

ВВЕДЕНИЕ

На отечественном флоте дизели фирмы «Бурмейстер и Вайн» широко представлены несколькими сериями. Первые модели двигателей типа 74 VTBF-160 (ДКРН 74/160) эксплуатируются на флоте, но сняты с производства на БМЗ в 1986 г. В следующей модели VT2BF сохранены основные черты предыдущей модели: импульсный ГТН, прямоточно-клапанная система газообмена, масляное охлаждение поршня, составная конструкция коленчатого вала и др. В этой серии двигателей увеличилось среднее эффективное давление с 0,7 до 0,85 МПа. Увеличение фазы открытия выпускного клапана со 140 до 148° ПКВ обеспечило повышение мощности турбины. Начиная с этой модели, для привода ТНВД и выпускных клапанов используется лишь один распределительный вал. В двигателях применен механизм изменения угла опережения подачи топлива, регулирующий давление Pz без остановки двигателя.

Тип двигателя: двухтактные реверсивные дизели, крейцкопфные, простого действия, с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, с прямоточно-клапанной продувкой. Выпускается в шести- и восьмицилиндровом исполнении по лицензии фирмы «Бурмейстер и Вайн», Дания.

1 ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ДВИГАТЕЛЯ

Обозначение двигателя по ГОСТ.....	7ДКРН 74/160
Эффективная мощность.....	$N_e = 6433$ кВт
Частота вращения (правое).....	$n = 115$ Об/мин
Степень сжатия.....	$\varepsilon = 13$
Давление наддува.....	$P_H = 0,191$ МПа
Давление продувочного и наддувочного воздуха..	$P_s = 0,14$
Среднее эффективное давление.....	$P_e = 0,71$ МПа
Давление сжатия.....	$P_c = 4,8$ МПа
Максимальное давление сгорания.....	$P_z = 5,4$ МПа
Механический КПД.....	0,9
Угол опережения открытия продувочного окна.....	41°
Угол запаздывания закрытия продувочного окна.....	41°
Угол опережения открытия выпускного клапана.....	92°
Угол запаздывания закрытия выпускного клапана.....	56°
Направление вращения коленчатого вала.....	правое
Порядок работы цилиндров на передний ход.....	1-6-2-4-3-5-7

2 ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЯ

2.1 Основные подвижные и неподвижные детали

Детали остова

Остов двигателя состоит из следующих основных частей: фундаментной рамы, станины, цилиндров и цилиндрических крышек. Все части остова образуют единую жесткую конструкцию, обеспечивающую отсутствие деформаций при работе двигателя от действия сил давления газов и сил инерции движущихся частей. Для надежной работы двигателя необходимо, чтобы ось коленчатого вала была прямолинейна, а ось движения (поршень, шток, шатун) перпендикулярна оси вала. Эти требования выполняются при обработке деталей и сборке двигателя. Недостаточная жесткость остова двигателя может привести к появлению в частях остова деформаций, вызывающих искривление оси коленчатого вала, а также изменить взаимное расположение осей вала и деталей движения, что в свою очередь влечет за собой появление добавочных напряжений у коленчатого вала и нагрев подшипников. Жесткость конструкции остова создается за счет выбора материала для изготовления его частей, конструктивного оформления деталей остова, проверки выбранных размеров расчетом на прочность и способа соединения деталей остова между собой.

В судовых дизелях применяют различные схемы конструктивного оформления деталей остова.

Остов крейцкопфного двигателя состоит из фундаментной рамы 4, станины, выполненной из отдельных А-образных стоек 2, и цилиндров 1, закрытых крышками. Рама, станина и цилиндры связаны длинными анкерными связями 3. Увеличенное сечение высоких поперечных и продольных балок фундаментной рамы обеспечивает жесткость конструкции.

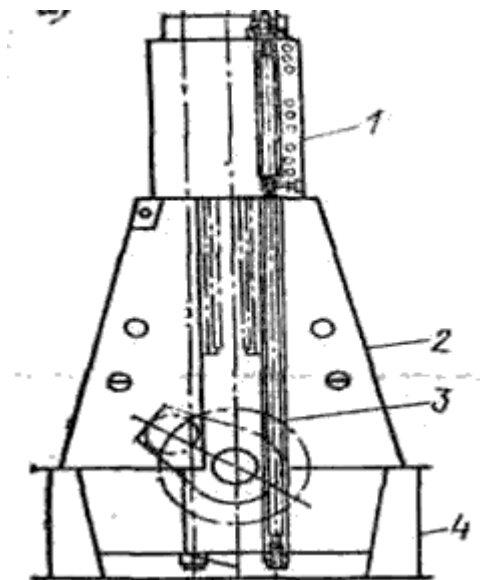


Рисунок 1

Фундаментная рама - сварной, составной конструкции с небольшими по высоте продольными балками, усиленными большим количеством рёбер жесткости. Глубокий поддон обеспечивает свободное вращение противовесов коленчатого вала. Гнёзда рамовых подшипников не имеют элементов дополнительной жёсткости, что объясняется небольшой величиной динамических нагрузок. Поперечные балки по профилю имеют двутавровое сечение с рёбрами жёсткости, исходящими от постелей рамовых подшипников. Фундаментная рама изготовлена из стали марки Ст25, Ст30.

Анкерные связи - укороченные, проходящие от верхней полости блока цилиндров до верхнего края картерных стоек. Осуществив сварную конструкцию фундаментной рамы и картерных стоек, фирма попыталась в этих двигателях применить укороченные анкерные связи, проходящие от верхней плоскости блока цилиндров до верхнего края картерных стоек, вместо традиционных длинных анкерных связей. Однако опыт эксплуатации показал, что при коротких анкерных связях не обеспечивается необходимая жесткость остова, поэтому в последующих моделях вернулись к длинным анкерным связям.

Рамовые подшипники - состоят из двух толстостенных вкладышей,

залитых баббитом марки Б-88. Толщина заливки 2,20 мм. От осевого перемещения и проворачивания вкладыши фиксируются щифтами. Крышка подшипника крепится шпильками, подвод масла к подшипнику осуществляется от магистрали к крышке подшипника, далее к распределительной канавке верхнего вкладыша и масляным холодильникам.

Станина - набрана из стальных сварных А-образных стоек со съёмными щитами, на которых установлены предохранительные клапаны и имеются съёмные лючки. Наибольшую жёсткость стойки имеют в районе крепления направляющих крейцкофа, что достигается продольными полками и рёбрами.

Блок цилиндров - литой чугунный, отлитый из перлитного чугуна. Состоит из отдельных рубашек, соединённых с болтами в две секции, между которыми размещён приводной отсек (цепной ящик). Особенностью крепления деталей остова является применение коротких анкерных связей из легированной стали, размещённые в плоскостях разъёмов рубашек цилиндров, соединяют цилиндры с верхней литой частью стоек картера.

Проставка - блоком цилиндров и станиной, являющаяся дополнительной ёмкостью ресивера, выполнена из двух секций. Каждая секция разбита на отсеки по числу цилиндров переборками с отверстиями.

Втулки цилиндров - изготовлены из перлитного чугуна, легированного хромом, никелем и ванадием. В верхней части имеют коническую расточку для установки крышки, а в нижней - продувочные окна, расположенные по всей окружности. Каналы продувочных окон выполнены по касательной к окружности цилиндра (тангенциальное размещение), что создаёт круговой поток продувочного воздуха, способствующий эффективной очистке цилиндра.

Уплотнение втулки в рубашке цилиндра и проставке производится резиновыми кольцами, которые обжимаются втулками. Уплотнительный

пояс зарубашечного пространства расположен выше продувочных окон, что значительно упрощает уплотнение цилиндрических втулок и исключает попадание охлаждающей воды в цилиндры через окна. Нижняя часть втулки цилиндра, работающая в зоне низких температур, охлаждается воздухом. Цилиндр отделён от картера одинарной диафрагмой.

Крышка цилиндров - "утопленного" типа с конусной посадкой в гнездо цилиндрической втулки. Такая конструкция крышки снижает тепловую нагрузку верхнего пояса цилиндрической втулки за счёт переноса камеры сгорания в хорошо охлаждаемую часть цилиндра. Недостатком этой конструкции является повышенная вероятность коррозии и загорания крышки во втулке, чему не всегда препятствуют специальные чугунные кольца и нанесение специальной графитовой пасты. По центру крышки расположено гнездо под выпускной клапан ближе к периферии - наклонные гнёзда под форсунки (2-3 штуки), отверстия со стальным стаканом для пускового клапана, отверстия для предохранительного клапана, отверстия для индикаторного крана. Крышка изготовлена молибденовой стали, уплотняется по торцу втулки притиркой, а по конической поверхности крышки - чугунными кольцами их двух половин. Крышка фиксируется относительно цилиндра направляющей.

Подвижные детали

Кривошипно-шатунный механизм служит для передачи усилий от давления газов на коленчатый вал. В крейцкопфных двигателях — из поршня, штока, поперечины, ползуна, шатуна и коленчатого вала.

В крейцкопфных двигателях головной подшипник шатуна и трущаяся пара ползун—параллель вынесены из зоны высоких температур в картер двигателя, где можно обеспечить надежную смазку. Трущаяся поверхность ползуна залита антифрикционным сплавом (баббитом). Поэтому при равной величине R_n работа трения у пары ползун—параллель меньше, чем у пары

поршень —штулка в тронковых двигателях, что при прочих равных условиях обеспечивает повышение механического КПД у крейцкопфных двигателей по сравнению с тронковыми на 2—4 % и большую надежность работы головных подшипников.

Поршень - имеет стальную головку, отлитую из жароупорной молибденовой стали, и короткую юбку изготовленную из чугуна, к которые крепятся шпильками к фланцу штока. В канавки уплотнительных колец зачеканены противоизносные кольца, что повышает ремонтнопригодность конструкции. В связи с расположением форсунок по периферии крышки днище поршня имеет вогнутую форму, обеспечивающую эффективное распределение топливного факела. Поршень охлаждается маслом, поступающим через телескопические трубы, закреплённые на поперечине крейцкопфа, а за тем по трубке, размещённой в осевом сверлении штока, через вставку масло подводится непосредственно к донышку поршня. Сливается масло по кольцевому клапану, что является неудачным решением, так как температура масла, выходящего из головки поршня, достигает 60°C, что усложняет условия работы штока поршня. Дальнейший слив масла через открытую телескопическую систему, на выходе которой из картера установлен контрольный стеклянный глазок для наблюдения за охлаждением поршня. Для повышения ремонтнопригодности поршней в канавках поршневых колец двигателей VTBF и двух последующих модификаций установлены противоизносные чугунные кольца. При износе или поломке их заменяют. При этом восстанавливают первоначальную высоту канавки.

Поршневые кольца - кольца компрессионные, маслосъёмных колец нет. Роль маслосъёмного кольца выполняет верхнее компрессионное кольцо (маслораспределительное) . Применялись с косыми и фигурными замками. Материал колец - серый чугун с повышенным содержание фосфора и присадками хрома, никеля и молибдена.

Поршневой шток - кованный, из углеродистой стали, диаметром 230

мм. Крепится к головке поршня вместе с направляющей шпильками. Правильное сопряжение соединяемых деталей обеспечивается фиксирующим штифтом. С поперечной крейцкопфа шток соединяется его опорной кольцевой поверхностью посредством направляющего хвостовика с гайкой.

Сальник штока - чугунный корпус, выполненный из двух частей, соединенных между собой болтами. К диафрагме сальник крепится шпильками.

Два чугунных уплотнительных кольца с S-образным замком прижимаются к штоку наружными кольцевыми пружинами (эспандерами).

Два чугунных маслосъёмных кольца из трёх сегментов прижимаются к штоку спиральными пружинами.

Шатун - имеет вильчатую верхнюю головку и съёмную нижнюю головку, между стержнем шатуна и нижней головкой установлена компрессионная прокладка для регулирования высоты камеры сгорания. Подвод масла: от рамового подшипника по сверлению в коленчатом валу к мотылёвому, а затем по сверлению в шатуне к головному подшипнику. Стержень шатуна круглого сечения диаметром 240 мм - полый, кованный, выполненный из углеродистой стали. Подшипники из литой стали залиты баббитом.

Крейцкопф - двухсторонний. К кольцам поперечины из углеродистой стали с полыми шейками крепятся четыре ползуна из литой стали. Трущиеся поверхности ползунов залиты баббитом; на поверхности их выфрезерованы несколько поперечных и одна продольная масляные канавки. Направляющие стальные литые. Планками ограничивается поперечное смещение ползунов.

Коленчатый вал - составной (все элементы откованы отдельно и соединены на горячепрессовой посадке) из двух секций (при числе цилиндров больше пяти) секции вала соединены при помощи фланцев призонными болтами.

Полые рамовые и мотылёвые шейки из углеродистой стали имеют

диаметр 550 мм и длину 380 мм. По торцам шейки закрыты крышками на болтах. Шейки из литой стали. По условиям уравнивания двигателя некоторые щёки (в зависимости от числа цилиндров) отлиты вместе с противовесами, расположенными по разным углам в плоскости соответствующего колена.

Вал имеет отверстия для подвода смазки от рамовых подшипников к мотылёвым. В рамовых шейках имеются по четыре, а в мотылёвых - по два радиальных отверстия. Отверстия в мотылёвых шейках под углом к плоскости коленчатого вала улучшают подвод смазки и повышают прочность шеек в условиях работы.

2.2 Способ смесеобразования

На этом двигателе применяется объёмный способ смесеобразования. Такой способ смесеобразования обеспечивает равномерное распределение топлива в массе заряда воздуха, находящегося в цилиндре. Это достигается формой топливного факела и формой днища поршня, топливо перемешивается с воздухом и самовоспламеняется во взвешенном состоянии.

Преимущества объёмного смесеобразования : простота камеры сгорания, хорошие пусковые качества.

Недостатки объёмного смесеобразования: высокий коэффициент избытка воздуха, высокое давление распыла, что повышает требования к топливной арматуре.

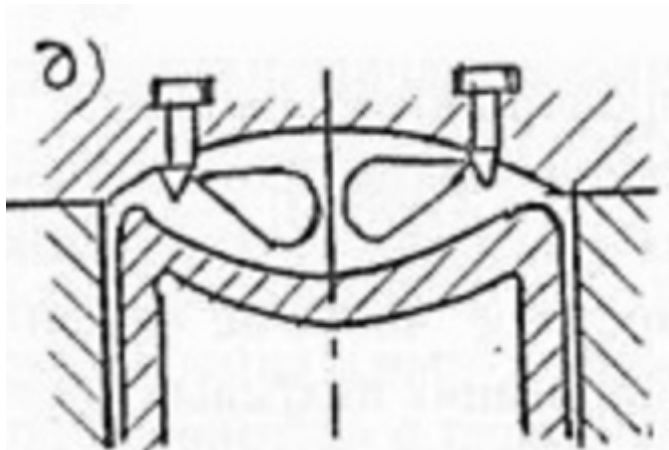


Рисунок 2 Камера сжатия

2.3 Механизм газораспределения

Привод клапанов осуществляется от кулачных шайб распределительного вала, на котором могут также крепиться кулачные шайбы привода топливных насосов, привода распределительного вала, привода центробежного регулятора частоты вращения и др. Распределительный вал отковывают из стали. У высокооборотных двигателей малой и средней мощности кулачные шайбы изготавливают за одно целое с валом. У малооборотных двигателей шайбы устанавливают на валу с прессовой посадкой и фиксируют шпонками. Вал лежит на разъемных опорных подшипниках. Концевой подшипник воспринимает осевое усилие от привода, поэтому его выполняют опорно-упорным.

На распределительном валу реверсивного двигателя устанавливают два комплекта кулачковых шайб: один — для работы двигателя на передний ход, другой — для работы на задний ход. Профиль кулачковой шайбы может быть образован различными кривыми. Он должен обеспечивать плавное набегание и сбегание ролика толкателя на выступ кулачной шайбы, быстрое открытие и закрытие клапана. При равноплечих клапанных рычагах высота профиля h равна высоте подъема клапана h_n . В высокооборотных двигателях для уменьшения сил инерции, действующих в

частях клапанного механизма, стремятся уменьшить перемещение штанги толкателя.

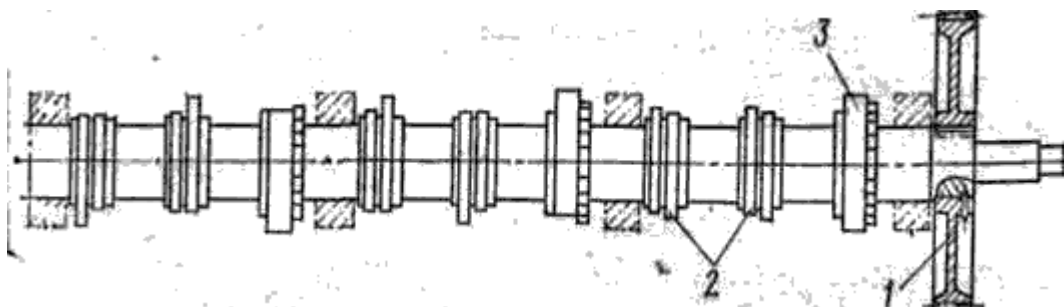


Рисунок 3

Механизм газораспределения - состоит из выпускного клапана, расположенного в крышке цилиндра, и механического привода. Для повышения остойчивости комплект пружин имеет промежуточную тарелку, которая рычагом соединена с коромыслом, а тягами со стойкой. Усиление, возникающее при набегании кулачковой шайбы на ролик толкателя, передаётся на штангу через гидравлический амортизатор - демифер, который автоматически компенсирует изменяющиеся в процессе тепловой зазор, что снижает шум и обеспечивает безударную работу привода. Особенностью привода является отсутствие в нём тепловых зазоров при работе двигателя.

В холодном состоянии двигателя поворотом штанг и относительно штыря устанавливается требуемый зазор между концом рычага и торцом штока клапана ($X = 0,2$ мм). Полость под цилиндром демпфера сообщена с системой циркуляционной смазки двигателя. Из полости под цилиндром масло через клапан поступает в полость под поршень, создавая гидравлическую подушку в системе привода.

При запуске двигателя тепловое расширение штока выпускного клапана вначале выбирает зазор. Последующее удлинение штока уменьшает толщину масляной подушки в демпфере.

За каждый оборот двигателя масло, выжатое из полости под поршнем через неплотности в период открытия впускного клапана (наибольшая осевая

нагрузка на штангу) пополняется через невозвратный клапан вперёд, когда выпускной клапан закрыт. При закрытии выпускного клапана создаются условия для пополнения утечки масла из полости под цилиндром.

Характерной конструктивной особенностью дизеля является наличие двух распределительных валов: верхний - для привода выпускных клапанов, нижний - для топливных насосов высокого давления. Привод валов от коленчатого вала - цепной, с натяжным устройством.

Механизм газораспределения действует путем вращения коленчатого вала двигателя, на конце которого посажена шестерня 11. Она приводит в движение шестерню 12, а та вращает шестерню 10 распределительного вала. При вращении распределительного вала его кулачок поднимает толкатель 8, который воздействует на штангу 7, поднимающую правое плечо коромысла 4, заставляя его немного повернуться вокруг оси и левым концом открыть клапан 1. Когда выступ кулачка распределительного вала выйдет из-под толкателя, давление на клапан прекращается и он под воздействием пружины 3 становится на место и закрывает отверстие в крышке цилиндра.

Во время работы двигателя клапаны нагреваются и, следовательно, расширяются, т. е. увеличиваются в длину. Для компенсации этого расширения между торцом стержня каждого клапана и коромыслом должен быть некоторый зазор «А»: меньший для впускного клапана и больший для выпускного (более сильно нагревающегося). Требуемую величину зазора устанавливают регулировочным винтом 6, закрепляемым контргайкой 5. При завинчивании винта 6, нижний конец которого упирается в штангу, правое плечо клапанного рычага будет подниматься, а зазор «А» уменьшаться; при вывинчивании — наоборот. Номинальное значение зазора находится в пределах от 0,2 до 0,55 мм.

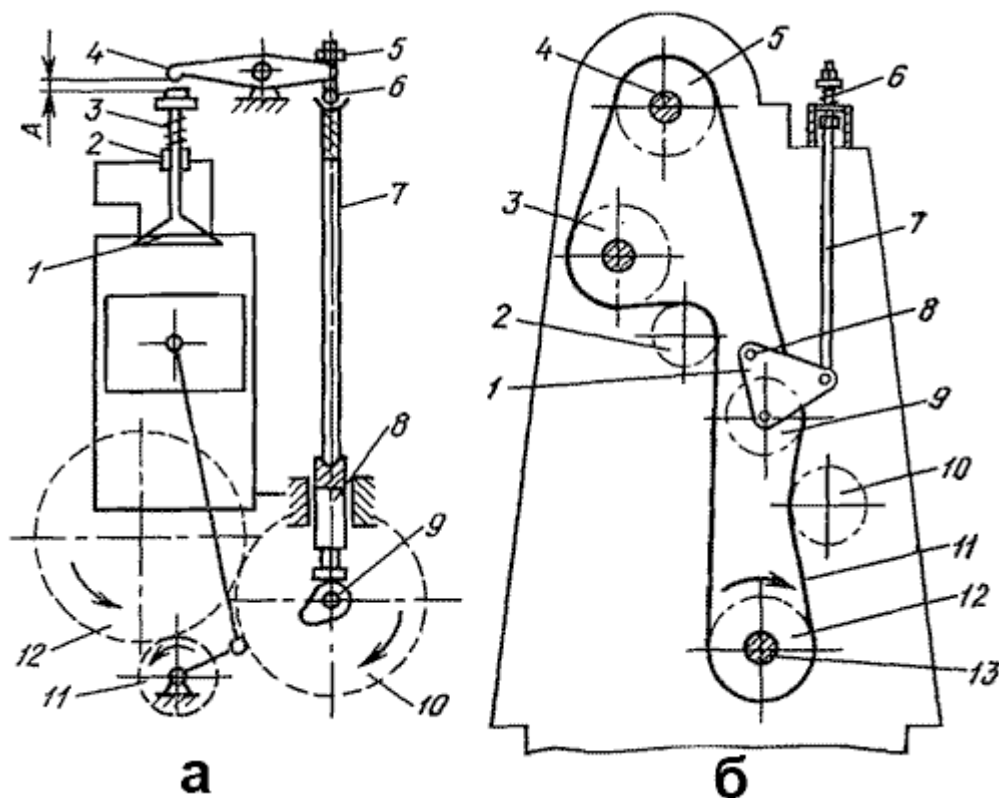


Рисунок 4 Механизм газораспределения

2.4 Топливная система

На двигателях Бурмейстер и Вайн традиционно применяют ТНВД 7 (золотникового типа с регулированием по концу подачи. В двигателях VTBF трубопроводы к обеим форсункам подсоединены непосредственно к головке топливного насоса. Насос не имеет нагнетательных клапанов, а угол опережения подачи топлива регулируется разворотом кулачной шайбы относительно распределительного вала.

При помощи отверстий в верхнем корпусе приёмная полость насоса сообщается с отверстием, от которого по трубке с установленным на ней невозвратным клапаном избыток топлива поступает на охлаждение форсунки. Этим достигается постоянное прохождение топлива через насос и устраняется возможность образования в нём воздушных мешков.

На насос установлен угловой игольчатый клапан на который

устанавливают манометр для проверки максимального давления впрыска (420 кг/см^2).

Форсунка - закрытого типа. Затяжка пружины на давление начала впрыска 300 кг/см^2 регулируется высотой проставочной втулки. Охлаждение сопла осуществляется топливом через систему горизонтальных и вертикальных сверлений, охлаждаются дизельным топливом и имеют торцевые уплотнения иглы. Для равномерного распределения распыливаемого топлива по объёму камеры сгорания установлены две или три форсунки с односторонним расположением сопловых отверстий по периферии крышки.

Эту систему применяют в судовых установках с мало- и среднеоборотными двигателями. При работе двигателя на тяжелом топливе в топливной системе используют дополнительные элементы для подогрева и очистки топлива. Кроме того, установку, работающую на тяжелом топливе, оборудуют системой легкого топлива для работы двигателя в пусковой и предостановочный период. Применение дополнительного оборудования значительно усложняет топливную систему.

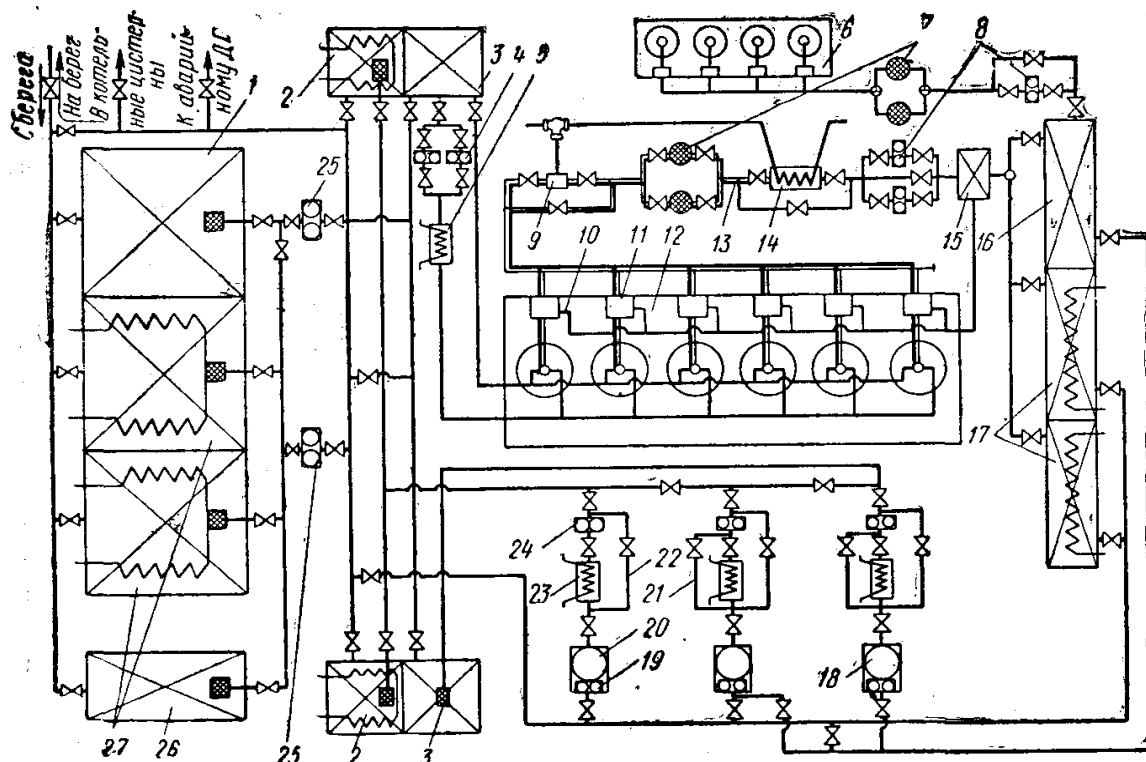


Рис. 7. Система тяжелого топлива

Рисунок 5 Топливная система

Прием, хранение и перекачивание топлива в системе мало отличаются от аналогичного участка в установке, работающей на дизельном топливе.

Основные отличия состоят в следующем:

цистерны основного запаса разделяются на цистерны тяжелого 27 и легкого топлива; имеется запасная цистерна 26. Для хранения топлива могут использоваться топливобалластные замещаемые танки, что следует учитывать в эксплуатации для предупреждения обводнения топлива. При хранении топлива в таких танках балластная система должна быть разобщена с ними путем установки на соответствующих трубопроводах свободно-глухих фланцев. При хранении в этих танках балласта топливная система от них должна быть отделена:

использование топлив средней и высокой вязкости требует установки в цистернах змеевиков парового подогрева общего или местного типа; для выполнения требования Регистра РФ о наличии двух перекачивающих

насосов могут быть использованы два взаимозаменяемых насоса 25 для легкого и тяжелого топлива. Допускается иметь один насос для перекачивания легкого и тяжелого топлива, а в качестве резервного использовать балластный насос; для предварительной очистки топлива от воды и механических примесей в системе предусматриваются отстойные цистерны тяжелого 2 и легкого 3 топлива. Отстойные цистерны тяжелого топлива снабжены подогревательными паровыми змеевиками. На отдельных судах отстойные цистерны отсутствуют.

Сепараторы служат для очистки топлива от воды и механических примесей. Система сепарации включает приемные насосы 24 сепараторов, подогреватели топлива 23, сепараторы 18 и 20, нагнетательные насосы 19, направляющие сепарированное топливо в расходные цистерны 17 тяжелого топлива или цистерну 16 дизельного топлива.

Топливо к сепараторам может подаваться или автономным насосом или насосом, навешенным на сепаратор. В первом случае насос можно расположить достаточно низко и близко к отстойным цистернам, что повышает надежность всасывания.

Перед поступлением в сепаратор топливо проходит через паровой подогреватель. Обычно каждый сепаратор имеет свой подогреватель, но благодаря высокой надежности последних допускается использование одного подогревателя для двух сепараторов. При использовании самоочищающихся сепараторов во время разгрузки барабана во избежание перегрева топлива в подогревателе предусматривается рециркуляционный трубопровод 22.

Для сепарации тяжелого топлива используют самоочищающиеся сепараторы, для легкого — как самоочищающиеся, так и несамоочищающиеся. Самоочищающиеся сепараторы предпочтительнее благодаря снижению трудоемкости обслуживания, взаимозаменяемости и возможности автоматизированного управления работой.

Количество сепараторов выбирают из учета обеспечения сепарации суточного расхода топлива за 8—10 ч. Однако в любом случае сепараторов тяжелого топлива должно быть не менее двух. Для легкого топлива в этой системе можно использовать один сепаратор 18.

Сепараторы можно подключать параллельно или последовательно. Параллельное включение предпочтительнее. В любом случае подключение должно обеспечить замену вышедшего из строя сепаратора 18 дизельного топлива сепаратором 20 тяжелого топлива и наоборот. Сепаратор легкого топлива и резервирующий его сепаратор тяжелого топлива должны иметь трубопровод обвода подогревателя 21, так как при сепарации дизельного топлива его перед сепаратором не подогревают.

Участок подачи топлива к главным двигателям 12 включает расходные цистерны 16 и 17, топливоподкачивающие насосы 8, подогреватели 14, фильтры 7, регулятор 9 вязкости топлива. Предусмотрен трубопровод возврата 10 отсечного топлива со специальной циркуляционной цистерной 15.

Избыток топлива после топливных насосов 11 возвращается в специальную циркуляционную цистерну небольшой емкости, сообщающуюся с атмосферой. Создание циркуляции топлива в системе способствует быстрому его прогреванию перед переходом на тяжелое топливо и обеспечивает удаление парогазовых пузырей, образующихся в процессе подогрева и подачи топлива к двигателю. Возврат топлива в циркуляционную, а не в расходную цистерну предотвращает перегрев топлива в расходной цистерне.

При переводе двигателя с одного сорта топлива на другой циркуляционная цистерна выполняет роль смесительной емкости, чем обеспечивается плавное изменение вязкости топлива, поступающего в двигатель на переходном режиме.

Система охлаждения форсунок дизельным топливом состоит из двух

циркуляционных насосов 4, охладителя 5, трубопроводов и арматуры. Дизельное топливо на охлаждение берется из расходной или из специальной циркуляционной цистерны 3. После охлаждения форсунок нагретое топливо возвращается в те же цистерны. После циркуляционных насосов холодильника топливо подается на охлаждение форсунок с необходимой температурой.

2.5 Система смазки

К системам смазки двигателя предъявляются следующие общие требования; своевременная подача необходимого количества масла к узлам трения для защиты их поверхностей от износа и коррозии (смазывающее и защитное действие); отвод тепла от трущихся поверхностей и деталей (терморегулирующее действие); удаление продуктов износа и нагара с поверхностей трения (моющее действие); очистка масел.

От того, насколько удовлетворяет отмеченным требованиям система смазки, в значительной степени зависят надежность и долговечность работы.

Масляная система дизеля - предусмотрена традиционная канализация масла: масло подводится к рамовым подшипникам, затем по сверлению в коленчатом валу - к мотыльковым, а по сверлению в шатуне - к головным подшипникам. Система циркуляционной смазки объединена с масляной системой охлаждения поршней, обслуживается насосом с приводом от электродвигателя. Кроме КШМ от этой системы происходит смазка упорного подшипника, приводного отсека, распределительных валов ТНВД и выпускных клапанов.

Смазка втулок осуществляется от лубрикаторов по одному на цилиндр, с приводом от распределительного вала ТНВД.

Смазка подшипников турбонагнетателя обеспечивается самостоятельной циркуляционной системой.

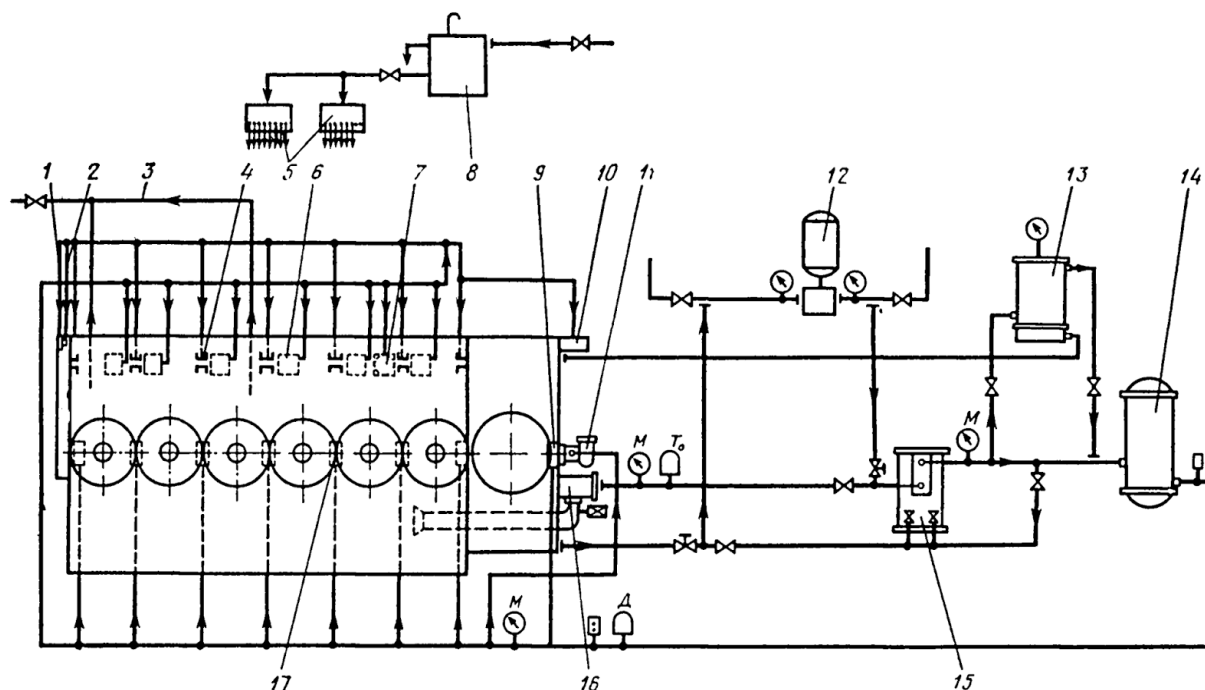


Рисунок 6 Система смазки

Система циркуляционной смазки и охлаждения поршней в свою очередь состоит из масляного насоса 16, автономного маслопрокачивающего насоса 12, фильтров грубой 15 и тонкой 13 очистки, масляного холодильника 14, трубопроводов и приборов регулирования и контроля. Из маслосборника ДВС масло забирается насосом 16 и через фильтр грубой очистки 15 и масляный холодильник 14 подается в главную магистраль. Между фильтром грубой очистки и масляным холодильником параллельно в смазочную систему включен сдвоенный фильтр тонкой очистки, проходя через который часть масла (10—15%) очищается дополнительно. Из главной магистрали масло поступает на смазку механизмов и узлов двигателя. По трубам 1 и 2 масло подводится на смазку шестерни распределительного вала и к цапфе промежуточной шестерни. От циркуляционной системы осуществляется смазка подшипников 4 распределительного вала, топливных насосов высокого давления 6, воздухораспределителя 7, выносного подшипника коленчатого вала 9, деталей пульты управления 10 и рамовых подшипников коленчатого вала 17. Кроме того, масло подводится на смазку шариковых

подшипников водяного насоса 11.

Во время работы двигателя в ресивере продувочного воздуха может скапливаться масло, которое отводится в сборник по трубе 3. Смазка втулок цилиндров осуществляется при помощи лубрикаторов 5, которые заполняются цилиндрическим маслом из бака 8. Лубрикаторы позволяют точно дозировать количество подаваемого масла. Смазка на каждую втулку цилиндра подается в четырех точках в верхней ее части через штуцеры.

2.6 Система охлаждения

Система охлаждения цилиндров замкнутая, двухконтурная, с приводом насосов забортной и пресной воды от электродвигателей. На всех режимах работы двигателя при помощи терморегулятора температуру пресной воды рекомендуется поддерживать на входе 58°C и на выходе 65°C . Вода подводится к цилиндрам под давлением 1,8 атмосфер по трубопроводу и отводится через корпуса выпускных клапанов. От магистрали пресной воды осуществляется и охлаждение корпусов турбин нагнетателей.

Забортной водой под давлением 0,7 атмосфер охлаждаются пресная вода, наддувочный воздух с подводом и отводом воды к каждому воздухоохладителю, циркуляционное масло, масло для смазки турбонагнетателей и топливо для охлаждения форсунок.

Поршни охлаждаются маслом от циркуляционной системы смазки с подводом по трубопроводу при помощи телескопического устройства и отводом через контрольные колонки по трубопроводу в сточную цистерну.

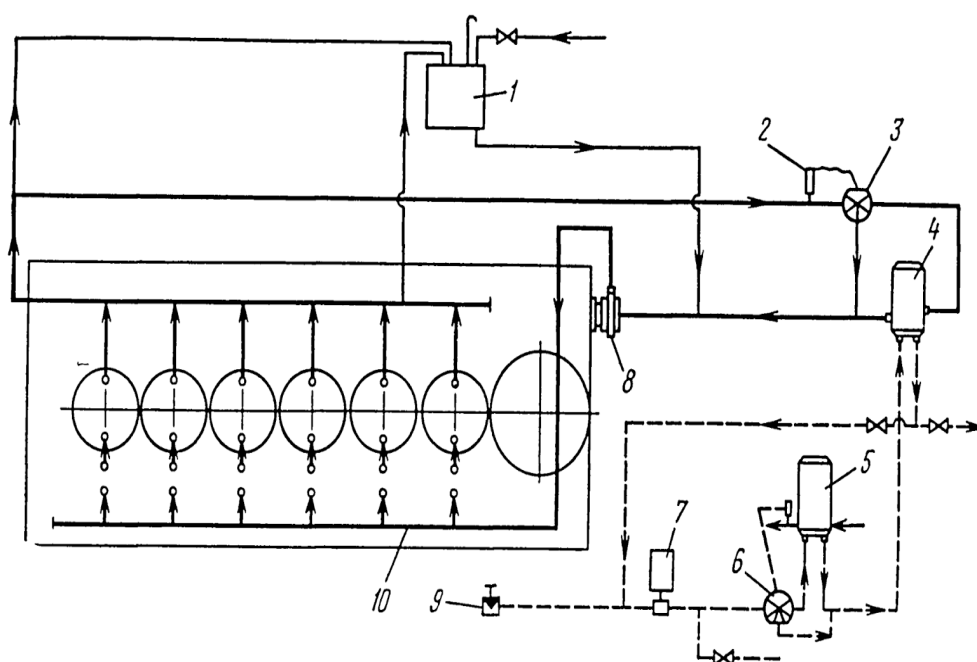


Рисунок 7 Система охлаждения

Замкнутый внутренний контур служит для охлаждения двигателя, а проточный внешний — для охлаждения холодильников пресной воды и масла.

Циркуляция воды по замкнутому контуру осуществляется при помощи центробежного насоса 8, подающего воду в нагнетательный трубопровод 10, из которого по отдельным патрубкам она подводится к нижней части блока двигателя для охлаждения каждого цилиндра. Из верхней части блока по переливным патрубкам вода поступает в крышки цилиндров, а из них по отводящему трубопроводу направляется в водяной холодильник 4 и далее во всасывающий трубопровод насоса 8. В системе охлаждения ДВС имеется терморегулятор 3 с термобаллоном 2, который автоматически поддерживает необходимую температуру воды за счет перепуска части ее мимо водяного холодильника 4. Первоначальное заполнение водой внутреннего контура производится через расширительный бак 1. Туда же направляется паровоздушная смесь из отводящего трубопровода двигателя.

Подача воды во внешний контур осуществляется автономным центробежным электронасосом 7, который забирает воду из кингстона через спаренный сетчатый фильтр 9 с запорными клапанами и подает ее последовательно к масляному 5 и водяному 4 холодильникам. Из водяного холодильника вода сливается за борт. Перед масляным холодильником установлен терморегулятор 6, который в зависимости от температуры масла регулирует количество воды, проходящее через холодильник. Температура и давление воды в системе охлаждения контролируется приборами местного и дистанционного контроля и системой аварийно-предупредительной сигнализации.

2.7 Пусковое и реверсивное устройства

Для пуска дизеля необходимо раскрутить его коленчатый вал от постороннего источника энергии. После появления первых вспышек в цилиндрах посторонний источник энергии отключают, и двигатель начинает работать на топливе. Средняя скорость поршня должна быть не меньше 0,7—1,2 м/с. При такой скорости температура в цилиндрах в конце сжатия обеспечивает самовоспламенение топлива. Если скорость поршня меньше, то возрастают утечки воздуха через неплотности цилиндропоршневой группы, давление и температура сжатия будут низкими. Кроме того, малая скорость поршня увеличивает продолжительность процесса сжатия, и сжимаемый воздух заметно охлаждается от стенок цилиндра. Поскольку средняя скорость поршня непосредственно не измеряется, принято говорить о пусковой частоте вращения коленчатого вала, которая составляет 15—25 % от ее номинального значения.

Пусковые качества дизеля зависят от конструкции, быстроходности, способа и условий смесеобразования, теплового состояния двигателя. Основные факторы, определяющие продолжительность и надежность пуска,

смесеобразование и сгорание.

Реверс распределительных валов выпускных клапанов и топливных насосов производится с помощью кулисных сервомоторов с планетарными передачами, смонтированных внутри приводных звездочек. При реверсе каждый распределительный вал фиксируется с помощью тормозного клапана и остается неподвижным в течение заданного угла при развороте коленчатого вала в новом направлении. При этом распределительный вал топливных насосов оказывается развернутым относительно коленчатого вала на 130° п. к. в. С целью уменьшения угла реверса распределительные валы разворачиваются в разные стороны.

Для воздушного пуска судовых ДВС применяются две основные схемы: с автоматическими пусковыми клапанами и с пневматическими пусковыми клапанами. В современных двигателях применяются клапаны, управляемые сжатым воздухом, поступающим от распределительного устройства. Схема воздушной системы пуска ДВС с пневматическим управлением пусковых клапанов приведена на рисунке 8.

Система состоит из баллона пускового воздуха, главного пускового клапана 3, пусковых клапанов 2, пускового воздухораспределителя 1, нагрузочного клапана поста управления, главной воздушной магистрали, воздушных трубопроводов и приборов контроля. При перемещении рукоятки поста управления из положения "Стоп" в положение "Пуск" открывается нагрузочный клапан (на схеме не показан), в результате чего управляющий воздух поступает к главному пусковому клапану 3. Он открывается и воздух из пускового баллона по главной магистрали поступает к пусковым клапанам 2 рабочих цилиндров и воздухораспределителю 1. От него воздух поступает для открытия пусковых клапанов 2, которые, поочередно открываясь, подают пусковой воздух в цилиндры двигателя. Рукоятку поста управления держат в положении "Пуск" до появления вспышек в цилиндрах двигателя. После этого рукоятка поста

управления переводится в положение "Работа" и фиксируется в положении, соответствующем заданному режиму работы. Нагрузочный клапан при этом автоматически закрывается и подача пускового воздуха прекращается. Остановка двигателя производится переводом рукоятки поста управления из положения "Работа" в положение "Стоп". Пусковой воздухораспределитель, показанный на рисунке ниже, служит для управления открытием и закрытием пусковых клапанов рабочих цилиндров. Он устанавливается на полке блока цилиндров и приводится в действие от распределительного вала двигателя.

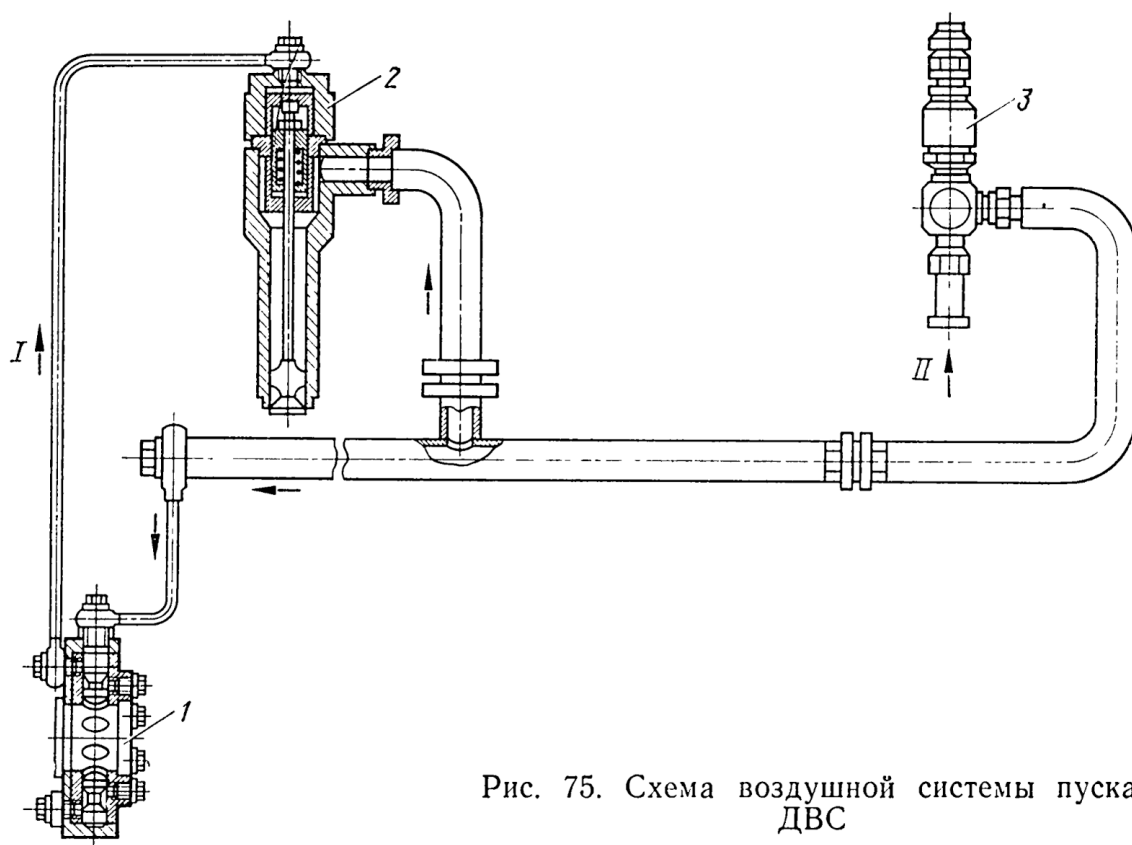


Рис. 75. Схема воздушной системы пуска ДВС

Рисунок 8 Система пуска

3 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

3.1 Процесс наполнения

Пояснения к процессу наполнения

В процессе газообмена, независимо от тактности дизеля, поступающий в цилиндр свежий заряд не заполняет весь объем цилиндра. В цилиндре остается часть продуктов сгорания от предыдущего цикла. Кроме того, на количество свежего заряда влияют и другие факторы.

Давление перед впускными окнами p_s .

Для двигателей с наддувом определяем давление после нагнетателя (компрессора) p_k .

При отсутствии охладителя после компрессора $p_k = p_s$

При наличии холодильника после компрессора необходимо учитывать его гидравлическое сопротивление. Давление после компрессора определяем

$$p_k = p_s + \Delta p_{\text{хол}} \text{ мПа},$$

где $\Delta p_{\text{хол}}$ – перепад давления в холодильнике, принимаем в пределах $\Delta p_{\text{хол}} = 0,0015 - 0,006 \text{ мПа}$.

Давление в конце наполнения :

$$P_a = (0,96 - 1,05) P_s \text{ мПа (с прямоточно - клапанной продувкой)}$$

Температура воздуха за нагнетателем 2-хтактных дизелей определяем по формуле:

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \text{ К},$$

где n_k - показатель политропы сжатия в центробежном нагнетателе (компрессоре) принимаем $n_k = 1,4 \div 1,8$ для центробежных нагнетателей, $n_k = 1,45 \div 1,6$ для поршневых насосов.

Температура воздуха в продувочном ресивере у двигателей с наддувом (перед окнами) $T_s = T_k - \Delta T_{\text{охл}}$, где

$\Delta T_{\text{охл}}$ – степень охлаждения воздуха в холодильнике после компрессора, принимаем в пределах $\Delta T_{\text{охл}} = 40 \div 60^\circ$ подбирается т.е., чтобы T_s была в пределах 293-323 К. Если температура в ресивере близка к этим значениям холодильник не ставится, при отсутствии холодильника $T_s = T_k$

Минимально достижимое значение температуры за воздухоохладителем

$$T_{s \min} = T_{3.в} + (10-15^\circ) \text{ К},$$

где $T_{3.в}$ – температура забортной воды

Температуру воздуха с учетом подогрева от стенок цилиндра определяем:

$$T'_s = T_s + \Delta T \text{ К}$$

где ΔT – подогрев воздуха от стенок цилиндра, принимаем

$$\Delta T = 10 \div 20 \text{ К}$$

Температуру воздуха в конце наполнения (начале сжатия) определяем:

$$T_a = \frac{T'_s + \gamma_{\Gamma} T_{\Gamma}}{1 + \gamma_{\Gamma}} \text{ К}$$

где T'_s – температура воздуха с учетом подогрева от стенок цилиндра;

γ_{Γ} – коэффициент остаточных газов; принимаем

$\gamma_{\Gamma} = 0,04 \div 0,08$. Я принял коэффициент остаточных газов $\gamma_{\Gamma} = 0,05$, так как у меня двухтактный двигатель с прямоточно-клапанной продувкой.

T_{Γ} – температура остаточных газов, принимаем

$$T_{\Gamma} = 700 - 800 \text{ К}$$

Заряд воздуха в цилиндре G_B определяется

$$G_B = V_S \rho_S \eta_n, \text{ кг}$$

где V_s – рабочий объем цилиндра, м^3 ;

η_n – коэффициент наполнения;

ρ_s – плотность воздуха.

Коэффициент остаточных газов γ_Γ - определяет степень совершенства очистки цилиндра и зависит от типа продувки. Он зависит от рационального подбора фаз газораспределения, формы и размеров каналов органов газораспределения, давления продувочного воздуха, степени загрязненности продувочного и выпускного трактов.

Действительный коэффициент наполнения цилиндра η_n - определяет степень использования рабочего объема цилиндра и равен отношению массы воздуха, оставшегося в цилиндре, к массе воздуха, которая могла бы заполнить цилиндр при параметрах, соответствующих состоянию воздуха в продувочном ресивере

Величина заряда воздуха G_v - масса воздуха, оставшегося в цилиндре к концу газообмена. Зависит от объема цилиндра, плотности воздуха и коэффициента наполнения.

3.2 Процесс сжатия

Пояснения к расчету сжатия

Определяем давление в конце сжатия $P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1}$ (МПа),

где P_a – давление в конце наполнения,

ε - степень сжатия,

n_1 – показатель политропы сжатия. Я принял показатель политропы сжатия $n_1 = 1,38$, так как у меня малооборотный двигатель с охлаждаемыми поршнями.

Принимаем $n_1 = 1,32 \div 1,42$.

Определяем температуру в конце сжатия

$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1}$ (К),

где T_a – температура в конце наполнения.

Степень сжатия ε — показывает во сколько раз уменьшается объем при сжатии.

Параметры в конце сжатия зависят от параметров в конце наполнения, степени сжатия и показателя политропы сжатия.

На параметры в конце процесса сжатия P_c и T_c непосредственно влияет степень сжатия ε . Повышение степени сжатия улучшает пусковые качества двигателя, но при этом увеличиваются P_c и T_c , что приводит к повышению тепловой и механической нагрузке двигателя.

Основные эксплуатационные факторы, оказывающие влияние на параметры в конце сжатия: частота вращения, нагрузка двигателя, режим охлаждения цилиндра и техническое состояние двигателя.

Нагрузка двигателя, с понижением которой снижается температура стенок цилиндра и увеличивается отвод теплоты от сжимаемого воздуха.

Частота вращения влияет на скорость протекания процесса сжатия. С её понижением увеличивается продолжительность, больше теплоты отдаётся стенкам цилиндра, потери теплоты растут, T_c и P_c снижаются.

Режим охлаждения характеризуется температурой охлаждающей воды, которая влияет на температуру стенок цилиндра. С понижением температуры воды увеличивается отвод теплоты от воздуха, понижается показатель политропы сжатия.

Техническое состояние двигателя. С его ухудшением увеличивается потеря воздуха через неплотности в деталях ЦПГ и клапанов, что приводит к уменьшению заряда воздуха и понижению P_c и T_c .

3.3 Процесс сгорания

Пояснения к расчету процесса сгорания

Процесс сгорания представляет собой реакцию окисления химических элементов, входящих в состав топлива. Реакции окисления сопровождаются выделением большого количества теплоты, что приводит к значительному повышению температуры сгорания с соответствующим ростом давления в цилиндре. Для обеспечения полного сгорания топлива необходимо подать в цилиндр количество воздуха, достаточное для реакции окисления. Зная элементарный состав топлива ($C=84-88\%$; $H=11-14\%$; $S=0,05-4,5\%$; $O=0,005-1\%$), можно составить уравнение сгорания:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right), \quad (\text{кмоль/кг})$$

где L_0 – объемный расход воздуха на окисление;

$1/0,21$ - объемная доля кислорода в воздухе;

$C/12$, $H/4$, $S/32$, $O/32$ – объемные доли соответствующих элементов в топливе.

Количество (массу) воздуха, необходимого для сгорания G_0 , можно определить, зная объемный расход воздуха L_0 и молярную массу воздуха ($\mu = 28,97$):

$$G_0 = \mu L_0 = 28,97 L_0$$

Учитывая несовершенство смесеобразования, протекающего в стесненном объеме камеры сгорания за очень короткий промежуток времени, расчетное количество воздуха G_0 не может обеспечить полного сгорания топлива. Для этого необходим определенный избыток воздуха, который характеризуется, коэффициентом избытка воздуха a , равным отношению массового заряда воздуха G_v к массе воздуха G_0 , теоретически необходимой для сжигания одной цикловой подачи топлива $g_{ц}$:

$$\alpha = \frac{G_B}{g_u G_0}$$

Значение коэффициента избытка для номинальных режимов: 1,8-2,2 (МОД), 1,6-2,2 (СОД), 1,4-1,8 (ВОД),

На основании первого закона термодинамики определяется общее количество теплоты, сообщенное рабочему телу в точке Z, Q_Z, кДж

$$Q_Z = \xi \cdot g_u \cdot Q_H,$$

где $\xi = \frac{Q_H - Q_{ном}}{Q_H} = 0,65 - 0,85$ - коэффициент использования теплоты,

Q_H- низшая теплота сгорания 1 кг топлива, кДж/кг

Q_{ном}- потери теплоты в процессе смесеобразования и сгорания.

Из этого уравнения, представляющего собой баланс тепла в точке z, путем ряда преобразований получаем температуру рабочего тела в точке z - T_z.(К).

Температуру в конце сгорания принимаем в пределах T_z = 1700÷2200 К.

Для малооборотных дизелей T_z = 1700-1800К, для среднеоборотных T_z=1800-1900К, для высокооборотных T_z= 1900-2000К.

В расчетах обычно используют не абсолютное значение максимального давления, а степень повышения давления λ.

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

Отсюда максимальное давление в конце сгорания

$$P_z = \lambda P_c, \text{ МПа},$$

где P_c – давление в конце сжатия, МПа; λ - степень повышения давления.

Принимаем λ = 1,3÷2,5(чем выше λ, тем экономичнее двигатель, но возрастает механическая напряженность деталей). Малооборотные дизели и среднеоборотные λ = 1,3÷2,0, высокооборотные λ = 1,5÷2,5.

Учитывая несовершенство смесеобразования, протекающего в стесненном объеме камеры сгорания за очень короткий промежуток времени, расчетное количество воздуха G_0 не может обеспечить полное сгорание топлива. Для этого необходимый избыток воздуха, который характеризуется коэффициентом избытка воздуха α .

Малое по сравнению с расчетным значение коэффициента избытка воздуха α приводит к неполному сгоранию топлива, увеличению нагаро- и сажеобразованию, снижению экономичности дизеля. Внешне это характеризуется ростом температуры деталей ЦПГ и дымным выпуском.

Чрезмерное значение α , что наблюдается на режимах малых нагрузок, приводит к переохлаждению стенок цилиндра, снижению температуры и к неполному сгоранию топлива.

Степень повышения давления λ — важная характеристика процесса сгорания, она равна отношению минимального давления сгорания к давлению сжатия. Повышение значений λ обеспечивает рост экономичности дизеля.

В действительном цикле процесс сгорания не успевает завершиться за время, предусмотренное в идеальном цикле, и переходит на линию расширения, вследствие чего возникают тепловые потери, которые учитываются коэффициентом использования теплоты ξ . Чем больше значения ξ , тем ближе процесс сгорания к условиям идеального цикла.

Эксплуатационные факторы, влияющие на качество смесеобразования и сгорания топлива: эффективная работа системы подготовки и впрыска топлива; рациональный выбор фаз газораспределения, обеспечивающий эффективность воздухообмена и газообмена; выбор оптимального значения угла опережения подачи топлива с автоматическим регулированием значения в зависимости от режима работы двигателя; хорошее техническое состояние деталей ЦПГ и органов газообмена, что обеспечивает высокие параметры сжатия воздуха; применение водотопливных эмульсий.

3.4 Процессы расширения и выпуска

Пояснения к расчету процесса расширения и выпуска

Объем цилиндра в конце видимого сгорания V_z определяется в зависимости от степени предварительного расширения ρ .

$$V_z = \rho \cdot V_c$$

Определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c},$$

где β - коэффициент молекулярного изменения, принимаем в пределах $\beta=1,025 \div 1,050$, $\rho=1,2-1,7$.

Определяем степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Температура в конце расширения

$$T_\varepsilon = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \text{ (K)},$$

где T_z – температура в конце сгорания,

n_2 – показатель политропы расширения, принимаем $n_2 = 1,2 \div 1,32$.

Для тихоходных дизелей $n_2=1,24-1,30$, для дизелей средней быстроходности и быстроходных $n_2=1,20-1,25$, тихоходных средней мощности $n_2=1,25-1,28$, малооборотных мощных $n_2=1,27-1,32$.

Давление в конце расширения

$$P_\varepsilon = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \text{ (МПа)},$$

где P_z – давление в конце сгорания.

Степень предварительного расширения ρ – это отношение объема в конце сгорания к объему в конце сжатия, характеризует расширение, происходящее в конце горения.

Степень последующего расширения δ – это отношение полного объема цилиндра к объему в конце сгорания показателя.

Показатель политропы расширения находится в прямой зависимости от характера теплообмена, поэтому он является переменной величиной.

На параметры в конце расширения P_v и T_v влияют следующие факторы:

степень последующего расширения δ , с увеличением которой параметры P_v и T_v понижаются, что можно достигнуть в длинноходовых дизелях;

техническое состояние топливной аппаратуры, с ухудшением которого ухудшается качество распыливания, увеличивается догорание, растут параметры P_v и T_v ;

фракционный состав топлива, утяжеление которого приводит к «растягиванию» процесса сгорания и росту параметров P_v и T_v ;

угол опережения подачи топлива, с уменьшением которого процесс сгорания смещается на линию расширения и параметры P_v и T_v растут.

3.5 Расчет экономических и энергетических показателей двигателя

Пояснения к расчету энергетических показателей

К энергетическим показателям работы дизеля относятся:

среднее индикаторное давления P_i - характеризует работу, совершаемую в единице объема цилиндра, она является показателем нагрузки цилиндра: чем выше P_i , тем больше нагрузка.

среднее эффективное давления P_e - условное среднее постоянное давление, действующее на поршень и совершающее работу, эквивалентную полезной эффективной работе на выходном фланце двигателя.

индикаторная мощность N_i - развивается газами в цилиндре двигателя. Она соответствует индикаторной работе цикла.

эффективная мощность N_e - развивается на выходном фланце вала двигателя. Эффективная мощность меньше индикаторной на значение механических потерь внутри двигателя.

крутящий момент $M_{кр}$ - определяют электрическим торсиомером, принцип действия которого основан на скручивании вала во время работы дизеля.

Среднее индикаторное давление расчетного цикла определяются по формуле:

$$P_{ip} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_e}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right] \text{ мПа.}$$

Среднее индикаторное давление предполагаемого действительного цикла определяется по формуле

$$P_i = P_{ip} \times \varphi,$$

где φ - коэффициент скругления (полноты) диаграммы

для двухтактных дизелей с прямоточно-клапанной продувкой $\varphi = 0,96 \div 0,98$;

Среднее эффективное давление определяется по формуле:

$$P_e = P_i \times \eta_m. \text{ (Мпа)}$$

Индикаторную мощность дизеля определяют по формуле:

$$N_i = \frac{P_i \cdot F \cdot S \cdot i \cdot n}{K \cdot 60 \cdot 75} \text{ (л.с.)},$$

где P_i – среднее индикаторное давление ($\text{кг} \times \text{с} / \text{см}^2$);

F – площадь поршня $F = \pi D^2 / 4$ (см^2);

S – ход поршня (м);

i – количество цилиндров;

n – частота вращения коленчатого вала, об/мин;

K – коэффициент тактности (для 4-хтактных $K=2$, 2-хтактных $K=1$).

$$N_i \text{ кВт} = N_{i \text{ л.с.}} \times 0,736$$

Средняя эффективная мощность определяется по формуле:

$$N_e = N_i \eta_{\text{мех}} \text{ (кВт)},$$

$$N_e = N_i \cdot N_{\text{мех}}$$

где $\eta_{\text{мех}}$ - механический КПД дизеля,

N_i – индикаторная мощность дизеля,

$N_{\text{мех}}$ - механическая мощность дизеля.

Крутящий момент определяется по формуле:

$$M_{\text{кр}} = 716,2 N_e / n \text{ (кгс} \cdot \text{см}^2 \text{)}$$

$$M_{\text{кр}} = 9550 N_e / n \text{ (Нм)}$$

Пояснения к расчету экономических показателей

К экономическим показателям работы двигателя относятся:

индикаторный КПД η_i - учитывает все тепловые потери в рабочем цикле. Индикаторный КПД находится в обратной зависимости от удельного расхода топлива. На индикаторный КПД влияют следующие показатели : степень сжатия, с увеличением которой КПД возрастает; коэффициент избытка воздуха, с увеличением которого КПД возрастает, так как создаются условия для более полного сгорания топлива и уменьшения потерь теплоты;

угол опережения подачи топлива, отклонение которого от оптимальных значений уменьшает индикаторный КПД; частота вращения, повышение которой приводит к увеличению периода догорания, росту потерь теплоты и снижению КПД.

эффективный η_e — учитывает все потери в дизеле и является важнейшим комплексным показателем экономичности работы двигателя.

механический КПД $\eta_{\text{мех}}$ - учитывает все механические потери в дизели и указывает, какая часть индикаторной мощности может превращена в эффективную работу. На механический КПД влияют следующие факторы: рациональность конструкции рабочих узлов дизеля, качество обработки и сборки деталей, частота вращения, с повышением которой увеличивается работа трения.

удельный эффективный расход топлива g_e , - показывает, сколько топлива расходуется на единицу эффективной мощности (л.с. или кВт) за 1 ч.

часовой расход топлива $G_{\text{ч}}$ - расход топлива за 1 ч работы дизеля, непосредственно зависящий от его мощности и экономичности. Часовой расход можно измерить по расходомеру или мерным баком. Для оценки экономичности дизеля вводят понятия удельных расходов топлива.

Индикаторный КПД определяется по формуле:

$$\eta_i = 3600 / g_i Q_H,$$

где 3600- термодинамический эквивалент 1 л.с.,

Q_H -теплотворная способность топлива.

Механический КПД дизеля определяется по формуле:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i},$$

$\eta_{\text{мех}} = 1 - (N_{\text{мех}} / N_i)$, где $N_{\text{мех}}$ – механический мощность двигателя.

где N_e – эффективная мощность,

$N_{\text{мех}}$ – механический мощность двигателя.

η_m – должно быть в пределах: для двухтактных 0,86-0,92;

Эффективный КПД определяется по формуле:

$$\eta_e = \eta_i \eta_{\text{мех}}$$

$$\eta_e = 3600 / g_e Q_H,$$

Удельный индикаторный расход топлива определяется по формуле:

$$g_i = G_{\text{ч}} / N_i \text{ (кг/кВтч) },$$

где $G_{\text{ч}}$ - часовой расход топлива.

Удельный эффективный расход топлива определяется по формуле:

$$g_e = G_{\text{ч}} / N_e \text{ (кг/кВтч)},$$

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \text{ (кг/кВт×ч)}$$

Часовой расход топлива определяем по формуле:

$$G_{\text{ч}} = g_e \times N_e \text{ (кг/час)}.$$

$$G_{\text{ч}} = g_{\text{ч}} \frac{n}{m} 60 \text{ кг/ч}$$

4 ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

По полученным данным строим индикаторную диаграмму расчетного цикла, на базе которой рассчитаем среднее эффективное давление и сравним с прототипным значением.

Для этого строим оси P и V . По оси абсцисс откладываем отрезки, соответствующие объемам V_C , V_B , V_S , V_Z . Далее по оси ординат откладываем отрезки, соответствующие давлениям P_A , P_B , P_C , P_Z . Наносим на диаграмму характерные точки — a , b , c , z' , z . Определяем отрезки, соответствующие давлениям:

$$P_A' = P_A \times M \text{ (мм)}$$

$$P_A' = 0,13 \times 14,87 = 1,9 \text{ (мм)},$$

где P_A' - отрезок, соответствующий давлению в конце наполнения, M - масштаб давлений P_A - давление в конце наполнения.

Аналогично определяем отрезки, соответствующие давлению:

$$P_B' = P_B \times M = 14,87 \times 0,44 = 6,5 \text{ (мм)}$$

$$P_C' = P_C \times M = 14,87 \times 4,48 = 66,6 \text{ (мм)}$$

$$P_Z' = P_Z \times M = 14,87 \times 5,38 = 80 \text{ (мм)}$$

По полученным точкам строим линии cz' , $z'z$, baa' .

Затем строим политропу сжатия. По оси абсцисс откладываем объемы, указанные в таблице. По оси ординат откладываем, соответствующие им, давления. Полученные точки соединяем при помощи лекалов. Аналогично строим политропу расширения.

Для проверки правильности построения диаграммы, определяем среднее индикаторное давление графическое. Для этого отрезок, соответствующий рабочему объему, делим на 10 равных частей. Затем из середины каждой части проводим линии до пересечения с политропой расширения. Затем замеряем участки, ограниченные линиями горения, расширения и сжатия, и считаем среднее значение ординат:

$$P_{igr} = \frac{y_1 + y_2 + y_3 \dots y_{10}}{11 \times M},$$

где $y_1 \dots y_{10}$ - это длины отрезков, M - масштаб ординат.

Определяем среднее индикаторное давление действительного цикла:

$$P_i = P_{igr} \times \varphi,$$

где φ - коэффициент скругления диаграммы. $\varphi = 0,96 \text{ — } 0,98$. Я принял значение $\varphi = 0,96$

Полученное значение сравниваем со средним индикаторным давлением. Отклонение не должно превышать 5%.

$$P_{igr} = \frac{43 + 28 + 19 + 14 + 11 + 9 + 8 + 7 + 6 + 5}{11 \times 14,87} = 0,917 \text{ (МПа)}$$

$$P_i = 0,917 \times 0,96 = 0,88 \text{ (МПа)}$$

Сравним полученное значение с расчетным. Отклонение составляет 5%, следовательно, допустимо.

5 ОПИСАНИЕ ОПЕРАЦИЙ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ДЕТАЛИ УЗЛА, АНАЛИЗ ВОЗМОЖНЫХ ДЕФЕКТОВ

Механизм газораспределения

Состоит из распределительного вала или нескольких валов и механизмов привода к ним, клапанов, открывающих и закрывающих впускные и выпускные отверстия в камерах сгорания, и передаточных звеньев - толкателей, штанг, коромысел и некоторых вспомогательных деталей (регулирующих элементов, клапанных пружин, системы поворота клапанов и проч.)

Параметры состояния механизма газораспределения: герметичность соединения клапан-седло; износ деталей механизма; тепловой зазор; упругость клапанных пружин. Износ деталей и увеличение теплового зазора в клапанах приводят к изменению фаз газораспределения и уменьшению открытия клапанов, что вызывает изменение степени наполнения и очистки цилиндров за время тактов впуска и выпуска. Признаки этих неисправностей - стуки в зоне клапанов и шум шестерен газораспределения. Потеря герметичности соединений клапан-седло сопровождается перебоями в работе двигателя резкими хлопками на выпуске (при прогорании фаски клапана или седла).

Скорость изменения параметров состояния газораспределительного механизма меньше, чем агрегатов топливной аппаратуры. Поэтому снижение мощности и экономичности двигателя из-за нарушения фаз газораспределения обычно менее вероятно, чем из-за неисправностей топливной аппаратуры. Поэтому механизм газораспределения необходимо проверять не в первую очередь. Исключение составляет лишь такой дефект, как подгорание клапанов. Однако он сопровождается явными признаками: свист или шипение воздуха в коллекторах при прокручивании коленчатого вала.

Перед дефектацией со всех узлов клапана удаляют нагар, а полости охлаждения выщелачивают для удаления накипи. Затем визуальным осмотром, обстукиванием, мелокеросиновой пробой, гидравлическим испытанием полости охлаждения на давление 4 кгс/см^2 выявляют трещины, коррозионные разъедания и другие дефекты. Разъедание корпуса более чем на 30% на площади, превышающей 20% охлаждаемой поверхности, не допускается.

Дефекты распределительных валов выражаются в износе подшипников опорных шеек, наличии овальности, конусности, биения. В отдельных случаях возможно появление на поверхности валов задиров, забоин, трещин.

При дефектации стоит обращать внимание на состояние шпоночных пазов, перекося которых относительно оси вала допускается не более 0,05 мм на 100 мм длины паза; смещение плоскости симметрии пазов относительно оси вала должно быть не более 0,1 мм.

Основными дефектами роликов являются разрушения контактной поверхности. Осповидные разрушения достигают глубины 0,6-1,4 мм. На рабочей поверхности роликов возможно наличие вмятин, которые образуются в результате попадания кусочков выкрашенного металла между роликом и кулачной шайбой.

Ремонт штанги при изгибе заключается в рихтовке, допустимая непрямолинейность — не более 1 мм; в этом случае подрезкой нижнего торца нижней опоры обеспечивают перпендикулярность плоскости к оси штанги с точностью 0,05 мм. Биение более 0,05 мм не допускается.

За техническим состоянием приводной цепи машинная, команда должна внимательно наблюдать, особенно в первый период эксплуатации судна и при каждом вводе двигателя в работу до развития им полных оборотов.

Во-первых, каждая новая цепь, даже качественно изготовленная и

правильно установленная на дизель, особенно в начальный период работы, более интенсивно удлиняется за счет общей приработки и естественного износа соприкасающихся поверхностей валиков, втулок и роликов многочисленных звеньев. Опытным путем установлено, что в первый период работы удлинение может достигать до 0,02—0,05% общей длины цепи. Следовательно, при возникающих слишком больших слабинах (провисании) увеличиваются свободные колебания цепи, что, в конечном счете, приводит к общей перегрузке звеньев и подшипников распределительного вала. Одним из признаков ненормальной работы приводной цепи может быть вибрация амортизационной пружины натяжного устройства. Одновременно с этим при слишком сильном натяжении в шарнирных соединениях цепи могут возникать большие перегрузки, особенно в соединительных пластинах. Признаком слишком увеличенного натяжения является глухой шум (рокот), который хорошо прослушивается во время работы двигателя по району приводной, цепи.

Во-вторых, при работе двигателя могут появляться, ненормальные вибрации цепи, вызываемые крутильными колебаниями коленчатого вала из-за неравномерного крутящего момента. Однако наиболее частые свободные колебания возникают при изменении натяжения цепи, ослаблении витков амортизационной пружины натяжного устройства, а также при изменении оборотов двигателя или осадки судна.

Следует всегда учитывать, что каждый соединительный узел, как и вся цепь в целом, несет в работе большую знакопеременную нагрузку, поэтому в течение всего периода эксплуатации цепной привод должен находиться в хорошем техническом состоянии и этому ответственному узлу необходимо уделять максимум внимания. Каждый механик, моторист должен помнить, что разрушение любого соединения или узла, нарушение смазки ведет к общему разрушению всего привода газораспределения и может явиться причиной крупной аварии двигателя.

Установка новой или отремонтированной цепи, а также периодическое регулирование находящейся в эксплуатации цепи должны выполняться квалифицированными рабочими. Перед началом работ по регулированию необходимо, чтобы каждый механик и рабочая бригада прошли инструктаж и были хорошо ознакомлены с инструкцией натяжного устройства и с его крепежными узлами.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных расчетов можно сделать вывод о экономичности дизеля и сравнить его с современными двигателями.

Эффективный КПД $\eta_e = 0,37$, а у современных малооборотных двигателей $\eta_e = 0,4 — 0,55$, следовательно, мой двигатель работает не достаточно экономично, наблюдаются не значительные механические и тепловые потери. Это связано с малой степенью предварительного расширения и с увеличением избытка воздуха в цилиндре.

Механический КПД $\eta_{мех} = 0,9$. Сравнивая с показателями современных малооборотных двигателей ($\eta_{мех} = 0,88 — 0,93$) можно сделать вывод, что мой двигатель работает на их уровне.

Удельный эффективный расход топлива $g_e = 0,231$ кг/ (кВт*ч). У современных дизелей расход топлива составляет $0,155 — 0,22$ кг/ (кВт*ч). Это показывает, что мой двигатель затрачивает больше топлива на единицу мощности, чем современные двигатели.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1.Правила технической эксплуатации судовых технических средств и конструкций РД 31.21.30-97.,СПб.: ЗАО ЦНИИМФ, 1997.
- 2.И.В.Возницкий Современные малооборотные двухтактные двигатели, СПб, Моркнига 2006г.
- 3.И.В.Возницкий Малооборотные дизели МАН – Бурмейстер и Вайн ряда МС/МСЕ, СПб, Моркнига 2010г.
- 4.Сизых В.А. Судовые энергетические установки. М.: Транспорт, 1989
- 5.Глотов Ю.Г., Семченко В.А., Беляев Н.Г.Эксплуатация судовых энергетических установок.-М.: «Транспорт», 1995.
- 6.Гогин А.Ф., Кивалкин Е.Ф., Богданов А. Судовые дизели. М.: Транспорт, 1988
6. Атласы конструкций дизелей Ющенко, Воробьев
7. Сайт «Судоремонт от А до Я» <http://sudoremont.blogspot.ru/>