АО «ЎЗБЕКИСТОН ТЕМИР ЙЎЛЛАРИ»
ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Кафедра
«Вагоны и вагонное хозяйство»

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине:
«Двигатели внутреннее сгорания»

На тему: *«Дизель 4ПВД-21».*

Выполнил: ст.гр.TV-570
Назиров Б.
Проверил: Галимова Ф.

Ташкент - 2015

						Лис
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

АКЦИЯДОРЛИК ЖАМИЯТИ
"ЎЗБЕКИСТОН ТЕМИР ЙЎЛЛАРИ"

ТОШКЕНТ ТЕМИР ЙЎЛ МУҲАНДИСЛАРИ ИНСТИТУТИ

"ТАСДИҚЛАЙМАН"
"Вагонлар ва вагон хўжалиги"
Кафедраси мудири
_____ Рахимов Р.В.
«9» 09 2016 й.

КУРС ЛОЙИҲАСИ

"Ички ёнув двигателлари"
фан номи

Курс бўйича _____

Гурух TV-570 Талаба Назиров Б. Рахбар Тамилова Ф.С

ТОПШИРИҚ

Лойиха мавзуси: Дизель 4НВД-21

Бошлангич маьлумотлар:

Қўлланмалар:

Чизма қисмининг тузилиши: Система охлаждения

Тушунтириш хатининг тузилиши:

Қўшимча топшириқ ва кўрсатмалар:

Лойихалар топшириш даври: Режа 15.12.2015 Амалда 21.01.2016

Боскичлар					Химоя
1	2	3	4	5	
17.11.2015	1.12-16.12.15				80б

Рахбар _____

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лис

Содержание

Введение……

1. Техническая характеристика дизеля ЕМ4-15 ...……..……

2. Тепловой расчет и тепловой баланс дизеля…….……..…

3. Система газораспределениях …….

4. Расчет распределительного вала ……..……. ..….....

5. Организация и технология ремонта механизм газораспределения ……..……

6. Техника безопасности при эксплуатации дизельных установок……..

Вывод……...……...

Спесок литература……..……..….....

1.Техническая характеристика дизеля ЕМ4-15

Тип дизеля бес компрессорный четырехтактный четырехцилиндровый с вихревой камерой

Расположение цилиндров ……..… вертикальное

Диаметр цилиндров …….. 115 *мм*

Ход поршня……. 145 »

Степень сжатия …… 17,5

Порядок работы цилиндров…….. 1—3—4—2

Длительная мощность …….. 54 *л. с.*

Максимальная, мощность …… 60 »

Частота вращения коленчатого вала ……. 1500 *об/мин*

Удельный расход т оплива …….. 210 *г\л.с.*ч*

Расход масла …….. 300 *г/ч*

Пусковое устройство …….. стартер

Сухая масса дизеля …… 540 *кг*

Мощность генератора для зарядки аккумулятора ……. 130*вт*

Напряжение генератора ……..12 *В*

Топливный насос ……. блочного типа

Давление в прыска.....*100 кгс/см^2*

Регулятор ……центробежного типа двухрежимный

Форсунки ……. штифтовые закрытого типа

Масляный насос ……. шестеренный

Система смазки ……. комбинированная

Охлаждение …… водяное с принудительной циркуляцией от центробежного насоса

Все главные механизмы и детали дизеля (рисунок 1.2 и 1.3) установлены на картере. К верхней плоскости картера на шпильках прикреплены два блока цилиндров, по одному на каждые два цилиндра.

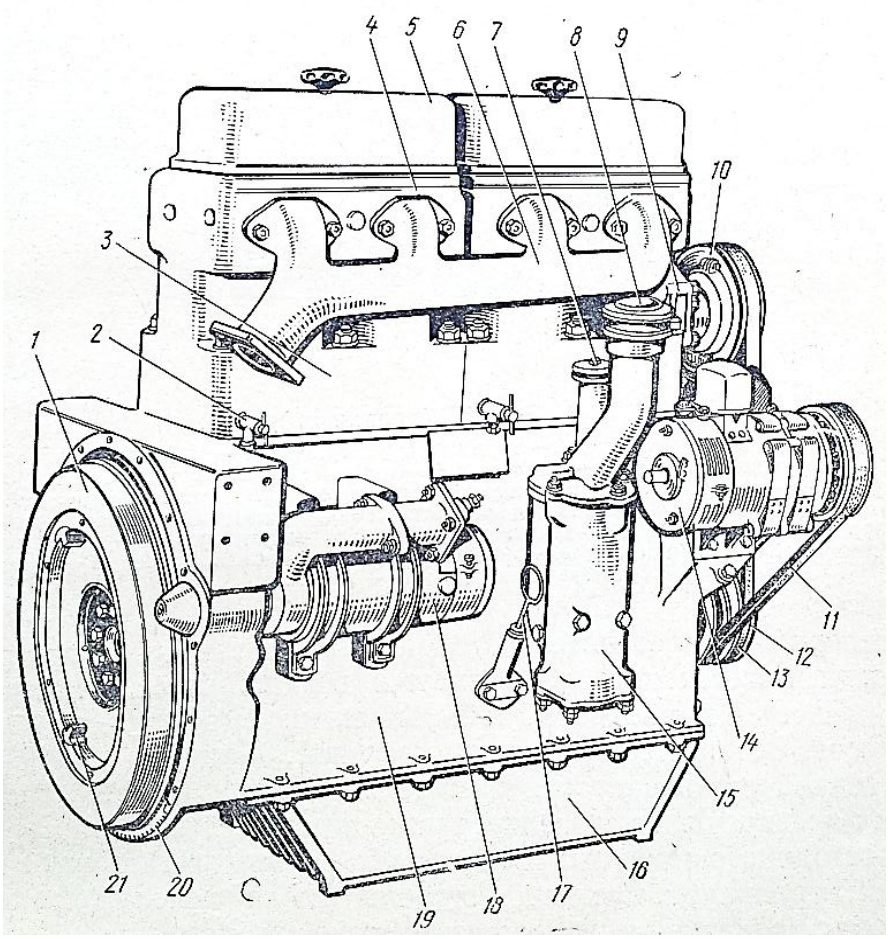


Рисунок 1.1. Дизель ЕМ4-15 (левая сторона):

1 — маховик; *2* — водоспускной кран; *3* — блок цилиндров; *4* — головка цилиндров; *5* — крышка головки; *6* — выпускной коллектор; 7 — сапун; *8* — маслоналивная горловина; *9* — водяной насос; *10*— шкив вентилятора; *11*— ремень привода генератора; *12* — шкив коленчатого вала; *13* — ремень привода водяного насоса и вентилятора; *14* — генератор; *15* — фильтр; *16* — поддон картера; *17* — масляный щуп; *18* — стартер; *19* — картер; *20* — зубчатый венец стартера;21 — установочный палец сцепления

Сверху оба блока закрыты головками. Между плоскостями блоков и головок цилиндров уложены уплотняющие медно-асбестовые прокладки. В головке каждого цилиндра имеется вихревая камера. На головках расположены детали клапанно-распределительного механизма, закрытые колпаками. На передней плоскости блока имеется водяной насос, а также смонтированы шестерни распределительного механизма и привода топливного насоса. Все шестерни закрыты крышкой.

1— водоприемный фланец; 2 —водяной трубопровод; 3 — топливный фильтр; *4* — воздушный фильтр; *5* — форсунка; *6* — трубка для слива топлива из форсунок; 7 — топливопровод высокого давления; *8* — свеча накаливания; *9* — топливный насос; 10 — пробка маслоналивного отверстия; 11 — рычаг регулятора числа оборотов;12 —кожух центробежного регулятора; *13* — топливный фильтр; *14* — ручной насос; *15* — подкачивающий топливный насос; *16* — соединительная муфта; *17* — храповик

На задней стенке картера прикреплен кожух (картер) маховика с лапами для крепления дизеля на раме и расположены стартер, генератор постоянного тока, выпускная труба и масляный фильтр с маслоналивной горловиной. С лицевой стороны дизеля расположены топливный насос с подкачивающим насосом и топливным фильтром, вихревые камеры с форсунками, два фильтра для забора воздуха в цилиндры и свечи накаливания. Под валом привода топливного насоса смонтирован насос (на рисунке не показан) для циркуляции масла через масляный радиатор. В нижнюю полость картера вмонтирован насос для подачи масла к трущимся деталям дизеля.

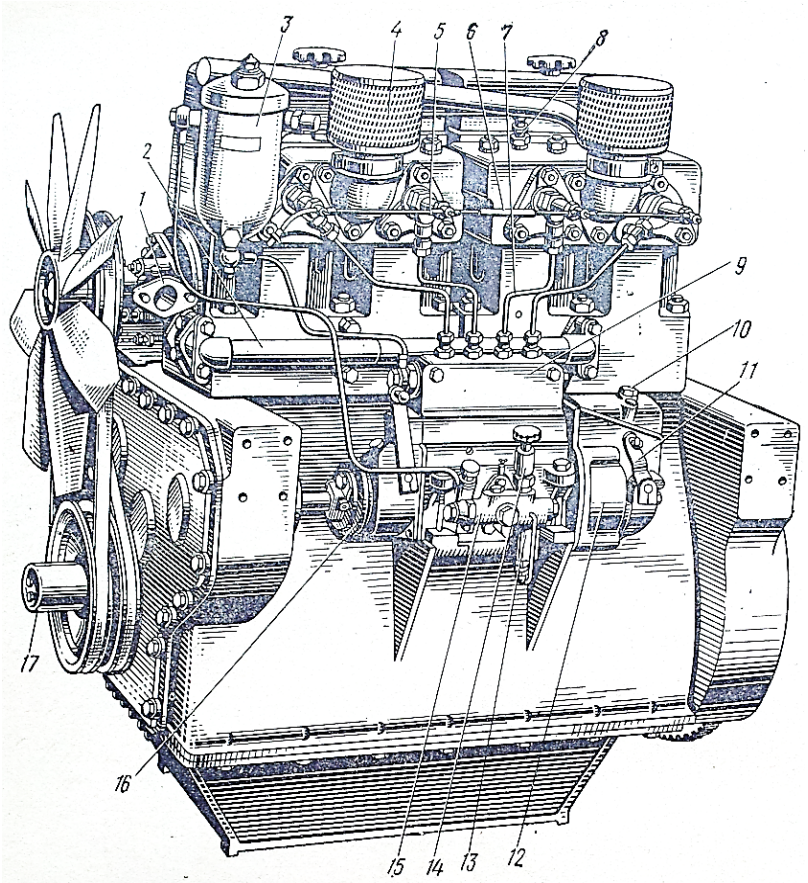


Рисунок 1.2. Дизель ЕМ4-15 (правая сторона):

1.1.Детали остоваи кривошипную-шатунного механизма

Картер отлитый из серого чугуна, является основанием, на котором смонтированы все основные детали дизеля. На верхней части картера укреплен блок цилиндров, а в перегородках нижней части закреплены три коренных подшипника коленчатого вала. Внутри картера размещены кулачковый вал, масляные магистрали и насос. Снизу оп закрыт крышкой (масляным поддоном), прикрепленной болтами через уплотнптельную прокладку.

Блок и и л и и д р о в представляет собой механически обработанную отливку из серого чугуна. В блок запрессованы гильзы цилиндров. В верхней части блока имеется пространство, в котором циркулирует охлаждающая вода. Сверху в блок ввернуты шпильки для крепления головок, а внизу предусмотрены отверстии для шпилек, которыми он крепится к картеру.

Гильза цилиндра имеет такую же конструкцию, как и гильза дизеля 4НВД-21, и отличается только размерами.

Поршень отлит из алюминиевого сплава. По наружной поверхности проточено шесть канавок: пять на головке и одна на юбке. В четырех канавках размещены компрессионные кольца, в пятой и шестой— маслосъемные. По окружности пятой и шестой канавок в поршне просверлены отверстия для отвода излишков масла с рабочей поверхности цилиндров. В днище поршня «ыфрезерованы углубления, в которые входят тар ел и клапанов.

Внутри поршня имеются два прилива (бобышки) с отверстиями для поршневого кольца. В каждом отверстии проточена кольцевая канавка для стопорного пружинного кольца, удерживающего палец от осевого смещения.

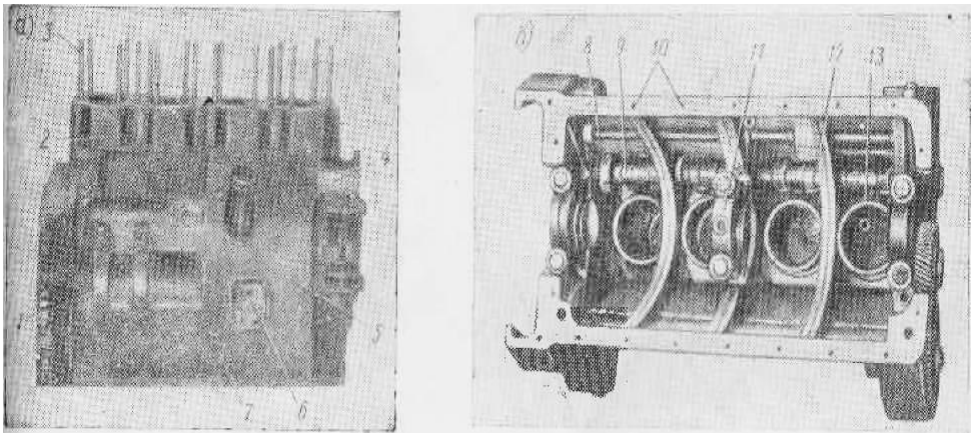


Рис. 1.3. Картер с блоком цилиндров:
а — вид сбоку; б — э с в е р х у : 1 — кронштейны крепления стартера; 2— блок цилиндров;3 —шпильки крепления головки блока; -J — кронштейны генератора; 5 — картер; 6 — площадка масляного фильтра: 7 — отверстие для масляного щупа; 8 —масляная магистраль;*9* — распределительный нал; № - отверстия для болтов масляного поддона; И — кореннойподшипник; *Г2*-- перегородка; *13* ■ гильза цнлнндра

1.2. Система газораспределения

Шестерни газораспределения помещайся в кожухе передней части дизеля. Все шестерни косозубые.

Распределительный вал, изготовленный из стали марки 20Г, имеет отштампованные заодно с ним восемь кулачков, которые цементированы и закалены. Этот вал вращается в пяти подшип- никах-втулках, запрессованных в блок дизеля. Над распределительным валом размещены толк ателл и, которые изготовлены из специального чугуна с отбеленной на глубину 2—5 *мм*тарелыо.

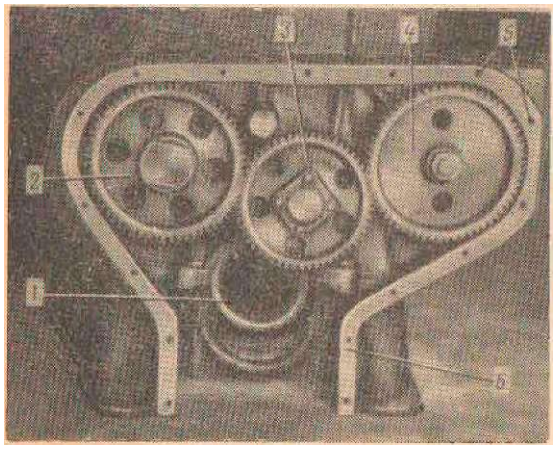


Рис. 1.9. Припод газораспределения:

1 — коренной подшипник коленчатого вала; *2* — шестерня газораспределения; *д* — промежуточная шестерня;*4*— шестерня топ л п »но го насоса; *5* --отверстия для болтов крепления крышки; 6 — кожуд привода

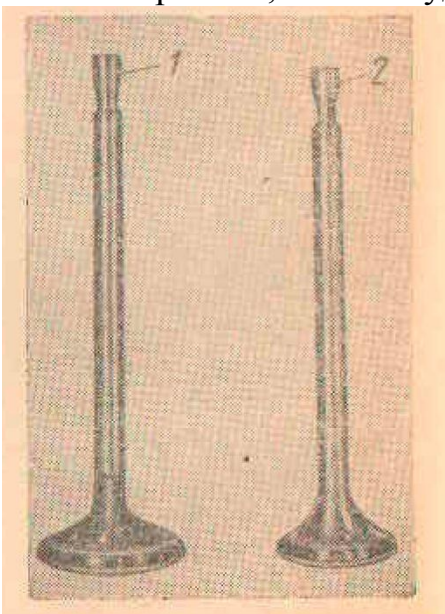


Рис1,10,клапаны
1-впускной 2-выпусккной

Поверхность толкателя, соприкасающаяся с кулачком, отполирована. Стержень его пустотелый. Оси толкателей в блоке смещены относительно середины

кулачков на распределительном валу, что способствует вращению толкателей во время работы и уменьшению их износа.

Штанги толкателей выполнены трубчатыми с двумя по конечниками. Верхний выроянен в виде чашки, нижний — в виде шара.

Валики коромысел изготовлены из стали; наружная поверхность их цементирована и закалена, В середине они имеют каналы для подвода масла к коромыслам. Эти валики закреплены в стойках, которые крепятся болтами к головке.

В п у с к и о й и в ы п у с к и о й к л а п а н ы отличаются тем, что но диаметру тарели первый больше второго, вследствие чего достигается более полное заполнение цилиндра воздухом

Монтаж клапанного механизма у дизеля ЕМ4-15 такой же, как и у ранее описанных дизелей.

Зазор между коромыслом и штоком клапана должен быть 0,3—0,4 *мм.*

Для очистки воздуха от механических примесей на дизеле установлены два в о з д у ш н ы х ф и л ь т р а, по одному на каждые два цилиндра

Фильтрующие элементы выполнены из двух стальных полос, в которых в шахматном порядке просечены ромбовидные отверстия. Полосы сложены и закатаны в рулон так, чтобы наклоны ребер отверстий были направлены навстречу друг другу.

Воздух, просасываемый через фильтр, разбивается на мелкие струйки, которые несколько раз меняют направление и скорость движения. Благодаря этому пыль отделяется от воздуха и оседает на стенках фильтра.

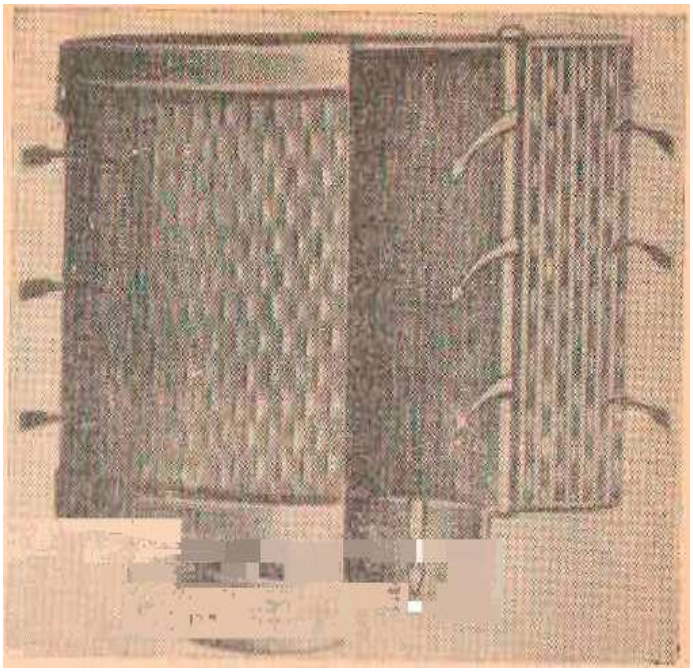


Рис. 1.10. Воздушный фильтр

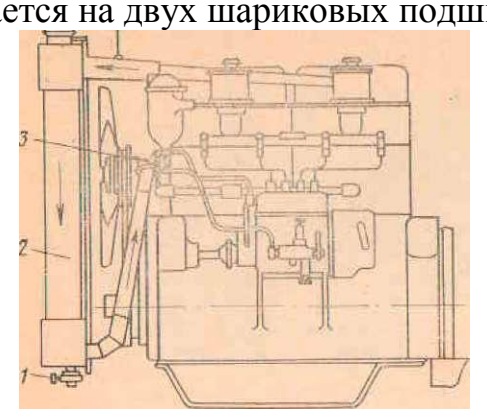
3.Система охлаждения

О х л а ж д е н и е дизеля ЕМ4-15 водяное с принудительной циркуляцией воды, открытого типа (охлаждающая система сообщается с атмосферой). Основными агрегатами системы охлаждения являются: водяной радиатор *2*, циркуляционный насос *3,* вентилятор для создания потока воздуха через радиатор, термометр *4* для контроля за температурой воды.

Заполнение радиатора водой проверяется по водомерному стеклу и контрольной трубке. Для выпуска воды из системы установлен пробковый кран 1.

В о д я н о й н а с о с— центробежного типа. Основными частями его являются корпус, крыльчатка, вал и шкив. Корпус насоса отлит из серого чугуна. Снаружи к входному патрубку прикреплена подводящая воду трубка. Торцовой частью насос болтами прикреплен к блоку дизеля.

Через боковой трубопровод вода подается в рубашки блоков. Насос имеет клиноременный привод от коленчатого вала. В е и т и л я т о р — восьмилопастной, помещается непосредственно у радиатора в воздушном диффузоре. Его вал вращается на двух шариковых подшипниках.



Рис, 1.11. Система охлаждения

1.3.Система смазки

Основными элементами масляной системы являются: насос с масло-приемником и магистралями для подвода масла к трущимся деталям, насос для циркуляции масла через радиатор, фильтр для очистки и радиатор для охлаждения масла, манометр для контроля за давлением.

Смазка дизеля происходит следующим образом. Масло всасывается шестеренным сдвоенным насосом. Через сетчатый фильтр маслоприем-ника *4,* помещенного в нижней части картера *1*масло поступает к насосу ***2*** и направляется под давлением в два трубопровода 13 и *14.* По трубопроводу *13* нагнетается нефильтрованное масло для смазки подшипников *8* кулачкового вала и далее по каналам 7 для смазки валиков коромысел. Избытки масла стекают обратно в картер, смазывая толкатели и шестерни распределения.

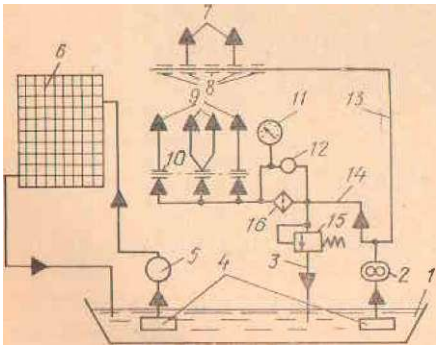


Рис. 1.12. Схема системы смазки

По трубопроводу*14* подается масло через сетчатый фильтр *16* к коренным подшипникам *10* коленчатого вала и через его каналы *9*—к шатунным подшипникам. Рабочие поверхности цилиндров, поршней, верхних головок шатунов и поршневых пальцев смазываются разбрызгиванием

Для охлаждения масла установлен радиатор *6* трубчатого типа, состоящий из четырех секций, которые смонтированы перед водяным радиатором. Под валом привода топливного насоса помещен циркуляционный масляный насос *5* центробежного типа с клиноременным приводом от этого вала. Топливный насос и его регулятор имеют свой отдельный запас масла и самостоятельную смазку трущихся деталей.

В нижней части корпуса масляного фильтра вмонтированы два предохранительных шариковых клапана*12* и *15*. Кланам*15* служит для предотвращения повышения давления в масляной магистрали, а клапан *12* — для перепуска масла (обходный клапан).

Клапан *15* при повышении давления масла в магистрали выше 4*кгс/см*[1] открывается и перепускает его по маслопроводу *3* в картер дизеля. Клапан *12* открывается при засорении фильтрующего элемента.

Перепускной клапан отрегулирован на давление масла 3,5 *кгс/см*Контроль за давлением масла в магистралях осуществляется манометром II, который подключен у пробки перепускного клапана на корпусе масляного фильтра. Расположение масляного фильтра и редукционных клапанов показано на рис. Заливается и добавляется масло а картер дизеля через горловину 1 , смонтированную на верхней крышке масляного фильтра. Уровень масла в картере проверяется стержнем-щупом. Маркированная красным цветом утолщенная часть щупа указывает максимальный и минимальный уровни масла, а боковая риска :} — нормальный уровень.

1.4. Пусковая система

Пуск дизеля осуществляется электрическим стартером. В систему пуска входят стартер (электрический двигатель последовательного возбуждения), два аккумулятора напряжением по 12 в каждый и генератор постоянного тока для зарядки аккумуляторов.

При пуске дизеля переключатель пуска *4* устанавливается в первую позицию, при этом ток пойдет от аккумуляторов на пусковой переключатель *4,* затем через контрольный *5* и предохранительный *6*резнсторы па свечи накаливания *8* дизеля.

Пройдя по спиралям свечей, ток попадает на корпус дизеля и по нему возвращается в аккумуляторы. Через 40—50 *сек* после включения контрольный резистор 5 накалится до ярко-красиого свечения. Это будет служить сигналом, что свечи накала также нагрелись и дизель готов к пуску, после чего переключатель пуска быстро переводится во вторую позицию. В этом положении переключателя свечи продолжают оставаться включенными. Одновременно включится в цепь магнитный выключатель стартера 7, который переключит две аккумуляторные батареи ***10*** с параллельного соединения на последовательное. Второй магнитный выключатель, находящийся в приборном ящике9, замкнет цепь тока стартера, и шестерня электродвигателя, войдя в зацепление с шестерней маховика, начнет вращать коленчатый вал.

После того как дизель завелся, переключатель *4* ставится в нулевую позицию, и магнитный выключатель разомкнет цепь, аккумуляторы переключатся иа параллельное соединение, а генератор ***2*** начнет заряжать аккумуляторы. Если генератор работает и аккумуляторы заряжаются, лампочка 3 красного цвета не горит. Напряжение зарядного тока устанавливается регулятором 1. Резистор *6* включен в цепь для предохранения цепи и аккумуляторов в случаях короткого замыкания в свечах накаливания.

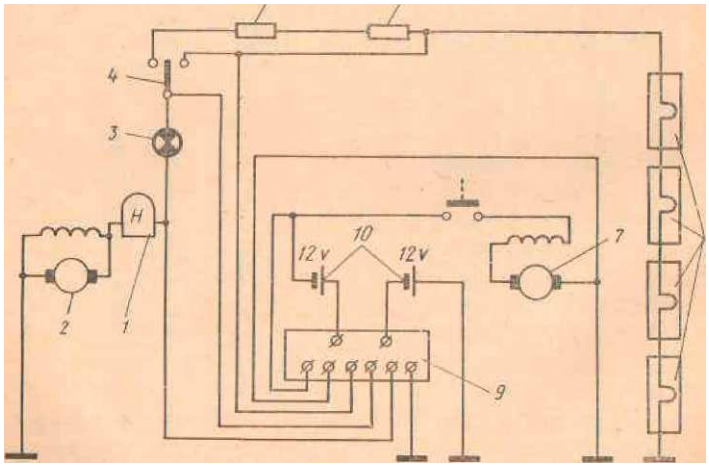


Рис. 1.13. Схема электрического пуска дизеля

2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДИЗЕЛЯ

Произвести расчет четырехтактного дизеля, предназначенного для грузового автомобиля. Дизель четыре цилиндровый (i= 4) с неразделенными камерами сгорания, объемным смесеобразованием, частотой вращения коленчатого вала при максимальной мощности n = 1500 об/мин и степенью сжатия ε = 17,5 Расчет выполнить для двух вариантов двигателя: дизель без наддува с эффективной мощностью, N_e =44,16 кВт;

2.1. Тепловой расчет

Топливо. В соответствии с ГОСТ 305—73 для рассчитываемого двигателя принимаем дизельное топливо (для работы в летних условиях— марки Л и для работы в зимних условиях — марки 3). Цетановое число топлива — не менее 45.

Средний элементарный состав дизельного топлива

С =0,870; К =0,126; О =0,004.

Низшая теплота, сгорания топлива

$$H_ц=33,91\cdot C+125,60\cdot H-10,89(O-S)-2,51(9H+W)$$

$H_ц=33.91\cdot 0.87+125.60\cdot 0.126-10.89\cdot 0.004-2.51\cdot 9\cdot 0.126=42.44$ МДж/кг=42440 кДж/кг.

Параметры рабочего тела. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_0=\frac{1}{0.208}\left(\frac{C}{12}+\frac{H}{4}-\frac{C}{32}\right)=\frac{1}{0,208}\left(\frac{0,870}{12}+\frac{0,126}{4}-\frac{0,004}{32}\right)=0.5 \text{ кмольвозд/кг топл;}$$

$$l_0=\frac{1}{0,23}\left(\frac{8}{3}C+8H-O\right)=14.452 \text{мольвозд/кг топл.}$$

Коэффициент избытка воздуха. Уменьшение коэффициента избытка воздуха а до возможных пределов уменьшает размеры цилиндра и, следовательно, повышает литровую мощность дизеля, но одновременно с этим значительно возрастает тепло напряженность двигателя, особенно деталей поршневой группы,

увеличивается дымиость выпускных газов. Лучшие образцы современных дизелей без наддува со струйным смесеобразованием устойчиво работают на номинальном кроме без существенного перегрева при α = 1,4 — 1,5.

В связи с этим можно примять: α = 1,4 — для дизеля без наддува.

Количество свежего заряда:

$$M_1 = \alpha L_0 = 1.4*0.5 = 0.7$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.87}{12} = 0.0725 \text{ кмоль } CO_2\text{/кг топл;}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0.126}{2} = 0.063 \text{ } H_2O\text{/кг топл.}$$

$$M_{O_2} = 0{,}208(\alpha - 1)L_0 = 0.208 * 0.4 * 0.5 = 0.0416 \text{ кмоль} O_2\text{/кг топл;}$$

$$M_{N_2} = 0{,}792\alpha L_0 = 0.792 * 1.4 * 0.5 = 0.5544 \text{ кмоль } N_2\text{/кг топл.}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 0.0725 + 0.063 + 0.0416 + 0.5544 = 0.7315\,.$$

M_2 = 0.7315 кмоль пр. сг/кг топл;

Параметры окружающей среды и остаточные газы. Атмосферные условия

$$p_0 = 0.1 \text{ МПа}; T_0 = 293 \text{ К.}$$

Давление окружающей среды для дизелей:

$$p_к — p_0 = 0.1 \text{ МПа;}$$

Температура окружающей среды для дизелей:

$$T_к = T_0 = 293^oK$$

Температура и давление остаточных газов. Достаточно высокое значениеε=17.5 дизеля без наддува снижает температуру и давление остаточных

газов, а повышенная частота вращения коленчатого вала несколько увеличивает значения T_r и p_r Поэтому можно принять для дизелей:

$$T_r=K,\ p_r=1{,}05*p_0=1{,}05*0{,}1=0.105МПа.$$

Процесс впуска. Температура подогрева сисжсго заряда. Рассчитываемый двигатель не имеет специального устройства для подогрева свежего заряда. Однако естественный подогрев заряда и дизеле без наддува может достигать да 15—20°С.

Поэтому принимаем для дизелей: ΔT= 20°С.

Плотность заряда на впуске

$$\rho_к = \frac{p_к \cdot 10^6}{R_B \cdot T_к} = \frac{0{,}1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1.189 \text{ кг/м}^3$$

Потери давления на впуске в двигателе:

$$\Delta p_а = \frac{(\beta^2+\xi_{вп})\omega_{вп}^2 \cdot \rho_к \cdot 10^{-6}}{2} = \frac{2{,}7 \cdot 70^2 \cdot 1{,}189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0.008 \text{ МПа},$$

где $(\beta^2 + \xi_{вп})$=2,7 и $\omega_{вп} = 70$м/с приняты в соответствии со скоростным режимом двигателей и с учетом небольших гидравлических сопротивлений во впускной системе дизеля с наддувом и без наддува.

Давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0.1-0.008=0.092 \text{ МПа}$$

Коэффициентостаточныхгазов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{293 + 20}{750} * \frac{0.105}{17{,}5 * 0.092 - 0.105} = 0.029$$

Температура в концевпуска

$$T_а = \frac{T_к + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 20 + 0.029 * 750}{1 + 0.029} = 325\ K$$

Коэффициентнаполнения

$$\eta_V = \frac{T_k(\varepsilon p_a - p_r)}{(T_k + \Delta T)(\varepsilon - 1)p_k} = \frac{293 * (17{,}5 * 0.092 - 0.105)}{((293 + 20)(17{,}5 - 1)0{,}1)} = 0.854$$

Процесс сжатии. Средние показатели адиабаты и политропы сжатия. При работе дизеля на номинальном режиме можно с достаточной степенью точности принять показатель политропы сжатия приблизительно равным показателю адиабаты, который определяется по номограмме :

ε = 17,5 и T_a =325 К;

$n_1 = k_1 = 1.370$

Давление и температура в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0.092 * 17{,}5^{1.37} = 4.642$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 325 * 17{,}5^{1.37-1} = 927\text{K}$$

Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия:

а) воздуха

$$(mc_V)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 2.638 * 10^{-3} * 654 = 22.325 \text{ кДж/(кмоль·град)};$$

где $t_e = T_c - 273 = 927 - 273 = 654$ºС

б) остаточных газов

α = 1,4 и t_c= 654ºС

$$(mc_V^{''})_{t_0}^{t_c} = 24{,}168 \text{ кДж/(кмоль·град)};$$

в) рабочей смеси

$$(mc_V^{'})_{t_0}^{t_c} = \frac{(mc_V)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc_V^{''})_{t_0}^{t_c}}{1+\gamma_r};$$

$$(mc_V^{'})_{t_0}^{t_c} = \left(\frac{1}{1+0.029}\right) * (22.325 + 0.029 * 24.168)$$

$$= 22.377 \text{кДж/(кмоль} \cdot \text{град)};$$

Процесс сгорания. Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси в дизелях:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.7315}{0.7} = 1.045$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси в дизелях:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.045 + 0.029}{1 + 0.029} = 1.044$$

Теплота сгорания рабочей смеси в дизелях:

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1(1+\gamma_r)} = \frac{42440}{0.7(1+0.029)} = 58920\text{кДж/кмоль раб. см.}$$

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания в дизелях:

$$(mc_V^{''})_{t_0}^{t_c} = \frac{M_{CO_2}(mc_{V\ CO_2}^{''})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O}(mc_{V\ H_2O}^{''})_{t_0}^{t_z} + M_{O_2}(mc_{V\ O_2}^{''})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2}(mc_{V\ N_2}^{''})_{t_0}^{t_z}}{M_2};$$

$$\begin{aligned}(mc_V^{''})_{t_0}^{t_c} = [&0.0725(39.123 + 0.003349t_z) + 0.063(26.67 + 0.004438t_z)\\ &+ 0.0416(23.723 + 0.00155t_z) + 0.5544(21.951 + 0.001457t_z)]\\ &= 24.160 + 0.00191t_z;\end{aligned}$$

$$(mc_V^{''})_{t_0}^{t_c} = 24.160 + 0.00191 + 8.315 = 32.475 + 0.00191t_z.$$

Коэффициент использования теплоты для современных дизелей с неразделенными камерами сгорания и хорошо организованным струйным смесеобразованием можно принять для двигателя без наддува φ_z = 0,82.

Степень повышения давления в дизеле, в основном, зависит от величины цикловой подачи топлива. С целью снижения газовых нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма целесообразно иметь максимальное давление сгорания не выше 11—12 МПа. В связи с этим целесообразно принять для дизеля без наддува λ= 2,0.

Температура в конце видимого процесса сгорания

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + [(mc'_V)_{t_0}^{t_c} + 8.315\lambda]t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu\left(mc''_V\right)_{t_0}^{t_c} t_z;$$

$$t_z = \left(-33.904 + \frac{\sqrt{33.904^2 + 4*0.001994*76069}}{(2*0.001994)} \right) = 2007^{\circ}C$$

$$T_z = t_z + 273 = 2007+273=2280^{\circ}\text{C}$$

Максимальное давление сгорания для дизелей:

$$p_z = \lambda p_c = 2*4.642 = 9.284 \text{ мпа}$$

Степень предварительного расширения для дизелей:

$$\rho = \mu T_z/(\lambda \text{т}_c) == 1{,}044 * \frac{2280}{2*927} = 1{,}28$$

Процесс расширения. Степень последующего расширения для дизелей:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17{,}5}{1{,}28} = 13{,}67$$

Средние показатели адиабаты и политропы расширения для дизелей выбираются следующим образом. На номинальном режиме можно принять показатель политропы расширения, с учетом достаточно больших размеров цилиндра, несколько меньше показателя адиабаты расширения, который определяется по номограмме.

Для дизелей:

$$\delta = 13{,}67;\ \boldsymbol{T_z} = 2280\text{K};\alpha = 1{,}4;\boldsymbol{k_2} = 1{,}2728;\ n_2 = 1{,}260;$$

Давление и температура в конце расширения для дизелей:

$$p_b = p_z/\delta^{n_2} = 9.28413.67^{1.26} = 0.344$$

$$\text{T}_b = \frac{T_z}{\delta^{n_3-1}} = \frac{2280}{13{,}67^{1.26-1}} = 1155\text{K}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов для дизелей:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1155}{\sqrt[3]{\frac{0.344}{0.105}}} = 777\text{K};$$

Δ= 100(777 — 750)/777 =**3,4%,** что допустимо.

Индикаторные параметры рабочего цикла. Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda_\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right];$$

$$p_i' = \frac{4.642}{17{,}5-1}\left[2 * (1.28 - 1) + \frac{2*1.28}{1.26-1}\left(1 - \frac{1}{13.67^{1.26-1}}\right) - \frac{1}{1.37-1}\left(1 - \frac{1}{17{,}5^{1.37-1}}\right)\right] =$$

$$1.0164 \text{ МПа}$$

$$p_i' = 1.0164\ M\text{Па}.$$

$$\eta_{\text{м}} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0.8074}{1.0164} = 0.844$$

Среднее индикаторное давление для дизелей:

$$p_i = \varphi_{\text{и}} p_i' = 0.95 * 1.0164 = 0.966 \text{ МПа},$$

где коэффициент полноты диаграммы принят $\varphi_{\text{и}} = 0{,}95$.

Индикаторный к. п. д. для дизелей

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_V} = \frac{0.966 * 14.52 * 1.4}{42.44 * 1.189 * 0.854} = 0.455$$

Индикаторный удельный расход топлива для дизелей:

$$g_i = 3600/H_u \eta_i = \frac{3600}{42.44*0.455} = 184 \text{ (кВт • ч)};$$

Эффективные показатели двигателя. Среднее давление механических потерь

$$p_M = 0{,}089 - 0{,}0118\text{V}_{\text{п.ср}} = 0.089 + 0.0118 * 10.2 = 0.209,$$

где средняя скорость поршня предварительно принята $\text{V}_{\text{п.ср}}$=10.2 м/с.

Среднее эффективное давление и механический к. п. д. для дизелей:

$$\boldsymbol{P_E}=\boldsymbol{P_I}-\boldsymbol{P_M}=1.0164 - 0.209=0.8074\text{МПа};$$

Эффективный к.п. д. и эффективный удельный расход топлива для дизелей:

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0.455 \cdot 0.844 = 0.384;$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{42.44*0.384} = 220.90 \text{ г/(кВт·ч)};$$

Основные параметры цилиндра и двигателя. Литраж двигателя

$$V_л = \frac{30\tau N_e}{p_e n} = \frac{30*4*44.16}{0.8074*1500} = 4 \text{ л.}$$

Рабочий объем цилиндра

$$V_n = \frac{V_л}{i} = \frac{4}{4} = 1 \text{л.}$$

Диаметр и ход поршня дизеля, как правило, выполняются с отношением хода поршня к диаметру цилиндра$S/D \geq 1$. Однако уменьшениеS/Dдля дизеля, так же как и для карбюраторного двигателя, снижает скорость поршня и повышает$\eta_М$. В связи с этим целесообразно принять$S/D=1$:

$$D = 100\sqrt[3]{\frac{4V_h}{\frac{\pi S}{D}}} = 100 * \sqrt[3]{\frac{4*1}{3.14}} = 108.4 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаемD= S= 115мм.

По окончательно принятым значениямDи Sопределяются основные параметры и показатели двигателя:

$$V_л = \frac{\pi D^2 Si}{4 \cdot 10^6} = \frac{3.14*115^2*115*4}{4*1000} = 4.77 \text{ л};$$

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 * 115^2}{4} = 104 \text{см}^2.$$

$$V_{п.ср} = \frac{Sn}{3 \cdot 10^4} = \frac{115*1500}{3 \cdot 10^4} = 5.75 \text{м/с},$$

что достаточно близко (ошибка < 0%) к ранее принятому значению $v_{п,ср}$ = 5.75м/с

$$N_e = \frac{p_e V_л n}{30\tau} = \frac{0.8074*4.77*1500}{30*4} = 48 \text{ кВткВт};$$

$$M_e = \frac{N_e \cdot 3 \cdot 10^4}{\pi n} = \frac{48*3 \cdot 10^4}{3,14*1500} = 305.7 \text{Н·м};$$

$$G_T = N_e \cdot g_e = 48 * 0,220 = 10.56 \text{г/ч};$$

$$N_л = \frac{N_e}{V_л} = \frac{48}{4.77} = 10.63 \text{ кВт/дм}^3.$$

2.2. Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом для дизелей:

$$Q_0 = \frac{H_u G_T}{3.6} = \frac{42440*10.56}{3,6} = 124490 \text{Дж/с}.$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с, для дизелей:

$$Q_e = 1000N_e = 1000*48 = 48*10^3 \text{ Дж/с}.$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде, для дизелей:

$$Q_B = \frac{CiD^{1+2m}n^m}{\alpha} = 0.48 * 4 * 11.5^{1+2*0.67} * 1500^{0.67}\frac{1}{1.4} = 30340 \text{ж/с};$$

где C -коэффициент пропорциональности (для четырехтактных двигателей C = 0,45÷0,53);i— число цилиндров;D— диаметр цилиндра, см; m — показатель степени (для четырехтактных двигателей m=0,6÷0,7); n— частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

Теплота, унесенная с отработавшими газами (в дизеле с наддувом часть теплоты отработавших газов используется в газовой турбине),

$$Q_r = \frac{G_T}{3.6}\left[M_2(mc_p^{"})_{t_0}^{t_r}t_r - M_1(mc_V)_{t_0}^{t_k}t_k\right];$$

$$Q_r = \frac{10.56}{3.6} * [0.7315 * 24.160 * 504 - 0.7 * 30.6 * 20] = 24588 \text{Дж/с};$$

где $(mc_p^{"})_{t_0}^{t_r} = (mc_V^{"})_{t_0}^{t_r} + 8.315 = (32.475 + 0.00191 * 2007) + 8.315 =$ 44.362 кДж/(кмоль·град);

$$(mc_V^{"})_{t_0}^{t_r} = 44.362 \text{ кДж/(кмоль·град)}.$$

методом интерполяции при α = 1,4 и t_r=$T_r - 273 = 777 - 273 = 504$°C;

где

$$(mc_p)_{t_0}^{t_k} = (mc_V)_{t_0}^{t_k} + 8.315 = 22325 + 8315 = 30640 \text{кДж/(кмоль·град)};$$

$$(mc_V)_{t_0}^{t_k} = \text{кДж/(кмоль·град)}$$

$$t_k = T_k - 273.$$

Неучтенные потери теплоты

$$Q_{ост} = Q_о-(Q_е+Q_в + Q_г);$$

$$Q_{ост}=124490-(48000+30340+24588)=21.5*10^3 \text{ Дж/с}.$$

3. Система газораспределения

Рабочий процесс в дизеле происходит с опережением открытия и запаздыванием закрытия клапанов. Из круговой диаграммы фаз газораспределения дизеля К-461 видно, что впускной клапан открывается с опережением в 16^a, а закрывается с запаздыванием в 35°. Выпускной клапан открывается с опережением в 40°, а закрывается с запаздыванием в 15°. Отклонение от указанных значений допустимо в пределах ±3°. Открытие и закрытие клапанов осуществляются автоматически системой газораспределения, в которую входят распределительный (кулачковый) вал с шестерней, штанги толкателей, толкатели, коромысла и клапаны.

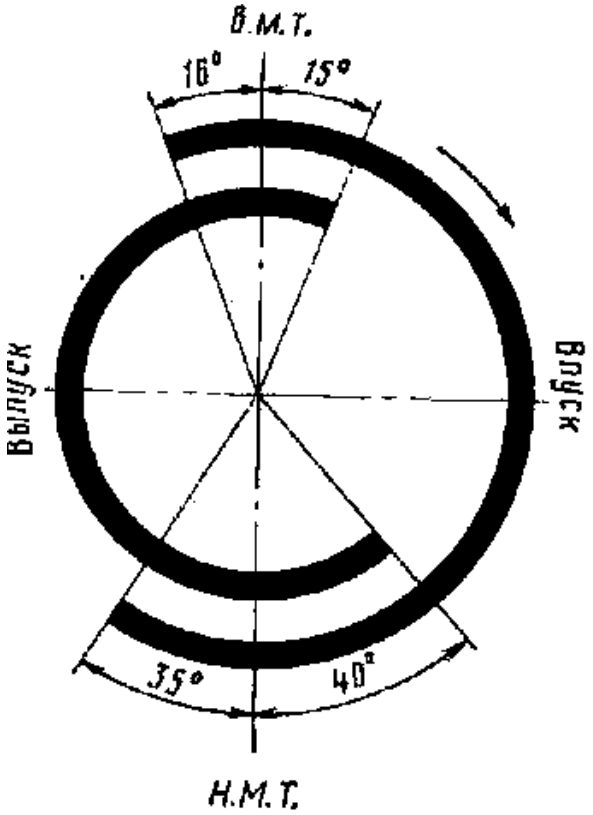


Рисунок-3.1. Круговаядиограмма фаз газораспределения.

Впускной и выпускнойклапаны изготовленыизразнойстали: первый — изхромони-келевой, а второй — изсплькромовой.

Рабочаяфаска 1 клапана выполнена под углом 45°.В верхней части штока имеется цилиндрическая выточка 3 для установки сухарей, фиксирующих опорную шайбупружины.На расстоянии 30*мм* от верхнего торца стержня сделана узкая проточка *2* для установки предохранительного кольца, исключающег о падение клапана в цилиндр в случае обрыва стержня или излома пружины. Чтобы отличить впускной клапан от выпускного, на головках ставят клейма: А — для выпускного и Е — для впускного. Соответствующие клейма нанесены наднище головки цилиндра. Постановка впускного клапанана место выпускного может привести к короблению головки клапана и прогоранию рабочей фаски. Допускается постановкавыпускного клапана на место впускного.

Клапаны работают в направляющих чугунных втулках, запрессованных в гнезда головки цилиндра с натягом 0,01—0,05*мм*.Смазка на стержни клапанов подводится через радиальное отверстие, просверленное в верхней части направляющей втулки. Радиальныйзазор в сопряжении клапан — втулка недолжен превышать 0,04*мм*.Подъем клапана приполном открытии и составляет 12*мм*.

Детали клапанного механизма, расположенные на головке блока, смазываются от масляного насоса. Масло помаслопроводу подводится к пустотелому болту*16* а от него потрубке *10* к валикам коромысел. Для предотвращения вытекания из лишков масланаружу все детали клапанного механизма закрываются колпаком *19,*который фиксируется в строго определенном положении контрольными штифтами и фасонной гайкой *9.*Между колпаком и головкой помещается прокладка *15*

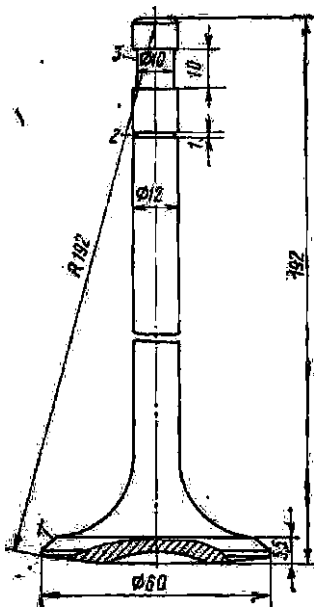


Рисунок-3.2. Клапан.

4. Расчет распределительного вала

Из расчет клапанной пружины и газораспределения имеем: массы подвижных деталей механизма газораспределения $\boldsymbol{m}_{кл}$=115 г , $\boldsymbol{m}_{пр}$=75 г, $\boldsymbol{m}_{т}$=0, $\boldsymbol{m}_{шт}$=0, и $\boldsymbol{m}_{к}$=120 г, размеры кулачка $\boldsymbol{r_0}$=15 мм, $\boldsymbol{r_1}$=57.2 мм, $\boldsymbol{r_2}$ =8,5 мм, $\boldsymbol{h_{t\,max}}$=5.68 мм; размеры коромысла $\boldsymbol{l}_{кл}$ =52,6 мм , $\boldsymbol{l}_{т}$=33,5 мм , угловую скорость вращения распределительного вала $\boldsymbol{\omega}_{к}$=293 рад/с, минимальную силу упругости пружины $P_{пр.\boldsymbol{min}}$=221 Н; диаметр горловины впускного клапана $\boldsymbol{d_{top}}$=32.5 мм . Максимальная сила от выпускного клапана действующая на кулачок:

$$P_{T\,мах}=\left[P_{пр.min}+\frac{\pi d_в^2}{4}\left(p_г-p_r\right)\right]\frac{l_{kl}}{l_m}+M_г\omega_к^2(r_1-r_0) \quad =$$

$$\left[221++\frac{3{,}14*0{,}033^2}{4}(0{,}445-0{,}1)*10^6\right]*\frac{52{,}6}{33{,}5}+444*293^2(57{,}2-15)*10^{-6}=2417\ Н$$

где $$d_в=\left(\frac{1}{1{,}0\div1{,}2}\right)d_{вп}=\frac{35}{1{,}06}=33\ мм$$

диаметр тарелки выпускного клапана;

$$d_{вп}=(1.06\div1.12)d_{тор}=1{,}076**32{,}5=35\ мм$$

диаметр тарелки выпускного клапана; $p_г=0{,}445\ МПа$ - определяется по индикаторной диаграмме $p_r^{'}\approx p_0=0{,}1\ МПа$

$$M_m=\left(m_{кл}+\frac{m_{пр}}{3}\right)*\left(\frac{l_{кл}}{l_m}\right)^2=\frac{-b\pm\sqrt{b^2-4ac}}{2a}^2+m_m+m_{шт}+$$

$m_к^{''}$=(115+75/3)*(52,6/33,5)$^2+99=$ *444 г*

$$m_к^{''}=m_m\frac{l_{кл}^2}{(3*l_m^2)}=120*52,\frac{6^2}{3}*33,5^2)=99\ г$$

Стрела прогиба распределительного вала

$$У=0{,}8\frac{P_{T\,мах}a^2b^2}{ЕЛ\left(d_{p-\delta_p^4}^4\right)}=0.8\frac{2417*26^2*69^2}{2.2*10^5*95(32^2-10^4)}=0.00029\ мм$$

Где E =2,2*10^5 *МПа* –Модуль упругости стали l=a+b=26+69=95 мм

Длина пролета распределительного вала принята по конструктивным соображениям

$$d_r = 2r_0 + 2 = 2 * 15 + 2 = 32\ мм$$

Наружный диаметр вала принятый с учетом использования его для подвода смазки кулачкам и сохранения достаточной жесткости.

Напряжение смятия

$\sigma_{см}$=0,418$\sqrt{P_{T\ max}E/(b_k r_1)}$=0.418*$\sqrt{0.002417 * 2.2 * 10^5/(0.025 * 0.0572)} = 255$ МПа

Где $b_k = 25$ мм ширина кулачка

5. Организация и технология ремонта механизм газораспределения

Механизм газораспределения состоит из набора шестерен, распределительного вала с кулачками и подшипниками, толкателей, штанг, коромысел с удерживающими стойками, рабочих клапанов и др. Состояние и точность регулировки отдельных узлов этой сложной кинематической системы определяют правильность и своевременность срабатывания всего механизма, что сказывается на эффективной мощности дизеля в целом. Учитывая высокую трудоемкость работ, полную разборку механизма газораспределения с выемкой распределительного вала производят на заводе. В депо, как правило, ограничиваются осмотром и ремонтом деталей клапанного узла.

К основным неисправностям механизма газораспределения относятся:

нарушение зазора в рабочих клапанах;

износ или выкрашивание зубьев шестерен привода распределительного вала вследствие нарушения технологии их термообработки или неудовлетворительной смазки трущихся поверхностей;

ослабление крепления зубчатого венца (у дизеля 4NVD-12.5) или приводной шестерни (у дизелей 4NVD-21) на коленчатом валу, промежуточной или ведомой шестерни на распределительном валу;

увеличение зазоров на смазку в подшипниках распределительного вала или задиры на рабочих шейках в результате плохого смазывания;

разрушение игольчатых подшипников;

трещины или раковины на кулачковых роликах толкателей, износ толкателя, заклинивание ролика и искажение профиля его поверхности. Этот дефект характерен для дизелей 4NVD-21, у которых положение толкателя относительно вертикальной оси фиксируется резьбовым стопором;

ослабление крепления торцовой гайки вала;

Распределительные валы о трещинами не ремонтируют, а заменяют новыми. После осмотра вала обмеряют шейки. При наличии на шейках задиров и износов выше допустимых вал шлифуют до ближайшего ремонтного размера. Для восстановления номинальных размеров рабочих диаметров шеек можно применять хромирование с последующим шлифованием и полированием. Овальность шеек после ремонта не должна превышать 0,02 мм.

При сборке механизма газораспределения приводные шестерни устанавливают по контрольным клеймам, нанесенным на торцах зубьев, как показано на рис. III.22. Неправильная сборка повлечет за собой нарушение фаз газораспределения и дизель работать не будет. Если на приводных шестернях дизеля 4NVD-21 контрольных клейм не имеется, их положение на валах определяют по шпоночным пазам, а порядок взаимного зацепления устанавливают по описанной ниже технологии. При этом контроль правильности регулирования ведется по первому цилиндру.

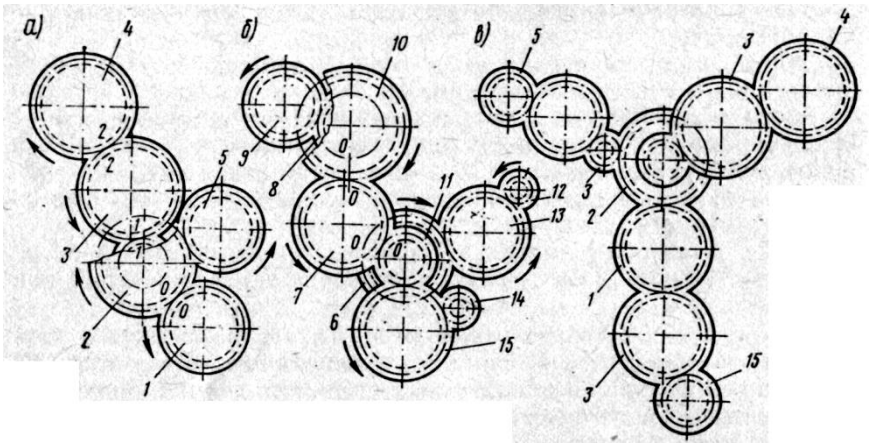


Рисунок 5.1. Схемы зацепления шестерен механизма газораспределе мня:

а — дизеля 4NVD-21; б — днзел» К-461 в — дизеля 4VD-21/15; 1,11 - шестерни коленчатого вала; 2 — большая промежуточная шестерня. 3- шестерня промежуточного вала; 4. 9 -шестерни привода топливного насиса; 5, 14— шестерни привода водяного насоса; 6 — ведущая шестерня зарядного генератора: 7. 10 — шестерни распределительного вала; 8 — ведущая шестерня *топливного*

При таком положении вала 'зубчатое колесо 5 вводят в зацепление с промежуточной шестерней *6*. Если из-за несовпадения зубьев выполнить это не удается, то распределительный вал медленно вращают в любую сторону до тех пор, пока не произойдет зацепление шестерен.

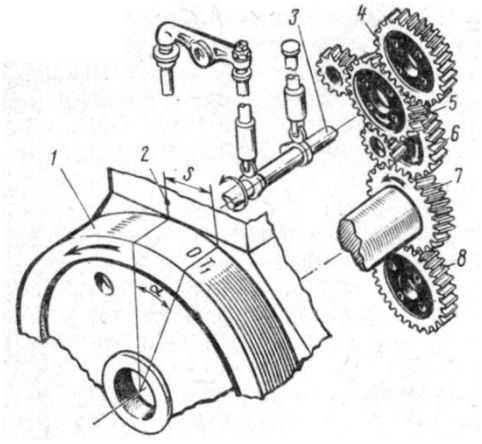


Рисунок 5.2. Механизм газораспределения

насоса; 12. 13 — шестерни зарядного генератора; 15 шестерня привода масляного насоса

Прежде всего, прокручивая маховик 1 (рисунок 5.2), устанавливают кривошип коленчатого вала с шестерней 7 в положение начала такта всасывания в первом цилиндре. Этому положению соответствует угол a=16° между вертикалью, проходящей через точку 2 на блоке цилиндров, и линией, проходящей через отметку OT_1 , нанесенную на маховике. Если невозможно точно определить величину угла, следует ориентироваться на расстояние S, замеренное по дуге окружности маховика. Для маховика диаметром 640 мм принимают S = 90-110 мм, диаметром 725 мм — S=100-120 мм.

Затем распределительный вал 3, зубчатое колесо 5 которого пока свободно от зацепления с другими шестернями, устанавливают вращением в подшипниках в такое положение, при котором толкатель всасывающего клапана первого цилиндра должен начать движение вверх (начало такта всасывания).

Для зацепления шестерни *4* вала топливного насоса высокого давления с колесом *5* необходимо руководствоваться указаниями, данными в разделе

регулирования топливной аппаратуры. Очередность введения в зацепление шестерни *8* масляного насоса не зависит от порядка сборки механизма. После завершения всех работ на торцах зубьев набивают клейма.

Сборку цепного привода на дизеле 4NVD-12,5 (рисунок 5.3) и регулирование зацепления шестерен производят в такой последовательности. На шпонку коленчатого вала *12* надевают ведущую звездочку *1*, а на хвостовик распределительного вала — ведомую звездочку *6* с зубчатым колесом *7*. После этого устанавливают промежуточную шестерню *8*, которая вводится в зацепление с колесом 7. Вращением валов устанавливают звездочки *1* и *6* так, чтобы метки *10*, нанесенные на их торцах, расположились одна против другой и оказались на прямой линии, проходящей через центры валов. В таком положении на звездочки надевают цепь *11*. Далее ставят шестерню *9* привода топливного насоса. Ее положение при зацеплении должно определяться по совпадению меток *10*, нанесенных на торце зуба и фланце картера механизма газораспределения. Шестерни *8, 9* и ведомая звездочка *6* удерживаются на валах стопорными кольцами.

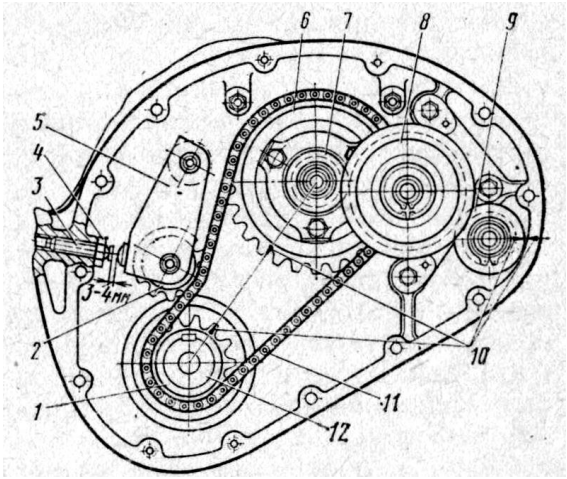


Рисунок 5.2. Цепной привод распределительного вала

Затем регулируют натяжение цепи. Для этого отпускают гайку *4* и с помощью отвертки ставят регулировочный винт *3* в такое положение, чтобы между упором маятника *5* с натяжной звездочкой *2* и торцом винта образовался зазор 3—4 мм, когда маятник 5 усилием руки отжат в правое крайнее положение. После регулировки гайку *4* затягивают.

Окончательную проверку установленных углов опережения и запаздывания в работе клапанно-распределительного механизма дизелей (таблица 5.1) можно осуществить с помощью градуированного диска, прикрепляемого к валу дизеля со стороны первого цилиндра.

Таблица 5.1

Фазы газораспределения	Углы опережения и запаздывания для дизелей			
	6NVD-21	K-46IM	4VD 21/15	4NVD-I2.5 в градусах и минутах
	в градусах			
Опережение всасывания	16±3	45±5	24	1P43'
Запаздывание »	35±3	45±3	44	51°43'
Опережение выпуска	40±3	45±5	44	51°43'
Запаздывание »	15±3	45±5	20	И "43'
Опережение впрыска топлива	19±1	20—21	24	23°±1

В результате длительной эксплуатации на рабочих поверхностях зубьев на уровне начальной окружности появляются волосовидные трещины, выработки и местные глубокие выщербины. Причинами этого могут быть применение несоответствующих сортов сталей, нарушение режимов термообработки, использование низкосортных масел и слишком высокие нагрузки в зацеплении. Правильность взаимного прилегания шестерен определяют по краске, для чего боковые поверхности зубьев

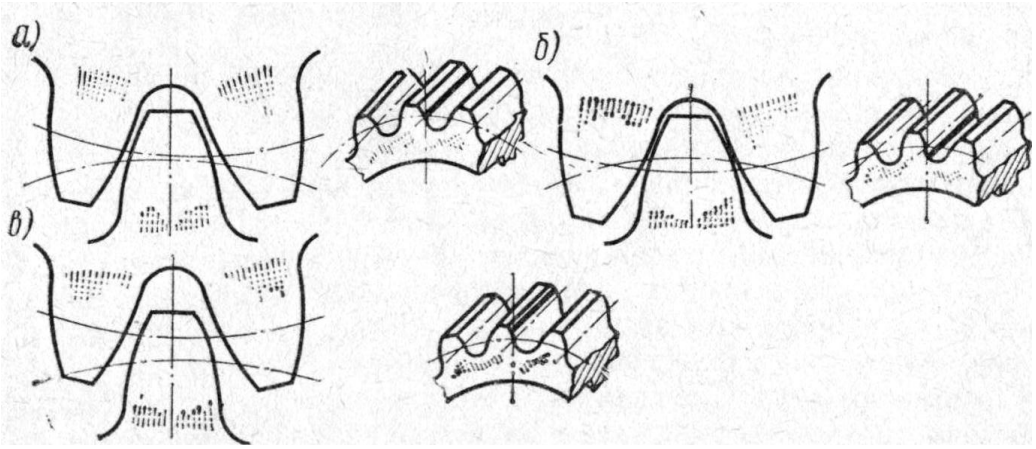


Рисунок 5.4. Проверка правильности зубчатого зацепления по краске:
а зацепление правильное; б — расстояние между осями шестерен уменьшенное;
в— рас стояние между осями шестерен увеличенное

промежуточной шестерни покрывают тонким слоем ультрамарина, а затем поворачивают коленчатый вал на один оборот. Отпечатки на зубьях венца ведомой шестерни коленчатого вала должны располагаться на середине боковой поверхности (рисунок 5.4, *а)* и занимать не менее 70—75 % ее площади.

Если шестерни изготовлены в пределах установленных допусков, то при сборке механизма распределения достаточно посадить их на свои валы, чтобы зацепление получилось удовлетворительным. Однако в практике нередко бывают случаи, когда это не получается. Тогда нужно найти причину неудовлетворительного зацепления и устранить ее. Укажем на наиболее типичные случаи, встречающиеся во время сборки.

1. Недостаточный зазор в зубьях по всему венцу. Это бывает по таким причинам: если все зубья на одной или обеих шестернях выполнены полнее — в таком случае рекомендуется взять другую пару шестерен или проверить у данных шестерен толщину зуба; если расстояние между осями шестерен уменьшено (рисунок 5.4, б) — этот дефект можно точно выявить только соответствующим замером, а устранить перепрессовкой ошибочно запрессованной подшипниковой втулки и правильной ее расточкой.

2. Зазор в зубьях по всему венцу велик. Это может иметь место, если зубья на одной или обеих шестернях тоньше нормальных или расстояние между

осями шестерен увеличено (рисунок 5.4, в). Устраняется такая неисправность аналогично предыдущей.

3. Зазор в зубьях неравномерный. В этом случае рекомендуется найти на глаз наихудшее положение (например, наименьший зазор), затем вывести шестерни из зацепления, одну из них повернуть на 180° и снова поставить на место. Если после этого характер зацепления останется прежним, то причину неисправности следует искать во второй шестерне. Если же зазор, имевший до перестановки минимальную величину, стал максимальным,, то неисправна первая шестерня, которую и нужно заменить. Неравномерный зазор в зацеплении может быть как из-за неравномерной толщины зубьев, так и из-за эксцентричности положения оси начальной окружности зубьев и отверстия втулки шестерни.

4. Шестерня при зацеплении бьет торцами зубьев по дну впадин сопрягаемой шестерни. Это признак перекоса геометрической оси вала шестерни или нарушения расстояния между центрами зацепляемых шестерен. В первом случае необходимо выправить или заменить вал, во втором — проверить по краске характер зацепления. Если зацепление неправильное и отпечаток на боковой грани зуба смещен в направлении от торца к основанию зуба и при поворачивании шестерни на 180^{e} характер зацепления не изменяется, значит, имеется смещение центра расточки подшипника вала шестерни в сторону уменьшения межцентрового расстояния. Этот дефект можно исправить постановкой нового подшипника с последующей расточкой (разверткой) на месте по кондуктору.Он необходим для компенсации отклонений от номинальных размеров элементов деталей, перемещений за счет зазоров на смазку в подшипниках, возможных отклонений расстояния между осями зубчатых колес и изменений размеров зубьев при нагревании во время работы.

Биение торцовых поверхностей шестерен определяют с помощью индикатора, который укрепляют непосредственно на блоке дизеля. Максимально допустимое биение не должно превышать 0,25 мм.

Одновременно с биением проверяют осевой разбег шестерен, а также разбег распределительных валов. Зазор между зубьями шестерен определяет эксплуатационные качества зубчатой передачи. В процессе регулирования следует помнить, что при вывертывании винта зазор увеличивается, а при ввертывании — уменьшается

При регулировке зазоров на дизеле 4NVD-21 конец коромысла с регулировочным винтом необходимо все время отжимать вниз. В противном случае пружина, установленная внизу на штанге, может внести погрешность в замеры.Для дизеля 4NVD-21 установлены зазоры в клапанах 0,5 мм в холодном состоянии и 0,4 мм в горячем. Для дизеля 4NVD-12.5 зазоры приняты соответственно 0,4 и 0,3 мм, для дизеля 4VD-21/15— в обоих случаях 0,3 мм. Зазоры в рабочих клапанах дизеля К-461 по рекомендации завода-изготовителя должны регулироваться только в холодном состоянии и быть в пределах 0,20—0,35 мм для обоих клапанов.

При сборке механизма привода распределительного вала необходимо опасаться попадания пальцев рук в зубчатое зацепление или между шестерней и цепью. Поэтому регулировку лучше всего производить одному человеку без посторонней помощи.

Проворачивание коленчатого вала при проверке зацепления нужно производить с помощью ломика или специальной рукоятки. Применять для этого молоток, слесарный ключ, отвертку или другие случайно попавшиеся под руку предметы не разрешается.

6. Техника безопасности при эксплуатации дизельных установок

Механик, обслуживающий дизельные установки, должен знать правила техники безопасности при эксплуатации и при производстве технических осмотров, быть знаком с правилами оказания первой медицинской помощи при поражении электрическим током, при ожогах и других несчастных случаях, а также с правилами пожарной безопасности в вагоне-дизель-электростанции. Необходимо систематически проверять:

состояние подножек, поручней вагона и перил, ограждающих дизель;
наличие и исправность защитных кожухов и ограждений соединительных муфт и других вращающихся частей дизеля;

наличие на выпускных трубопроводах изоляции и защитных кожухов;

достаточность освещения проходов и рабочих мест, а также измерительных и контрольных приборов;

исправность действия аварийного освещения; наличие переносных ламп на напряжение 12 В и переносного аккумуляторного фонаря;

наличие и исправность переносных лестниц; наличие на рабочем месте брезентовых рукавиц; наличие на рабочих местах схем трубопроводов, чертежей оборудования и инструкций по его обслуживанию;

наличие на вентилях и задвижках номеров, соответствующих обозначениям на схеме, а также указателей направления и степени открытия или закрытия вентилей и задвижек;

исправность действия вентилей, установленных в труднодоступных местах;

наличие и состояние противопожарных устройств, огнетушителей и пожарного инструмента.

Во время работы дизельных установок необходимо:

следить, чтобы проходы и площадки не загромождались посторонними предметами, затрудняющими обслуживание;

следить, чтобы никакие ограждения частей дизеля не снимались во время его работы и не оставлялись незакрепленными после ремонта;

на оборудование, остановленное для ремонта или резерва, прикреплять таблички с соответствующими надписями; вентили и задвижки трубопроводов оборудования, находящегося в ремонте, обвязывать цепью и запирать на замок;

не производить самовольно, без разрешения начальника поезда (секции) никакого ремонта оборудования и трубопроводов;

следить, чтобы на полу не было налито воды, топлива или масла; следить, чтобы топливопроводы и маслопроводы были защищены от действия высокой температуры и теплоизлучения нагретых частей;

не производить на работающих дизелях чистку и обтирку вращающихся или движущихся частей и других механизмов;

смазывать на ходу дизеля части, для которых такая смазка предусмотрена, можно только при наличии специальных приспособлений, обеспечивающих безопасность работы;

оберегать воздушные баллоны от ударов и повреждений; периодически проверять исправность предохранительных клапанов, целость пломб, а также отсутствие пропуска газов через клапаны;

перед пуском дизеля удостовериться в исправности всех его деталей и предохранительных устройств, в исправности и подвижности пусковых клапанов и отсутствии пропуска воздуха через них;

не задерживать вращения маховика при остановке дизеля с помощью лома или других предметов;

не допускать поворачивание вала дизеля без предварительного предупреждения всех находящихся вблизи людей.

Механик по обслуживанию дизельных установок обязан наблюдать, чтобы находящиеся в вагоне-дизель-электростанции работники поездной бригады:

не прикасались к вращающимся частям дизеля, генератора и вспомогательных механизмов, а также к токоведущим частям генератора, к кабелям и осветительным проводам;

не пользовались переносными лампами напряжением выше 12 *в;* не оставляли на работающих механизмах инструмента; не подходили к дизелю с огнем или папиросой; не находились без необходимости вблизи выпускных трубопроводов и трубопроводов горячей воды;

не подходили к работающему оборудованию в незастегнутой одежде; не становились ногами на подшипники работающих электродвигателей, генераторов, насосов;

при запуске электродвигателей соблюдали правила техники безопасности (пользовались резиновыми перчатками и галошами).

При появлении каких-либо неисправностей или ненормальностей в работе дизельных установок, вызывающих неуверенность в дальнейшей их эксплуатации, механик дизельных установок должен немедленно обратиться к начальнику поезда и получить соответствующие указания.