих блок с фундаментной рамой.

Чтобы избежать коробления блока и рамы при установке анкерных связей и стяжных болтов, затягивать их гайки необходимо в последовательности, установленной инструкцией завода-изготовителя.

При выпрессовке втулок цилиндров осматривают посадочные пояса блока, при этом устанавливают, нет ли трещин и разъеданий.

Плотность прилегания блока к фундаментной раме при работе дизеля проверяют по каплям масла, проникающего через неплотные стыки, а на стоянке — щупом толщиной 0,05 мм.

Втулки цилиндров. В зарубашечном пространстве двигателя со временем накапливается ил, наружные стенки втулок цилиндров покрываются жакенью и ржавчиной, которые ухудшают охлаждение втулок. При перегревании втулок цилиндров нарушается нормальное смазывание и повышается изнашивание их, а также поршня и поршневых колец. Поэтому зарубашечное пространство необходимо периодически очищать и промывать.

В процессе эксплуатации в картер двигателей через уплотняющие резиновые кольца иногда попадает вода. При смешении с водой масло становится непригодным для смазывания двигателя. Поэтому при обнаружении воды в масле нужно установить, у какого из цилиндров нарушилось уплотнение, и при первой же возможности выпрессовать втулку и заменить резиновые кольца.

Вновь устанавливаемые кольца должны соответствовать размерам проточек на втулках. Кольца малой площадью поперечного сечения пропускают воду через уплотнения, а с большой — вызывают деформацию втулки с последующим задиром поршня или появлением трещин в блоке. Для надежного уплотнения стыков между общей для нескольких цилиндров головкой и втулками необходимо, чтобы разность высот буртов у всех втулок, закрываемых одной крышкой, не превышала 0,03—0,04 мм.

Во время выемки поршней в целях проверки, чистки и частичной замены колец следует тщательно осмотреть рабочую поверхность втулок цилиндров, так как на ней при работе двигателя с перегрузкой, при недостаточном смазывании, перекосе поршня или осевом смещении поршневого пальца, при поломке поршневого кольца могут появиться задиры, местные натиры и продольные риски. Эти дефекты рабочей поверхности втулок цилиндров устраняют тщательным шлифованием мелким наждачным полотном. Перед подъемом поршня скребком удаляют мешающий разборке нагар с верхней, нерабочей части втулки цилиндра, предварительно приняв меры, исключающие попадание нагара в зазор между поршнем и втулкой (например, заполнив зазор солидолом). Нагар с рабочей поверхности втулки удаляют ветошью, смоченной керосином.

Крышки цилиндров и клапаны. Периодически необходимо осматривать и очищать от накипи полости охлаждения крышек. Обычно выполняют механическую очистку через боковые отверстия крышек, химическую — при толщине накипи более 1 мм.

В эксплуатации наблюдаются случаи появления трещин в крышках цилиндров. Крышку с трещиной заменяют новой, причем перед установкой ее необходимо убедиться в том, что уплотнительный буртик входит в кольцевую выточку фланца втулки цилиндра с зазором по обе стороны. Если необходимо, поверхность центрирующего буртика зачищают и проверяют на плите по краске.

Перед установкой на место крышка и все ее детали должны быть тщательно очищены и промыты, красно-медная прокладка отожжена, неисправные прокладки и уплотнения резиновых заменены. Шпильки со смятой или сорванной резьбой следует заменять.

Проверка высоты камеры сжатия. Вследствие изнашивания подшипников (головного, шатунного и рамового) по-

Таблица 30

Марка дизеля	Высота камеры сжатия, мм	Марка дизеля	Высота камеры сжатия, мм
6ЧРН30/45	15,0—17,0	ДР30/50	2,7—4,3
НФД4В4(А)У	14,5—15,5	ЧСП(Н)16/22	2,7—3,3
НФД3К(А)У	10,8—11,8	6Л275ТДН	2,0—2,5
НФД24	2,7—3,3	6Л16ПНС	3,3—3,5
Л50М	3,5—4,5	6ЧН25/34	5,0—6,0

степенно увеличивается объем камеры сжатия, т. е. уменьшаются степень сжатия и давление конца сжатия, изменяются параметры рабочего цикла и пусковые качества дизеля. При замене деталей кривошипно-шатунного механизма объем камеры сжатия также может измениться и оказаться не соответствующим паспортным данным. Поэтому после замены указанных деталей или крышек цилиндров, перешабровки подшипников, а также при подозрении, что объем камеры сжатия изменился вследствие изнашивания подшипников, его проверяют.

Обычно вместо объема камеры сжатия измеряют ее высоту. Для этого заготавливают два кубика свинца, высота которых должна быть на 2—3 мм больше ожидаемой высоты камеры. Затем снимают крышку цилиндра и ставят кубики на край верхнего торца поршня по оси дизеля с носовой и кормовой сторон цилиндра. Поставив крышку на место и закрепив ее двумя тремя шпильками, проворачивают вал так, чтобы поршень перешел через в. м. т. После этого снимают крышку, вынимают кубики, измеряют высоту кубиков микрометром и сравнивают ее с указанной в формуляре дизеля. Рекомендуемая высота камеры сжатия для отдельных типов дизелей приведена в табл. 30.

В отдельных случаях в инструкциях по эксплуатации двигателей указывают не высоту камеры сжатия, а ее объем. Для непосредственного измерения объема камеры сжатия ставят поршень в в. м. т. и снимают форсунку. Через отверстие для нее в цилиндр заливают масло, причем объем приготовленного для этого масла должен быть точно измерен. Когда уровень масла поднимается до нижней кромки гнезда для форсунки, заливку прекращают и измеряют оставшийся объем масла. Разность начального и оставшегося объемов будет равна объему камеры сжатия.

Высоту камеры сжатия регулируют изменением толщины прокладки под пяткой шатуна, а при неотъемной нижней головке — под крышкой цилиндра. У дизелей с общей для нескольких цилиндров крышкой (головкой) высоту камеры сжатия у каждого цилиндра не измеряют, а ограничиваются проверкой толщины прокладки под головкой.

Коленчатый вал. При техническом обслуживании коленчатого вала проверяют наличие трещин, задиров и других повреждений вала, определяют износ шеек, проверяют положение вала в подшипниках и очищают внутренние полости от отложений, а также проверяют крепление противовесов, шестерни распределительного вала, демпфера и маховика.

Поверхностные дефекты вала определяют визуально, подозрительные места осматривают с помощью лупы. Особенно тщательно следует осматривать валы с поверхностной закалкой шеек в связи с их повышенной склонностью к образованию трещин.

Износ шеек коленчатого вала определяют с помощью микрометра, незначительные задиры и риски шлифуют наждачным полотном, смоченным маслом, затем полируют. Масляные каналы во избежание попадания в них металлической стружки должны быть плотно закрыты.

На шейки коленчатого вала действуют переменные усилия. Вследствие этого поверхности шеек изнашиваются неравномерно. Шейка становится в поперечном сечении овальной. Как пра-

вала, овальность шатунных шеек больше рамовых.

Шатунные и рамовые шейки изнашиваются также неравномерно и по длине. Разность между наибольшим и наименьшим размерами по длине шейки называют конусностью. Шатунные шейки больше изнашиваются по длине, чем рамовые.

Положение вала относительно рамы дизеля проверяют проводочной скобой или индикатором. Путем сравнения результатов измерений с записями в формуляре, сделанными при изготовлении или ремонте дизеля, можно определить просадку вала вследствие изнашивания подшипников и решить вопрос об их замене или ремонте.

Разность измерений по каждой шейке за один оборот вала показывает биение, возникающее в результате смещения оси шейки от общей геометрической оси вала при одностороннем износе или появлении овальности шейки. При достижении предельного значения биения шеек коленчатый вал необходимо проточить на станке.

Отклонение от прямолинейности геометрической оси коленчатого вала проверяют по раскепам (размеру расхождения щек кривошипов). При достижении предельно допустимого значения раскепов вал переукладывают. Перед измерением раскепов проверяют прилегание всех шеек вала к нижним вкладышам рамовых подшипников (по краске или щупом).

Работа дизеля с раскепами, превышающими предельные, или с зазорами между шейками и нижними вкладышами недопустима вследствие значительного увеличения напряжений изгиба, приводящего к поломке вала.

Если в коленчатом валу предусмотрены пустотелые шейки, то во время прокачивания масла через двигатель проверяют состояние связей и заглушек, а также периодически очищают внутренние полости коленчатого вала от грязи, особенно шатунные шейки, куда она отбрасывается центробежной силой.

Рамовые и шатунные подшипники. Техническое обслуживание подшипников заключается в проверке их технического состояния, плотности посадки вкладышей подшипников в постелях, измерении и регулировании масляных зазоров и проверке затяжки гаек крепления подшипников.

Правильность посадки вкладыша проверяют по краске (не менее 2 - 3 пятен на 1 см²) или щупом. Если щуп толщиной 0,03 мм проходит между вкладышем и постелью, вкладыш следует зачеканить.

Масляные зазоры в подшипниках периодически измеряют в сроки, указанные в заводских инструкциях. При увеличении зазоров возрастает энергия ударной работы цапфы, в результате чего повышаются температура подшипника и скорость изнашивания, образуются трещины и выкрашивается антифрикционный слой. У рамовых подшипников четырехтактных двигателей изнашиваются главным образом нижние вкладыши, у шатунных — верхние.

Наиболее частыми повреждениями подшипников, залитых баббитом, являются трещины в слое заливки, отставание и выкрашивание баббита. При отставании и выкрашивании баббита подшипники или их вкладыши заменяют. Подшипник с трещинами, не образующими замкнутого контура, может работать продолжительное время без замены.

Вкладыш с новым наплавленным слоем проверяют постукиванием молоткой по тыльной его части: если нет трещин и отставания слоя наплавки, вкладыш издает звонкий звук.

Цвет баббитовой наплавки должен быть однородным тускло-серебристым, иногда с золотистым оттенком. Пористость в виде сыпи на поверхности баббита свидетельствует о его перегревании. Вкладыши с таким дефектом бракуют. Подшипники, залитые свинцовистой бронзой, на месте изготовления контролируют специальными методами. В эксплуатации их проверяют простукиванием и визуально.

Как правило, вкладыши рамовых подшипников заменяют, поднимая коленчатый вал. При замене вкладыша одного подшипника без подъема вала нижнюю его половину выкатывают

Для этого в смазочное отверстие на шейке вала вставляют упорный штифт, который при повороте вала выжимает вкладыш из гнезда. Если на шейке вала нет отверстия для упорного штифта, вкладыш выкатывают с помощью упорной скобы, закрепляемой на щеке вала. Перед тем как выкатить нижний вкладыш, ослабляют гайки крепления всех рамовых подшипников, а для разгрузки рамовой шейки вынимают поршни из соседних цилиндров. При замене вкладышей необходимо убедиться, есть ли осевой зазор между торцами вкладыша и галтелями вала.

Зазоры в подшипниках измеряют щупом, вводимым между верхним рамовым или нижним шатунным вкладышем и шейкой вала. В подшипниках, залитых баббитом, зазоры можно замерить по свинцовому оттиску. У быстроходных дизелей с тонкостенными взаимозаменяемыми вкладышами их определяют аналитически как разность диаметров шейки вала и внутренней поверхности вкладыша.

В неразобранных шатунных подшипниках зазоры иногда определяют с помощью индикатора. Для этого упирают шток индикатора в нижнюю головку шатуна и приводят в движение поршень вместе с шатуном специальным вакуумным устройством (при установленной крышке цилиндра) или талями. Разность показаний индикатора в начале и в конце подъема поршня будет соответствовать зазору в подшипнике.

Затяжку гаек проверяют пробным их поворотом с усилием, предусмотренным инструкцией по эксплуатации. Если гайка при проверке проворачивается, то процесс продолжают до совмещения метки с отверстием под шплинт.

Поршни и поршневые кольца. Направляющая часть (тронк) поршня изнашивается медленнее, чем рабочая поверхность втулки цилиндра, так как изнашивание втулки обусловлено главным образом трением поршневых колец. Поэтому поршни заменяют в первом случае только при расточке втулки цилиндра или ее замене. Износ же поршневых колец сверх допустимых норм наступает значительно раньше предельного износа втулок цилиндров. Следовательно, сроки технического обслуживания зависят от наступления предельных износов поршневых колец.

Торцовые поверхности канавок первого и второго уплотнительных колец испытывают значительные ударные нагрузки при работе дизеля, а результате чего они быстро изнашиваются, а особенно быстро канавки поршней из алюминиевых сплавов высокооборотных дизелей.

Для осмотра и очистки поршня снимают крышку цилиндра, разбирают шатунный подшипник и с помощью приспособления поднимают поршень вместе с шатуном. После отсоединения поршня от шатуна снимают с него все кольца и тщательно промывают в керосине поршень и поршневые кольца. При пригорании колец в целях удаления нагара поршень подогревают в керосине до 80°С щелочным раствором. Чтобы не повредить поверхность поршней, изготовленных из алюминиевого сплава, их очищают от нагара деревянным скребком.

После промывки поршня осматривают наружную его поверхность. На ней не должно быть трещин, рисок, следов задира и т. п. Задиры поршня и втулки цилиндра могут появиться в результате неправильного монтажа поршня с шатуна; перегревания головного подшипника вследствие недостаточного поступления смазочного материала или попадания в него грязи; перегрузки цилиндра, вызванной неправильной регулировкой подачи топливного насоса или перегрузкой двигателя, слишком быстрого увеличения нагрузки после пуска холодного двигателя, резкого понижения температуры охлаждающей воды и охлаждения двигателя чрезмерно холодной водой; значительного прорыва газов при пригорании поршневых колец, которое может произойти из-за плохого сгорания топлива; использования масла несоответствующей марки или обильного смазывания.

Небольшие задиры рабочих поверхностей поршня и втулки цилиндра тщательно зачищают. При значительных повреждениях поршень, а иногда и втулку цилиндра заменяют запасны-

ки, причем после этой обязательно двигать обкатывают

Поршневые кольца с дефектами заменяют новыми, у бездефектных проверяют зазоры в замках. Для этого используют специальное кольцо-калибр или запасную втулку цилиндра. Зазоры в замках должны соответствовать установленным заводом-изготовителем. Торцовый зазор каждого кольца проверяют обкатыванием его по канавке, причем щупом замеряют зазор по всей окружности. Местные неровности в канавках устраняют шабрением их верхней плоскости.

У маслосъемных колец проверяют высоту их цилиндрической части, которая обычно при работе уменьшается. Поэтому кольцо опиливают, оставляя незначительную высоту пояска, или заменяют его новым. Надевают кольца с помощью специальных щипцов или трех полосок 1 (рис. 236). Вначале надевают маслосъемные кольца 2, а затем остальные последовательно сверху вверх. Маслосъемные кольца с конической поверхностью устанавливают так, чтобы цилиндрический поясок находился снизу.

Перед установкой новые кольца подгоняют по шаблоновочной плите, исправляя их отклонение от плоскости, показанное при калибровании, а также проверяют прилегание наружной поверхности колец к втулке (допускается зазор не более 0,03 мм). У хромированных колец необходимо проверять состояние хромовых покрытий. Кольца с дефектами покрытия (трещинами, отслаиванием, выкрашиванием и т. д.) устанавливать нельзя.

Упругость кольца можно оценить по раскрытию его замка в свободном состоянии. Если кольцо сжать концами вместе, а затем отпустить, то у нормально упругого кольца замок должен раскрыться на размер не менее 0,1 диаметра кольца.

Старые кольца надевают так, чтобы они попали в свои канавки и чтобы имевшая торцовую поверхность не оказалась вверх. Это же правило соблюдают и при надевании новых колец. Их устанавливают в соответствии с метками, сделанными во время предварительной притирки колец по канавкам. Поршневые кольца располагают с поворотом замков на 120° один относительно другого.



Рис. 236. Установка кольца на поршень с помощью щипцов

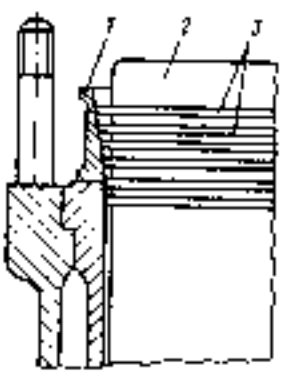


Рис. 237. Приспособление для установки поршня в сборе с кольцами в цилиндр

В цилиндр поршень 2 опускают с помощью специального приспособления 1, в направляющей поршневых колец 3, представляющего чугунный цилиндр, расточенный изнутри на конус (рис. 237).

Зазор (люфт) между поршневыми пальцем и отверстием в бобышке определяют путем сравнения результатов измерений бобышки и пальца. У крупных дизелей его можно проверить и щупом. При несоответствии зазора требованиям инструкции пальцы заменяют.

Шатуны. Во время эксплуатации необходимо наблюдать за подшипниками верхней и нижней головок шатуна и за шатунными болтами. Втулки верхней головки шатуна проверяют при каждой выемке поршня, при этом осматривают их рабочие поверхности и контролируют зазор между втулкой и поршневым пальцем. При обнаружении на рабочей поверхности втулок задиров их зачищают шабером. Зазор между втулкой и пальцем проверяют щупом, при этом учитывают овальность пальца и определяют наибольшие и наименьший зазоры в зависимости от его поворота. Если зазор близок к предельному, втулку заменяют. Новую втулку постепенно расшаб-

ривают до получения монтажного зазора.

С особым вниманием следует наблюдать за шатунными болтами, так как обрыв их приводит к серьезным авариям. При каждой разборке шатунных подшипников тщательно осматривают резьбу и стержень болта с помощью лупы. Надрывы в резьбе, а также трещины и забоины на ней и стержне болта не допускаются. Измеряя длину болта, определяют наличие остаточных деформаций от растяжения. Гайки шатунных болтов должны навертываться на резьбу от руки без особых усилий, но и без качки. Прилегание опорных поверхностей головок болтов и гаек к соответствующим плоскостям подшипника проверяют щупом. Для выявления трещин шатунные болты промывают и выдерживают в керосине в течение 10—15 мин, затем их тщательно протирают и покрывают тонким слоем мелового раствора. При наличии трещин их следы проявляются на поверхности, покрытой мелом. В заводских условиях трещины выявляют с помощью магнитного дефектоскопа.

Затяжку шатунных болтов выполняют:

предварительно обжимают стыки, равномерно завертывая гайки шатунным ключом без удлинителя усилием одной руки до упора. У некоторых дизелей это положение отмечено рисками на гайке и на крышке шатуна,

проверяют плотность прилегания стыковых поверхностей. Зазор в стыках между вкладышами, а также между головками болтов и гайками и их опорными поверхностями не допускается; зазор в стыке между крышкой и шатуном должен соответствовать указанному в инструкции по обслуживанию дизеля;

увеличивают затяжку за три-четыре прохода, доворачивая гайки еще на одну-две грани, после чего плавно отпускают их до свободного состояния;

измеряют специальной скобой первоначальную длину свободных шатунных болтов, результаты измерения записывают в формуляр дизеля,

плавно, без рывков заворачивают гайки до упора, проверяя совпадение рисок на гайках и крышках шатунов;

в несколько (три-шесть) проходов равномерно затягивают гайки до окончательного положения, соблюдая указания инструкции по обслуживанию по затяжке шатунных болтов;

проверяют совпадение отверстия под шплинт на болте с прорезью на гайке, при несовпадении довертывают гайку до места;

измеряют специальной скобой окончательную длину шатунных болтов после затяжки и определяют их удлинение, которое должно быть в пределах, регламентированных заводом-строителем. Если оно окажется больше допускаемого, необходимо все болты на шатуне ослустить до свободного состояния, проверить их первоначальную длину и вновь затянуть в указанной последовательности. Отвертывать гайки для уменьшения удлинения или для совмещения отверстия и выреза под шплинт запрещается;

зашплинтовывают гайку, соблюдая правила установки шплинтов и разводки их концов, указанные в инструкции. При каждой затяжке или перетяжке болтов следует использовать только новые шплинты.

Окончательно затягивают шатунные болты одним из следующих приемов:

ключом с заданной длиной рукоятки затягивают гайки до отказа. Точность и равномерность затяжки в данном случае в значительной степени зависят от опытности сборщиков в связи с невозможностью с достаточной точностью определять фактическое значение прикладываемого к ключу усилия. Затягивать шатунные болты ударами кувалды или с помощью галей совершенно недопустимо, так как при этом возможны растяжение и обрыв болтов;

специальным динамометрическим ключом (механическим или гидравлическим) затягивают гайки (вращающий момент затяжки указан в инструкции по обслуживанию). Точность и равномерность затяжки в данном случае зависят от точности регулировки динамометрического ключа и соблюдения условий заготовления и подго-

товки к монтажу шатунных болтов. Вследствие разных условий смазывания и состояния поверхностей трения в резьбе и на торце гайки происходит то, что при одном и том же вращающем моменте разница усилий затяжки болтов достигает 20—30% средних значений. Несмотря на указанный недостаток, этот способ широко применяют на машиностроительных предприятиях, и он может быть рекомендован для судовых условий при наличии соответствующего оборудования;

ключом со стандартной длиной рукоятки затягивают гайку, поворачивая ее от положения упора на указанный в инструкции по обслуживанию угол от отправной до окончательной метки на гайке, или на заданное число делений на цилиндрической части гайки, или на заданное число граней. Данный способ обеспечивает наименьшую разницу усилий затяжки и является наиболее рациональным для судовых условий;

специальным домкратом растягивают шатунный болт с заданным усилием (или на заданное удлинение), после чего неплотно прилегающую гайку вновь заворачивают до положения упора и снимают домкрат. По точности такой способ аналогичен предыдущему, но его преимущество состоит в том, что в болте не возникают напряжения кручения, вследствие чего при том же усилии затяжки болт оказывается менее нагруженным и работает более надежно.

Нормативные значения усилий, моментов, углов поворота гаек и допускаемых удлинений болтов указывают заводы-строители.

Рассмотренные приемы могут быть использованы для затяжки не только шатунных болтов, но и других ответственных соединений (анкерных связей, шпилек крепления крышек, фундаментных болтов и т. д.).

Шатунные болты заменяют при обнаружении на них дефектов или после аварий, связанных с заеданием поршней, подплавлением подшипников и «разносом» дизеля, а также независимо от технического состояния после отработки ресурса, указанного в инструкции по эксплуатации.

У многих современных дизелей назначенный ресурс шатунных болтов до замены устанавливают равным назначенному ресурсу дизеля до капитального (среднего) ремонта.

Обкатка дизеля. После изготовления или ремонта, сопровождавшегося разборкой и заменой деталей движения (поршня, втулки цилиндра, подшипников и др.), дизель должен пройти обкатку. Во время обкатки должны быть ликвидированы технологические неточности изготовления деталей и сборки узлов, а также технологическая шероховатость поверхностей и сформирована новая — эксплуатационная шероховатость, характерная для каждой пары поверхностей трения.

Обкатку дизеля проводят, как правило, в два этапа. На заводах (строительном или ремонтном) дизели подвергают только предварительной обкатке. Для этого после установки дизеля на стенде проводят его пробный пуск на холостом ходу с минимальной частотой вращения. Через 3—5 мин дизель останавливают и проверяют температуру нагревания подшипников, поршней, верхних головок шатунов, сальников и корпусов насосов к шплинтовку шатунных болтов (рука проверяющего выдерживает температуру деталей). При нормальном нагревании продолжают обкатку, в несколько приемов увеличивая частоту вращения до номинальной и проверяя температуру деталей. Длительность работы дизеля на каждом режиме 10—15 мин, общая продолжительность обкатки на холостом ходу 30—60 мин.

После обкатки на холостом ходу проводят в той же последовательности обкатку под нагрузкой продолжительностью 5—6 ч для дизелей, отремонтированных без замены деталей, и в течение 10—30 ч для дизелей, отремонтированных с заменой деталей. Одновременно с обкаткой регулируют дизель. Обкатку считают законченной, если дизель проработает в течение 2,5—4 ч под нагрузкой, близкой к 100%, при этом температура деталей

не выше допускаемой. При ремонте в корпусе обкатку проводят на судне.

После предварительной обкатки дизель уже способен устойчиво работать во всем диапазоне заданных частот вращения и нагрузок, но шероховатость трущихся поверхностей деталей еще не достигает эксплуатационных значений и поэтому они работают с несколько повышенными нагреванием и изнашиванием.

Окончательную обкатку проводят в первых рейсах после выхода судна из ремонта. Продолжительность ее составляет 60—100 ч для высокооборотных и 100—150 ч для среднеоборотных дизелей.

Признаками окончания обкатки являются: минимальная устойчивая температура масла; минимальный расход топлива на холостом ходу дизеля; оптимальное прилегание контактирующих поверхностей; постоянная скорость изнашивания.

На период обкатки на посту управления следует установить временный указатель допустимых режимов работы, не нарушать регулировки топливных насосов, внимательно прослушивать дизель во время работы и следить за показаниями контрольно-измерительных приборов, не допускать без особой необходимости длительной работы на номинальной или максимальной мощности.

Во время обкатки наблюдаются повышенное изнашивание трущихся поверхностей, вымывание из каналов технологической грязи, прорывы газов из цилиндров в картер. Все это приводит к быстрому загрязнению масла продуктами износа.

После окончания обкатки дизеля (через 60—150 ч работы) необходимо:

заменить и промыть масляные фильтры, каналы, трубопроводы, маслосборники и картер дизеля и прокачать систему чистым маслом;

осмотреть и подтянуть крепления дизеля, проверить и отрегулировать зазоры;

записать в формуляр или машинный журнал продолжительность обкатки и установившиеся параметры работы дизеля после обкатки, снять временные упоры или указатели ограничения мощности.

§ 81. Операции контроля технического состояния и обслуживания механизмов пуска, газораспределения и наддува

Пусковое устройство. Плотность пусковых клапанов в процессе работы дизеля проверяют ощупыванием рукой присоединенных к ним отростков пускового трубопровода. Нагревание трубопровода указывает на неплотность клапанов. Во время стоянки дизеля плотность пусковых клапанов проверяют следующим образом:

отсоединяют воздушный трубопровод, идущий от основной магистрали к воздухораспределителю, и закрывают фланец глухой прокладкой;

открывают индикаторные краны всех цилиндров;

открывают вентиль на баллоне и подают воздух в пусковую магистраль;

проверяют, не выходит ли воздух из индикаторных кранов у цилиндров, пусковые и выпускные клапаны которых закрыты.

При обнаружении неплотности пускового клапана его разбирают и притирают.

После замены пусковой шайбы или корпуса воздухораспределителя может потребоваться проверка фаз распределения воздухораспределителей. Для этого медленно проворачивают коленчатый вал и наблюдают за движением поршенька золотника, прижатого к пусковой шайбе, через отверстие в корпусе. В момент появления просвета между верхней кромкой золотника и верхней кромкой отверстия проворачивание прекращают и по меткам на маховике определяют опережение подачи воздуха в цилиндр.

Регулятор. Соединительный механизм регулятора прямого действия проверяют на выключение регулятором подачи топлива. Устанавливают механизм регулирования на максимальную подачу топлива и разводят грузы регулятора в крайние положе-

ния. Соединительный механизм должен поставить топливные насосы в положение нулевой подачи. Если этого не происходит, следует отрегулировать соединительный механизм.

При регуляторе непрямого действия проверяют положение нулевой подачи насосов при предельном смещении поршня сервомотора и установку золотников маслораспределителя.

Затяжку пружины регулятора безопасности проверяют на холостом ходу дизеля. Регулятор должен срабатывать при частоте вращения на 5% выше номинальной. Если он срабатывает раньше, то пружину необходимо подтянуть, а если позже, то ослабить.

Проверка привода газораспределения. У распределительного вала проверяют плотность посадки, нет ли повышенных изнашивания и выкрашивания кулачковых шайб, осматривают подшипники и регулируют зазоры в них. Проверяют, свободно ли движется привод клапанов или как изнашиваются детали, обращая особое внимание при этом на состояние поверхности роликов толкателей (не должно быть выкрашивания).

У шестерен привода распределительного вала осматривают зубья и проверяют размеры зазоров между ними. При сборке привода распределительного вала необходимо обеспечить правильное сцепление его шестерен согласно заводским меткам: зуб с меткой одной шестерни должен находиться между двумя отмеченными зубьями другой и с той же стороны.

При замене шестерен привод собирают в такой последовательности:

ставят кривошип первого цилиндра по меткам на маховике в положение, соответствующее открытию впускного клапана первого цилиндра;

поворачивают вручную распределительный вал в положение начала открытия впускного клапана первого цилиндра;

не изменяя положения коленчатого и распределительного валов, устанавливают на место промежуточные шестерни, сцепляя их с шестернями валов.

Затем проверяют и регулируют зазоры в приводе открытия клапанов. В процессе эксплуатации вследствие ослабления регулировочных винтов и изнашивания трущихся пар довольно быстро изменяются размеры зазоров, поэтому проверку и регулировку их следует выполнять через 50—100 ч работы быстроходных и через 250—500 ч работы тихоходных дизелей.

Зазоры проверяют на холодном дизеле, размеры их должны соответствовать указанным в инструкции по обслуживанию. Измеряют зазор между концом клапанного рычага и торцом штока клапана или между шайбой и роликом толкателя при отжатом приводе, причем ролик толкателя должен находиться над цилиндрической частью шайбы. В случае отклонения размера зазора от паспортного его устанавливают с помощью регулировочного винта на клапанном рычаге.

Определение положения мертвых точек. Для проверки и установки моментов открытия и закрытия клапанов и углов опережения подачи топлива необходимо знать положение коленчатого вала и маховика при нахождении поршней в мертвых точках.

На ободе маховика обычно предусмотрены метки, указывающие мертвые точки, причем, как правило, нанесена метка в. м. т. первого цилиндра. У некоторых дизелей на маховике отмечены мертвые точки для всех цилиндров. Иногда окружность маховика разбита на 360° с началом отсчета в в. м. т. первого цилиндра. В таких случаях для установки поршня в в. м. т. совмещают метки на маховике со стрелкой-указателем, закрепленной неподвижно на блоке или станине дизеля.

Если метки на маховике не предусмотрены или есть сомнения в правильности установки стрелки-указателя, необходимо проверять положение мертвых точек. Основная трудность при этом заключается в фиксации момента, когда поршень займет крайнее верхнее положение, так как перемещения его вблизи в. м. т. очень малы. Достаточную точность фиксации дает следующий способ (рис. 238):

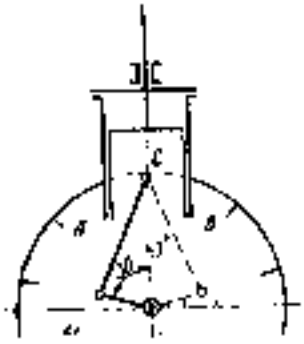


Рис 238 Схема установки поршня в в.м.т.

устанавливают на блоке дизеля неподвижную стрелку-указатель;

проверяют выключение пускового устройства дизеля и закрытие вентилей на пусковых баллонах;

открывают индикаторные краны;

открывают крышки люков картера для наблюдения за положением кривошипов;

снимают форсунку одного из цилиндров (как правило, в. м. т. определяют по первому цилиндру дизеля);

проворачивают коленчатый вал, устанавливая кривошип в положение 30—40° до в. м. т. на такте сжатия;

делают отметки мелом или мягким карандашом на маховике против неподвижно закрепленной стрелки (точка *A*);

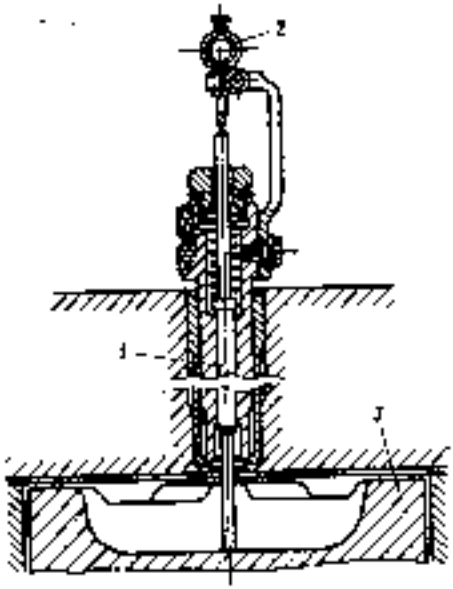


Рис. 239. Регляж (приспособление для установки поршня в в.м.т.)

вводят в цилиндр через отверстие для форсунки металлический стержень до упора его нижним концом в днище поршня; этот конец стержня во избежание прокальзывания заостряют, стержень должен стоять по оси цилиндра, для большей точности полезно применять направляющую вставку;

делают на стержне мягким карандашом отметку точно на уровне верхней плоскости крышки цилиндра;

проворачивая вал, переводят поршень через в. м. т. и опускают настолько, чтобы отметка на стержне оказалась ниже контрольной поверхности крышки;

вращают вал в противоположном направлении до совмещения отметки на стержне с контрольной поверхностью крышки; обратное движение поршня нужно для исключения ошибки в определении положения в. м. т. в связи с влиянием слабины в кривошипно-шатунном механизме;

делают отметку на маховике против неподвижно закрепленной стрелки-указателя (точка *B*);

измеряют рулеткой расстояние по окружности маховика между точками *A* и *B*, делят пополам и делают отметку (точка *C*).

совмещают вращением вала точку *C* со стрелкой-указателем. При этом поршень проверяемого цилиндра устанавливается в в. м. т.

Если положение мертвой точки определяли потому, что была сбита стрелка-указатель (на маховике есть постоянные метки), то, поставив маховик в положение, соответствующее в. м. т. любого цилиндра, необходимо переставить стрелку так, чтобы она совпала с постоянной меткой.

Положение в. м. т. других цилиндров обычно не проверяют, а определяют рулеткой длину окружности маховика, рассчитывают длину дуги, соответствующую углу заклинивания кривошипов, и, откладывая ее на маховике, отмечают положения в. м. т. всех цилиндров

Более удобен способ определения в. м. т. с помощью регляжа (рис. 239), заменяющего стержень в рассмотренном выше способе. Его изготовляют

для конкретного типа двигателя и поэтому плотно вставляют в отверстие для форсунки. Нижний конец стержня-регляжа *1* упирается в днище поршня *3* при его положении вблизи в. м. т., а верхний воздействует на линейный индикатор *2* или на свою стрелку. При положении кривошипа до в. м. т. замечают положение стрелки-индикатора или стержня-регляжа. При обратном движении поршня вал прекращают проворачивать, когда стрелка снова встанет в отмеченное положение. В остальном этот способ не отличается от предыдущего.

Проверка фаз газораспределения. Моменты открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов (фазы газораспределения) проверяют после окончания ремонта или замены отдельных деталей механизма газораспределения шестерен привода распределительного вала, кулачковых шайб распределительного вала.

После ремонта привода проверяют фазы газораспределения первого цилиндра, после замены деталей — всех цилиндров.

Фазы газораспределения определяют медленным проворачиванием коленчатого вала и покачиванием вокруг своей оси ролика клапанного рычага проверяемого клапана или штанги толкателя до тех пор, пока выступ кулачковой шайбы не набежит на ролик толкателя и ролик рычага или штанга не окажется зажатым. В этот момент вал прекращают проворачивать и по меткам на маховике определяют угол открытия клапана. Угол закрытия его находят по маховику при таком положении проворачиваемого коленчатого вала, когда ролик клапанного рычага или штанга будут снова свободно поворачиваться.

Можно также определить фазы газораспределения с помощью тонкой пластинки щупа или фольги, вводимой между концом клапанного рычага и штоком клапана. Зажатие фольги при проворачивании коленчатого вала соответствует началу открытия клапана, а освобождение — концу закрытия его.

При значительном отклонении фактических фаз от паспортных их регулируют. Если у всех цилиндров клапаны открываются и закрываются раньше, чем требуется, необходимо вывести из зацепления промежуточную шестерню привода и повернуть распределительный вал на один зуб назад против его хода, если же позже, то следует повернуть распределительный вал на один зуб вперед по ходу.

При несоответствии фаз газораспределения значениям, указанным в паспорте двигателя, только у одного клапана заменяют или переставляют его кулачковую шайбу.

Если клапан открывается раньше, а закрывается позже, чем предусмотрено инструкцией, увеличивают зазор в приводе открытия клапана, а если он открывается позже, а закрывается раньше, уменьшают зазор.

Допускаемые отклонения моментов открытия и закрытия клапанов составляют ±(4—5)°. Перед проверкой фаз газораспределения обязательно регулируют зазоры в приводе открытия клапанов. Фазы газораспределения дизелей приведены в табл. 31.

Таблица 31

Марка дизеля	Впускной клапан			Выпускной клапан		
	Открытие до в. м. т., град.	Закрытие после н. м. т., град.	Зазор в приводе, мм	Открытие до н. м. т., град.	Закрытие после в. м. т., град.	Зазор в приводе, мм
	Дизели с наддувом					
Г60, Г70	70	40	0,6	55	50	0,8
ЯФД4НАУ	75	40	0,5	40	60	0,5
6Л275/11ПН	87	37	0,35	55	55	0,35
6Л275ПН	82	30	0,35	40	60	0,35
8НФД36АУ	60	40	0,5	40	60	0,6
6ЧСПН18/22	58	29	0,26	42	57	0,3
М401А-1	50	56	1,0	56	50	1,0
6Л160ПНС	75	40	0,3	46	60	0,3
6ЧН12/14	45	45	0,3	46	45	0,3
	Дизели без наддува					
НФД4АУ	20	40	0,5	40	20	0,5
6Л275	27	24	0,35	53	10	0,5
8НФД36У	20	40	0,5	40	20	0,6
6ЧСП18/22	10	29	0,25	29	10	0,3
3Д6	20	48	2,34	48	20	2,34
6Ч12/14	10	45	0,25	45	10	0,3
4Ч10,5/13	10	29	0,3	32	7	0,35

Проверка плотности клапанов. Во время проверки крышек цилиндров

впускные, выпускные и пусковые клапаны тщательно осматривают, очищают от нагара и притирают к седлам, проверяя плотность притирки

При работе двигателя наиболее изнашиваются коническая (рабочая) поверхность тарелки клапана и его седло, а также шток и направляющая втулка. На конической поверхности тарелки клапана и на поверхности седла в результате действия горячих газов образуются окалина и мелкие раковины, а вследствие попадания на них твердых частиц нагара — мелкие забоины и риски. Повреждение рабочей поверхности клапана приводит к пропуску через нее газов. Через неплотный клапан прорываются горячие газы, вследствие чего повреждение рабочей поверхности клапана и его седла быстро увеличивается, клапан «обгорает» Это нарушает рабочий цикл двигателя и приводит к преждевременному выходу из строя клапана Такой клапан протачивают или заменяют Поэтому необходимо своевременно притирать клапаны Притирку выполняют мелким наждачным порошком, пастой ГОИ и затем чистым маслом. Качество притирки клапана проверяют визуально, «на карандаш» и «на керосин».

У хорошо притертых рабочих поверхностей клапана и гнезда непрерывное, без каких-либо изъянов, черноты и блестящих мест, матовое поле по всей окружности. Цилиндрические пояски, образующиеся по кромкам гнезда после нескольких притирок клапанов, должны быть аккуратно спилены.

Для проверки «на карандаш» поперек притертого поля гнезда клапана равномерно по всей окружности наносят несколько черточек мягким карандашом После этого клапан устанавливают в гнездо и проворачивают на угол 30—40°. Если клапан притерт хорошо, то черточки на притертом поле сотрутся, если притерт плохо, то в отдельных местах они сохранятся.

При проверке «на керосин» в гнездо клапана наливают керосин Если клапан притерт плохо, то керосин не будет выступать снизу между тарелкой клапана и гнездом

Плотность клапанов можно проверить и без разборки дизеля Для этого закрывают индикаторный кран на проверяемом цилиндре и проворачивают вручную коленчатый вал При неплотных клапанах требуется сравнительно небольшое усилие для его проворачивания, во впускном и выпускном коллекторах прослушивается пропуск воздуха (по характерному свисту). Можно также поставить поршень проверяемого цилиндра в в м т при такте сжатия и через индикаторный кран резиновым шлангом подать в цилиндр воздух низкого давления. Пропуски воздуха через клапаны обнаруживают на слух по шипению его во впускном и выпускном коллекторах

Турбокомпрессор. Техническое обслуживание турбокомпрессора включает работы проверку свободы движения ротора, замену масла (или очистку фильтра), очистку рабочих полостей от отложений, проверку зазоров и своевременную замену подшипников

Для проверки легкости движения ротора периодически прослушивают на отсутствие посторонних стуков и шумов при работе и при свободном вращении, определяют продолжительность выбега (свободного вращения по инерции после остановки дизеля), который должен быть не менее 30—60 с Посторонние стуки и шумы или малая продолжительность выбега свидетельствуют об износе подшипников или о повреждении ротора, соплового аппарата или лабиринтового уплотнения Изношенные подшипники заменяют запасными, другие повреждения устраняют в заводских условиях

У турбокомпрессоров, имеющих общую с дизелем смазочную систему, периодически промывают масляный фильтр У турбокомпрессоров с автономной смазочной системой заменяют масло в сроки, указанные в инструкции Перед заливкой свежего масла масляные полости промывают дизельным топливом или керосином

Нагар с поверхностей турбинной части и масляные отложения с поверхностей компрессорной части удаляют деревянными скребками, затем промывают их дизельным топливом

У некоторых типов турбокомпрессоров предусмотрены специальные системы, позволяющие промывать проточную часть компрессора без его разборки. Для промывки периодически кратковременно подают воду или топливо во всасывающую полость компрессора при работе дизеля под нагрузкой.

Накипь из полостей охлаждения турбокомпрессора и водяной полости воздухоохладителя удаляют так же, как и из полостей охлаждения дизеля. Для удаления масляного налета воздушную полость воздухоохладителя промывают в дизельном топливе.

Герметичность воздухоохладителя проверяют опрессовкой водой, обнаруженные при этом дефекты устраняют пайкой, а дефектные трубки заменяют.

Глушители шума всасывания, воздушные фильтры и сетки очищают от засорения, промывая их в дизельном топливе и продувая воздухом.

Газопровод. Обслуживание газопровода заключается в устранении возникающих при эксплуатации неплотностей и периодической очистке коллекторов, компенсаторов, глушителей и искрогасителей от отложений. У компенсаторов проверяют свободу ходов и в случае необходимости заменяют уплотнение.

Исправность теплоизоляции проверяют наружным осмотром, при этом во избежание потерь энергии газов вследствие их охлаждения необходимо особенно тщательно следить за состоянием теплоизоляции выпускных коллекторов и трубопроводов до турбокомпрессора. Герметичность водяных рубашек охлаждаемых газопроводов проверяют опрессовкой водой.

§ 82. Операции контроля технического состояния и обслуживания топливных систем

Цистерны и трубопроводы. Техническое обслуживание цистерн заключается в периодической очистке их от осадков в межнавигационный период и контроле за герметичностью горловин и фланцевых соединений, а также исправностью вентиляционных труб и палубных пламепрерывателей, которые очищают и промывают в случае необходимости. Во избежание внезапной остановки двигателей перед швартовкой, прохождением шлюзов и крупных рейдов, а также периодически, не реже одного раза в сутки, удаляют воду и отстой из расходных и отстойных цистерн.

Топливные трубопроводы и арматуру проверяют на герметичность, обнаруженные подтеки немедленно устраняют, а в случае засорения их промывают от отложений и продувают воздухом. Осматривают трубопроводы, особенно высокого давления, с периодичностью, установленной заводом-строителем для необслуживаемой работы двигателя.

Топливоподкачивающие насосы, подогреватели и фильтры. Проверяют состояние топливоподкачивающих насосов и заменяют изношенные детали при текущем ремонте двигателя. В период эксплуатации состояние сальников проверяют по наличию течи через контрольные отверстия в корпусе привода насоса. Чтобы избежать попадания топлива в картер дизеля, обнаруженную течь немедленно устраняют (незначительное каплеподдание допустимо).

Подогреватели, устанавливаемые на судах для подогревания моторного топлива, специального обслуживания в период навигации не требуют, проверяют их герметичность и очищают от отложений одновременно с очисткой цистерн и трубопроводов.

Обслуживание фильтров заключается в своевременной их очистке и промывке. Сетки фильтров промывают топливом в ванне или с помощью спринцовки; щелевые фильтрующие элементы очищают щеткой и промывают топливом; элементы из войлока, фетра или ткани вываривают в 10%-ном растворе каустической соды, выжимают и просушивают; элементы из бумаги и картона заменяют по истечении срока службы. Щелевые фильтры высокого давления очищают деревянной палочкой и промывают топливом.

Сепараторы разбирают для очистки в соответствии с указаниями инструкции по эксплуатации. Ответственные детали сепараторов ежегодно осматривают и проверяют наличие повышенных износов и трещин. Неисправные детали немедленно заменяют во избежание разрушения сепараторов при работе.

Топливные насосы высокого давления. Для контроля плотности нагнетательного клапана насоса отсоединяют форсунку и вместо нее через специальный штуцер присоединяют манометр высокого давления. Затем, прокачивая насос, создают давление топлива несколько выше удвоенного давления подъема иглы форсунки и измеряют время его падения. При начальном давлении 50 МПа его падение до 40 МПа должно происходить не менее чем за 5 мин, при начальном давлении 30 МПа падение до 20 МПа — не менее чем за 10 мин. При более быстром падении давления притирают клапаны.

Плотность всасывающего и отсечного клапанов может быть проверена только после частичной разборки насоса при заглушенном отверстии втулки и снятом нагнетательном клапане. Опрессовку выполняют на стенде с помощью другого топливного насоса, создающего давление над клапанами проверяемого насоса. Допустимое время падения давления то же, что и для нагнетательного клапана.

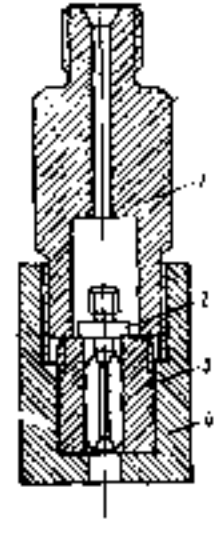


Рис 240 Приспособление для проверки плотности клапанов топливного насоса

Чаще плотность клапанов топливного насоса проверяют специальным приспособлением (рис. 240), в корпусе 4 которого закрепляют клапан 2 с седлом 3 и через штуцер 1 подводят к нему воздух. Приспособление вместе с клапаном помещают в ванну с керосином или топливом, держат там при давлении воздуха 0,4—0,5 МПа 15 с или при давлении 0,5—0,7 МПа 10 с и наблюдают, не появляются ли на поверхности пузырьки воздуха, проходящего через неплотности клапана. Наличие их свидетельствует о недостаточной плотности клапана, поэтому его необходимо притереть и вновь проверить при трех положениях клапана относительно седла (по окружности).

Для проверки герметичности плунжерной пары и отсутствия заеданий при перемещениях плунжера во втулке поступают следующим образом:

промывают плунжер и втулку в дизельном топливе так, чтобы плунжер свободно, без покачивания входил во втулку. Проверив это, при вертикальном положении плунжера выводят его из втулки на высоту 50—80 мм и отпускают. При отсутствии заеданий плунжер плавно опустится до упора под действием силы тяжести;

если плунжер свободно опускается во втулке, зажимают рукой торцовое отверстие ее и отводят плунжер. При достаточной плотности в связи с создавшимся разрежением во втулке плунжер вернется в исходное положение без заеданий;

снимают с топливного насоса нагнетательный клапан, присоединяют манометр к нагнетательному штуцеру и включают минимальную подачу топлива. Затем с помощью рычага создают давление в насосе. Рычаг доводят до упора и держат его неподвижно, пока давление вследствие пропусков топлива не снизится на определенное значение. Нормы давлений и время падения давлений приведены в табл. 32.

Время падения давления у насосов, установленных на одном дизеле, не должно отличаться от среднего его значения более чем на 20%. При раз-

Таблица 32

Марка дизеля	Давление впрыскивания плунжерной пары, МПа		Продолжительность падения давления, с, при вязкости гидравлической жидкости, мм²/с			Наименьшее (браковочное) давление для изношенных прецизионных пар, МПа
	начальное	конечное	9,0—10,9	5,5—6,5	2,5—3,5	
При движении плунжера на длине рабочего хода						
3Д6	35	35	15	—	—	20
3440]	20	20	15	—	—	20
Д50М	20	20	35—80	20—44	11—24	27,5
Г60, Г70	40	40	60	34	18	20
При неподвижном плунжере						
4Ч10,5/13	30	28	60	34	18	14
6Ч12/14	30	28	60	34	18	15
6Л160ПНС	20	15	100	100	54	25
6ЧСП(Н)18/22	28	20	15	9	4	21
6НФД26(А)	30	25	40	22	12	30
6ЧРП25/34	28	20	25	15	8	22
8Л275(ПЕ)	30	25	30	17	9	25
6ДР30/50	30	40	30	17	9	20
6НФД48(А)У	30	25	30	17	9	30

ной плотности соединения плунжерных пар насосы нельзя отрегулировать на равномерную подачу топлива на всех режимах. Если регулировка проведена при 100%-ной нагрузке дизеля, то при малой частоте вращения возможна большая неравномерность подачи топлива или даже пропуски вспышек;

заглушают нагнетательный штуцер топливного насоса и пытаются прокачать последний. Если всасывающий клапан и плунжерная пара достаточно плотны, то переместить плунжер не удается.

Высоту открытия плунжером впускного окна во втулке топливного насоса проверяют в следующем порядке:

ставят коленчатый вал дизеля в такое положение, при котором ролик привода проверяемого насоса не касается кулачка шайбы;

закрывают подвод топлива к насосам;

отвинчивают накидную гайку крепления форсуночной трубки и отводят ее в сторону;

снимают нажимной штуцер или фланец и вынимают нагнетательный клапан с пружиной;

измеряют ножкой штангенциркуля расстояние от плунжера до верхней плоскости седла нагнетательного клапана;

включают наибольшую подачу топлива, открывают выход ему к насосу и прикрывают над нагнетательным клапаном отверстие пальцем;

медленно проворачивают коленчатый вал дизеля до тех пор, пока не прекратится выход топлива через отверстие в гнезде клапана. Этот момент нужно определять с возможно большей точностью, так как он соответствует перекрытию впускного окна во втулке насоса;

измеряют штангенциркулем расстояние от плунжера до верхней плоскости седла нагнетательного клапана.

Разность первого и второго измерений равна высоте открытия впускного окна. Если эта разность отличается от указанной в инструкции, высоту открытия окна втулки приводят в соответствие с помощью регулировочного винта толкателя насоса. Размер открытия окна можно регулировать также толщиной прокладок под топливным насосом. Во всех случаях между плунжером, находящимся в в. м. т., и нижней кромкой нагнетательного клапана должен оставаться зазор 0,4—0,5 мм. После окончания регулировки

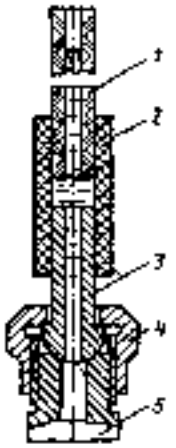


Рис 241. Моментоскоп

необходимо вновь проверить высоту открытия окна.

У некоторых конструкций топливных насосов правильное положение плунжера во втулке проверяют по рискам, которые предусмотрены на корпусе топливного насоса (в специальной прорези) и на стакане толкателя.

Правильность положения плунжера во втулке у небольших топливных насосов проверяют по расстоянию от торца плунжера до седла нагнетательного клапана. Для этого толкатель проверяемой секции топливного насоса поворотом кулачкового вала устанавливают в верхнее положение. Затем отверткой приподнимают плунжер до упора и щупом измеряют зазор между регулировочным болтом толкателя и нижним торцом плунжера.

Своевременность сгорания топлива обусловлена углом опережения подачи топлива. От его значения зависят продолжительность периода задержки самовоспламенения, скорость нарастания давления и расположение линии сгорания относительно в. м. т.

При смещении процесса сгорания топлива на начало процесса расширения уменьшается давление в конце горения, повышается температура выпускных газов и растут потери теплоты, в результате чего увеличивается удельный расход топлива. Кроме того, поршень перегревается и повышаются температурные напряжения цилиндра. Давление в конце горения p_z по отдельным цилиндрам не должно отклоняться от значений, указанных в формуляре дизеля, более чем на ±5%. Для повышения p_z угол опережения подачи топлива увеличивают, для снижения — уменьшают.

Наивыгоднейшее значение угла опережения подачи топлива определяют опытным путем заводы-изготовители исходя из условия получения наибольших мощностей и экономичности двигателя. При этом учитывают также динамичность процесса сгорания топлива. Скорость нарастания давления должна быть такой, чтобы работа двигателя не сопровождалась стуками.

Значение угла опережения подачи топлива указывают в формуляре двигателя. Для дизелей, применяемых на судах речного флота, оно находится в пределах 15—30° до в. м. т. Угол опережения подачи топлива определяют лишь для насосов, у которых количество подаваемого топлива регулируется изменением момента конца подачи. Последовательность операций такая:

отсоединяют топливную трубку от насоса;

устанавливают на штуцер 5 топливного насоса приспособление, называемое моментоскопом (рис. 241), закрепляя трубку 3 гайкой 4;

ставят рейку топливного насоса на полную подачу топлива;

прокачивают топливный насос вручную до полного удаления воздуха из трубопровода насоса к моментоскопа,

сжимая резиновую трубку 2, выдавливают из стеклянной трубки 1 топливо до половины ее длины,

медленно проворачивают коленчатый вал дизеля до начала движения мениска топлива в стеклянной трубке, этот момент будет соответствовать началу подачи топлива.

Для определения угла опережения подачи топлива (в град п. к. в.) измеряют длину дуги l маховика от метки в м. т. данного цилиндра на маховике до стрелки-указателя на блоке и затем подсчитывают по формуле

$$\alpha = 360 \cdot l / L,$$

где L — длина окружности маховика, мм

При отсутствии моментоскопа угол опережения подачи топлива можно проверить следующим образом:

отсоединяют топливную трубку от насоса,

вынимают из насоса нагнетательный клапан с пружиной, устанавливают на место штуцер или крышку насоса,

подают топливо из расходной цистерны к насосу;

спускают воздух из топливного трубопровода и насоса, после чего прикрывают отверстие в штуцере пальцем;

медленно проворачивают коленчатый вал дизеля до прекращения вытекания топлива через штуцер,

замеряют угол, на который кривошип проверяемого цилиндра не дошел до в. м. т.

Для большей точности угол опережения подачи топлива определяют 2 раза. Если измеряемый угол опережения подачи топлива значительно отличается от указанного в формуляре дизеля, его регулируют поворотом шайбы топливного насоса на распределительном валу или винтом толкателя топливного насоса.

Поворот шайбы топливного насоса осуществляют в такой последовательности:

отмечают рисками положение кулачковой шайбы относительно фланца втулки;

отвертывают стяжные болты или гайку крепления и выводят кулачковую шайбу из зацепления с зубцами втулки или конуса втулки,

поворачивают шайбу на нужный размер и вводят в зацепление с зубцами втулки. Для увеличения угла опережения подачи топлива кулачковая шайба смещается по направлению вращения распределительного вала, а для уменьшения — против направления его вращения. Поворот кулачковой шайбы на 2 мм (один зубец) для дизеля средней мощности изменяет угол опережения подачи топлива на 3—5° и максимальное давление цикла на 0,4—0,6 МПа;

проверяют по рискам правильность смещения шайбы по значению и направлению, после чего закрепляют ее на втулке;

повторно контролируют угол опережения подачи топлива.

В топливных насосах золотникового типа с толкателем и регулировочным винтом угол опережения подачи топлива можно регулировать винтом, вывертывая его (для увеличения) или ввертывания (для уменьшения). Изменение угла опережения подачи топлива при повороте головки винта на одну грань для каждого дизеля указано в инструкции по обслуживанию.

В среднем при повороте ее на одну грань угол опережения подачи топлива изменяется на 1—2°. Аналогичный результат можно получить изменением толщины прокладок под топливным насосом.

При регулировании угла опережения подачи топлива с помощью винта толкателя или изменения толщины прокладок под насосом одновременно изменяется высота открытия впускного окна втулки насоса. Ее изменение указано в инструкции по эксплуатации дизеля.

В отдельных случаях для насосов с большим износом плунжерных пар угол опережения подачи топлива проверяют по началу впрыскивания топлива форсункой, работающей в паре с проверяемым насосом. При такой проверке углы опережения подачи топлива на 25° меньше указанных в формуляре дизеля. Угол опережения подачи топлива проверяют по первой секции. Изменяют его путем смещения полумуфт привода топливного насоса.

Равномерность подачи топлива отдельными секциями блочного топливного насоса проверяют при нарушении равномерности распределения мощности по цилиндрам. Для этого насос снимают с дизеля и устанавливают на стенде (или верстаке), закрепляют на нагнетательных штуцерах открытые трубки, подводят топливо от топливного бачка, спускают воздух и прокачивают топливо. Затем под открытые трубки каждой секции подставляют заранее взвешенную посуду вместимостью 150—200 см³ и равномерно вращают кулачковый вал с частотой 50—60 об/мин. Сделав 130—400 оборотов

(собрав по 50—100 см³ топлива в каждую посуду), прекращают его вращение и взвешивают посуду вместе с топливом.

Степень неравномерности подачи топлива подсчитывают по формуле

$$s = (m_{max} - m_{min}) : m_{min},$$

где m_{max}, m_{min} — соответственно наибольшая и наименьшая масса собранного топлива.

Регулировку топливного насоса считают удовлетворительной, если степень неравномерности подачи топлива не превышает 10%, в противном случае секции дополнительно регулируют.

При наличии необходимого оборудования и обменного фонда проверку и регулирование равномерности подачи топливных насосов следует проводить в сборе с эталонными форсунками на специальных стендах. Проверку выполняют на режимах, соответствующих максимальной, номинальной и минимальной мощности. На аналогичных стендах проверяют моменты начала подачи топлива и герметичность плунжерных пар и нагнетательных клапанов каждой секции. Способы регулирования зависят от конструкции насосов и приведены в инструкциях заводов-изготовителей.

При установке рукоятки поста управления дизеля в положение «Стоп» топливные насосы должны находиться в положении нулевой подачи, т. е. не должны подавать топливо. Это проверяют следующим образом:

заполняют насосы топливом;

ставят рукоятку поста управления дизеля в положение «Стоп»;

прокачивают насосы вручную и убеждаются в том, что они не подают топлива. При необходимости регулируют тот насос, у которого подача топлива не выключилась (способ регулирования зависит от конструкции насоса), и вновь проверяют его;

когда рукоятка поста является органом, изменяющим только подачу топлива, необходимо предусмотреть достаточный запас ее хода от положения «Стоп» в сторону дальнейшего уменьшения подачи. В результате обеспечивается надежное выключение всех топливных насосов при остановке дизеля.

Если у реек топливных насосов предусмотрена шкала, положение нулевой подачи каждого насоса проверяют по совпадению нулевого деления шкалы с меткой на корпусе насоса.

Форсунки. Игла и иглодержатель (направляющая иглы) форсунки являются невзаимозаменяемыми прецизионными деталями, от состояния которых зависит качество работы форсунки. При недостаточном зазоре между иглой и иглодержателем во время работы дизеля возможно заедание иглы, а при повышенном зазоре — значительная утечка топлива, снижение качества распиливания, уменьшение мощности цилиндра.

Герметичность форсунки проверяют опрессовкой ее на испытательном стенде.

В машинном отделении каждого теплохода должен быть испытательный стенд, состоящий (рис. 242) из топливного насоса *1*, установленного на подставке *7*, топливного бачка *4*, манометра *3*, тройника *2* и скобы *6* для крепления форсунки *5*. Топливный насос *1*, которым может быть запасный насос двигателя, прокачивают на стенде рычагом *8*. Осматривают и опробуют прецизионную пару в следующем порядке. Промывают иглу и иглодержатель в чистом дизельном топливе и вставляют иглу в иглодержатель. Она

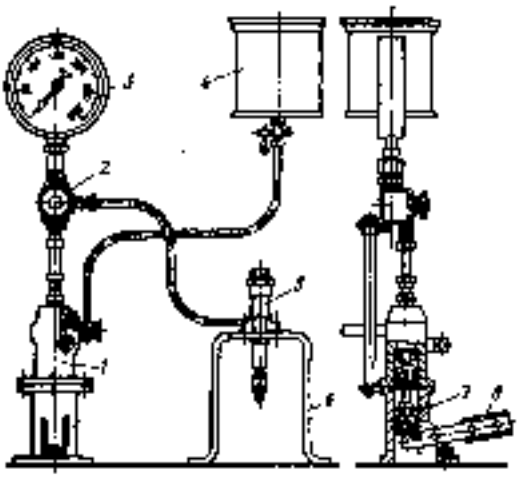


Рис. 242. Стенд для испытания и регулирования форсунок

Таблица 33

Марка дизеля	Давление открытия форсунки, МПа	Давление опрессовки форсунки, МПа		Продолжительность падения давления, с, при вязкости технической жидкости, мм²/с		
		начальное	конечное	9,9—10,9	5,5—6,6	2,6—3,5
Форсунки штифтовые						
4Ч10,5/13	12,5	20	18	10—22	6—12	3—7
6Ч12/14	12	20	18	10—22	6—12	3—7
Форсунки с плоской посадкой иглы						
4Ч10,5/13	14	20	18	10—22	6—12	3—7
6Ч12/14	15	20	18	10—22	6—12	3—7
Форсунки многодырчатые						
3Д6	20	30	30	15—45	9—25	4—13
6Л160ПНС	25	25	20	15—45	9—25	4—13
М401	26	35	30	15—50	9—28	4—14
6ЧСП(Н)16/22	21	24	20	40—60	22—34	12—18
6НФД26(А)	30	25	20	12—39	7—22	4—12
6ЧРП25/34	22	24	20	30—45	17—25	9—13
6Л275(ПН)	25	25	20	30—45	17—25	9—13
6ДР30/50	20	26	23	30—45	17—25	9—13
Д50М	27,6	38	33	30—56	17—30	9—16
6РНФД48(А)У	30	25	20	12—39	7—22	4—12
Г60, Г70	20	35	30	15—45	9—25	4—13

должна входить в иглодержатель без качки, с легким усилием. Выдвигают иглу из иглодержателя на одну треть иглы и наклоняют его на 45°: игла должна сесть в седло под действием силы тяжести. Проверку проводят при нескольких положениях иглы, поворачивая ее на 90°.

Для некоторых типов форсунок прецизионные пары проверяют при вертикальном положении иглы.

Герметичность форсунки на стенде проверяют при 20—30 °С. Перед началом работы проверяют герметичность нагнетательного клапана стендового насоса. Время падения давления вследствие неплотности прилегания нагнетательного клапана с 30 до 20 МПа должно быть не менее 5 мин. После этого устанавливают форсунки на стенд и проверяют герметичность по запорному конусу иглы, а затем герметичность посадки направляющей части иглы в иглодержателе.

Для проверки герметичности направляющей части иглы в иглодержателе затягивают пружину форсунки так, чтобы давление открытия на 3—5 МПа превышало давление, необходимое для опрессовки. Затем насосом создают такое давление топлива, которое несколько превышает начальное давление опрессовки, после чего насос выключают. Давление топлива начнет снижаться. Когда оно достигнет начального давления опрессовки, пускают секундомер, а при достижении конечного давления секундомер останавливают. Допустимое время падения давления указано в заводских инструкциях.

При проверке герметичности форсунок наиболее распространенных типов дизелей можно пользоваться данными, приведенными в табл. 33.

Время падения давления при опрессовке форсунок и топливных насосов зависит как от зазора между деталями, так и от вязкости рабочей жидкости. На заводах, изготовляющих топливную аппаратуру, опрессовку ее осуществляют рабочей жидкостью (смесью дизельного топлива и масла) с вязкостью 9,9—10,9 мм²/с. В судовых условиях не всегда есть возможность использовать для опрессовки стандарт-

ную рабочую жидкость. Поэтому в табл. 32 и 33 приведено время падения давления при опрессовке топливной аппаратуры стандартной смесью дизельного топлива и масла с вязкостью 9,9—10,9 мм²/с, холодным дизельным топливом с вязкостью 5,5—6,5 и теплым дизельным топливом с вязкостью 2,5—3,5 мм²/с.

Форсунки в отдельных случаях могут удовлетворительно работать и при меньшей плотности прецизионных пар, чем указанная, но при этом необходимо, чтобы форсунки, установленные на дизеле, как можно меньше отличались одна от другой по плотности притирки. Время падения давления форсунок одного дизеля не должно отличаться от среднего для них значения более чем на ±25%, в противном случае будет наблюдаться неравномерность подачи топлива по цилиндрам при изменении режимов работы дизеля.

При работе дизеля плотность прецизионной пары проверяют по количеству слитого топлива из форсунки. Для новой форсунки оно не должно превышать 4% количества топлива, подаваемого в цилиндр.

Количество топлива, сливаемого из разных форсунок одного дизеля, не должно отличаться более чем на 50% от среднего его значения. При большой разнице дизель укомплектовывают примерно одинаковыми форсунками по слову.

Плотность притирки уплотняющего конуса (или торца) иглы проверяют на стенде, медленно поднимая давление топлива в форсунке до значения на 0,5—1 МПа ниже давления подъема иглы. При недостаточной плотности форсунка подтекает: на конце распылителя образуется крупная капля топлива. При больших неплотностях топливо просачивается сплошной струей (происходит короткое впрыскивание) и установить давление подъема иглы не удается, так как впрыскивание начинается, когда игла находится еще на седле.

Работа дизеля с подтекающей форсункой сопровождается дымным выпуском, стуками в цилиндре в результате преждевременных вспышек и закоксовыванием распылителей. Подтекание может быть следствием как неплотности закрытия иглы, так и ее зависания. Причиной зависания иглы чаще всего является ее деформация при неправильной сборке форсунки. Поэтому, разобрав форсунку, необходимо осмотреть иглу через лупу и при отсутствии видимых дефектов слегка притереть к направляющей, используя чистое масло, после чего промыть в топливе, обдуть и проверить на легкость хода в иглодержателе.

При наличии натертых участков на цилиндрической части иглы или при неплотности конуса ее следует слегка притереть, используя пасту ГОИ, затем вновь проверить на плотность.

В процессе сборки форсунки нужно проверить высоту подъема иглы и отрегулировать ее, если позволяет конструкция форсунки.

Следует обращать внимание на плотность прилегания распылителя к торцу иглодержателя при опрессовке форсунки. Если она недостаточна — нужно притереть их.

Необходимо периодически проверять давление подъема иглы и качество распыливания.

Наименьшее давление подъема иглы форсунки устанавливает завод-изготовитель дизеля при испытаниях головной машины. Оно обеспечивает достаточно хорошее качество распиливания топлива, нормальные условия воспламенения и сгорания рабочей смеси при всех режимах работы дизеля.

Давление подъема иглы проверяют на стенде для опрессовки форсунок, описанном выше. Его регулируют изменением затяжки пружины форсунки.

Для наиболее распространенных типов дизелей давления подъема иглы форсунки приведены в табл. 33.

Давление открытия форсунки следует регулировать с точностью ±(0,2 –0,5) МПа.

Вместо контрольного манометра для стенда можно устанавливать эталонную, заранее отрегулированную форсунку. Испытуемую форсунку присоединяют к насосу на стенде параллельно эталонной и, регулируя испы-

туемую, добиваются одновременности начала впрыскивания ее с эталонной.

Чистоту топливных отверстий проверяют путем снятия отпечатков факела топлива на листе бумаги. Для этого под форсунку, установленную на стенде, подкладывают чистый лист белой бумаги и делают резкое впрыскивание. Попавшие на бумагу частицы распыленного топлива образуют отпечатки. Если их количество равно числу сопловых отверстий и форма одинакова, значит, сопловые отверстия не засорены.

Для очистки засоренных сопел используют специальную стальную иглу, закрепленную в державке. Диаметр иглы должен быть несколько меньше диаметра сопловых отверстий. Чтобы избежать повреждения поверхности прочищаемых отверстий, концы иглы зашлифовывают. После прочистки распылитель промывают в топливе и продувают сжатым воздухом в направлении, обратном движению топлива, собирают форсунку и вновь проверяют на качество распыливания.

Факел топлива должен состоять из хорошо распыленных частиц без заметных на глаз сгущений и струек. Нормально работающая форсунка распыливает топливо до туманообразного состояния, факел после отсечки как бы отрывается от форсунки. При медленном движении рычага насоса у хорошо работающей форсунки происходит дробное распыливание топлива, т. е. за одну подачу происходит несколько чередующихся впрыскиваний с многократной посадкой иглы на седло. Дробление прекращается только при достаточно быстром движении рычага и большой скорости впрыскивания, соответствующей рабочему диапазону скоростного режима дизеля. Процесс впрыскивания должен быть четким и сопровождаться резким скрипящим звуком; после пяти-шести впрыскиваний сопло должно быть сухим.

Качество работы гидрозапорных (беспружинных) форсунок проверяют на стенде, оборудованном двумя топливными насосами (рис. 243). Топливный насос *1* предназначен для прокачки топлива через распылитель форсунки *2*, а топливный насос *3* - для создания давления в полости запирающей жидкости форсунки.

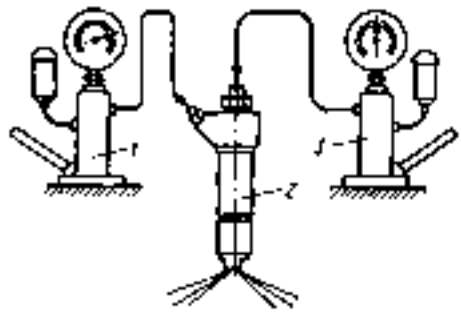


Рис 243. Стенд для испытания и регулирования гидрозапорных форсунок

Гидравлическую плотность распылителя проверяют опрессовкой форсунки насосом *3* при отключенном насосе *1*. Время падения давления при проверке новых распылителей должно быть таким же, как и у механических (пружинных) форсунок (см. табл. 33). Действительная утечка топлива через зазор между иглой и направляющей при работе гидрозапорной форсунки в связи с противодавлением запирающей жидкости в несколько раз меньше, чем утечка у механической форсунки. Поэтому гидрозапорные форсунки способны удовлетворительно работать при значительно меньшей плотности по сравнению с механическими. Предельная суммарная утечка топлива через все гидрозапорные форсунки двигателя зависит от подачи насоса гидравлической системы.

Для проверки качества распыливания топлива насосом *3* создают давление, при котором должна подниматься игла распылителя, и одновременно насосом *1* прокачивают топливо через форсунку, наблюдая за формой факела его, четкостью отсечки и отсутствием подтекания. Давление начала подъема иглы у гидрозапорных форсунок зависит от давления запирающей жидкости и точности изготовления посадочного пояска иглы и распылителя.

Распылители для комплекта форсунок одного двигателя подбирают с таким расчетом, чтобы при заданном инструкцией давлении запирающей жидкости разница давлений начала

подъема иглы у всех форсунок не превышала 1 МПа.

При оборудовании гидрозапорными форсунками двигателей, ранее имевших механические форсунки, давление запирающей жидкости подбирают с таким расчетом, чтобы давление начала подъема иглы у гидрозапорной форсунки было равным давлению, указанному в инструкции для механической форсунки (см. табл. 33).

В зависимости от конструкции форсунки (соотношения площадей поперечных сечений цилиндрической части иглы и конуса распылителя) давление запирающей жидкости составляет 70—80% давления начала подъема иглы.

Так, для двигателя 6ЧСП18/22 давление запирающей жидкости составляет 15 МПа при давлении начала подъема иглы 21 МПа.

§ 83. Операции контроля технического состояния и обслуживания систем охлаждения и смазочной

Смазочная система. На изнашивание трущихся деталей существенно влияют качество масла и абразивные примеси в нем. В процессе эксплуатации качество масла изменяется вследствие окисления, накопления продуктов износа, выгорания и испарения легких фракций, срабатывания присадок. При длительной работе на холостом ходу и неудовлетворительном сгорании в масло может попадать топливо из камеры сгорания, снижая его вязкость и температуру вспышки.

Для восстановления нормального смазывания деталей масло в двигателе заменяют в сроки, предусмотренные инструкциями.

У современных дизелей вместимости масляных емкостей небольшие и свежее масло, доливаемое для восполнения масла, израсходованного на угар, заметно влияет на качество масла, циркулирующего в системе. В этих условиях количества выгорающих вместе с маслом и задерживающихся в фильтрах примесей и примесей, вновь образующихся в результате старения масла и изнашивания деталей, становятся равными, т. е. качество масла при работе дизеля не изменяется. Такие дизели могут длительное время работать без смены масла. В этом случае необходимо систематически контролировать качество масла и при неудовлетворительных результатах немедленно заменять. Влияние качества масла на изнашивание двигателей разных типов неодинаково, поэтому при установлении браковочных признаков масла следует придерживаться рекомендаций заводов-строителей.

Для масел группы В, применяемых в дизелях судов речного флота, установлены следующие браковочные показатели для смены масла: доля воды не более 0,5%, щелочное число не менее 0,5 мг КОН/г при доле серы в топливе до 1% и не менее 1 мг КОН/г при доле серы в топливе от 1 до 1,5%, температура вспышки не ниже 170 °С (443 К), нерастворимых в бензине примесей и загрязнений от 1,5 до 4% для разных типов дизелей, а также потери диспергирующей способности масла.

Длительная работа двигателей без смены масла может привести к тому, что масляные трубопроводы, каналы забьются примесями и осадками, содержащимися в масле, и недопустимо уменьшится поступление его к узлам трения. Поэтому перед выходом судна в эксплуатацию необходимо зачистить и промыть масляную систему.

Слив работавшего масла осуществляют сразу после остановки дизеля, пока оно еще не остыло. Для очистки масляных полостей от отложений следует применять специальные резиновые лопатки или хорошую ветошь, не допуская попадания ее волокон в систему. Промывают полости дизельным топливом с помощью шприца или протирают ветошью, смоченной в топливе. У некоторых типов дизелей допускается для промывки масляной системы заливать в нее дизельное топливо. При этом дизель должен кратковременно работать на дизельном топливе вместо штатного смазочного материала. Промывку или замену фильтрующих элементов масляных фильтров, сепараторов и центрифуг выполняют в

соответствии с указаниями инструкции по эксплуатации.

Техническое обслуживание масляных насосов заключается в проверке и регулировке зазоров в зубчатом зацеплении и в корпусе насоса. При достижении предельного зазора шестерни заменяют. После сборки насоса проверяют и регулируют давление открытия редукционного клапана.

Водяные полости масляных холодильников промывают так же, как и полости водяных. Для промывки масляных полостей используют дизельное топливо или содовый раствор.

Для проверки плотности масляных систем их опрессовывают ручным насосом.

Система охлаждения. Плотность систем охлаждения проверяют опрессовкой давлением, равным рабочему, кроме того, тщательно следят за появлением течи соединений, сальников, трубопроводов и арматуры.

У водяных насосов проверяют наличие смазочного материала в приводах и подшипниках, а также систематически контролируют состояние сальников (по течи из контрольных отверстий). Несвоевременная замена сальников может привести к попаданию воды в картер дизеля и обводнению масла.

Холодильники по мере их загрязнения очищают вручную и промывают водой при обратном ее токе, проверяют плотность трубок, обращая особое внимание на крепление их к трубным доскам. Неисправные трубки заменяют или глушат деревянными заглушками.

Водоподготовка. В природной воде содержатся механические (минеральные и органические) примеси, растворенные соли и газы. Они загрязняют поверхности охлаждения, нарушают нормальный процесс теплопередачи или способствуют коррозии металла, в связи с чем перед заливкой в систему охлаждения воду необходимо очистить от примесей. Для этого ее подвергают следующим методам обработки:

фильтрации и отстою, в этом случае вода освобождается от механических примесей;

дистилляции (перегонке), получают полностью обессоленную воду;

кипячению, позволяющему получить воду, не содержащую солей, способных выделяться при рабочих температурах в системе охлаждения;

катионированию, позволяющему получить воду, у которой при прохождении через натрий-катионитовый фильтр ионы кальция и магния замещаются ионами натрия, не образующего накипи при рабочих температурах в системе охлаждения.

При отсутствии специально обработанной воды в систему охлаждения заливают мягкую пресную речную воду (если это допускается инструкцией по эксплуатации дизеля). Если заливаемая вода является жесткой, т. е. содержит более 1,5—2 моль/л солей кальция и магния, в систему охлаждения некоторых типов дизелей вводят тринатрийфосфат и другие добавки, предотвращающие отложение накипи на поверхностях охлаждения.

Для предупреждения коррозии охлаждаемых поверхностей применяют специальные присадки к охлаждающей воде, образующие на охлаждаемых поверхностях защитные пленки. Концентрация присадок в воде должна постоянно поддерживаться на уровне, предусмотренном инструкцией по эксплуатации дизеля. В целях предотвращения электрохимической коррозии, особенно при охлаждении морской водой, в полостях охлаждения со стороны забортной воды устанавливают цинковые протекторы.

Очистка охлаждаемых поверхностей от накипи. Благодаря соблюдению требований правил водоподготовки и нормального температурного режима охлаждения исключается отложение значительного количества накипи, требующей специальной очистки охлаждаемых поверхностей. Однако в случае нарушения правил эксплуатации систем охлаждения обычной промывки для удаления накипи становится недостаточно. При толщине накипи 1—2 мм возможно недопустимое перегревание стенок, в связи с чем ее следует удалить. Это можно делать вручную через открытые люки и пробки, после чего

полости охлаждения промывают водой.

Более действенными являются химические способы удаления накипи путем разрушения ее кислотой или щелочью. Для этого в пространство охлаждения заливают раствор кислоты или щелочи в воде. В обоих случаях перед заливкой раствора отсоединяют все трубопроводы, снимают детали из цветных сплавов, в которые может проникнуть раствор кислоты или щелочи. Образовавшиеся отверстия забивают деревянными пробками, во сверху оставляют отверстия для выхода водорода, выделяющегося при воздействии раствора на накипь.

При обработке кислотой приготовляют раствор соляной кислоты в воде концентрацией от 2 до 15%. В зависимости от концентрации раствора и толщины слоя накипи длительность процесса разрушения ее составляет от 30 мин до 24 ч.

Для уменьшения водородного водействия кислоты в раствор добавляют примерно 0,5% любой из присадок (сульфонитама, глютама, КС, Ж-1, костяного клея) или иной, рекомендованной заводом-изготовителем двигателя.

Вместо соляной кислоты иногда применяют фосфорную. При плотности фосфорной кислоты 1,71 составляют 10%-ный раствор ее. В него добавляют примерно 0,5% хромового ангидрида. Продолжительность обработки раствором фосфорной кислоты 40—90 мин.

В качестве щелочного используют 10%-ный раствор в воде кальцинированной соды Na_2CO_3, в который добавляют примерно 5% (по объему) керосина. Продолжительность обработки 10—12 ч. При 2%-ном растворе ее увеличивают до 24 ч.

После указанной выдержки растворов в зарубашечном пространстве их сливают, а полости охлаждения тщательно промывают водой.

При удалении накипи химическими способами необходимо остерегаться ожогов кислотой или щелочью. Работать следует в резиновых [illegible] а еще лучше в масках. Во время процесса выдержки раствора в машинном отделении нельзя курить и пользоваться открытым огнем, так как выделяющийся при реакции водород может взорваться.

Предотвращение кавитационной эрозии. Вблизи охлаждаемой поверхности может появиться местный вихрь, скорость воды в котором будет очень высокой. Это происходит, например, при резких изменениях направления движения воды или проходного сечения, при выступах, шероховатостях, значительной вибрации втулки цилиндра. Вследствие большой скорости вихря давление в нем может стать меньше атмосферного. Поскольку температура парообразования с уменьшением давления понижается, в вихре образуются пузыри пара, которые неустойчивы, так как их появление вызвано лишь местными условиями и пар легко конденсируется. После его конденсации в месте расположения пузырька образуется вакуумное пространство, в которое с большой скоростью устремляется вода из соседних слоев потока, т. е. возникают точечные удары воды в охлаждаемую поверхность, причем в данном месте они будут многократно повторяющимися. Такое явление называют кавитацией. Она вызывает эрозию охлаждаемых поверхностей, т. е. местное язвенное выкрашивание металла. В результате его образуются раковины в виде точечных углублений, которых в районе кавитации может быть даже поле. Глубина эрозионных раковин достигает иногда 2,5—3 мм за одну навигацию.

Появление вихрей во многих случаях удается предотвратить путем изменения подвода воды, устранения местных выступов и т. п. Для борьбы с вибрацией стенок втулки можно уменьшать зазор между поршнем и втулкой, увеличивать жесткость втулки, уменьшать зазоры между втулкой и опорным поясом блока, уменьшать консольную, выступающую в картер часть втулки. В двигателе М400 для борьбы с кавитацией применены такие меры, как упрощение потока воды и увеличение жесткости втулки путем

запрессовки на пластины 4 (см. рис. 63).

Кавитация зависит от температуры воды: с повышением температуры до 40—50 °С (при атмосферном давлении) она увеличивается, при более высокой уменьшается и при 100 °С исчезает. Кавитация может возникать при работе на холостом ходу, когда зазор между поршнем и втулкой цилиндра увеличен, при жесткой работе дизеля, при наличии в охлаждающей воде воздуха.

Настройка приборов СПАСЗО. Датчики температуры и давления, используемые в системах аварийно-предупредительной сигнализации, настраивает, как правило, ремонтное предприятие или БПУ и устанавливают их на судно полностью отрегулированными.

Регулируют датчики на специальных стендах, позволяющих плавно изменять в заданных пределах температуру и давление, воздействующие на чувствительные элементы их.

В судовых условиях регулировки комбинированных реле типа КР, КРД можно проводить на работающем дизеле, но с соблюдением мер предосторожности на режимах, близких к аварийным.

Регулировка реле давления масла. Данное реле регулируют так, чтобы размыкание его контактов, а значит, и загорание соответствующей красной сигнальной лампы на пульте происходили при давлении в смазочной системе двигателя, указанном в формуляре.

Реле регулируют в такой последовательности:

отвертывают колпачок реле и, вращая ходовой винт, устанавливают указатель циферблата реле на нужное давление;

проверяют правильность настройки реле на холостом ходу двигателя. Для этого подогревают двигатель до нормальной температуры масла и воды, а затем понижают его обороты так, чтобы на манометре «Масло на двигателе» установилось необходимое давление. Если реле настроено правильно, загорается соответствующая красная сигнальная лампа на сигнализационном пульте. В противном случае надо, не останавливая двигатель, подрегулировать реле с помощью ходового винта;

проверяют надежность реле давления масла. Для этого четыре-пять раз повышают и понижают частоту вращения двигателя, чтобы попеременно загорались соответствующие красные и зеленые лампы на сигнализационном пульте, наблюдая по манометру, при каком давлении масла они загораются;

определяют дифференциал реле давления (интервал нечувствительности реле). Он равен разности показаний манометра «Масло на двигателе» в моменты загорания красной и зеленой сигнальных ламп при повышении и понижении давления масла в результате изменения частоты вращения двигателя.

Наибольший допускаемый дифференциал реле давления составляет 0,025 МПа, т. е. зеленая сигнальная лампа должна загораться при давлении масла в смазочной системе на 0,025 МПа выше давления, при котором загорается красная лампа.

Настройка реле температуры масла. Это реле настраивают так, чтобы замыкание его контактов, а значит, и загорание соответствующей красной сигнальной лампы происходили при температуре масла, выходящего из двигателя, указанной в формуляре. Температурное реле настраивают так же, как и реле давления масла, т. е. устанавливают указатель циферблата реле на нужную температуру, а затем проверяют правильность его настройки на холостом ходу прогретого двигателя по термометру «Масло из двигателя».

Чтобы повысить температуру масла, выходящего из двигателя, до требуемой, уменьшают количество забортной воды, поступающей в холодильники. Если реле настроено правильно, то на сигнализационном пульте загорится соответствующая красная сигнальная лампа. В противном случае необходимо, не останавливая двигатель, подрегулировать реле с помощью ходового винта.

Далее проверяют надежность работы реле. Для этого четыре-пять раз повышают и понижают температуру масла, выходящего из двигателя, так, чтобы загорались соответствующие красные и зеленые сигнальные лампы на сигнализационном пульте, и замечают, при каких температурах они загораются. По разности показаний термометра «Масло из двигателя» при загорании красных и зеленых ламп определяют дифференциал температурного реле (интервал нечувствительности реле). При температуре окружающей среды до плюс 30 °С дифференциал допустим не более 3 °С, т. е. при понижении температуры масла зеленая сигнальная лампа должна загораться при температуре масла, выходящего из двигателя, на 3 °С ниже температуры, при которой загорается красная лампа. При температуре окружающей среды в пределах 30—40 °С дифференциал может повышаться до 4 °С.

Настройка реле температуры охлаждающей воды. Реле температуры воды настраивают так, чтобы замыкание его контактов, а значит, и загорание соответствующей красной сигнальной лампы происходили при температуре воды, выходящей из двигателя, указанной в формуляре. Реле температуры охлаждающей воды настраивают так же, как и реле температуры масла. Правильность настройки, надежность работы дизеля и дифференциал реле проверяют на холостом ходу двигателя по термометру «Вода из двигателя» аналогично реле температуры масла.

Температурные реле воды и масла следует настраивать одновременно, это сокращает время работы двигателя на повышенном температурном режиме. Можно проверять реле температуры и путем погружения их в нагретую до нужной температуры воду, для чего реле необходимо каждый раз снимать с дизеля.

Глава XXI

ХАРАКТЕРИСТИКИ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

§ 84. Стендовые характеристики дизелей

Построение характеристик. Судовые дизели эксплуатируются на самых разнообразных режимах в зависимости от путевых условий, загрузки судна, состояния гребных винтов и других причин.

Режим работы дизеля характеризуют совокупностью параметров: мощностью, экономичностью, частотой вращения, тепловыми и механическими нагрузками. Если при работе дизеля все перечисленные параметры остаются постоянными (или колеблются около своих средних значений в допустимых пределах), то режим называют установившимся. Переход от одного установившегося режима к другому происходит через ряд неустановившихся режимов и сопровождается изменением параметров работы по времени. Такой переход может совершаться самопроизвольно под влиянием путевых условий, автоматически — под воздействием регулятора или его осуществляет оператор в соответствии с требующимся режимом работы судна путем изменения подачи топлива перестановкой рычага управления.

При определенных условиях перехода (достаточном времени выдержки между режимами) можно получить совокупность установившихся режимов, связанных между собой закономерным изменением параметров работы дизеля. Совокупность установившихся режимов и параметров, представленная в виде аналитических, табличных или графических зависимостей от основного заранее выбранного параметра, называют характеристикой дизеля. Характеристики позволяют по

значению одного основного параметра определять значение любых других параметров, характеризующих исследуемый режим работы дизеля. На работу дизеля влияет большое количество эксплуатационных, конструктивных и технологических факторов. Поэтому аналитические зависимости получаются слишком сложными, их используют в основном при выполнении научно-исследовательских и доводочных работ.

В эксплуатационной практике обычно применяют табличные или графические характеристики, получаемые при стендовых испытаниях дизелей.

Для построения характеристики исследуемый дизель устанавливают на специально оборудованный для испытаний стенд и соединяют его с оттарированным гидротормозом или электрогенератором. После этого пускают и прогревают дизель, устанавливают с помощью гидротормоза и регулятора необходимые нагрузку и частоту вращения и измеряют все значения величин, предусмотренных программой испытаний, занося результаты измерений в рабочую таблицу. Закончив измерения на одном режиме, устанавливают следующий режим и вновь выполняют необходимые измерения. Результаты испытаний обрабатывают в табличной форме, для чего составляют сводную таблицу, в которую записывают параметры как непосредственно измеренные при испытании (давления, температуры, время и т. д.), так и полученные расчетным путем (мощность, удельный расход топлива, коэффициент избытка воздуха и т. д.). Сводная таблица является основанием для построения графических характеристик дизеля.

В табл. 34 дана табличная, а на рис. 244 графическая формы винтовой характеристики, построенные по результатам стендовых испытаний двигателя Г70.

В зависимости от выбранного основного параметра различают нагрузочные и скоростные характеристики.

Нагрузочные характеристики. Зависимость параметров работы дизеля от его нагрузки при постоянной частоте

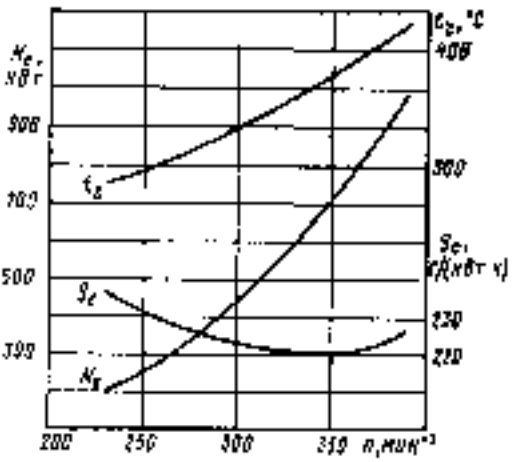


Рис. 244. Стендовая винтовая характеристика двигателя Г70

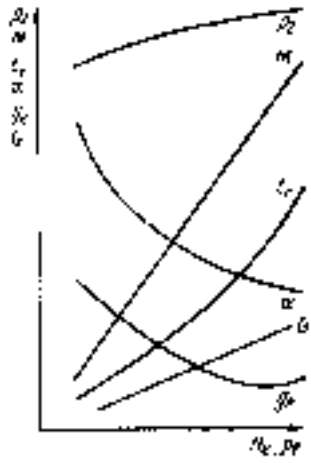


Рис. 245. Нагрузочная характеристика дизеля

вращения называют **нагрузочной характеристикой** (рис. 245).

Значения нагрузочных характеристик, снятых при разных частотах вра-

Таблица 34

Мощность		Частота вращения		Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	Температура газов по выходе рам, °С
кВт	доля от номинальной	мин⁻¹	% номинальной		
221	25	236	63	234	290
440	50	300	79	223	340
662	75	342	91	220	390
883	100	378	100	224	420
970	110	386	103	226	430

щения, не совпадают. Поэтому при исследовании работы дизеля строят ряд нагрузочных характеристик для разных частот вращения.

График, на котором изображено несколько нагрузочных характеристик одного дизеля, называют совмещенным графиком.

Так, на рис 246 совмещены кривые $t_г = f(N_e)$ — зависимости температуры выпускных газов от эффективной мощности дизеля и кривые $G_т/n = f(N_e)$, характеризующие отношение часового расхода топлива к частоте вращения при той же мощности дизеля Обе зависимости приведены на графике для нескольких значений частот вращения дизеля

Нагрузочная характеристика при номинальной частоте вращения дизеля приближенно отражает его работу на генератор.

В инструкциях по эксплуатации дизелей, предназначенных для работы на генератор, обычно приводят нагрузочные характеристики, полученные при постоянном положении органов управления (постоянном натяжении пружины регулятора). В этом случае частота вращения дизеля не остается постоянной, а снижается на 2 -4% при повышении нагрузки (от холостого хода до номинальной) в соответствии с наклоном регуляторной характеристики дизеля. Такая характеристика более точно отражает эксплуатационные показатели дизеля, работающего на генератор, но не может быть использована для построения по результатам стендовых испытаний других его характеристик. Главные судовые дизели,

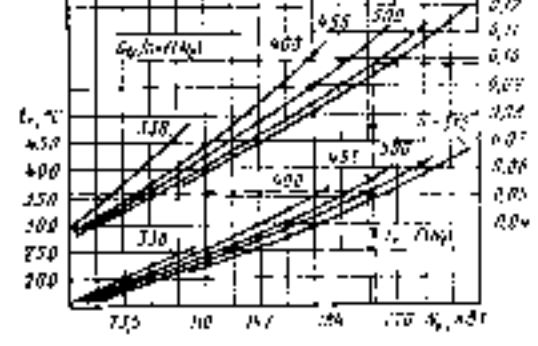


Рис. 246 Совмещенный график нагрузочных характеристик

непосредственно соединенные с винтом и оборудованные всережимными регуляторами, в определенных условиях (при изменении нагрузки винта на мелководье, на поворотах и т. д.) также работают по нагрузочной характеристике, если положение органов управления остается неизменным.

Скоростные характеристики. Зависимости параметров работы дизеля от частоты вращения при заданных условиях нагрузки называют скоростной характеристикой. В зависимости от условий, при которых они получены, различают внешние, ограничительные и винтовые характеристики.

Внешней характеристикой называют зависимость параметров работы дизеля от частоты вращения при постоянном полезном ходе плунжеров топливных насосов (при неизменном положении рейки топливных насосов). Рейка топливных насосов может перемещаться от нулевого до предельного положения, изменяя тем самым полезный ход плунжеров топливных насосов. Каждому фиксированному положению рейки будет соответствовать своя характеристика

По внешней характеристике максимальной мощности (ограничительная по насосу) судят о предельной мощности дизеля, которая не должна быть превзойдена при любых условиях эксплуатации во избежание тепловых перегрузок и повреждения его деталей. В судовых условиях на основании ограничительной характеристики (характеристики максимальной мощности) должно быть ограничено передвижение рейки топливных насосов.

Внешнюю характеристику максимальной мощности снимают на стенде после регулировки дизеля на бездымное сгорание топлива при номинальной частоте вращения. На других частотах вращения точки ее снимают при неизменном положении органов подачи топлива.

Основной характеристикой, ограничивающей диапазон располагаемых мощностей для длительной надежной работы дизеля, является внешняя характеристика номинальной мощности.

Ее снимают аналогично заградительной характеристике при неизменной подаче топлива в цилиндры (рис. 247).

Все остальные характеристики, снимаемые при уменьшенных подачах топлива за цикл, называют частичными (долевыми).

Таким образом, семейство кривых, показывающих изменения мощности (и других параметров) от частоты вращения при различных положениях органов подачи топлива, дает представление о располагаемой мощности дизеля и достижимых значениях других параметров, т. е. графически выражает его технико-экономические показатели.

Изменение частоты вращения при работе дизеля по внешней характеристике (при неизменном положении рейки топливных насосов) сопровождается изменением коэффициента наполнения цилиндра η_v, коэффициента подачи топливного насоса, степени повышения давления λ и других параметров рабочего цикла. Характер изменения указанных параметров зависит от конструктивного исполнения дизеля (наличия и типа наддува, быстроходности, типа топливных насосов и др.). В ряде случаев такие изменения приводят к тепловой или механической перегрузке дизеля. Поэтому для обеспечения надежной и долговечной работы дизеля устанавливают допустимые границы нагрузок для всего диапазона изменения частот вращения.

Зависимость параметров работы дизеля от частоты вращения при сохранении его тепловых и механических напряжений в заданных пределах называют ограничительной характеристикой (рис. 248).

Основной ограничительной характеристикой является внешняя характеристика максимальной мощности, называемая также заградительной по насосу (кривая *1*). Для защиты дизеля от опасных перегрузок дальнейшее увеличение подачи топлива сверх допустимого по этой характеристике ограничено неподвижным упором рейки топливных насосов, устанавливаемым

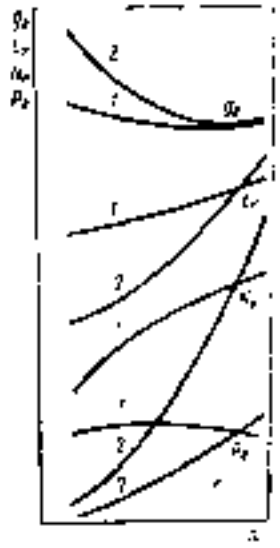


Рис. 247. Внешняя (кривые *1*) и винтовая характеристика дизеля (кривые *2*)

и пломбируемым заводом-изготовителем.

Для сохранения напряжений в коленчатом вале в расчетных пределах необходимо, чтобы в любом случае вращающий момент M (или среднее эффективное давление p_e) не превосходил своего нормального значения. Принимая $M=\text{const}$ (или $p_e=\text{const}$), получим ограничительную характеристику по вращающему моменту, представляющую собой на графике $N_e=f(n)$ прямую, проведенную из начала координат через точку, соответствующую номинальной мощности при номинальной частоте вращения (кривая *3*). Она располагается ниже внеш-

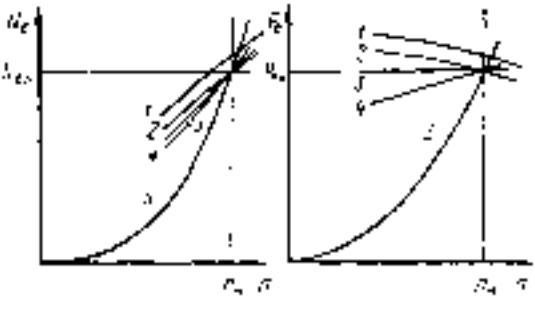


Рис. 248. Ограничительные характеристики дизеля

жей характеристики номинальной мощности.

Однако снижение частоты вращения приводит к увеличению максимального давления цикла p_z и снижению температуры выпускаемых газов $t_г$ вследствие того, что увеличивается количество топлива, успевающего при малой частоте вращения и постоянном периоде задержки воспламенения сгореть до прихода поршня в в. м. т. Если p_z увеличивается в допустимых пределах, то соблюдение условия $M=\text{const}$ (или $p_e=\text{const}$) является достаточным для предотвращения механических перегрузок дизеля. В противном случае следует дополнительно ограничивать подачу топлива во избежание повреждения деталей, воспринимающих давление в цилиндре (в первую очередь подшипников коленчатого вала), т. е. строить ограничительную характеристику исходя из условия $p_z=\text{const}$.

При снижении частоты вращения четырехтактных дизелей без наддува уменьшается скорость воздуха, проходящего через выпускные клапаны, что приводит к некоторому увеличению коэффициента наполнения цилиндра. Одновременно несколько снижается цикловая подача топлива вследствие возрастания доли топлива, просачивающегося между плунжером и втулкой ТНВД (у насосов золотникового типа). В результате коэффициент избытка воздуха у таких дизелей при снижении частоты вращения сохраняется постоянным или даже несколько увеличивается. Это оказывается достаточным для предохранения дизеля без наддува от тепловых перегрузок при работе на режимах внешней характеристики номинальной мощности (кривая 2), выдерживающих условия $\alpha=\text{const}$.

В случае необходимости для защиты таких дизелей от тепловых перегрузок иногда устанавливают ограничение по температуре выпускных газов ($t_г=\text{const}$), как это сделано в паспортных характеристиках серийных теплоходов, разработанных Ленинградским ЦТКБ.

Рабочий цикл четырехтактного дизеля с наддувом характеризуют показатели совместной работы дизеля и компрессора. При снижении частоты вращения коленчатого вала одновременно снижаются подача и к. п. д. компрессора, что ведет к резкому уменьшению коэффициента избытка воздуха α. В этих условиях работа как на режимах внешней характеристики номинальной мощности (с неизменной подачей топлива в цилиндры), так и ограничительной по моменту характеристики (с постоянным средним эффективным давлением) приводит к значительной тепловой перегрузке дизеля. В целях предотвращения перегрузок ограничительную характеристику для дизеля с наддувом выбирают по результатам доводочных испытаний головных образцов, проводимых с измерением температур и напряжений в основных деталях дизеля (кривая 4). Она располагается ниже ограничительной характеристики по моменту.

Аналогично выбирают и ограничительную характеристику двухтактного дизеля, рабочий цикл которого определяют параметры совместной работы дизеля и продувочного насоса.

Анализ ограничительных характеристик дизелей разных типов показывает, что у дизелей с наддувом при пониженной частоте вращения меньшие резервы мощности, чем у дизелей без наддува, что требует от обслуживающего персонала более внимательного отношения к эксплуатации дизелей с наддувом. Резерв мощности на рис 248 характеризуется площадью, расположенной между винтовой характеристикой (кривая 5) и принятой ограничительной характеристикой.

Для перехода работы с внешней характеристики на ограничительную необходимо уменьшить подачу топлива в цилиндры. У большинства дизелей это должен делать оператор, так как работа с перегрузкой у них конструктивно ничем не ограничена. Ограничительная характеристика у таких дизелей оказывается чисто условной, и защита их от перегрузок в значительной степени зависит от опытности и внимательности обслуживающего персонала.

Специальные устройства дизелей, автоматически поддерживающие на-

грузки в пределах ограничительной характеристики, позволяют существенно повысить их надежность (долговечность). Такими устройствами являются, например, оптимальные регуляторы движения (ОРД), устанавливаемые на некоторых типах речных судов. В этих регуляторах предусмотрены подвижные упоры, изменяющие свое положение в зависимости от частоты вращения.

При значительном снижении нагрузки возрастает относительная неравномерность подачи топлива по цилиндрам и дизель начинает работать неустойчиво. Границей устойчивой работы в этом случае служит ограничительная характеристика минимальной мощности.

При значительном снижении частоты вращения уменьшается температура и давление конца сжатия в цилиндрах, появляются пропуски вспышек и дизель самопроизвольно останавливается. Границей устойчивой работы в этом случае служит ограничительная характеристика минимальной частоты вращения.

Защиту дизеля от чрезмерного повышения частоты вращения осуществляет регулятор. Границей допустимых режимов работы в этом случае служит регуляторная характеристика.

Объединив все эти характеристики на одном графике, получим область допустимых режимов работы дизеля (рис. 249), где *1* — внешняя характеристика, *2* — ограничительная характеристика максимальной мощности, *3* — винтовая характеристика; *4* — регуляторная характеристика; *5* — ограничительная характеристика минимальной мощности, *6* — ограничительная характеристика минимальной частоты вращения.

Винтовые характеристики. Зависимость параметров работы дизеля от частоты вращения при работе на гребной винт называют винтовой характеристикой (см. рис. 244).

Из теории гребного винта известно, что мощность, потребляемая гребным винтом, пропорциональна частоте его вращения в кубе, т. е.

$$N_e = Cn^3,$$

где N_e — эффективная мощность дизеля, кВт;
C — постоянная, кг/м², зависящая от условий работы судна, размера гребного винта и его взаимодействия с корпусом судна;
n — частота вращения, мин⁻¹.

Частоту вращения и соответствующую ей нагрузки при испытании на стенде подсчитывают заранее, исходя из следующих соображений. Если мощность при номинальной частоте вращения определяется по формуле $N = Cn^3$, то при каком-то другом режиме — по формуле $N_1 = Cn_1^3$. Почленно разделив эти выражения одно на другое, получим, что $N/N_1 = n^3/n_1^3$, откуда частоту вращения для любого другого интересующего нас режима можно найти по формуле $n_1 = n\sqrt[3]{N_1/N}$. Эта зависимость справедлива для водоизмещающих судов при движении их на глубокой воде.

В условиях работы судна, отличающихся от расчетных, фактическая винтовая характеристика, снимаемая во время испытания дизеля на нем, может не совпадать с теоретической, полученной при стендовых испытаниях.

Для построения фактических винтовых характеристик грузовые и грузопассажирские суда испытывают при движении с разными осадками: от осадки порожнем до осадки с полным грузом. Винтовые характеристики дизелей, устанавливаемых на буксирных судах или на толкачах, строят по результатам испытаний судна на швартовах, при движении с составом (со скоростью, близкой к расчетной) и при движении одиночного судна без состава. Испытания проводят, как правило, при движении судна на глубокой воде, отсутствии ветра и волнения. Для ре-

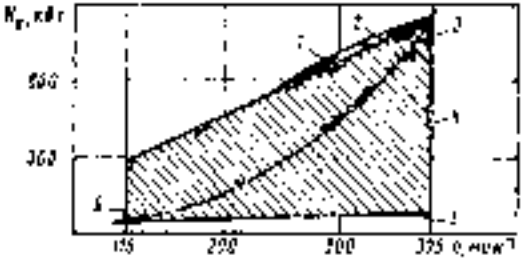


Рис. 249. Область допустимых режимов работы дизеля 1Д6

шения специальных вопросов строят винтовые характеристики при движении судна на мелководье, на волнении, с легкими или тяжелыми составами.

На рис. 250 изображены винтовые характеристики водоизмещающего судна для движения порожняком (кривая *3*), с грузом (кривая *2*), на мелководье с грузом (кривая *1*), винтовая характеристика (кривая *4*), регуляторная характеристика (кривая *5*), а также винтовая характеристика судна на подводных крыльях (кривая *6*).

Совмещение фактических винтовых характеристик с внешней характеристикой номинальной мощности позволяет определить согласованность винта с двигателем и устанавливать режимы работы, исключающие перегрузку двигателя для данных условий.

Прочие характеристики. Наряду с внешними, нагрузочными и скоростными характеристиками в отдельных случаях применяют характеристики, определяющие изменения основных параметров работы двигателя в зависимости от заданных. К ним относят:

регуляторные характеристики, показывающие изменение основных параметров работы двигателя под воздействием регулятора; они связаны с внешними и являются их продолжением. Вид регуляторной характеристики зависит от конструкции и настройки регулятора. По таким характеристикам работают судовые дизель-генераторы (если регуляторную характеристику построить в функции от нагрузки, а не от частоты вращения, то получают нагрузочную характеристику, снятую при постоянном натяжении пружины регулятора);

регулировочные характеристики, показывающие изменение основных параметров работы двигателя при изменении отдельных элементов регулировки, например угла опережения подачи топлива, давления открытия форсунок, температуры охлаждающей воды и т. д., и используемые при доводке и испытаниях двигателей;

совмещенные характеристики двигателя и обслуживающих его механизмов (например, турбонагнетателя у дизеля с наддувом), также используемые при доводке и анализе работы дизеля;

универсальные (или многопараметровые) характеристики, дающие наиболее полную зависимость трех и более параметров; для построения таких характеристик требуются большие тщательность в проведении эксперимента и трудоемкость, поэтому их применяют сравнительно редко.

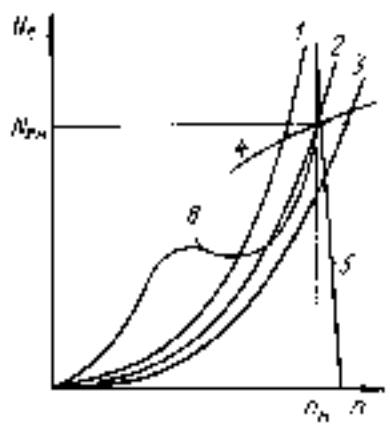


Рис. 250. Винтовые, винтовая – регуляторная характеристики дизеля

§ 85. Паспортные характеристики теплоходов

Паспортная характеристика теплохода графически выражает взаимную зависимость скорости судна относительно воды (абсолютной скорости), тяги на гаке, суммарной эффективной мощности и расхода топлива, средней частоты вращения и температуры выпускных газов главных двигателей.

Строят паспортную характеристику по результатам испытаний одного судна из серии, находящегося в хорошем техническом состоянии. Она позволяет по одному из известных (или заданных) параметров определять нормальные значения других перечисленных параметров, а также устанавливать отклонения их от нормальных значений в случае какой-либо неполадки или несоответствия фактического режима работы судна расчетному.

Паспортная характеристика грузового (рис. 251) и пассажирского теплоходов состоит из зависимостей на

одном графике из средней частоты вращения и главных двигателей суммарной эффективной мощности главных двигателей ΣN_{e1}, суммарного часового расхода топлива $\Sigma G_т$, средней по двигателям температуры выпускных газов $t_г$, скорости судна относительно воды v.

У буксирного теплохода паспортная характеристика (рис. 252) состоит из четырех графиков, показывающих зависимость от скорости судна v относительно воды: суммарной эффективной мощности главных двигателей ΣN_{e1}, суммарного расхода топлива на главные двигатели $\Sigma G_т$, средней по двигателям температуры выпускных газов $t_г$, силы тяги на гаке $F_г$ для разных частот вращения главных двигателей. Эти графики позволяют по двум известным параметрам определять остальные, что может потребоваться для плановых или экономических расчетов.

Как правило, на паспортные графики наносят ограничительные кривые,

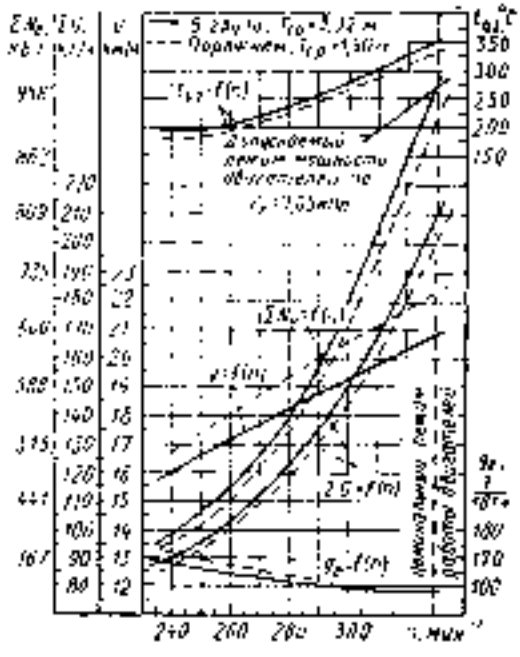


Рис. 251. Паспортная характеристика грузового теплохода

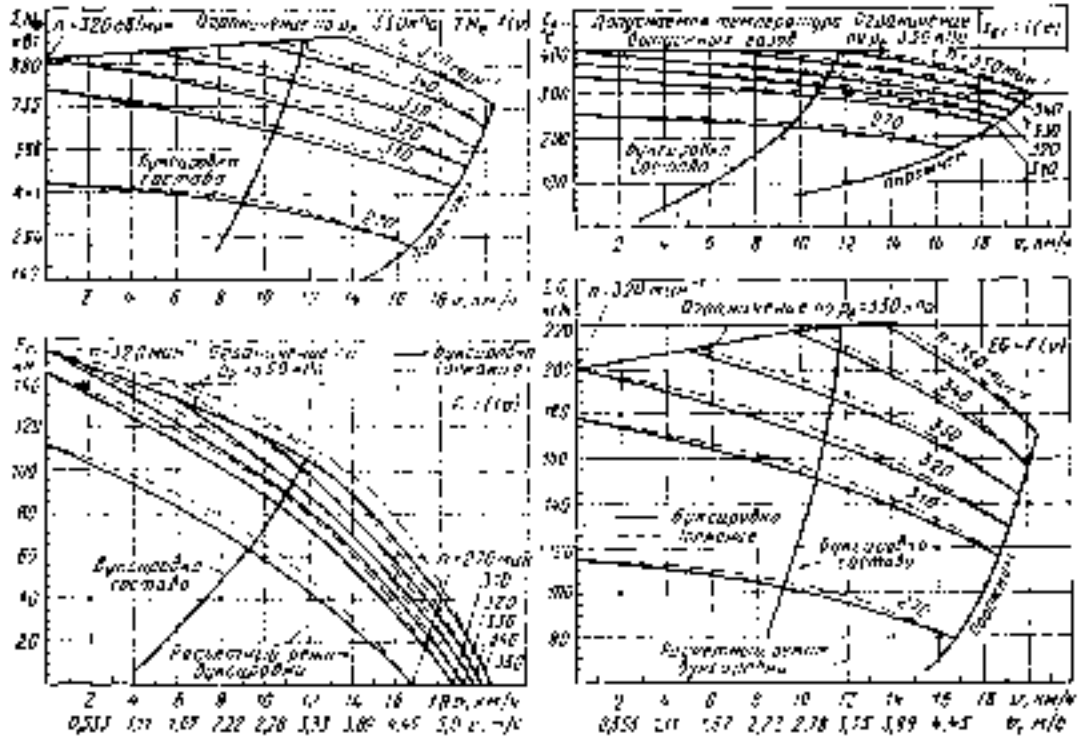


Рис. 252. Паспортная характеристика буксирного теплохода

характеризующие предельные значения частот вращения, мощности и температуры выпускных газов, допустимые при различных режимах эксплуатации. Такой ограничительной кривой может быть внешняя характеристика, построенная в принятой на графике системе координат, кривая предельно допустимой температуры выпускных газов или какая-либо другая.

§ 86. Режимы работы судовых дизелей

Стандартные режимы. Предприятия-изготовители в соответствии с ГОСТ 10150—82 (или соответствующими ему стандартами других стран) устанавливают для судовых дизелей определенную градацию мощностей и соответствующую каждой мощности частоту вращения, характеризующих поле допустимых нагрузок дизеля.

Номинальная мощность — это длительная эффективная мощность, назначаемая и гарантируемая предприятием-изготовителем при номинальной частоте вращения, определенной комплектности и определенных условиях с учетом возможности развития максимальной мощности. Длительность непрерывной работы дизеля на номинальной мощности не ограничивается.

Максимальная мощность — это кратковременная мощность, превышающая номинальную при указанных выше условиях и комплектности и используемая периодически в течение ограниченного времени (обычно в течение 1 ч). Для судовых дизелей она составляет 110% номинальной мощности при частоте вращения 103% номинальной.

Полная мощность — это длительная эффективная мощность, гарантируемая предприятием-изготовителем при соответствующих частоте вращения, комплектности и условиях, для которых предназначается дизель, устанавливаемая с учетом недопустимости ее превышения. Ее назначают в случае, если не оговорена номинальная мощность. Длительность непрерывной работы дизеля на полной мощности не ограничивается.

Минимальная мощность, допускаемая при длительной работе дизеля, — это наименьшая длительная эффективная мощность, гарантируемая предприятием-изготовителем при соответствующей частоте вращения. Минимальная мощность, составляющая 10—20% номинальной, определяет предел уменьшения скорости судна.

Минимально устойчивой частоте вращения соответствует наименьшая мощность, при которой обеспечивается заданная степень нестабильности частоты вращения. По данной мощности, составляющей 3—4% номинальной, при частоте вращения 30% номинальной определяют маневренные качества судна (наименьшую скорость). Допускаемая продолжительность работы дизеля на такой мощности составляет 2—3 ч.

Для дизелей с разобщительными устройствами (реверс-редуктором или реверсивной муфтой) устанавливают минимально устойчивую частоту вращения на холостом ходу, составляющую 30—45% номинальной.

Все дизели должны обеспечивать устойчивую и надежную работу на любых режимах в диапазоне от минимально устойчивой до номинальной частоты вращения, соответствующей номинальной или полной мощности под нагрузкой.

Кроме этих, предусмотренных стандартом режимов работы дизелей, различают **эксплуатационную мощность**, т. е. среднюю мощность, развиваемую дизелем в реальных условиях эксплуатации при фактических загрузке и скорости судна. Для разных типов судов эксплуатационная мощность различна.[1]

[1] Так, для грузовых теплоходов она составляет 85—90%, для буксирных — 90—95%, а для рейдовых и служебно-разъездных — 65—70% номинальной.

При нормировании расходов топлива учитывают именно эксплуатационную мощность.

Разгон судна. При установившемся движении судна с постоянной скоро-

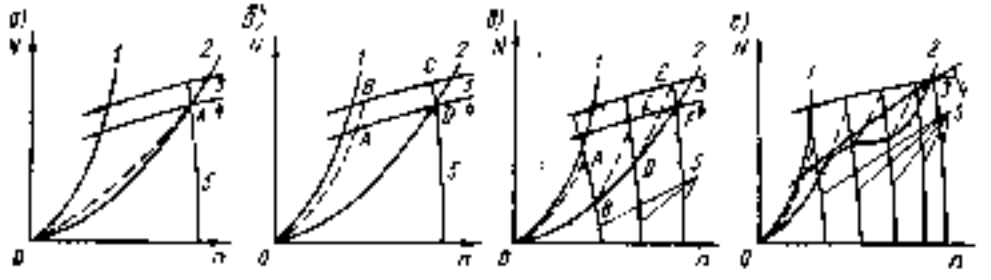


Рис 253 Характеристики работы дизеля при разгоне судна
а — медленном, б — быстром, в — ступенчатом разгоне винтомоторного судна, г — то же на судовых кривых

стью упор гребного винта равен сопротивлению воды движению судна, а работа двигателя характеризуется точкой, лежащей на винтовой характеристике

При разгоне судна (при неустановившемся движении с положительным ускорением) упор гребного винта превышает сопротивление воды движению судна на величину, зависящую от инерции массы судна и присоединенной массы воды, а работа двигателя в каждый данный момент времени характеризуется точкой, лежащей выше кривой винтовой характеристики

На рис 253 изображены характеристики работы двигателя при разгоне судна винтовая характеристика швартовного режима (кривая *1*), винтовая характеристика ходового режима (кривая *2*), внешняя характеристика максимальной (полной) мощности (кривая *3*), ограничительная характеристика или внешняя характеристика номинальной мощности (кривая *4*), регуляторная характеристика (кривая *5*), характеристика неустановившегося режима при разгоне (штриховая кривая)

При медленном разгоне судна с малыми ускорениями (с медленным непрерывным увеличением подачи топлива) характеристика работы двигателя должна соответствовать кривой *OA* (рис 253, *а*) и все параметры работы двигателя будут находиться в пределах, допускаемых для длительной работы Несмотря на достоинства такого метода разгона судна, практически его не реализуют из-за трудности длительного ручного регулирования двигателя и отсутствия конструкций ДАУ с подобной программой В случае быстрого разгона судна с большими ускорениями (с быстрым увеличением подачи топлива до значений, соответствующих полному ходу) характеристика работы двигателя будет соответствовать ломаной кривой *OABCD* (рис. 253, *б*)

В начальный период разгона рейка топливных насосов перемещается от нулевого положения к положению полной подачи топлива, а работа двигателя соответствует кривой *OAB* В точке *B* рейка топливных насосов доходит до упора и двигатель начинает работать по внешней характеристике максимальной мощности (участок *BC* кривой *3*). В точке *C* вступает в действие всережимный регулятор, уменьшающий подачу топлива до значения, соответствующего полному ходу, и двигатель по участку *CD* регуляторной характеристики *5* переходит на работу, соответствующую точке *D* кривой 2 винтовой характеристики ходового режима При таком разгоне достигаются высокие маневренные качества судна, его обеспечивают существующие системы ДАУ при установке рукоятки управления из положения «Стоп» в положение «Полный ход» Недостаток данного способа — перегрузка дизеля в период разгона, значение которой соответствует площади, ограниченной ломаной кривой *ABCD*.

Для снижения перегрузки и ее длительности увеличивают период разгона судна, применяя ступенчатый метод разгона, для чего делают необходимые выдержки времени при каждом изме-

менки положения рукоятки управления.

При трехступенчатом разгоне судна характеристика работы двигателя будет соответствовать ломаной кривой *OABCDEF* (рис. 253, *а*). Участки кривых *OA*, *BC* и *DE* соответствуют работе двигателя в момент увеличения подачи топлива под воздействием органов управления, а участки *AB*, *CD* и *EF* — в момент уменьшения ее под воздействием регулятора при неизменном положении органов управления. Такой способ позволяет существенно уменьшить или полностью предотвратить перегрузку двигателя при разгоне судна. С увеличением числа ступеней разгона нагрузка дизеля будет снижаться, а при бесконечно большом числе их ломаная кривая на рис. 253, *а* совпадет со штриховой кривой на рис. 253, *а*. Этот способ является наиболее рациональным при управлении движением судна и работой энергетической установки. Программу ступенчатого разгона задает оператор как при ручном, так и при автоматизированном управлении двигателем. Продолжительность выдержки на каждой ступени определяют по прекращению изменения частоты вращения по тахометру или по совпадению ее по тахометру и по шкале на пульте управления.

У скоростных судов благодаря особенностям конструкции корпуса и установленным на них двигателям очень небольшой резерв мощности (винтовая и ограничительная характеристики размещаются близко одна к другой). Поэтому для разгона их требуется особая внимательность от обслуживающего персонала. Для снижения вредных последствий работы на перегрузочных режимах завод-изготовитель дизелей рекомендует пятиступенчатый разгон судов на подводных крыльях (рис. 253, *в*).

Нормальный режим. Если гребные винты спроектированы и подобраны правильно, то при движении судна с полным грузом главные двигатели должны развивать номинальную мощность при номинальной частоте вращения. Вследствие изменения расчетного режима работы судна, неточности изготовления гребных винтов и по некоторым другим причинам фактическая мощность главных двигателей при нормальной частоте вращения может отличаться от паспортной.

Нормальным режимом работы главных двигателей называют такой, при котором полностью используется располагаемая мощность без перегрузок по среднему эффективному давлению, температурам и скорости при движении судна с паспортной нагрузкой в расчетных условиях.

Показатели нормального режима определяют по пересечению винтовой характеристики (для работы судна с паспортной нагрузкой) с принятой ограничительной характеристикой. Последней могут быть кривые частоты вращения (ограничение скоростного режима), внешней характеристики номинальной мощности (ограничение среднего эффективного давления) и предельных температур (ограничение температурного режима).

Винтовая и ограничительная характеристики пересекаются (см. рис. 246) в точке, соответствующей номинальной мощности при номинальной частоте вращения. Из этого следует, что установленные на судне винты при ходе его с полным грузом согласованы с двигателями.

При движении судна порожнем винтовая и ограничительная характеристики пересекаются в точке, соответствующей мощности выше номинальной, значит, для этого случая винты являются гидродинамически легкими. Если винтовая и ограничительная характеристики пересекаются в точке, соответствующей частоте вращения и мощности ниже номинальной, винты являются тяжелыми.

Винтовая характеристика изменяется в зависимости от условий плавания, загрузки судна и состояния движителей. Правильно определив наивыгоднейший режим работы дизеля по пересечению винтовой и ограничительной характеристик, можно избежать перегрузки дизеля и полностью использовать его мощность.

Режим холостого хода. При работе перечисленных дизелей на холостом ходу наблюдается значительная неравномерность подачи топлива топливными насосами и форсунками, приводящая к понижению давления распыливания, ухудшению смесеобразования, неровному температурному режиму, а иногда и к пропускам вспышек в цилиндрах. Это способствует интенсивному отложению нагара на поршнях, уплотнительных кольцах, клапанах и распылителях форсунок, в связи с чем необходимо ограничивать продолжительность работы дизелей на холостом ходу 15—30 мин.

Перегрузочный режим. Работа дизеля с перегрузкой (если это допускает завод-изготовитель) должна строго соответствовать указаниям инструкции завода-изготовителя. При работе с перегрузкой требуется усиленный контроль за состоянием дизеля. Предельную допустимую мощность устанавливает завод-изготовитель, исходя из прочности отдельных деталей и из условий протекания рабочего цикла. Для главных судовых дизелей допускается работа с перегрузкой по мощности на 10% и частоте вращения на 3% в течение не более 1 ч.

При эксплуатации судна без вахты в машинном отделении вахтенный начальник, устанавливая перегрузочный режим, должен вызвать подвахтенного помощника механика для непосредственного наблюдения за дизелем в течение всего времени работы с перегрузкой. Причину и продолжительность работы на перегрузочном режиме вахтенный начальник обязан записать в журнал.

Особое внимание при работе с перегрузкой нужно обращать за охлаждение и смазку, не допуская повышения температуры воды и масла сверх предельных, а также следить за температурой подшипников по приборам и на ощупь по нагреванию картерных крышек дизеля.

Перегрузка дизеля может быть следствием его работы при средним эффективном давлении большем, чем нормальное для данной частоты вращения, при частоте вращения выше номинальной или при коэффициенте избытка воздуха меньше нормального. В соответствии с этим различают перегрузку по среднему эффективному давлению (вследствие увеличения цикловой подачи топлива), по скорости (вследствие увеличения частоты рабочих циклов) и по температурному режиму (вследствие повышения температурного режима в случае сгорания нормального количества топлива при недостаточном количестве воздуха). На практике эти виды перегрузки могут встречаться как в отдельности, так и вместе, в различных сочетаниях. Таким образом, дизель может работать с перегрузкой не только в результате увеличения подачи топлива в аварийной обстановке вахтенным начальником, но и вследствие изменения условий работы судна (размеров буксируемого или толкаемого состава, осадки, глубины воды, атмосферных условий и т. п.). Чтобы предотвратить такую непроизвольную перегрузку, вахтенный начальник должен быть внимателен к показаниям приборов, контролирующих работу двигателя, учитывать влияние на его мощность условий плавания судна, особенно при отсутствии постоянной вахты в машинном отделении.

Все виды перегрузок вредны, так как в этом случае в большей или меньшей степени ухудшаются условия сгорания топлива в цилиндрах, увеличивается тепловая или динамическая нагрузка и ухудшаются условия смазывания. Из-за этого при работе дизеля с перегрузкой повышается удельный расход топлива, пригорают поршневые кольца, увеличивается изнашивание деталей ЦПГ. Поскольку температура перечисленных деталей возрастает, причем в разной степени, изменяются зазоры между ними.

Значительная перегрузка может привести к заеданию поршней, появлению трещин в крышках цилиндров, поршнях и блоках, выплавлению подшипников и взрывам паров масла в картере. Поэтому работа дизелей даже с малой перегрузкой допускается только в исключительных случаях и при усиленном наблюдении за ними.

Причинами перегрузки дизеля могут быть

работа дизеля при «тяжелых» или поврежденных гребных винтах;

буксировка или толкание тяжелых составов и плотов, а также транспортировка барж грузовыми теплоходами, если движительный комплекс судна на это не рассчитан;

плавание теплохода в условиях мелководья или волнения;

движение судна с одним остановленным двигателем двух- или трехвальной установки;

ненормальные атмосферные условия;

работа дизеля с неправильной регулировкой газораспределения или с ненормальными зазорами.

Очень важно своевременно обнаружить перегрузку дизелей в условиях эксплуатации судна. Перегрузку по частоте вращения можно определить по показаниям штатных или контрольных тахометров. О перегрузке по среднему эффективному давлению судят по положению органов подачи топлива (маховика или рычага подачи топлива, рейки топливных насосов) и его расходу, определенному с помощью мерных баков или расходомеров. Как правило, при этом наблюдаются повышенная температура отработавших газов и дымность выпуска, глухой стук в цилиндрах и перегревание деталей дизеля.

О наличии перегрузки по температурному режиму свидетельствуют повышенная температура отработавших газов, дымный выпуск и перегревание деталей дизеля.

Чтобы избежать перегрузки, при установлении режима работы дизеля обслуживающий персонал должен следить за температурой отработавших газов. Если температура отработавших газов окажется повышенной, обслуживающий персонал обязан немедленно снизить частоту вращения настолько, чтобы она не была выше допустимых значений для дизеля данной марки, выяснить причину повышения температуры газов и устранить в кратчайший срок, после чего повысить частоту вращения до номинальной. Однако необходимо помнить, что перегрузка с пониженной частотой вращения наступает при более жарких температурах отработавших газов.

На каждом дизеле должны быть пломбированы упоры, ограничивающие перемещение рейки топливных насосов сверх допустимого значения. Упоры устанавливает на стенде завод-изготовитель дизеля или теплотехническая партия при испытании судна на ровном и глубоком участке плеса. Эти упоры должны обеспечивать подачу топлива, необходимую для работы дизеля с перегрузкой на 10%.

Многие дизели, кроме ограничительных упоров, оборудованы сигнализацией перегрузки, подающей световой или звуковой сигнал в рубку. Сигнализацию регулируют на номинальный режим работы дизеля. На некоторых судах установлены автоматические регуляторы режима работы двигателей, снижающие частоту вращения при перегрузке. Причиной аварий является длительная перегрузка дизелей при работе на номинальной частоте вращения с неисправными винтами и при форсировке двигателей в целях повышения скорости судна.

Аварийные режимы работы главных двигателей. В исключительных обстоятельствах, связанных с необходимостью спасения судна, людей или груза, может допускаться работа неисправных главных двигателей. Такую работу называют **аварийным режимом**. Он допустим и при следовании судна к месту ремонта. При работе на аварийных режимах необходимо обеспечить тщательное наблюдение за двигателем с постоянной вахтой в машинном отделении; в каждом отдельном случае механик судна должен проинструктировать обслуживающий персонал.

§ 87. Влияние условий эксплуатации на работу судового дизеля

Влияние путевых условий, нагрузки и состояния винтов. Гребной винт считается согласованным с главным двигателем, если он потребляет номиналь-

ную мощность при номинальной частоте вращения. Проверку согласованности проводят путем совмещения на одном графике внешней (ограничительной) характеристики номинальной мощности с винтовой характеристикой двигателя.

Внешняя характеристика дизеля зависит от его конструктивных особенностей и при неизменных метеорологических условиях и нормальном техническом состоянии дизеля всегда занимает одно и то же положение на графике. В то же время гребной винт с неизменяемым шагом лопастей может иметь множество винтовых характеристик, поскольку потребляемая им мощность при одной и той же частоте вращения зависит от относительной скорости, упора, глубины погружения и других показателей, изменяющихся при эксплуатации судна. Поэтому винт фиксированного шага оказывается согласованным с главным двигателем только в том случае, если условия его работы строго соответствуют расчетным. За расчетные условия для грузовых и пассажирских судов обычно принимают режим движения с полным грузом на глубокой воде, а для буксирных — режим движения с составом с расчетной скоростью, указанной в паспорте судна. Во всех остальных случаях винт будет или гидродинамически «легким» (будет потреблять при номинальной частоте вращения мощность меньше номинальной), или гидродинамически «тяжелым» (будет потреблять при номинальной частоте вращения мощность больше номинальной). Само собой разумеется, что изменение геометрии и шероховатости поверхности винта по сравнению с проектными также изменяет его гидродинамические качества.

На рис. 254 приведены винтовые характеристики «тяжелого» (кривая *0—3*), согласованного (кривая *0—4*) и «легкого» (кривая *0—5*) винтов, а также внешняя (кривая *1—5*) характеристика дизеля. Из рис. 254 видно, что:

при работе с номинальной частотой вращения «тяжелый» винт перегружает (точка *3*), а «легкий» недогружает (точка *7*) дизель;



Рис. 254. Винтовые характеристики «тяжелого», согласованного и «легкого» винтов

при работе с номинальной мощностью «тяжелый» винт перегружает дизель по среднему эффективному давлению при недостаточной частоте вращения (точка *2*), а «легкий» недогружает его по среднему эффективному давлению при повышенной частоте вращения (точка *6*);

при работе по внешней характеристике с «тяжелым» винтом дизель не развивает мощности при пониженной частоте вращения (точка *1*), а с «легким» винтом развивает повышенную мощность при высокой частоте вращения (точка *5*);

при работе с согласованным винтом на всех перечисленных режимах дизель развивает номинальную мощность при номинальной частоте вращения (точка *4*).

Режимы работы судна с «легким» винтом при расчетной нагрузке или с согласованным винтом, но при малой нагрузке (с легким составом для буксира-толкача или порожнем для грузового судна) безопасны для дизеля, но приводят к недоиспользованию мощности.

Режимы работы судна с «тяжелым» винтом при расчетной нагрузке или с согласованным винтом, но при повышенной нагрузке (с тяжелым составом для буксира-толкача или с повышенной осадкой для грузового судна) при номинальной частоте вращения могут привести к значительной перегрузке дизеля. Аналогично влияют на работу дизеля неприспособленные буксир и грузовое судно, используемые в качестве толкача, движение судна даже с нормальной нагрузкой на мелководье или в каналах, движение его с

одним неработающим двигателем при двухвальной установке или на циркуляции, неисправные гребные винты.

Во избежание перегрузки и повреждения дизеля частота вращения в этих случаях должна быть снижена на значение 10—15% номинальной с таким расчетом, чтобы фактическая температура выпускных газов не превышала допустимой. Более точно допустимый режим работы дизеля устанавливают по паспортной характеристике судна с учетом имеющихся в ней ограничений.

Влияние ветра и волнения. Под влиянием ветра и волнения существенно снижается скорость и изменяются условия работы главных двигателей судна, что необходимо учитывать при эксплуатации речных судов как на море, так и на крупных водохранилищах и озерах. При движении судна в условиях волнения сопротивление воды периодически изменяется и в отдельных случаях может возрасти на 80—100% по сравнению с сопротивлением при движении на спокойной воде. В связи с этим периодически изменяются вращающий момент и мощность двигателя. Появляются колебания цикловой подачи топлива в цилиндры, частоты вращения вала двигателя и ротора турбокомпрессора. Моменты инерции масс узлов в том или другом из перечисленных видов колебаний различны. Следовательно, фазы колебаний подачи топлива, частоты вращения вала двигателя и ротора турбокомпрессора будут сдвинуты одни относительно других, что может привести к нарушению нормального процесса сгорания топлива. В таких случаях при той же средней мощности, что и во время движения на спокойной воде, повышается температура выпускных газов на 10—15%.

В тяжелых условиях работает всережимный регулятор дизеля, непрерывно воздействующий на рейки топливных насосов. При отсутствии или неисправности его включается в действие предельный регулятор.

При качке судна на детали дизеля увеличиваются нагрузки в узлах трения (на 5—10% на подшипники и до 30—35% на поршневые кольца и на стенки цилиндров). Деформации корпуса судна вызывают деформации рамы дизеля и валопровода. Они обычно невелики и не опасны для прочности деталей. Однако вследствие деформации рамы дизеля изменяются зазоры в подшипниках, что отрицательно сказывается на условиях смазывания, температурном режиме и изнашивании. Поэтому к надежности энергетических установок судов, допускаемых к выходу в море, и к тщательности проведения их технического обслуживания предъявляют повышенные требования.

Перед выходом в море проверяют исправность невозвратных клапанов на всех забортных отверстиях, плотность задрайки иллюминаторов, дверей и люковых закрытий, наличие инвентаря, запасных деталей и спасательного имущества в соответствии с нормами Регистра СССР, их исправность и надежность крепления на штатных местах, исправность ограждений движущихся деталей, наличие основного и аварийного запасов топлива и масла, выкачивают отстой воды из топливных цистерн.

Все механизмы должны быть исправными и подготовлены к немедленному действию, топливные, масляные и водяные цистерны и отстойники — плотно задраены во избежание расплескивания содержимого в них при качке, в машинном отделении сделана уборка, исключающая скольжение при крене судна.

При движении порожнем следует принимать столько балласта, чтобы у жидкости не было свободных поверхностей в цистернах и танках. Чтобы при качке судна не произошло оголения приемных отверстий всасывающих масляных трубопроводов и отказов в работе насосов вследствие попадания в них воздуха, картеры и маслосборники дизелей необходимо пополнить маслом до верхнего уровня.

При движении судна в условиях волнения необходимо снизить частоту вращения главных двигателей, поддерживая нормальный температурный режим и не допуская их перегрузки, вни-

мательно следить за работой систем охлаждения и смазочной. Расходные топливные цистерны необходимо заполнять отстоянным топливом, исключающим попадание воды в топливную систему и самопроизвольную остановку двигателей.

На судах, допущенных к плаванию в морских условиях, регулярно проверяют исправность цинковых протекторов в полостях, соприкасающихся с морской водой, и своевременно их заменяют, ежегодно зачищают топливные цистерны от осадков и грязи.

Влияние атмосферных условий. Для сохранения тепловой нагрузки деталей дизеля в заданных пределах при номинальной его мощности необходимо обеспечить постоянный массовый заряд цилиндров воздухом. Это условие соблюдается только при вполне определенном состоянии воздуха на всасывании, принятом в качестве расчетного

В СССР в настоящее время в качестве стандартных приняты: барометрическое давление 100 кПа; температура воздуха на всасывании 300 К (27 °С); относительная влажность воздуха 60%, температура воды на входе в охладитель наддувочного воздуха 300 К (27 °С).

Зарубежные фирмы принимают и другие значения этих показателей.

В период эксплуатации дизеля на судне внешние метеорологические условия не остаются постоянными. Изменение параметров воздуха на всасывании приводит к изменению коэффициента избытка воздуха, коэффициента наполнения цилиндров, индикаторного к. п. д., а следовательно, мощности и экономичности дизеля. Поэтому во избежание перегрузки при низком барометрическом давлении, высоких температуре и влажности воздуха на всасывании необходимо снижать нагрузку дизеля.

Влияние метеорологических условий на мощность и экономичность дизеля обычно отражается в инструкции по его эксплуатации. В ней же приводится методика определения предельной мощности, которую можно получить без перегрузки. Ориентировочно можно считать, что располагаемая мощность дизеля с наддувом уменьшается на 1 %:

при повышении температуры воздуха на всасывании на каждые 10 °С;

при понижении барометрического давления на каждые 1,33 кПа;

при увеличении относительной влажности воздуха на каждые 10%.

У дизелей без наддува, более чувствительных к изменению условий на всасывании, уменьшение располагаемой мощности может в 3—4 раза превышать указанные значения. Более точно значение располагаемой мощности определяют по указаниям заводов-строителей, приведенным в инструкциях по эксплуатации дизелей. Существуют и аналитические методы расчета располагаемой мощности для любых атмосферных условий.

В летний период при эксплуатации дизелей в южных бассейнах при повышенной температуре наружного воздуха их располагаемая мощность может быть значительно меньше номинальной, указанной в судовых документах

Так, при барометрическом давлении 100 кПа и температуре воздуха в машинном отделении 45 °С располагаемая мощность дизеля 8ЧСП18/22 без наддува составит всего 86% номинальной. Располагаемая мощность дизеля 8ЧСПН18/22 с наддувом для этих же условий составит 98% номинальной.

Во избежание перегрузки в этих условиях частота вращения главного дизеля должна быть снижена на 1—1,5% на каждые 3% снижения располагаемой мощности.

Влияние качества топлива и масла. В настоящее время на судах все шире используют наряду с дизельным моторное и газотурбинное топлива, а также их смеси с дизельным. Эксплуатационные качества тяжелых топлив ниже, чем дизельного, вследствие повышенной вязкости и значительно большей доли тяжелых фракций, смол, серы, золы, кокса, воды и механических примесей.

Основным условием эффективной эксплуатации дизелей на тяжелых топливах является обеспечение нормальной работы топливной аппарату-

ры. Если для подачи в цилиндры топлива разных марок используют одни и те же штатные топливные насосы, форсунки и трубопроводы высокого давления, то примерно одинаковое качество распыливания и постоянство закона подачи топлива могут быть получены только при одинаковой вязкости топлива. Штатную топливную аппаратуру проектируют с расчетом на наименее вязкое топливо, а снижение вязкости других топлив достигают путем их подогревания.

Вязкость топлива существенно влияет на качество смесеобразования, с увеличением ее снижается текучесть топлива. В связи с этим затрудняются перекачивание и очистка (фильтрация, сепарация, отстой) топлива, увеличивается давление перед форсункой, что может привести к появлению трещин в корпусах топливных насосов и форсуночных трубках.

Механические примеси, вода и смолы, содержащиеся в топливе, являются причиной заедания плунжеров топливных насосов и игл форсунок или быстрого их изнашивания. Эти примеси удаляют путем отстаивания, сепарации и фильтрации топлива.

Сера в топливе является причиной повышенного изнашивания деталей ЦПГ. Можно считать, что увеличение доли серы в топливе на 0,5% увеличивает скорость изнашивания на 30—50%. Топливо от серы в судовых условиях не очищают, а для нейтрализации ее вредного влияния используют смазочные масла со щелочными присадками. В дизелях речных судов удовлетворительные результаты дают масла группы В, предпочтительнее масла М-16В$_2$. Масла группы Б непригодны для дизелей, работающих на топливе с долей серы свыше 0,2—0,3%. Повышенная температура стенок цилиндров препятствует конденсации и оседанию на них сернистых соединений и способствует снижению их изнашивания. Поэтому при работе на сернистом топливе необходимо поддерживать по возможности более высокий температурный режим охлаждения.

Во время хранения топлива в судовых емкостях в него, как правило, попадает некоторое количество воды вследствие отпотевания стенок цистерн, а иногда и течи. При работе на обводненном топливе появляются коррозия и заедания прецизионных деталей, быстро засоряются топливные фильтры и сепараторы, снижается мощность дизеля, а при больших количествах воды он может внезапно остановиться. Вода, содержащаяся в топливе во взвешенном состоянии, быстро оставляется и легко отделяется сепараторами. Поэтому своевременный спуск отстоя из топливных цистерн и сепарация позволяют почти полностью удалить из топлива воду.

Некоторые топлива, особенно тяжелые, склонны к образованию стабильных эмульсий с водой, не поддающихся или плохо поддающихся отстою и сепарации. В этих случаях необходимо усилить наблюдение за работой топливной аппаратуры, тщательно контролировать качество топлива при бункеровке, следить за исправным состоянием топливных цистерн и своевременно удалять из них шлам и отстой.

Наличие в топливе асфальтосмолистых веществ в ряде случаев является причиной образования осадков (в виде черной густой массы) в топливных цистернах, фильтрах и сепараторах. Очень склонны к образованию осадков смеси различных марок тяжелых и легких топлив. При обнаружении таких осадков необходимо промыть топливную систему и заменить применяемое топливо другим.

Использование топлив, характеристики которых несущественно отличаются от характеристик дизельного топлива, возможно без специальной подготовки или изменения регулировки дизеля. К таким топливам относятся соляровое масло, светлое газотурбинное топливо так называемого «улучшенного» качества и специально приготовленные смеси дизельного и более вязких топлив при их доле в дизельном до 10—20%.

При использовании более вязких топлив, в том числе и стандартного газотурбинного топлива, на судне долж-

на быть оборудована специальная система подготовки ти[illegible]

Конструкция среднеоборотных дизелей в принципе допускает возможность их работы и на более вязких топливах без специального подогревания или тщательной очистки при условии соответствующей регулировки и использовании топливной аппаратуры с повышенными зазорами. Однако при этом резко возрастают удельный расход топлива и трудоемкость технического обслуживания, снижается технический ресурс и эксплуатация дизеля становится нерентабельной. Кроме того, дизель теряет способность работать нормально на маловязком топливе вследствие значительных его утечек через неплотную топливную аппаратуру.

Топливные смеси приготавливают на бункеровочных базах (преимущественно для небольших судов, у которых нет для этого необходимого оборудования) или непосредственно на судах. При использовании топливных смесей иногда встречаются определенные трудности, связанные с их нестабильностью при длительном хранении. Стабильность (длительное сохранение однородности) топливных смесей зависит от углеводородного состава исходных топлив. При использовании нестабильных смесей выпадает большое количество осадков в запасных и расходных цистернах, сокращается время работы топливных фильтров до очистки в 5—10 раз, ухудшается работа топливных насосов и форсунок.

Ультразвуковая обработка топлива существенно повышает стабильность топлива. В судовых условиях для этой цели можно эффективно использовать ультразвуковой гидродинамический диспергатор-смеситель УЗГС-5000, позволяющий получать не только стабильные однородные смеси любого заданного состава, но и применять обводненные топлива с долей воды до 2—2,5% без их предварительной очистки. В межнавигационный период хранить смеси нельзя, все они должны быть использованы до постановки судна на зимний отстой.

При отсутствии ультразвуковой обработки исходные топлива необходимо проверить на совместимость.

В судовых условиях совместимость исходных топлив можно проверить экспресс-методом по эталонному пятну на фильтровальной бумаге. Для чего в мерный сосуд наливают 15 мл вязкого и 45 мл дизельного топлива и тщательно перемешивают путем встряхивания. После этого погружают в него лабораторный стержень и переносят капли смеси на фильтровальную бумагу, давая ей упасть с высоты 5—10 мм. После просушивания в течение 20—30 мин сравнивают полученное пятно с эталоном. Однородное пятно, свидетельствующее об отсутствии дисперсных частиц, означает совместимость топлив, а темное пятно в центре — их несовместимость. Наличие хорошо видимого внутреннего темного кольца свидетельствует о том, что анализируемая смесь может создать трудности при ее использовании.

Эксплуатационные свойства и сроки службы масел для судовых дизелей определяют физико-химические свойства базовых масел и присадок к ним. Несущая способность подшипников и масляных пленок зависит от вязкости и температурного режима масла, а сроки службы масел и их влияние на изнашивание деталей двигателей — от моторных свойств присадок к маслам.

При применении масел несоответствующих марок для смазывания дизелей может существенно снизиться их надежность и увеличиться изнашивание деталей. Поэтому для смазывания дизелей, работающих на сернистых топливах, или для высокофорсированных дизелей следует применять только те масла, которые рекомендованы заводами-изготовителями.

Техническое состояние дизеля. При ухудшении технического состояния дизеля вследствие изнашивания снижаются его надежность и экономичность. Так, из-за нарушения геометрических характеристик деталей увеличиваются затраты мощности на трение, а следовательно, снижается эффективный к. п. д. дизеля. Увеличенные размеры зазоров и измененные физические свойства материала деталей, кагдр являются причиной прогрессирующих скоростей изнашивания и снижения надежности дизеля. Вследствие изнашивания топливной аппаратуры, ме-

ханизма газораспределения, турбокомпрессора нарушается процесс сгорания и снижается индикаторный к. п. д. дизеля. К таким же последствиям приводит и нарушение его регулировки. Предельные нормы износа, обеспечивающие требующийся уровень надежности и экономичности, указаны в инструкциях по эксплуатации

Ориентировочно можно считать, что повышение удельного расхода топлива или снижение мощности двигателя на 10%, выявляемые при теплотехническом контроле, а также отказы при пуске или реверсе являются браковочными признаками, требующими постановки дизеля на ремонт или его регулировки

Глава XXII

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ И ИСПЫТАНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

§ 30. Виды теплотехнических испытаний

По результатам теплотехнических испытаний анализируют работу энергетической установки. Ее экономичность, тяговые и скоростные качества судна зависят от протекания рабочего цикла в цилиндрах дизеля, от размера непроизводительных потерь теплоты и от работы движительного комплекса.

Нормальная работа главного двигателя обеспечивается правильной регулировкой и сборкой, согласованностью винта с ним и исправностью движительного комплекса.

В зависимости от целей испытания выполняют при различных условиях эксплуатации судна и с различным объемом, характеризующимся количеством измеряемых параметров.

Приемо-сдаточные испытания. Вновь построенные дизели после окончания сборки, регулирования и обкатки испытывают на стенде завода-изготовителя по специальным программам. На судне дизели испытывают под нагрузкой при работе по прямому назначению. Приемо-сдаточные испытания проводят после монтажа механизмов и оборудования при постройке или ремонте судна с целью проверки соответствия фактических показателей работы дизеля установленным требованиям.

Различают следующие виды приемо-сдаточных испытаний.

швартовные, проводимые с целью проверки правильности сборки и качества монтажа главных двигателей, валовой линии и обслуживающих их механизмов, систем и устройств;

ходовые, проводимые с целью проверки основных показателей работы энергетической установки и соответствия их требованиям утвержденной технической документации.

Если ходовые условия работы гребного винта и ходовая винтовая характеристика главного двигателя могут быть воспроизведены при неподвижном судне с помощью методов и средств имитации, то вместо швартовных и ходовых испытаний допускается проводить имитационные испытания на идентичных режимах нагрузки.

Эксплуатационные испытания. Различают следующие виды эксплуатационных испытаний:

паспортные, проводимые с целью установления регистрационной мощности, эксплуатационно-технических нормативов и показателей или согласования характеристик движителей с характеристиками главных двигателей;

специальные, проводимые с целью выявления эффективности внедряемых модернизационных и организационно-технических мероприятий, изыскания рациональных методов эксплуатации, отработки и доводки новых конструкций механизмов и оборудования;

контрольные, проводимые с целью проверки выполнения судном и главными двигателями установленных нормативных эксплуатационно-технических показателей.

По номенклатуре измеряемых параметров различают испытания судов

динамометрические (скоростные), проводимые с целью выявления тяговых и скоростных показателей судов;

тепловые, проводимые с целью выявления энергетических показателей работы энергетической установки;

теплодинамометрические, содержащие работы обоих предыдущих видов испытаний.

По объему и полноте определяемых показателей испытания можно разделить на:

сокращенные, проводимые на одном скоростном режиме при ограниченной номенклатуре контролируемых тепловых параметров;

прогрессивные, проводимые на последовательно изменяющихся режимах работы энергетической установки при движении судна с одной и той же заданной нагрузкой или составом;

полные, состоящие из серии прогрессивных испытаний, проводимых при различных осадках судна или с различными составами.

Проведение контрольных испытаний. Теплотехнический контроль главных двигателей серийных теплоходов и дизель-электроходов в судовых условиях проводит судовой экипаж под руководством и при непосредственном участии механика.

При теплотехническом контроле:

проверяют качество работы топливной аппаратуры двигателя (форсунок и топливных насосов);

проверяют давление сжатия p_c и максимальное давление сгорания p_z по цилиндрам двигателя;

регулируют двигатели по максимальному давлению сгорания p_z и температуре выпускных газов $t_г$ цилиндров;

проверяют зазоры в клапанных механизмах двигателей;

проводят контрольные измерения температур, давлений, частоты вращения и расхода топлива;

анализируют показатели, полученные при измерениях, выявляют недостатки и разрабатывают мероприятия по улучшению работы двигателей.

На речном флоте установлен порядок, согласно которому теплотехнический контроль проводят на теплоходах, дизель-электроходах и земснарядах, оборудованных двигателями с частотой вращения менее 750 мин$^{-1}$, имеющими индикаторные краны. Двигатели, конструкция которых не позволяет проводить теплотехнический контроль в полном объеме, проверяют по сокращенной программе.

Теплотехнический контроль судовых двигателей проводят не реже одного раза в месяц и, кроме того, после каждой замены гребного винта новым или же исправления поврежденного у транспортных судов и замены крыльчатки или рефулерного насоса у земснарядов.

Контрольные испытания необходимо проводить в дневное время на прямых глубоководных участках реки или водохранилищах при средней скорости ветра 3,4—5,2 м/с. Глубина фарватера в районе испытаний должна быть больше средней осадки в 6—8 раз для пассажирских и грузовых судов и в 5—6 раз для буксиров и толкачей. На судах с паспортными характеристиками, отработанными на мелководье, контрольные испытания следует проводить на тех же глубинах, для которых были построены паспортные характеристики.

Контроль проводят при движении:

буксирного теплохода или толкача — с баржей или составом (толкаемым или буксируемым) барж, нормальным для судов данной серии;

грузового теплохода — с грузом при полной грузовой осадке;

пассажирского теплохода или дизель-электрохода — с грузом и пассажирами при среднеэксплуатационной осадке;

земснарядов — при проектной длине плавучего рефулера.

Измерения при теплотехническом контроле необходимо начинать не ранее чем через 1 ч после пуска холодного двигателя, чтобы установился его

температурный режим. Если был изменен режим работы двигателя, то к контрольным измерениям можно приступать через 20 мин после установления необходимой частоты вращения.

Как правило, контроль проводят при работе двигателей с номинальной частотой вращения. Если при этом температура выпускных газов окажется недопустимо высокой (что может быть, например, при ходе буксирного теплохода с тяжелым составом, при тяжелых и погнутых гребных винтах), контроль проводят при пониженной против номинальной частоте вращения, с тем чтобы температура выпускных газов не превышала значения, допустимого для двигателей данной марки. Температуру охлаждающей воды и масла в системах двигателя при контроле нужно поддерживать нормальной согласно руководству по его эксплуатации.

При проведении контроля по каждому двигателю определяют:

частоту вращения коленчатого вала n, мин$^{-1}$;

температуру выпускных газов по цилиндрам $t_г$, °С;

температуру охлаждающей воды по выходе из двигателя $t_в$, °С;

температуру воздуха, поступающего в двигатель $t_{возд}$, °С;

температуру масла на выходе из двигателя $t_м$, °С;

давление масла после фильтра $p_м$, МПа;

плотность топлива ρ, кг/дм^3;

время расхода топлива из мерного бачка t, с.

§ 89. Регулирование двигателей

Методы регулирования. Длительная работа дизеля с заданной экономичностью и надежностью в значительной степени зависит от совершенства и стабильности рабочего процесса в цилиндрах. У реального дизеля это достигают высокой точностью изготовления деталей и сборки узлов дизеля, установкой оптимального газораспределения, стабильной работой топливной аппаратуры и систем, обслуживающих дизель, своевременным изменением режимов их работы в зависимости от изменения внешних условий и устранением возникающих в процессе эксплуатации отклонений и недостатков.

Комплекс работ по установлению и поддержанию основных параметров рабочего процесса в заданных пределах называют регулированием дизеля. Работы по регулированию состоят из операций проверки контролируемых параметров, анализа полученных при этом результатов и соответствующего изменения взаимодействия узлов дизеля с целью получения нормативных значений контролируемых параметров.

В качестве контролируемых параметров могут быть использованы как технические характеристики сборки и взаимодействия отдельных узлов дизеля, предусмотренные чертежами и косвенно характеризующие его рабочий процесс, так и основные показатели индикаторного процесса, прямо характеризующие его совершенство.

В зависимости от принятого метода контроля различают статическое и динамическое регулирование дизеля.

Статическое регулирование заключается в проверке технических характеристик сборки механизма газораспределения и других узлов у неработающего дизеля, а также в проверке качества работы топливной аппаратуры на специальных стендах и в доведении у проверяемых величин нормативных значений.

Статическое регулирование проводят с точностью, определяемой значениями допусков и техническими требованиями на изготовление деталей и сборку узлов дизеля. В результате этого дизель приводится в работоспособное состояние и может быть запущен в работу под нагрузкой.

В случае если сборка с точностью в пределах технологических допусков и стендовая проверка не обеспечивают значений заданных показателей надежности и экономичности работы дизеля, дополнительно к статическому проводят динамическое регулирование, заключающееся в провер-

Таблица 35

Показатели	Допустимые отклонения параметров от паспортных или средних значений	Способ регулирования
Температура выпускных газов по цилиндрам, К (°С)	5	Изменением количества топлива, подаваемого в цилиндр
Максимальное давление сгорания по цилиндрам, МПа	4%	Изменением угла опережения подачи топлива
Давление конца сжатия по цилиндрам, МПа	2,5%	Изменением высоты камеры сжатия
Давление масла после фильтра, МПа	60 кПа	Изменением регулировки редукционного клапана
Температура масла на выходе из двигателя, °С	5 °С	Изменением настройки терморегулятора (изменением количества охлаждающей воды, проходящей через холодильник)
Температура воды на выходе из крышек цилиндров, °С	5 °С	Изменением открытия вентилей на патрубках отводящей воды
Температура воды на выходе из двигателя °С	10 °С	Изменением настройки терморегулятора (изменением количества охлаждающей или охлаждаемой воды, проходящей через холодильник)

ке параметров индикаторного процесса каждого цилиндра и дизеля в целом при работе под нагрузкой и доведении их до оптимальных значений, установленных заводом-изготовителем.

Динамическое регулирование проводит с точностью, определяемой значениями допусков на основные параметры индикаторного процесса. Правильно отрегулированный дизель должен развивать номинальную мощность и иметь показатели экономичности, маневренности и надежности в соответствии с техническими условиями на поставку.

С течением времени первоначальная регулировка дизеля нарушается вследствие естественного изнашивания и старения деталей. Поэтому в процессе эксплуатации периодически проверяют и регулируют дизель с целью поддержания его надежности и экономичности в заданных пределах. Объем выполняемых при этом работ определяют по степени износа деталей. В случае ремонта дизеля с заменой деталей обычно выполняют те же работы по регулированию, что и после первоначальной сборки. Рациональное сочетание методов статического и динамического регулирования способствует снижению их общей трудоемкости.

Основные операции регулирования. При регулировании рабочего процесса реального дизеля целенаправленно изменяют размеры зазоров или взаимное расположение деталей и узлов механизмов газораспределения и топливоподачи.

При статическом регулировании выполняют следующие работы:

проверяют исправность турбонагнетателя, чистоту воздушных фильтров и плотность наддувочного трубопровода;

проверяют герметичность цилиндров (плотности соединений клапанов и поршневых колец);

регулируют зазоры в приводе открытия клапанов и углы их открытия и закрытия;

проверяют на стенде и регулируют топливные насосы и форсунки;

проверяют и регулируют нулевое положение топливных насосов;

регулируют угол опережения подачи топлива.

Приемы выполнения этих работ описаны в § 80–83.

После окончания статического регулирования проверяют полученные результаты, определяя показатели индикаторного процесса при установившемся режиме работы дизеля на номинальной мощности. Показатели, характеризующие правильность регулировки и равномерность распределения мощности по цилиндрам, приведены в табл. 35.

Таблица 36

Регулируемый показатель рабочего процесса	Регулируемый конструктивный элемент	Способ регулирования	Влияние регулирования на изменение показателей рабочего процесса
Температура выпускных газов	Рабочий ход плунжера топливного насоса	Поворот винта (талрепа) соединения рейки топливного насоса с общей тягой управления подачей топлива	Поворот на 1/2 оборота соответствует изменению температуры выпускных газов на 10—15 °С. Одновременно изменяется количество подаваемого в цилиндр топлива и мощность цилиндра
		Поворот регулировочного болта толкателя привода топливного насоса	Поворот на одну грань (60°) соответствует изменению температуры выпускных газов на 8...10 °С (дизели типа НФД48, НФД36). Одновременно изменяется количество подаваемого в цилиндр топлива и мощность цилиндра
		Поворот винта толкателя всасывающего клапана топливного насоса	Поворот на 1/2 грани (30°) соответствует изменению температуры выпускных газов на 8...10 °С (дизели типа ДР30/50). Одновременно изменяется количество подаваемого в цилиндр топлива и мощность цилиндра
Давление конца сжатия	Высота камеры сжатия	Изменение толщины прокладки под крышкой цилиндра или под пятой шатуна	Уменьшение толщины прокладки под крышкой цилиндра или увеличение под пятой шатуна на 1 мм соответствует увеличению давления сжатия на 0,1—0,15 МПа. Одновременно увеличивается максимальное давление сгорания на 0,15—0,25 МПа
Максимальное давление сгорания	Угол опережения подачи топлива	Перестановка кулачковой шайбы топливного насоса	Перестановка шайбы вперед на один зуб (дизели типа Г60, НФД48) или на 2 мм по образующей посадочного отверстия (дизели типа 6Л275, ДР30/50) увеличивает угол опережения подачи топлива на 4°, что соответствует увеличению максимального давления сгорания на 0,4—0,8 МПа с одновременным снижением температуры выпускных газов на 5—10 °С
		Изменение толщины прокладки под корпусом топливного насоса	Уменьшение толщины прокладки на 1 мм увеличивает угол опережения подачи топлива на 4—5°, что соответствует увеличению максимального давления сгорания на 0,5—0,6 МПа с одновременным снижением температуры выпускных газов на 5—8 °С (дизели 6Л275)

Регулируемый показатель рабочего процесса	Регулируемый конструктивный элемент	Способ регулирования	Влияние регулировки на изменение показателей рабочего процесса
Максимальное давление сгорания	Угол опережения подачи топлива	Поворот регулировочного болта толкателя привода топливного насоса	Поворот на одну грань (60°) изменяет угол опережения подачи топлива на 2—3°, что соответствует изменению максимального давления сгорания на 0,2—0,4 МПа с одновременным изменением температуры выпускных газов на 3—5 °С (дизели типа ГБО, НФД46А)
		Перестановка рессоры (муфты) привода блочного топливного насоса	Перестановка рессоры «вперед» на одну шайбу увеличивает угол опережения подачи топлива у всех цилиндров на 0,8—1°, что соответствует увеличению максимального давления сгорания на 0,1—0,2 МПа с одновременным снижением температуры выпускных газов на 2—5°С (дизели типа М401)

Если при этом будет установлено несоответствие фактических значений контролируемых величин установленным нормативам, проводят дополнительное, более точное, динамическое регулирование дизеля. Способы регулирования, зависящие от конструкции дизеля, указаны в инструкции по его эксплуатации. Наиболее распространенные способы регулирования, общие для большинства типов дизелей, приведены в табл. 36.

Чтобы избежать перегрузки дизеля, регулирование начинают с наиболее нагруженных цилиндров.

§ 99. Приборы и оборудование для теплотехнических испытаний

Определение частоты вращения коленчатого вала. Наиболее точные измерения выполняют суммарными счетчиками оборотов (механическими или импульсными), а также тахоскопами - счетчиками оборотов с часовым механизмом, автоматически подключающим указатель счетчика к шпинделю на определенное время (обычно 6 с). Самым распространенным для этой цели прибором, дающим достаточную для контрольных испытаний точность, является ручной центробежный тахометр. При отсутствии необходимых приборов скоростной режим малооборотного двигателя можно определить по числу подъемов штанги впускного или выпускного клапана, одновременно определяя при этом продолжительность измерения по секундомеру.

Измерять частоту вращения штатным тахометром допускается только после проверки его показаний одним из указанных методов.

Измерение давлений. Обычно давления воды, масла и пускового воздуха в системах дизеля при контрольных испытаниях измеряют штатными пружинными манометрами, имеющими исправные пломбы или штампы о проведении проверки. Все манометры показывают избыточные давления. Поэтому для определения абсолютных давлений к измеренному значению необходимо прибавить барометрическое давление в момент измерения.

Для специальных измерений небольших значений давлений иногда используют жидкостные манометры.

Давление в цилиндрах дизелей, снабженных индикаторными кранами, определяют по «гребенкам» (графикам, высота которых пропорциональна

давлению в цилиндре), снимаемым с помощью индикаторов.

Конструкция индикатора типа 50 с цилиндрической пружиной приведена на рис. 255. В корпусе *19* индикатора размещена бронзовая сменная втулка *20*, в которой движется стальной поршень *21*, насаженный на шток *12*. Шток проходит через крышку *15*, закрепленную на корпусе с помощью накидной гайки *17*.

Пишущий рычаг *13* системой шарнирных рычагов соединен с крейцкопфом, закрепленным на штоке винтом *14*. Индикаторная пружина *11* навернута на пружинодержатель, находящийся на верхней части крышки, и через шарнир *9* посредством головки *10* соединена со штоком.

На корпусе индикатора установлена ось *3*, закрепленная гайкой *26*. На нее насажено основание барабана *1* с кожухом *6*, закрепленные гайкой *7*. Пружина барабана головкой *4* жестко связана с его осью, а винтом *2* – с основанием. Направляющий ролик *30* с роликодержателем *29* соединен с кронштейном *28*, который крепится к корпусу индикатора барашком *27*.

Индикатор соединен с индикаторным краном двигателя накидной гайкой *22* через конусный патрубок *23*.

Индикаторную бумагу надевают на барабан, концы ее зажимают двумя пластинчатыми пружинами бумагодержателя *5*. Пишущее устройство вместе с системой шарнирных рычагов может поворачиваться установочным

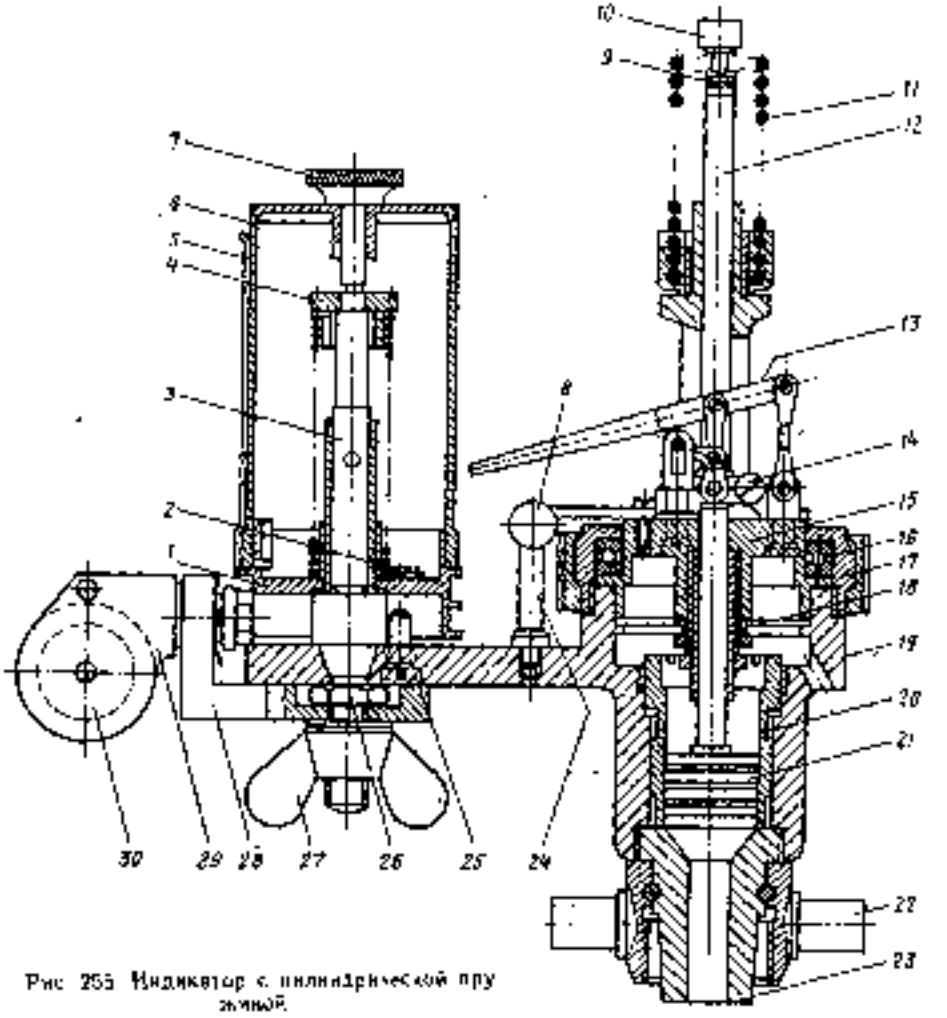


Рис. 255. Индикатор с цилиндрической пружиной.

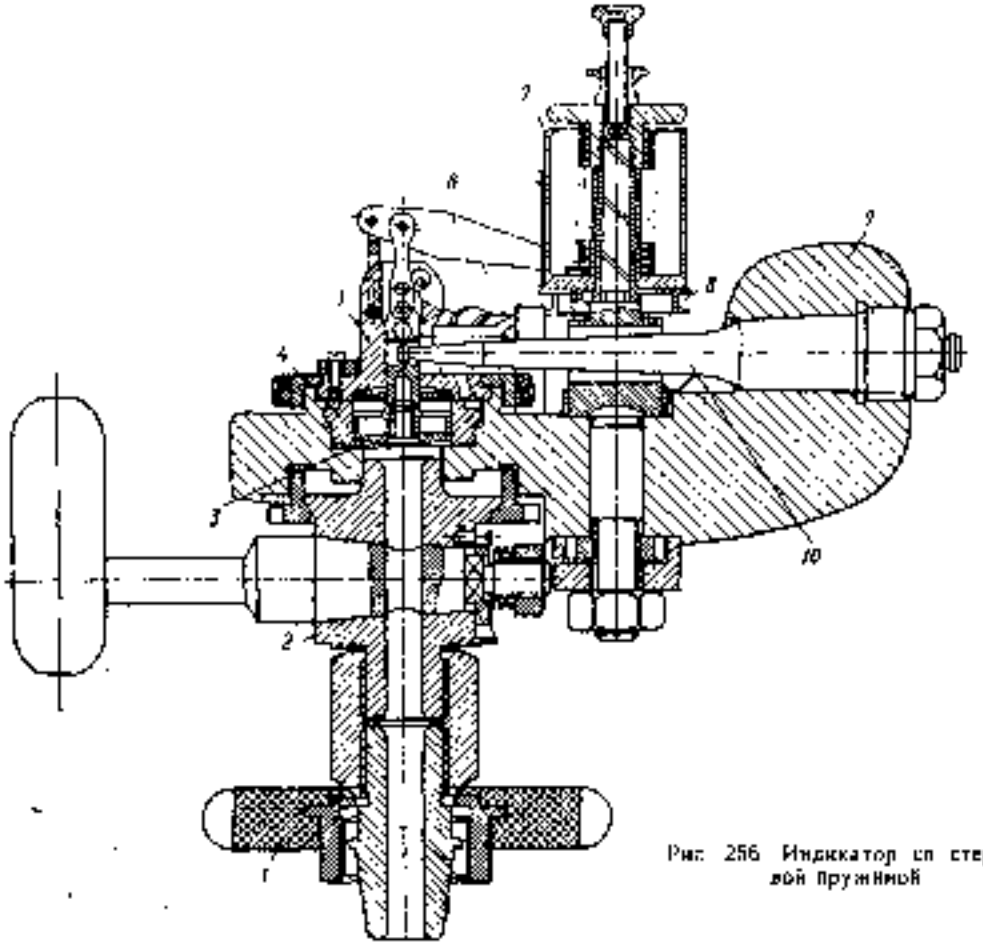


Рис. 256. Индикатор со стержневой пружиной

винтом 8 на некоторый угол, обеспечивающий подвод пишущего штифта к барабану и отвод его. Для облегчения поворота установлен упорный подшипник 16, а ограничителем поворота служит стойка 24. Степень нажатия пишущего штифта на бумагу регулирует установочный винт 8. Барабан вращают специальным шнуром, который пропущен через ролик с роликодержателем. Шнур намотан в специальный желобок на основании барабана и закреплен на нем. Угол поворота барабана ограничивает упорный винт 25.

В процессе индицирования давление газов в рабочем цилиндре двигателя передается на поршень индикатора, который движется во втулке, растягивая при этом индикаторную пружину и перемещая пишущее устройство. Перемещение поршня ограничивает упорная втулка 18. Размер линейного перемещения острия пишущего штифта зависит от длины рычагов, диаметра поршня и жесткости пружины и пропорционален давлению в цилиндре.

Индикаторы типа 50 можно применять для индицирования дизелей при частоте вращения не более 500 мин$^{-1}$. При более высокой частоте вращения появляются заметные искажения, вызванные низкой частотой собственных колебаний подвижных частей индикатора и возникающими при этом резонансными явлениями.

Для индицирования двигателей с частотой вращения более 500 мин$^{-1}$ можно применять индикаторы со стержневыми пружинами (рис. 256). Внутри корпуса 9 индикатора размещены втулка 4 с поршнем 3, закрытые крышкой 5, навернутой на корпус. К корпу-

су 9 присоединен кран 2, закрепленный накидной гайкой 1 к индикаторному крану цилиндра. В процессе индицирования на поршень индикатора будет действовать то давление, которое имеется в цилиндре двигателя. При этом перемещение поршня 3, нагруженного стержневой пружиной 10, будет пропорционально действующему давлению. Шток поршня 3 соединен с пишущим рычагом 6, на конце которого укреплен латунный штифт. При перемещениях поршня штифт движется вдоль образующей барабана 7, на котором закреплена бумага. На меловом ее слое латунный штифт при движении чертит линии, высота которых пропорциональна давлению в цилиндре. Барабан 7 поворачивается вручную за шнур, наматываемый на барабан в предусмотренной для этого канавке опоры 8.

Индикаторные пружины в зависимости от упругости различают по масштабам. Обычно **масштабом пружины** называют величину, равную длине перемещения штифта пишущего механизма в миллиметрах, отнесенную к давлению газов на поршенек индикатора (0,098 МПа). Масштаб пружины, а также предельное давление, на которое она рассчитана, указывают на гайке или головке пружины.

У индикаторов типов 30 и 50 масштаб пружины указан для поршня диаметром 20, 27 мм. Так как сжатие пружины пропорционально давлению газов в цилиндре и площади поршня индикатора, то для поршней других диаметров пользуются таблицей масштабов, прилагаемой к индикатору, или пересчитывают масштаб по формуле

$$m_1 = m(d_1/d)^2,$$

где m_1 — определяемый масштаб пружины при диаметре поршня d_1;
m — известный масштаб пружины при диаметре поршня d.

На стержневых пружинах указывают масштаб пружины с головкой № 1. Масштаб пружины с головкой № 2 приводится в паспорте индикатора.

Пружину выбирают с учетом ожидаемого максимального давления сгорания. Проверив исправность пишущего механизма и барабана индикатора и свободу движения поршенька во втулке, устанавливают и закрепляют пружину и надевают на барабан индикаторную бумагу. Если есть меловая бумага, то для записи используют латунный пишущий штифт, а при ее отсутствии — твердый графитовый стержень.

Перед началом индицирования продувают индикаторный штуцер цилиндра и устанавливают на него индикатор. Затем на индикаторном бланке вычерчивают атмосферную линию (при закрытом индикаторном кране подводят пишущий штифт к бумаге и поворачивают барабан индикатора до упора). После этого открывают индикаторный кран и записывают «гребенку» (несколько вертикальных линий), прижимая пишущий штифт к бумаге и медленно поворачивая барабан.

Таким способом записывают диаграмму максимального давления сгорания, а при выключенной подаче топлива в испытываемый цилиндр — давления конца сжатия. Чтобы предотвратить перегрузку двигателя, давление конца сжатия следует записывать при сниженной нагрузке двигателя (до 75% от номинальной).

Записав «гребенки» на всех цилиндрах двигателя, снимают бумагу с барабана, пишут на ней название судна, номер или расположение двигателя, дату и режим испытания. Под «гребенкой» каждого цилиндра указывают соответствующий ему номер цилиндра. Высота столбика, в мм, деленная на масштаб пружины, будет соответствовать давлению в цилиндре.

Максимальное давление газов в цилиндре можно также определять с помощью максиметра (рис. 257). У корпуса 8 максиметра, изготовленного из стали, предусмотрены ребра для более интенсивного отвода теплоты. Манометр 9 соединен с корпусом трубкой 10, предохраняющей манометр от нагревания и вибрации. Дроссель 7 обеспечивает плавное повышение давления и уменьшает колебание стрелки при измерении. В корпусе установлен невозвратный клапан 5 с седлом 4, предотвращающий снижение давления в рабочей полости максиметра при падении его в цилиндре. Ход клапана 5 регулируют винтом 6. Фильтр 3 препятствует попаданию твердых частиц продуктов горения к невозвратному клапану. Игольчатый клапан 11 с маховичком 12 предназначен для выпуска

газов из рабочей полости максиметра после измерения. Накидной гайкой *1* с маховиком *2* максиметр крепится к индикаторному крану цилиндра

Для проведения измерений продувают индикаторный штуцер цилиндра, устанавливают на него максиметр и закрывают игольчатый клапан, после чего открывают на несколько секунд индикаторный кран. Невозвратный клапан пропускает газы только в одном направлении, поэтому через некоторое число рабочих циклов в полости максиметра устанавливается давление, равное максимальному давлению в цилиндре. Произведя отсчет по шкале максиметра, закрывают индикаторный кран, снимают максиметр и открывают игольчатый клапан. Периодически через 20—30 измерений проверяют герметичность максиметра. Для этого после снятия максиметра с индикаторного крана отмечают падение давления в рабочей полости максиметра за 1 мин. Если оно не превышает 40% первоначального, герметичность считается удовлетворительной. В противном случае максиметр необходимо разобрать, прочистить и притереть невозвратный клапан.

В отдельных случаях для проверки равномерности распределения нагрузки по цилиндрам используют центробежные или дроссельные пиметры — приборы, показывающие среднее по времени давление в цилиндре. Недостаточная точность измерений и трудность анализа причин отклонений от нормальных значений ограничивают их применение.

Другие, более сложные, измерители давлений используются преимущественно при проведении специальных исследовательских работ.

Определение вращающего момента. Обычно вращающий момент находят по результатам измерений угла закручивания гребного вала (или специальной вставки в валовой линии), который в пределах упругих деформаций пропорционален приложенному к валу вращающему моменту. Так как измерить малые деформации вращающейся детали трудно, приборы для этих измерений — торсиометры сложны и недостаточно надежны, в связи с чем их не применяют в практической работе теплотехнические партии, а используют только при выполнении исследовательских работ.

Из других типов устройств для измерения вращающих моментов следует отметить приборы, показывающие

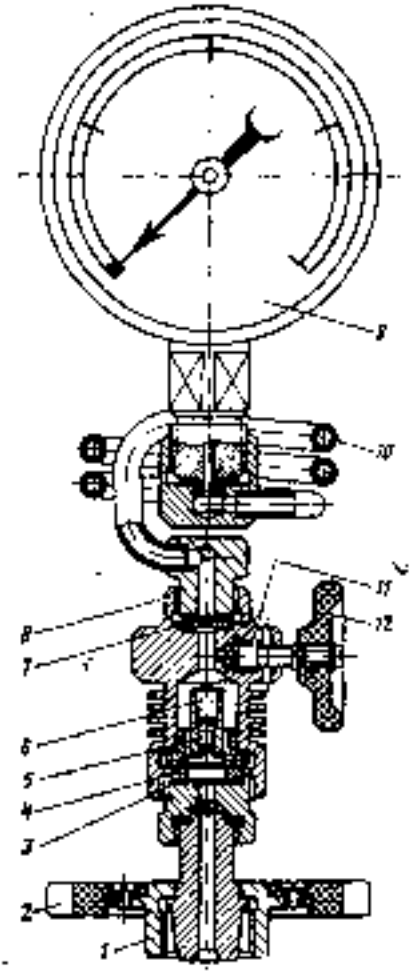


Рис. 257. Максиметр

величину, пропорциональную реакции опор редуктора двигателя. Штатными приборами такого типа, называемыми измерителями крутящего момента (ИКМ), оборудованы некоторые типы переверенных дизелей и газотурбинных двигателей. При обработке результатов контрольных испытаний речных судов вращающий момент в случае необходимости определяют косвенным методом по измеренным при испытании расходам топлива и графикам стендовых характеристик двигателя.

Определение расхода топлива. Расход топлива является наиболее важным параметром дизеля, определяемым при проведении теплотехнических

испытаний. В судовых условиях расход топлива измеряют объемным методом. Для этого используют специальные мерные бачки (рис. 258), состоящие из трех частей 3, 5 и 7, соединенных стеклянными трубками 4 и 6. На трубках нанесены риски, причем объем средней части 5, заключенный между рисками, точно известен (протарирован). Этот объем должен быть таким, чтобы продолжительность расходования топлива из него на полной мощности дизеля составляла 3—5 мин. Тогда ошибка измерения на полной нагрузке будет невелика, а время расходования топлива при долевых нагрузках дизеля не будет чрезмерно большим.

Перед началом измерений топливо в дизель поступает через кран 1. Если одновременно открыть кран 2, то под давлением топлива из расходного бака будет заполняться топливом и мерный бачок. Когда топливо поступит в верхнюю часть 7 мерного бачка, кран 1 закрывают и в двигатель оно будет поступать уже не из расходной цистерны, а из мерного бачка. В момент, когда уровень топлива опустится до верхней риски, включают секундомер, а когда он опустится до нижней риски, секундомер останавливают.

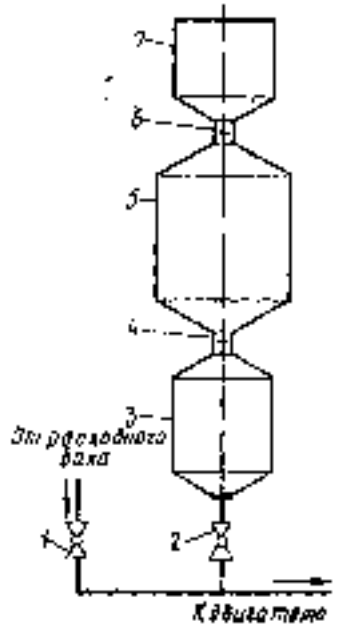


Рис. 258. Мерный бачок для измерения топлива

Количество топлива, подводимого к двигателю, кг/ч, определяют по формуле

$$G_т = 3600 V \rho / \tau,$$

где V — объем мерного бачка, дм³;
ρ — плотность топлива, кг/дм³;
τ — продолжительность расходования топлива, с.

Плотность топлива определяют ареометром или взвешиванием пробы топлива, объем которой известен. Для приближенных определений иногда принимают фактическую плотность разных топ, которая указана в документах на получение топлива.

Существуют топливные системы, предусматривающие слив отсечного топлива в расходную цистерну, а не в топливный трубопровод после мерного бачка. В этом случае систему необходимо дооборудовать, предусмотрев трубопровод для слива отсечного топлива в мерный бачок. При невозможности дооборудования следует одновременно с измерением количества топлива, подводимого к двигателю, измерять и количество топлива, отводимого от него. Тогда действительный расход топлива можно определить по формуле

$$G_т = G_б - G_{от},$$

где $G_б$ — расход топлива, измеренный в мерном бачке, кг/ч;
$G_{от}$ — количество топлива, отводимого от дизеля, кг/ч.

При значительных утечках дополнительно учитывают потери топлива от утечек путем сбора его из поддонов топливных насосов и специальную емкость.

При специальных испытаниях на стенде, когда требуется высокая точность измерений, иногда применяют весовой метод, измеряя не объем, а массу израсходованного топлива.

Измерение температур. Обычно температуру воды, масла, топлива и воздуха измеряют специальными ртутными или проверенными штатными ртутными и манометрическими термометрами.

Современные дизели оборудованы штатными приборами для измерения температуры выпускных газов (ртутными термометрами или термоэлектрическими пирометрами). Однако по разным причинам эти приборы быстро выходят из строя, в связи с чем перед началом испытания их показания необходимо сверить с контрольными или заменить на проверенные термометры. При проведении балансовых испытаний, когда определяют теплоту сгорания газов, в показания приборов вводят поправки, учитывающие тепловую утечку и лучеиспускание измерительного прибора и кинетическую энергию газов. В других видах испытаний эти поправки не учитывают.

Прочие измерения. Анализ газов выполняют только во время специальных испытаний. Данные его используют для определения коэффициента избытка воздуха, полноты сгорания топлива и потерь теплоты с выпускными газами.

Дымность или цвет выпускных газов оценивают визуально. У нормально работающего дизеля в ясную погоду они почти бесцветны, а в пасмурную имеют темный оттенок.

§ 11. Обработка и анализ результатов контрольных испытаний

Заполнение протокола. После окончания испытаний все данные измерений заносят в сводный протокол, составляемый в двух экземплярах: один остается на судне, а другой передается в ССК или РЭБ. Подсчеты результатов измерений выполняют с точностью до трех значащих цифр, применяя логарифмическую линейку или калькулятор. Для каждого режима вычисляют среднее арифметическое значение определяемых параметров и принимают его за истинное. Форма протокола приведена в Руководстве по теплотехническому контролю серийных теплоходов.

Определение мощности. Эффективную мощность двигателей при контрольных испытаниях определяют косвенным методом по результатам измерений частоты вращения, расхода топлива и других параметров путем вычислений или сравнения их со значениями, полученными при стендовых испытаниях двигателей.

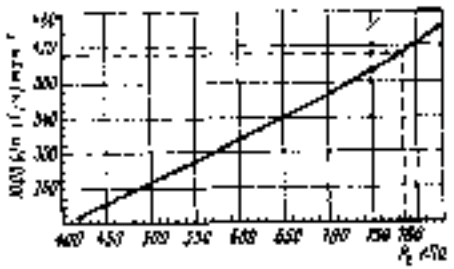


Рис. 259. График зависимости G/n от p_e для двигателя Г60

Пользуясь графиком $G/n=f(p_e)$ (рис. 259), эффективную мощность определяют по формуле

$$N_e = A p_e n,$$

где A — постоянная двигателя, зависящая от размеров и числа цилиндров и тактности двигателя (см. § 12).

Допустим, что при испытании двигателя Г60 получено

$$n = 370 \text{ мин}^{-1},\ G = 152 \text{ кг/ч}$$

Подсчитываем $\frac{G}{n} 1000 = \frac{152}{370} 1000 = 412 \frac{\text{г/ч}}{\text{мин}^{-1}}$,

после чего на графике рис. 259 из точки $1000G/n = 412$ проводим горизонтальную линию до пересечения с кривой $\frac{G}{n} = f(p_e)$. Опустив из точки пересечения вертикальную линию, получим $p_e = 786$ кПа. Тогда при $A = 0{,}305$ $N_e = 650$ кВт.

В Руководстве по теплотехническому контролю серийных теплоходов приведены специальные номограммы для определения мощности двигателей, одна из которых воспроизведена на рис. 260.

Допустим, что при испытании двигателя 8НФД48 получено

$$n = 350 \text{ мин}^{-1},\ G = 111 \text{ кг/ч}$$

Подсчитываем $\frac{G}{n} 1000 = \frac{111}{350} 1000 = 317 \frac{\text{г/ч}}{\text{мин}^{-1}}$,

после чего на графике рис. 260 проводим вертикальную линию из точки $n = 350$ до пересечения с линией $1000G/n = 317$. Проведя из точки пересечения горизонтальную линию, получим $N_e = 493$ кВт.

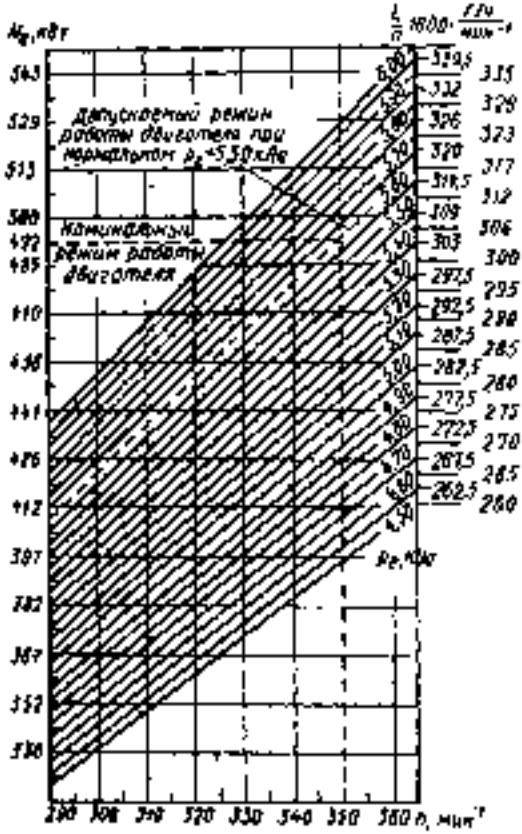


Рис 260. Номограмма для определения мощности двигателя 8НФД48

Если точка пересечения лежит на пунктирной линии допускаемого режима или ниже ее, значит, двигатель работает без перегрузки по среднему эффективному давлению, если же она лежит выше линии допускаемого режима, значит, двигатель работает с перегрузкой и для ее предотвращения необходимо снизить частоту вращения.

В процессе эксплуатации удельный и часовой расходы топлива постепенно увеличиваются вследствие изнашивания и ухудшения технического состояния дизеля. Поэтому при определении мощности такого дизеля значения G/n, полученные по результатам стендовых испытаний новых дизелей, следует откорректировать с учетом коэффициента φ, выбираемого для тихоходных дизелей в зависимости от его наработки:

Наработка двигателя, ч	φ
Менее 5000	1,00
5000—10 000	0,98
10 000—15 000	0,97
15 000—20 000	0,96
Более 20 000	0,95

Мощность двигателей, работающих на генератор, определяют по электрической нагрузке, при этом к. п. д. генератора принимают по формуляру завода-изготовителя.

Проверка качества регулировки двигателей. Качество регулировки двигателей проверяют путем сравнения фактических значений температур, давлений или других показателей с нормативными. Последние получают при стендовых испытаниях двигателей, а при их отсутствии пользуются рекомендациями Руководства по теплотехническому контролю серийных теплоходов. Для анализа заполняют форму регулировки двигателей, подсчитывают средние значения проверяемых параметров и определяют, соответствуют ли предельные отклонения от средних величин установленным нормам.

Руководством по теплотехническому контролю установлены следующие допустимые погрешности измерений от значений, предусмотренных инструкциями по эксплуатации или другими нормативными документами:

Максимальное давление цикла, %	±5
Давление сжатия, %	от +5 до −10
Температура воздуха на выходе из двигателя, °С	±5
Температура воды на выходе из двигателя, °С	±10
От средних по всем цилиндрам значений, полученных при испытаниях, допускаются отклонения:	
максимальное давление сгорания, %	±2,5
давление сжатия, %	±4
температура выпускных газов, %	±5

Регулировку дизеля считают удовлетворительной только тогда, когда предельные отклонения не превышают установленных норм, в противном случае перед началом испытаний выполняют необходимые работы по регулированию.

Анализ выполнения нормативных показателей судна. Этот анализ проводят путем сравнения фактических показателей, полученных при испытании судна, с показателями, снятыми с графика паспортной характеристики судна (или со стендовой винтовой характеристики двигателя).

Для анализа заполняют таблицу контрольных измерений (по форме, предусмотренной Руководством по теплотехническому контролю) и определяют отклонения фактических значений анализируемых показателей от их нормативных значений, определяемых по графику паспортной характеристики судна.

Для грузового и пассажирского судна их определяют при частоте вращения, фактически полученной во время испытаний. Так, при движении с грузом грузового теплохода по графику (см. рис. 251) нормативными показателями будут:

Частота вращения	$n = 330$ мин$^{-1}$
Эффективная мощность	$N_e = 970 : 2 = 485$ кВт
Расход топлива	$G = 206 \cdot 2 = 103$ кг/ч
Температура газов	$t_г = 350$ °С
Скорость судна	$v = 20{,}7$ км/ч

Для буксира и толкача нормативные показатели определяют по двум параметрам одновременно: по частоте вращения и по скорости судна, фактически полученным во время испытаний.

Контрольные измерения на грузовых и пассажирских теплоходах выполняют при движении с грузом, на буксирах и толкачах — при движении с составом или на швартовых, а на земснарядах — при проектной длине плавучего рефулера, стараясь при этом получить номинальную частоту вращения.

Допускаемые погрешности измерений фактических показателей от нормативных составляют:

Часовой расход топлива, %	±5
Эффективная мощность, %	±5
Температура газов (средняя по цилиндрам), %	±7
Скорость судна, %	—3
Тяга на гаке, %	—5

Если испытания проводят в летний период при высокой температуре воздуха на всасывании, нормативное значение температуры выпускных газов следует откорректировать по методике, рекомендованной заводом-строителем. Приближенно нормативную температуру газов в этом случае можно определять по формуле

$$t_{г.н} = t_г + 1{,}5\,(t_{возд} - 20),$$

где $t_{г.н}$ — расчетная нормативная температура газов, °С;

$t_г$ — нормативная температура газов, определенная по графику паспортной характеристики, °С;

$t_{возд}$ — фактическая температура воздуха на всасывании, °С.

Однако в любом случае температура выпускных газов не должна превышать предельных значений, указанных в инструкциях по эксплуатации двигателей.

Если отклонения от нормативных значений превышают допускаемые, необходимо тщательно обследовать энергетическую установку судна, выявить причины отклонений и наметить мероприятия по их устранению. Наиболее часто причиной отклонений является нарушение регулировки двигателей или ухудшение его технического состояния вследствие изнашивания деталей топливной аппаратуры, ЦПГ или механизма газораспределения. При отсутствии таких нарушений вероятной причиной отклонений будет неисправность гребных винтов.

Проверка согласованности гребного винта с двигателем. Процесс согласованности выполняют путем совмещения на одном графике внешней (ограничительной) характеристики номинальной мощности с фактической винтовой характеристикой двигателя.

Фактически потребляемая винтом фиксированного шага мощность зависит как от неизменных конструктивных характеристик винта, так и от изменяющихся эксплуатационных факторов (относительной скорости, упора, глубины погружения и др.). Поэтому винт оказывается согласованным с главным двигателем, т. е. потребляет номинальную мощность при номинальной частоте вращения только тогда,

когда условия его работы строго соответствуют расчетным. Во всех остальных случаях винт будет или гидродинамически «легким» (при номинальной частоте вращения расходуется мощность меньше номинальной), или гидродинамически «тяжелым» (при номинальной частоте вращения расходуется мощность больше номинальной). При повреждении лопастей винта и увеличении их шероховатости винт также утяжеляется.

На рис. 254 были приведены винтовые характеристики «тяжелого» (кривая *0—3*), согласованного (кривая *0—4*) и «легкого» (кривая *0—5*) винтов, а также внешняя характеристика двигателя (кривая *1—5*). Здесь точки *2—4—6* характеризуют работу дизеля с номинальной мощностью, точки *3—4—7* — с номинальной частотой вращения, точки *1—4—5* — с переменной мощностью и частотой вращения по внешней характеристике дизеля.

Согласованность гребного винта с двигателем при контрольных испытаниях проверяют для того, чтобы установить:

не нарушилась ли она в процессе эксплуатации вследствие механических или коррозионных повреждений винта или низкого качества изготовления и ремонта. Чтобы исключить влияние посторонних факторов на результаты испытаний, контрольные измерения в этом случае проводят обязательно при условиях движения судна, соответствующих расчетным (с грузом для грузовых и пассажирских или с нормальным составом для буксирных судов). Если полученные результаты (по скорости, мощности, расходу топлива и т. д.) соответствуют паспортной характеристике судна или отличаются от них в допустимых пределах, винт считается практически согласованным с двигателем. В противном случае принимают меры к осмотру винта на стоянке судна и к устранению обнаруженных повреждений;

соответствует ли выбранный режим работы дизеля условиям загрузки и движения судна и фактическому состоянию гребного винта. В этом случае контрольные измерения выполняют в эксплуатационном рейсе при фактических загрузке судна, глубине фарватера и метеорологических условиях. Если полученные результаты соответствуют ограничительной характеристике дизеля (ломаная кривая *1—4—7* на рис. 254), режим работы выбран правильно. В противном случае он должен быть изменен с таким расчетом, чтобы исключить как перегрузку дизеля, так и недоиспользование располагаемой мощности.

При проведении испытаний теплотехническими партиями может также решаться вопрос об изменении геометрических характеристик винта для более точного его согласования с двигателем.

§ 92. Передовые методы технической эксплуатации

Работа промышленных и транспортных предприятий в условиях хозрасчета, самоокупаемости и самофинансирования требует от коллективов производственных подразделений полного и наиболее эффективного использования материальных и интеллектуальных ресурсов, непрерывного и целенаправленного совершенствования технических средств и методов их использования.

Работникам речного транспорта предстоит существенно улучшить использование речных судов, производственных мощностей портов и заводов.

Решение научно-технических задач на речном транспорте направлено в первую очередь на поддержание проектного уровня техники и технологий. Судовые службы должны больше внимания уделять ремонтно-профилактическим работам. Безопасность, надежность и экономичность работы судна зависит не только от технического состояния основного оборудования энергетической установки, но и в большей степени от уровня профессионального мышления членов судового экипажа.

В этих условиях решающее значение в успешной деятельности будет иметь развитие и использование творческой инициативы каждого члена коллектива

в деле наиболее эффективного использования судовой техники, рационального и экономного расходования материальных и трудовых ресурсов, быстрейшего освоения и внедрения передовых методов технической эксплуатации.

Развитие и становление научной организации технической эксплуатации флота неразрывно связано с именами знатных механиков судов, первыми находивших и применявших наиболее рациональные для своих условий методы эксплуатации и ремонта, практически доказывавших возможность повышения эффективности использования судовой техники.

Так, в конце 40-х годов широкое распространение получил почин механика теплохода «В. Чкалов» Б. И. Бурлакова по сокращению объема зимнего ремонта на основе изучения и прогнозирования износов механизмов.

В период интенсивного обновления флота в 50-х и 60-х годах во всех бассейнах развернулось соревнование за высокую инженерную культуру эксплуатации и обслуживания судовой техники, начатое по инициативе механика теплохода «Художник Грекон» Ф. Г. Кузнецова, капитана-механика теплохода «Никололь» С. А. Солкина, капитана-механика теплохода «Умань» М. А. Дружаева и многих других.

Большой вклад в дело повышения производительности труда на флоте внесли капитан-механик М. А. Кравцов, доказавший на практике возможность совмещения профессий на крупнотоннажных теплоходах, и капитан-механик теплохода «Выкса» Г. С. Малов, внедривший на своем судне комплексный план научной организации труда.

Инициатива старшего механика теплохода «Балтийский 60» И. Д. Александрова, добившегося продления эксплуатационного периода судна до 350 сут и более в год благодаря внедрению системы непрерывных технических обслуживаний, способствовала улучшению эксплуатационных показателей большой группы судов типа «река—море».

Разработанная в 70-х годах коллективом завода имени Ленина и экипажами приписанных к заводу судов система организации технической эксплуатации и ремонта флота, основанная на опережающей подготовке сменно-запасных деталей, позволила увеличить продолжительность эксплуатации судов между текущими ремонтами до двух навигаций с проведением ежегодного осенне-весеннего технического обслуживания.

В 70—80-х годах остро встал вопрос об экономии материальных ресурсов, во всех пароходствах развернулась борьба за снижение расхода топлива и смазочных масел, были разработаны и внедрены мероприятия по использованию тяжелых топлив.

В последние годы широко распространен метод непрерывного технического обслуживания, принимающий разные формы в зависимости от конкретных условий эксплуатации флота. Одной из таких форм является так называемый «горячий ремонт», выполняемый судовым экипажем после окончания навигации на судне, выведенном из эксплуатации, но до приведения его в доковое состояние. После окончания «горячего ремонта» судно сдают заводу на зимний отстой уже отремонтированным и подготовленным к следующей навигации. Другой перспективной формой системы ТО являются группы технического обслуживания, создаваемые на крупнотоннажных судах и освобожденные от несения ходовых вахт, выполняющие весь необходимый объем работ по техническому обслуживанию механизмов в период навигации. В результате и в этом случае исключаются простои в навигационном ремонте, а на зимний отстой судно сдают подготовленным к работе в следующей навигации.

Серьезного внимания заслуживают также поиски возможности автоматизации производственных процессов и расширения зон обслуживания с целью сокращения на этой основе численности судовых экипажей и повышения производительности труда на флоте.

Передовые методы технической эксплуатации судовых механизмов не являются застывшим перечнем технических приемов, их творчески осваивает и развивает каждый экипаж применительно к собственным условиям работы

Планирование и организацию работ по изучению и внедрению передовых методов труда осуществляют капитан и механик судна под руководством механика-наставника или группового механика исходя из реальных условий эксплуатации, наличия сменно-запасных деталей и другого материального обеспечения, численности и квалификации членов судового экипажа.

Тесное взаимодействие судовых экипажей и береговых подразделений пароходства и РЭБ в части материально-технического обеспечения работ, поощрения наиболее отличившихся работников и в решении других организационных вопросов является залогом успеха в ускорении технического прогресса на речном флоте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л.: Судпромгиз, 1962. 544 с.

Ваншейдт В. А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей. Л.: «Судостроение», 1969. 639 с.

Васильев Б. В., Кофман Д. И., Эренбург С. Г. Диагностирование технического состояния судовых дизелей. М.: Транспорт, 1992. 144 с.

Вешкельский С. Л. Справочник судового дизелиста. Л.: Судостроение, 1991. 240 с.

Гаттих А. Ф. Дизели речных судов. Атлас конструкций. М.: Транспорт, 1973. 230 с.

Гаттих А. Ф., Богданов А. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1983. 280 с.

Гаттих А. Ф., Чапалыгин Н. В. Дистанционное управление главными двигателями речных теплоходов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1975. 152 с.

Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина. Т. 2. М.: Машиностроение, 1971. 400 с.

Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина. Т. 3. М.: Машиностроение, 1972. 464 с.

Дизели. Справочник / Под ред. В. А. Ваншейдта. Л.: Машиностроение, 1977. 480 с.

Дмитриев В. А. Детали машины: Основы расчета и конструирования машин. Л.: Судостроение, 1970. 791 с.

Китов Ф. Ф. Эксплуатация судовых двигателей с газотурбинным наддувом. М.: Транспорт, 1969. 153 с.

Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1968. 535 с.

Кузовлев В. А. Техническая термодинамика и основы теплопередачи. М.: Высшая школа, 1975. 303 с.

Кульмин В. В. Дефектация судовых механизмов. М.: Транспорт, 1967. 176 с.

Куперман Д. Ф. Теория судовых двигателей внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1965. 288 с.

Лесин М. И. Автоматизация судовых дизельных установок. Л.: Судостроение, 1969. 465 с.

Леонтьевский Е. С. Справочник механика и моториста теплохода. М.: Транспорт, 1981. 352 с.

Микелис А. Г., Черняевская Н. Г. Судовые двигатели внутреннего сгорания. 2-е изд. Л.: Судостроение, 1975. 440 с.

Панов К. К., Разозин Н. А. Словарь по топливам, маслам, присадкам и специальным жидкостям. М.: Химия, 1975. 392 с.

Пенченко В. Н., Кожинных Г. В. Автоматика регулирования и управления судовых силовых установок. 2-е изд. М.: Транспорт, 1973. 304 с.

Руководство по теплотехническому контролю серийных теплоходов / Министерство речного флота РСФСР. М.: Транспорт, 1980. 424 с.

Судовая теплоэнергетика. Справочник / Под ред. В. М. Селиверстова. М.: Транспорт, 1969. 312 с.

Таратар Ш. Б. Судовые дизели: Теория рабочего процесса. Л.: Морской транспорт, 1962. 307 с.

Теоретические основы эксплуатации судовых дизелей / В. Ю. Гиттис, В. Л. Бондаренко, Г. П. Ефимов, Ю. Г. Полянов, Б. М. Чурбанов. М.: Транспорт, 1966. 376 с.

Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы / Под ред. Н. Х. Дьяченко. 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1974. 551 с.

Техническая эксплуатация речного флота / Л. Д. Антонова, Б. П. Арефьев, Ю. К. Арнстов и др. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1976. 336 с.

Хандов З. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Теория. 3-е изд., доп. М.: Транспорт, 1975. 368 с.

Хандов З. А., Браславский Н. Л. Судовые среднеоборотные дизели. Л.: Судостроение, 1975. 320 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Настоящий указатель отражает основные понятия, содержащиеся во всем тексте книги, кроме аннотации списка литературы и оглавления.

Материал указателя расположен в алфавитном порядке по принципу «слово за словом». В заголовках и подзаголовках рубрик применена инверсия в тех случаях, когда на первое место необходимо вывести наиболее значимое слово. Например, «Неисправности уплотнения» следует искать на слове «уплотнения».

В указателе одним знаком тире заменено каждое слово заголовка при повторении его в подзаголовке (подрубрике) и каждое повторяющееся слово подзаголовка, включая предлоги.

Принятые сокращения: ДВС — двигатель внутреннего сгорания, ФГО — фильтр грубой очистки, ФТО — фильтр тонкой очистки, ТО — техническое обслуживание, ТЭ — техническая эксплуатация, ТНВД — топливный насос высокого давления.

А

Аварийное повреждение 349
Автоматизация дизеля степень 20, 286
Автоматическая защита 11, 290, 291
— сигнализация 11, 287
аварийная 287
исполнительная 287
предупредительная 287
-- система контроля и диагностирования 282, 361
Алитирование см. Химико-термическая обработка
Алюминиевые сплавы 76, 96
— — антифрикционные см. Антифрикционный материал
Амортизатор пружинный 77, 78, 291
-- резиновый 78, 77, 366
Анкерная связь 89, 292, 293, 367
Активибратор 71
Антифрикционный материал 82, 83, 105
алюминиевый сплав АО20-1 83
баббит 83
бронза оловянно-фосфористая 105
— — свинцовистая 83, 105
Аппаратура контроля 362
Арматура запорная 215
— контроля 93, 94
Атмосферные условия 407

Б

Баббит см. Антифрикционный материал
Баланс теплоты 45
Балансировка 109
Баллон пусковой 214, 215, 222, 223
Бачок черный 420
— расширительный 204
Безотказность 358
Бигиние 369
Блок картер 9, 84, 85, 132
Блок рама 76
Блок цилиндров 9, 76, 84, 367
Блокирование 258, 276
Болт призонный 77, 309, 366
— шатунный 104, 107, 372, 373
Браковочные показатели масла 398
Бронза см. Антифрикционный материал

В

Вакуумметр 283
Вал гребной 309
— коленчатый 4, 9, 70, 84, 108, 368, 369
мелкий 108
— — штампованный 108
-- отбора мощности 112
— распределительный 11, 116, 120, 294
— турбины 141
-- турбокомпрессора 137, 138
Валоповоротное устройство 113
Ванадий 22
Вибрация 19, 69, 72
Вкладыш подшипника коренного 107
— — рамового 81
верхний 81
нижний 81
толстостенный стальной 83, 291
тонкостенный сталеалюминиевый 83, 299
сталебаббитовый 83
— сталебронзовый 83
штампованный 83
Влагоотделитель 220
Влияние ветра 406
-- винта 404, 405
— волн 406
-- течения 407, 408
Вода 20, 23, 28
Водоподготовка 389

Воздухохладитель см. Охладитель
Воздухораспределитель 228, 229, 232, 236, 237
Воздухохранитель см. Баллон
Воздушный заряд 16
Возмущение 176
Волновой обменник 15
Воспламенение 28—30, 171
Впрыскивание продолжительность 28
Вспышка 66, 224, 225
Встречный порядок 136
Втулка лейнерная 341
– плавающая 137
— плунжерная 159, 162
– цилиндра 84—86, 367
—— ДВС быстроходных 85
– – — четырехтактных 85
— шатуна 105
Выпускные газы 4, 14, 15, 30, 48, 134, 135
Вязкости индекс 190
Вязкость 23, 190, 191, 408
динамическая 23
кинематическая 23, 24, 190
по времени истечения 23
условная (ВУ) 190

Г

Газообмен 5, 35, 133
–– ДВС двухтактных 15, 126– 128
— — четырехтактных 125, 126
Газораспределение 236
Газораспределительный механизм 124
Галтель 109
Гаситель динамический см. Антивибратор
Герметизация поршневого пальца 103
Гидроаккумулятор 120
Гидрофор 215
Глушитель выпуска 15, 131
Головые блока 92
— поршня 97
— шатуна верхняя 105
– — кривошипная 106—107
Гребной винт 110, 404, 405
— — легкий 405
— — тяжелый 405

Д

Давление
в смазке 79, 80
впрыскивания 28, 29, 31
впуска (всасывания) 6, 36– 38
выпуска 36, 38, 39
газа 72
конца наполнения 37
–– сгорания 47
— сжатия 6, 40, 41
наддува 36, 136
сгорания максимальное 8, 14, 47, 50
среднее эффективное 53
Датчик 283, 288, 289
— давления 289
– температуры 288, 289
Двигателей достоинства 9
–– – впрыскивания 32
–– — двухтактных 9, 15
– — крейцкопфных 19
—— четырехтактных 9
Двигателей недостатки 72
–– — бескомпрессорных 17
– двухтактных 8, 9
— — предкамерных 32
–– особенности двухтактных 8, 9
– – — четырехтактных 19
Двигатель тепловой
автоматизированный 291, 338, 340
автомобильный 12, 14, 53
без наддува 14, 38, 39, 52, 93, 130, 294, 299, 305
быстроходный 17, 45, 65, 81, 85, 120, 340
V-образный 19, 301
вертикальный 19
вихрекамерный 16, 32, 42, 45, 170, 303
внешнего сгорания 4
внутреннего сгорания 4
воздушного охлаждения 20
вспомогательный 12, 110, 299, 305
высокого сжатия см. Дизель
высокооборотный 82, 41, 42, 110, 124, 301, 307
газовый 15
газожидкостный 15
главный 12, 291
— левый 17, 303
— правый 17
горизонтальный 19
двойного действия 18
двухрядный 19
двухтактный 6—9, 12, 15, 18, 20, 30, 51, 52, 86, 112, 120, 130, 131, 301
— с прямоточной продувкой 12
двухтопливный 15, 291
жидкостного охлаждения 20
звездообразный 19
карбюраторный 16
контрпоршневой 12, 16
крейцкопфный 18, 20
левого вращения 17, 112
малооборотный 9, 42
многотопливный 15
многоугольный 19
неавтоматизированный 294, 300, 338
перевернутый 18, 110, 120, 130, 294, 298, 301, 303, 305
наклонный 19
низкого сжатия 14, 15
однорядный 19, 112
оппозитный 19
правого вращения 17, 112
промышленный 12
простого действия 18
реверсивный 18, 112, 195, 291, 293, 298, 338
с внешним смесеобразованием 16
— — самовоспламенением от сжатия 15
–– карбюраторным циклом 13, 14
–– наддувом 14, 15, 20, 36, 38, 39, 135, 294, 298, 305
— — газотурбинным 14, 15, 52, 89, 133, 301
— однокамерным смесеобразованием 32, 41
— со сгущенным сгоранием 13, 14
судовой 12, 41, 47, 54, 84, 96, 130, 298, 392
тепловозный 4, 12, 128, 136
тихоходный 17, 39, 41, 45, 48, 86, 111
тракторный 12
тронковый 18, 19, 96, 98
форсированный 299
четырехтактный 4, 5, 9, 12, 20, 37, 51, 74, 85, 112, 124, 126, 132

Двигатели группа по мощности 12
— — — скорости поршня 17
— — — частоте вращения 17
— — принцип работы 4—7
Декомпрессионное устройство 225
Дейдвуд 310
Демпфер 70
Детали ДВС 9
неподвижные 9
основные 9
подвижные 9
Дефектоскопия методы 361
— средства 362
Диаграмма вращающего момента 65, 66
— газораспределения 125, 128
индикаторная 5
— — действительная 5, 13
— — нормальная 13
— — совмещенных циклов 13
— — теоретическая 6
— — — ДВС двухтактных 7, 8
— — — — четырехтактных 5, 6
— — цикла рабочего 49
— — — развернутая 50
— — — расчетного 48
— процесса газообмена 35
— — — действительная 35
— — сгорания 33, 44, 45
— — — действительная 44
— сил движущих 62, 63
— — инерции 62
— — — к расчетного цикла 62
Дизель 4, 14, 32, 54, 55
Дизели исполнение климатическое 21
— маркировка 20, 21
— обозначение 20, 21
— степень автоматизации 286, 287
Дистанционная связь 242
Дистанционное управление 242
— — автоматическое 242, 243, 253
гидравлическое 252
пневматическое 250
Диффузор 134, 137, 141
Длина струи рассеивания 28
— шатуна 57
Днище поршня 97
Доводка цилиндра 128
Долговечность 358
Дробление топлива 28
Дросселирование 210

Ж

Жесткость картера 83
— нижней головки шатуна 105, 107
— фундаментной рамы 76

З

Забортная вода см. Теплоноситель
Заглушка 110
Задатчик 174, 244
гидравлический 248
пневматический 245
электрический 248
Задержка самовоспламенения 32—34
Зажигание принудительное 15
Закрепка вала 109
— кулачковых шайб 122
Закон перемещения поршня 57, 58
— подачи топлива 45, 161
Звездальная спираль 224
Запорная жидкость 171, 301
Запретная зона частоты вращения 70
Зарубашечное пространство 367
Заряд воздуха 16
Зола 24
Золотник 219—232

И

Изнашивание 19, 23, 78, 408
вала шеек 80, 369
— втулки цилиндра 18, 98, 367
— плунжерной пары 153, 159, 167
— подшипника 80, 82
— поршня 18, 96, 98
— форсунки 168, 171, 408
— штока клапана 117
Износостойкость втулки 85
— поршневого кольца 100
— — пальца 103
Индикатор 5, 415—418
Индикаторная диаграмма см. Диаграмма
Индикаторный кран 94
Искрогаситель конусный 132
— сухой 132
Исполнительный механизм 276
Исправное состояние 357
Испытания:
гидравлические баллонов 223
контрольные 411
приемо-сдаточные 410
тепловые 410
типовые 410
эксплуатационные 410, 411

Й

Йодное число 25

К

Кавитация 390
Камера сгорания 5, 6, 27, 28
вихревая 16, 31
— — неразделенная 29, 31, 299
— — разделенная 26, 29, 31
Камеры сгорания форма 29, 30, 367
Гессельмана 30
полусферическая 29, 30
промежуточная 30
Карбюратор 16
Карман 97
Картер 83, 84
— чесунный 85, 303
Картера взрывобезопасность 89
Кислотное число 24
Кислоты водорастворимые 22, 25
Клапан газораспределения впускной 4, 114—116, 378
— — выпускной 4, 114, 116
— перепускной 144, 199, 202
— предохранительный 89, 90, 94, 215, 223
— продувочный 220
— пусковой 228, 273
— — автоматический 224, 234, 245
— — главный 229, 230, 234

— — пневматический 228, 231, 235
— разгрузочный 263, 264, 273
редукционный 215, 220, 221
Клапанный привод групповой 119
— от распределительного 106, 117, 375
— — с рычагами 117, 118
— — штанговый 119, 294
Клапанный механизм см. Очистка
Конусность 26
Коэффициент 26
Колебаний узла 69
Коллектор 7
впускной 4, 130
выпускной 5, 9, 15, 130, 131, 135
наддувочный 14
Колодец 110
Кольцо Зегера 102
Компрессор 14, 211, 133, 141, 214
двухступенчатый 214—216
малолитражный 133, 134
поршневой 215
Конечный выключатель 258
Консервация 347—349
Коррозия 22, 23
Котел утилизатор 56, 131
Коэффициент избытка воздуха 41—43
— использования теплоты 44, 45
линейного удлинения 87, 96
молекулярного изменения 46
— наполнения 35—37
— остаточных газов 36, 37
— полезного действия индикаторный 55
— — — механический 52, 53, 55
— — — цикла рабочего 13, 34, 39, 47
— — — эффективный 55, 56
— продувки
— Пуассона 87
— тактности 51, 52
теплопередачи 202
— фильтрации 25
Кран перепускной 94, 202
Кройцкопф 18
Кривошип 9, 57, 72, 109, 111
Кривошипно-шатунный механизм 9, 57
Кривошипный круг 57
Кривошипов расположение 112
установка 66
Критическая частота вращения 69
Крутильные колебания вынужденные 69
— — продольно-изгибные 71
— — свободные 69
Крышка цилиндра 4, 9, 90, 367
Кулачковая шайба 116, 117, 122—124, 236, 294

Л

Легирование 109
Легированная сталь 104
Линия всасывания 6, 13
— выпуска принудительного 6, 13, 35
— — свободного 6, 13, 35
— горения 6, 49
— давления окружающей среды 6
— расширения 6, 50
сжатия 6, 35, 50
Лицевочный полевой литер 9
Лужение 100

М

Максиметр 418
Манометр 204, 283
Масла качества 407, 408
Маслосъемные кольца см. Поршневые кольца
— — форма 101, 102
Маслоуспокоительная сетка 76
Массы деталей движения 61
поршня 62
шатуна 62
Материал
вала коленчатого 108, 109
— распределительного 120
вкладыша шатуна 107
втулки цилиндра 85
— шатуна 107
кулачковых шайб 122
моноблока 92, 302
поршневых колец 100
— пальцев 102
поршня 96, 294, 295, 306
шатуна 104
шатунных болтов 107
Маховик 9, 67, 68, 109, 112
Мертвая точка 4, 375, 378
Механические причуды 22, 25, 152, 190
Моль 36
Момент
возмущающий 66, 67, 69
вращающий 65, 112, 419
изгибающий 96
инерции 67, 68, 71
маховой 67, 68, 112
опрокидывающий 68
сил сопротивления 66
сопротивления крышки 96
Моментоскоп 382
Моноблок 90
Монтаж дизеля 333
Моторные масла 191, 192
Мощность ДВС 8, 37, 133, 421
агрегатная 12
индикаторная 51, 52
литровая 53
максимальная 400
механических потерь 52, 56, 307
минимальная 400
номинальная 400
полезная 52
полная 400
поршневая 54
удельная 53
эксплуатационная 400
эффективная 52, 53, 421
Муфта жесткая 300
— разобщительная 306
— реверсивная 18, 307, 314—316, 321
— соединительная 307
— трения 316, 320
— упругая 112, 309, 310
— фланцевая 310
— эластичная 291

Н

Нагрузка на втулку 86
— ДВС 56, 343
— — — внешняя 172, 176

— — крышку цилиндра 95
— — подшипник 80, 81, 83
Наддув 14, 132
волновой 15
газотурбинный 14, 15
динамический 15
— импульсный 15, 135
комбинированный 15
механический 14, 301
посторонний 14
типа «Комприекс» 15
Наддува схемы 15
Наддувочный воздух 14
Надежность 136, 202, 301, 342, 357—360
— показатели 357—360
Наклеп 109
Насос лубрикатор 86
Насос аварийный 208, 209
— крыльчатый 207
— масляный 195, 196, 297
— — нереверсивный 197
— — реверсивный 195
— — резервный 195, 297
— поршневой продувочный 130
— — системы охлаждения 204
— — топливный 158
— — топливоподкачивающий 147, 146
— роторный продувочный 130
— топливоподкачивающий 146, 149, 379
— ТНВД золотниковый 158, 159, 380—384, 406
— — стандартный 160
— — — блочный 160
— — — индивидуальный 160, 161, 164, 169, 187
— топливоподкачивающий 147
— центробежный продувочный 130
— — системы охлаждения 206, 207
— циркуляционный 204
шестеренный масляный 195
— — топливоподкачивающий 146, 148, 379
Неисправность 349
Несущая способность подшипника 79, 80
Нечувствительность регулятора 175

О

Обвод см. Регулирование охлаждения
Обкатка 373
Обод маховика 112
Объем цилиндра 5, 6
полезный 8
полный 5, 6
потерянный 8
пространства сжатия 5, 7, 8, 139
рабочий 5, 8
Окно впускное 6, 12
— выпускное 6, 12
— продувочное 7, 12, 127
Оледенение 109
Организация службы команды 323, 324
— ТО 362
— ТЭ 322, 323
Остановка дизеля 278, 345, 346
Остаточные газы 35
Остов 9, 89
Остова крепление анкерное 89
— — болтовое 89
Отвод теплоты 98
Отказ 351, 358
Отработавшие газы 5, 39
Отсечка 158, 159
Отсос газов 82
Отходящие газы см. Отработавшие газы
Охладитель 203, 209
водоводяной 203, 204, 209, 210, 214
водовоздушный 133, 209
водомасляный 200—202, 209
— диафрагменный 201, 209
— пластинчатый 209
трубчатый 201
Охлаждение 133, 202
блок картера 84, 85
головки цилиндра 90, 92, 93
— — шпурма 105, 296
вкладыя 202, 203
моноблока 93
подшипника рамового 81
форсунки 99, 105
— протечное 99
— струей масла 99
турбины 137
форсунки 90, 92
Охлаждения способы 202, 203
Очистка воздуха 216—220
— масла 197
— топлива 141, 142, 149, 409
Очистки способ
магнитный 198
отстаивание 149, 198
сепарация 141, 143, 149, 155, 156
— — клярификация 156, 158
— — пурификация 155—157
фильтрация 150, 197
центрифугирование 197, 198
— тонкость 151
Ошибка регулятора статическая 180

П

Палец поршневой 102
— плавающий 102, 296
Пальца фиксация 102, 103
Перегрузка дизеля 403
Передача судовая
гидродинамическая 308
механическая 307
прямая 307
реверсивная 309
реверсивно-редукторная 307
редукторная 307
электрическая 308
Перекрытие устройство 93, 94, 202
Период видимого горения 44, 45
— задержек самовоспламенения 33
Плотность заряда 25, 26
Плунжер 158, 159
Плунжерная пара 159
— втулка 159
Плунжерной пары форма 160—162
Подача топлива 158
— — цикловая 42, 43, 132, 133, 158, 164, 172
Подачи нулевое положение 160
Подготовка дизеля к пуску 328, 329, 331, 335
— системы охлаждения 333
— — смазочной 334
— — топливной 334
Поддон рамы 78

Подшипник
зала упорный 84
— кривошипным 105
— — рамовым 78, 80, 81, 369
— — цельный 310
— — качения 147, 313
— — опорный 310
— — осевой 293
— — распределвала 122
— — скольжения 110, 293, 312, 360
— — установочный 82
— — шатунный 80, 105, 293, 369
Подшипника крепление 82
— — подвеска 84
— — сборка 81, 82
Показатель политропы расширения 48, 48
— — сжатия 40, 41, 47
— форсирования 53, 54
Полуразъем Крейцкопф
Политропа сжатия 49
Поршень 4, 9, 96, 360
ДВС двухтактных 6, 7, 231
— четырехтактных 297, 265, 302, 303, 305
— составной 99
Поршневой палец см. Палец
Поршневое кольцо 96, 98, 100, 120
— маслосъемное 96, 99, 100, 101
— уплотнительное 9, 96, 98, 200, 102
Поршня путь 54, 58
— скорость 17, 53, 60, 61
— ускорение 61
Порядок работы цилиндров 136
Пост управления 241, 272, 294, 297
— дистанционный 242, 244, 276, 281, 285
— местный 241, 280, 281, 301
— централизованный 241
Постоянная двигателя 52
Предельное состояние 358
Предкамера 16
Преобразователь импульсов 15
Присадки масла 193
— топлива 25
Прогревание 341—343
Продувка 8, 125—127, 133
— контурная 14, 126
— петлевая 12, 127
— поперечно-щелевая 125—128
— прямоточная 12, 14, 127, 128, 141
Продувка способ 126, 127
Продувочный воздух 7, 130
Продукты сгорания 43
Прокладка резиновая 77
— сферическая 77
Протилоп 75
Противотолкатель 210
Процесс газообмена 5, 35
— всасывания (впуска) 5, 6
— выпуск 58, 243
— — свободный 8
— наполнение 125
— продувка 8, 125—127, 133
— расширения 7, 8
— сгорания 4—6, 8, 33, 44, 50
— сжатия 4, 5, 41
Прочность
— втулки цилиндра 86—88
— острова 89
— поршня 97, 103
— шатуна 104—106
— — шатунного болта 108
Пурификация см. Очистка
Пуск 215, 224, 274, 275, 277, 279, 306
— автоматический 340
— воздушный 227, 228, 301, 303, 338
— дистанционный 340
— ручной 224
— стартерный 224, 226
Пуска подготовка 328—331
— — порядок 328, 330
— — продолжительность 224
Пусковой воздух 214, 225, 227, 228, 252

Р

Работа газа 8, 50
— — полезная 7
— — потерянная 8
— ДВС жесткая 34, 34
— — — мягкая 34
— — диаграмма 40, 50, 51, 56
Работоспособное состояние 357
Рабочая смесь 41
Рабочее тело 4, 13, 45
Рабочий ход см. Такт
Размус инерции 204
— — кривошипа 57
Разгон судна 400—402
Раскеп 309
Распиливание 332
Распыливание топлива 16, 26, 31, 34
— — объемное 16
— — объемно-пленочное 16
— — пленочное 16
Распылитель форсунки 26, 28, 167, 168
Расход топлива 31, 42, 54
— — удельный 42, 43, 54
— — условный 54
Реверс-редуктор 236, 307, 316, 317, 319, 321
— планетарный 317, 318
— с муфтой трения 316, 318, 319
Реверсирование 236, 260, 262, 269, 278, 344
— экстренное 279
Реверсирования время 262
— — операции 256
Регулирование охлаждения 210, 271, 301, 392
— дросселирование 210
— — обвод 210
— — перепуск 210, 211
— подачи 148—160, 164, 172, 185, 383
Регулирования ДВС методы 412, 413, 422
— — механизм 173, 183
— — операции 419
Регулятор 172, 374
— автоматический 172, 173
— — статический 180, 181
— — — астатический 180, 186, 189
— всережимный 172, 179, 184
— однорежимный 172, 179
— статический 174, 177
— — действия непрямого 174, 177, 178
— — — прямого 174, 177, 185
— — универсально-статический 181, 182
— центробежный 173
Регулятора обкатывание 184
Редуктор 307
Режим работы ДВС 376
— аварийный 404
— главный 176

неустанавливающейся 401
нормальный 402
перегрузочный 403
переходный 176
прогревание 341, 343
пусковый 261, 336
рабочий
расчетный 405
стандартный 400
установившийся 176, 177, 392
холостой ход 403
Резервирование 358
Резонанс 69
Реле направления вращения 253
— остановки 253, 255, 273
— частоты 253, 255, 273, 281
Ремонт 17, 322
Ремонтопригодность 358
Ресивер 7
— продувочный 7
Ресурс ДВС 358
до капитального ремонта 359
— переборки 359
непрерывной работы 359
полный 359

С

Самовоспламенение 224, 225
Самовыравнивание ДВС 176
Свежий заряд 35—37, 42
Сепаратор масляный 199, 200
— топливный 141, 149, 153
— — самоочищающийся 156
Сепарация см. Очистка
Сера 22, 25
Сервомотор 236, 237
Сила:
движущая 61, 63, 67
инерции 19, 61, 63, 65, 72—74, 206
— порядка второго 72, 74
первого 72, 73
— центробежная 72, 73, 75
от давления газов 61, 72, 89
сопротивления 61, 66, 69
трения 61, 64
упругая 66, 67, 69
Сила составляющая 63
касательная 64, 65
нормальная 63, 64
осевая 63, 64
радиальная 64
Система дизеля:
газораспределения 11
отвода газов 89
охлаждения 11, 20, 202, 386
регулирования 11
смазочная 11, 84, 297, 300, 305, 388
топливная см. Топливная система
Смазочный материал 78, 79, 189
— — антикоррозионный 349
Смазывание
вала 111, 112
втулки цилиндра 80
пальца поршня 103
подшипника 82, 107—110, 122, 141, 314
привода клапанного 119
шатуна 104
Смазывания способ
масляным туманом 105, 116, 306
набивной 192
принудительный 103, 192
ручной 119
Смесеобразование 15, 16, 26, 28—30, 42
внекамерное 16, 307
внешнее 16
внутреннее 16
Смесеобразования способ 29
многокамерный 31
однокамерный 32
пленочный 29, 30
предкамерный 16, 32
объемный 29, 30
объемно-пленочный 29, 31
Смеситель 19
Смолообразование 25
Срок службы 9, 17, 132, 197, 358, 360, 409
Станина 4, 9, 76
Стартер 224, 225
Степень неравномерности ДВС 7, 66, 67
— повышения давления 46, 47
— предварительного расширения 46, 47
— сжатия 5, 6, 13, 39, 40, 105, 215
— форсировки 54
Стехиометрическая смесь 42
Сторона распределения ДВС 11, 17
Струя топлива 26, 28
Сухарь 76, 77

Т

Такт (ход) поршня 5, 15, 50
Тахометр 285, 286
Температура вспышки 24, 190
— выпуска 15
— застывания 24, 190
— конца наполнения 38, 39
— — сгорания 45, 47
— — сжатия 39, 41
— самовоспламенения 24, 34
Тепловое состояние 9, 17, 47
Тепловой баланс 45, 46
— взрыв 32
Тепловых напряжений снижение 133, 203
Теплоемкость 45, 46
Теплоноситель 133, 202, 203
— промежуточный 202, 203
воды забортной 202, 204
— пресной 202
масла 202
топлива 202
Теплообменник см. Охладитель
Теплоты сгорания 23, 44, 45
— высшая 23
— — низшая 23, 44, 45
Теплоты потери 44, 45, 56
Термическая обработка 109
Термометр 283, 284, 420
Терморегулятор 211, 213
Техническая эксплуатация 322
Технический надзор 223, 322
Техническое обслуживание 322, 329, 346, 347, 365, 366
— — периодическое 330, 331, 363
— состояние 326, 327, 409
Тифон 215
Топлива марки 24, 25
Топлива состав 22, 25

- — фракционный 23, 26
— — элементарный 26, 42
Топливо 4, 22, 408, 409
газообразное 15, 22, 407
газотурбинное 26
дизельное 24—26, 407
дистиллятное 26
жидкое 4—15
мазут 25
моторное 15, 22
остаточное 26
тяжелое 15, 16, 22, 24, 25
условное 23
Топливная система 11, 141, 142
Топливоподготовка 142, 143, 291
дизельного 143
моторного 144
смеси топлив 145, 146
Торможение 263
Трение граничное 79, 80
- жидкое 78, 79
— сухое 79
Тромб 98
Турбина газовая 14, 55, 134
— импульсная 135, 140
— наддувочная 14, 130, 134
— — осевая 134
- - - радиальная 135
— паровая 55
Турбокомпрессор 136, 137, 378
Турбокомпрессора тип 136, 140

У

Углеводороды 23, 24
— тяжелые 23
Угол впрыскивания 28
— опережения подачи 33, 45, 126
— перекрытия клапанов 126, 133
- рассеивания топлива 26, 28, 29
Универсальная газовая постоянная 46
Уплотнение цилиндров 66, 92, 93, 110, 291, 367
Уплотнения тип 136, 139, 141
Уплотнительное кольцо см. Поршневое кольцо
Управление ТЭ 322
Упор 306, 400
Упругое тело 58
Уравнение политропы 41
— сгорания 46
- скорости поршня 60
- состояния газа 37, 46
— теплового баланса 45, 56
Уравновешенность ДВС 74, 75, 112
Устройство пусковое 11, 221, 228, 242, 297, 301, 374
- реверсивное 11, 236, 237, 239, 242
— управления ДВС 11, 242, 272, 280
автоматизированное 12, 242, 243, 249, 280
беспрерывное 242, 246, 247, 264
блокировочное 263, 253, 259
задающее 243, 244
исполнительное 243, 264 - 266, 271
корректирующее 243, 253, 261, 262
неавтоматизированное 242, 243
позиционное 242, 248
следящее 243, 244, 264
Устройств управления схемы 245, 272, 280

Ф

Фаза газораспределения 126, 377
Фильтр воздушный 130
- масляный 198
защитная сетка 198
ФТО 198
ФТО 196, 199
— топливный 150
высокого давления 150, 153
грубой очистки 150—152
низкого давления 150
объемный 150
проницаемый 150
сетчатый 150, 151
— щелевой 150, 152
предварительной очистки 150
тонкой очистки 150, 152—154
элементный 153
ФТО принцип действия 198, 199
Фильтрация см. Очистка способ
Фильтрующий материал 150, 151, 153, 155, 198
- элемент 150—153, 198
— бумажный 153, 154
— — на фильтротканях 154, 155
— — сборный 151
Фланец 109, 110
Форсирование 53, 132
Форсунка 4, 141, 384 - 388
гидрозапорная 171
закрытая 167, 169
открытая 167, 169
штифтовая 170
Фракционный состав 23, 26
Фундаментная рама 4, 76, 293, 336
составная 76
цельная 293, 295, 298

Х

Характеристика двигателя 392
винтовая 397, 402
внешняя 394, 405
нагрузочная 393, 394
ограничительная 394, 395, 402
регуляторная 398
регуляторная 174, 175, 179, 182, 396
скоростная 394
совмещенная 398
универсальная 396
частичная 395
- судна паспортная 398
Химико-термическая обработка 109
алитирование 102, 109
хромирование 100
цементация 102, 122
Ход впуска (всасывания) 4, 6
— сгорания активный 158
— — полный 158
— поршня 4—6, 17, 51
— — подготовительный 6
— — потерянный 8
— — рабочий 4, 6
- - сжатия 4, 30
Холодильник см. Охладитель
Холодильник-карман масла 80—82, 98
Хромирование см. Химико-термическая обработка

Ц

Цементация см. Химико-термическая обработка
Цетановое число 34
Центрифуга 199, 200
Цикл 5, 50
— изохорный 13, 14
— рабочий 46, 49, 50, 51, 224, 396
— — ЗВС двухтактных 7, 8, 43, 396
— — — четырехтактных 5, 396
— — действительный 44
— — расчетный 5, 49, 51
— смешанный 13, 14
Циклоидный подъем 42, 43, 153
Цилиндр 4, 9
Цилиндропоршневая группа 135
Цистерна основного запаса 141, 142, 379
— расходная 142, 143

Ч

Частота вращения 87, 172, 173, 415
— — критическая 69
— колебания свободных 69
— циклов 8
Число цилиндров 66

Ш

Шатун 4, 9, 57, 62, 104, 373
— кованый 104
— литой 104
— неразъемный 104
— прессованный 107
— разъемный 104
— штамповочный 104
Шатунная головка 104, 371
— — верхняя 104, 106
— — нижняя 104, 105
— длина 57
— стержень 104
Шейка вала рамовая 109, 110
— — шатунная 109, 110
Шлам 157
Шток клапана 115, 116

Щ

Щуп 369

Э

Экономичность двигателей 9, 14, 15, 17, 34, 136, 202, 298
— двухтактных 9
— четырехтактных 9
Электростартер 11, 226, 227, 307
Энергия газов внутренняя 45
— — выпускаемых 15, 47
— — смеси 38
— — при пуске 224
Эпюра давления масла 80

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ
ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДИЗЕЛЕЙ

Глава I. Общие сведения о двигателях внутреннего сгорания . . . 4

§ 1. Принцип действия четырехтактного дизеля 4
§ 2. Принцип действия двухтактного дизеля 6
§ 3. Конструкция дизеля 9
§ 4. Классификация двигателей внутреннего сгорания 12
§ 5. Физико-химические свойства топлива для дизелей 22
§ 6. Смесеобразование и сгорание топлива в цилиндрах дизеля . . . 25

Глава II. Рабочий цикл дизеля . . 35

§ 7. Процессы наполнения и выпуска . 35
§ 8. Процесс сжатия 39
§ 9. Рабочие смеси газов 41
§ 10. Параметры конца сгорания . . 44
§ 11. Процесс расширения 47
§ 12. Индикаторная мощность дизеля . 48
§ 13. Эффективная мощность дизеля . 52
§ 14. Экономичность работы дизеля . 54

Глава III. Кинематика и динамика двигателя 57

§ 15. Путь, скорость и ускорение поршня 57
§ 16. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме 61
§ 17. Моменты, действующие в двигателе 65
§ 18. Крутильные колебания валопровода 66
§ 19. Уравновешенность двигателя . . 72

ЧАСТЬ ВТОРАЯ
КОНСТРУКЦИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Глава IV. Основные детали дизеля . 76

§ 20. Фундаментные рамы 76
§ 21. Станины, картеры, блоки цилиндров 83
§ 22. Крышки и головки цилиндров . 90
§ 23. Поршни, поршневые кольца и пальцы 96
§ 24. Шатуны 104
§ 25. Коленчатые валы и маховики . . 109

Глава V. Системы газораспределения и наддува 114

§ 26. Впускные и выпускные клапаны и их приводы 114
§ 27. Распределительные валы . . . 120
§ 28. Газообмен в двухтактных двигателях 126
§ 29. Газопроводы 130
§ 30. Турбокомпрессоры 132

Глава VI. Топливная система . . . 141

§ 31. Состав и схемы топливных систем 141
§ 32. Топливоподкачивающие насосы . 146
§ 33. Очистка топлива 149
§ 34. Топливные насосы высокого давления 156
§ 35. Форсунки 167

Глава VII. Система автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя 172

§ 36. Общие сведения о системе регулирования частоты вращения . . . 172
§ 37. Свойства и характеристики САРЧ 174
§ 38. Виды регуляторов частоты вращения 177
§ 39. Регулирование двигателей с блочными и индивидуальными топливными насосами рядного давления 184

Глава VIII. Смазочная система . . 189

§ 40. Смазочные материалы 189
§ 41. Типы смазочных систем 192
§ 42. Масляные насосы 195
§ 43. Очистка и охлаждение масла . 197

Глава IX. Система охлаждения . . 202

§ 44. Назначение и устройство системы охлаждения 202
§ 45. Насосы системы охлаждения . 204

§ 46. Аппараты и устройства системы охлаждения 209

Глава X. Система сжатого воздуха

§ 47. Установки для получения и хранения сжатого воздуха . . . 214
§ 48. Аппараты и устройства системы сжатого воздуха 220

Глава XI. Пусковые и реверсивные устройства 224

§ 49. Общие сведения о пусковых устройствах 224
§ 50. Главные пусковые клапаны . . 229
§ 51. Воздухораспределители и пусковые клапаны цилиндров . . 232
§ 52. Реверсивные устройства 236

Глава XII. Элементы устройств дистанционного и автоматизированного управления 241

§ 53. Общие сведения об устройстве управления двигателем . . . 241
§ 54. Задающие устройства 244
§ 55. Усиление сигналов в устройствах непрямого действия . . . 250
§ 56. Блокировочные и корректирующие устройства 253
§ 57. Устройства для бесконтактного слежения. Исполнительные механизмы 264

Глава XIII. Схемы дистанционного автоматизированного управления 272

§ 58. Автоматизированные пневматические устройства управления двигателей ПФД48У 272
§ 59. Пневматическое ДАУ двигателя ЧРН36/45 276
§ 60. Гидравлическое ДАУ двигателей ЧСП18/22 280

Глава XIV. Система контроля, сигнализация и защиты . . 282

§ 61. Контрольно-измерительные приборы 282
§ 62. Автоматизация контроля работы дизелей 286

Глава XV. Двигатели серийных тепловозов 291

§ 63. Реверсивные среднеоборотные двигатели 291
§ 64. Нереверсивные среднеоборотные двигатели 298
§ 65. Нереверсивные высокооборотные двигатели 301

Глава XVI. Передача мощности на гребной винт . . 307

§ 66. Валопровод 307
§ 67. Соединительные муфты и подшипники валопровода . . . 309
§ 68. Реверсивные устройства валопровода 314

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Глава XVII. Организация технической эксплуатации и правила безопасного обслуживания судовых дизелей . 322

§ 69. Организация технической эксплуатации 322
§ 70. Требования к личному составу и техническому состоянию механизмов 325
§ 71. Правила безопасного обслуживания дизелей 328

Глава XVIII. Подготовка и действие, управление и контроль за работой дизеля . . 331

§ 72. Подготовка дизеля к пуску . . 331
§ 73. Пуск и прогревание дизеля . 336
§ 74. Изменение режимов и контроль за работой дизеля . . . 343

Глава XIX. Основные причины неисправности дизеля . . 349

§ 75. Выявление и предотвращение неполадок 349
§ 76. Неполадки, проявляющиеся при пуске дизеля 351
§ 77. Неполадки, проявляющиеся во время работы дизеля . . . 354

Глава XX. Техническое обслуживание дизелей 357

§ 78. Надежность судовых дизелей и основы технической диагностики . 357
§ 79. Организация технического обслуживания 362
§ 80. Операции контроля технического состояния и обслуживания основных деталей дизеля 366
§ 81. Операции контроля технического состояния и обслуживания механизмов пуска, газораспределения и наддува . . . 374
§ 82. Операции контроля технического состояния и обслуживания топливных систем 379

§ 83. Операции контроля технического состояния и обслуживания систем охлаждения и смазочной . . . 388

Глава XXI. Характеристики и режимы работы судовых дизелей 392

§ 84. Стендовые характеристики дизелей 392
§ 85. Паспортные характеристики теплоходов 398
§ 86. Режимы работы судовых дизелей 400
§ 87. Влияние условий эксплуатации на работу судового дизеля 404

Глава XXII. Теплотехнический контроль и испытания судовых дизелей 410

§ 88. Виды теплотехнических испытаний 410
§ 89. Регулирование двигателей . . . 412
§ 90. Приборы и оборудование для теплотехнических испытаний . . . 415
§ 91. Обработка и анализ результатов контрольных испытаний 421
§ 92. Передовые методы технической эксплуатации 424

Список литературы 427

Предметный указатель 428

Учебник

Гоман Алексей Федорович,
Аврамов Евгений Федорович
Богданов Александр Александрович

СУДОВЫЕ ДИЗЕЛИ

Предметный указатель составлен *Л. И. Арсеньевой*
Переплет художника *В. Л. Аксенова*
Технический редактор *М. Н. Рогова*
Корректор-выпускник *Н. А. Лобанова*
Корректор *Г. А. Мальцева*
ИБ 3081

Сдано в набор 11.08.87. Подписано в печать 03.05.88
Т-08025. Формат 70×100¹/₁₆. Бум. офс. № 2
Гарнитура литературная. Офсетная печать
Усл. печ. л. 35,75. Усл. кр.-отт. 71,50. Уч.-изд. л. 40,71
Тираж 26 500 экз. Заказ 572. Цена 1 р. 60 к.
Изд. № 1-1-217-10 № 3972

Орден «Знак Почета» издательство «ТРАНСПОРТ».
Москва, Басманный туп., 6а
103064, Москва, Басманный туп., 6а

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии
и книжной торговли.
129041, Москва, Б. Переяславская ул., 46