

ГАЖК «УЗБЕКИСТОН ТЕМИР ЙУЛЛАРИ»
ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство»

КУРСОВОЕ ПРОЕКТ

по дисциплине: «ДВС»

На тему: «Дизель ЕМ4-15»

Выполнил: ст. гр.

TV-574 Жумаев О

Проверила: Галимова Ф.С.

ТАШКЕНТ – 2015

АКЦИЯДОРЛИК ЖАМИЯТИ
“ЎЗБЕКИСТОН ТЕМИР ЙЎЛЛАРИ”

ТОШКЕНТ ТЕМИР ЙЎЛ МУҲАНДИСЛАРИ ИНСТИТУТИ

“ТАСДИҚЛАЙМАН”
“Вагонлар ва вагон хўжалиги”
Кафедраси мудири
Раҳимов Р.В.
« 9 » 09 2015 й

КУРС ЛОЙИҲАСИ

“Ички ёнув двигателлари”

фан номи

Курс бўйича _____

Гуруҳ TK-570 Талаба Жушаев Раҳбар Талеева Р.С

ТОПШИРИҚ

Лойиҳа

мавзуси:

Дизель 4НВД-21

Бошланғич маълумотлар:

Қўлланмалар:

Чизма қисмининг

гузилиши:

Система охлатдиши

Тусунтириш хатининг

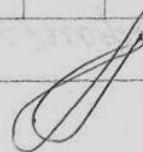
гузилиши:

Қўшимча топшириқ ва кўрсатмалар:

Лойиҳалар топшириш даври: Режа 15.12.2015 Амалда 23.12.2015г

Босқичлар					Ҳимоя
1	2	3	4	5	
15.11.2015		1.12-20.12.15			885

Раҳбар _____



ВВЕДЕНИЕ

Тепловым двигателем называется устройство, предназначенное для преобразования теплоты в механическую работу. Такие двигатели по принципу действия можно разделить на три группы: поршневые, лопаточные и реактивные.

К поршневым двигателям относятся: паровая машина, в которой механическая работа получается за счет действия пара на поршень, возвратно-поступательно движущийся в цилиндре; двигатель внутреннего сгорания, в котором на поршень действуют газы, образующиеся в результате сгорания топлива в цилиндре.

Неотъемлемой принадлежностью подавляющего большинства поршневых двигателей являются цилиндр, поршень и кривошипно-шатунный механизм, посредством которого возвратно-поступательное движение поршня преобразуется в непрерывное вращательное движение вала.

Среди широкого разнообразия современных типов тепловых двигателей наиболее старым является паровая машина, которая получила свое первоначальное применение во второй половине XVIII в. и на протяжении многих лет была единственным типом теплового двигателя, удовлетворявшим нужды всех отраслей производства и транспорта.

В девяностых годах прошлого столетия немецким инженером Р. Дизелем был предложен и построен двигатель внутреннего сгорания с высоким предварительным сжатием воздуха в цилиндре и самовоспламенением топлива (керосин), подаваемого внутрь цилиндра в распыленном состоянии. Экономичность одного из таких двигателей (1897 г.) оказалась более чем в 1,5 раза выше существовавших до того времени двигателей внутреннего сгорания.

С тех пор и по настоящее время двигатели внутреннего сгорания с высоким предварительным сжатием воздуха и подачей топлива в конце сжатия внутрь цилиндра называются **д и з е л я м и**

Очень большая работа по разработке теории и конструкции дизелей была проделана русскими учеными и конструкторами. Так дизель, построенный в 1899 г. петербургским заводом «Нобель», впервые был приспособлен для работы на сырой нефти и расходовал 221 г/л. с. ч вместо 240 г/л. с. ч керосина в двигателях Дизеля 1897 г. Кроме ленинградского завода «Русский дизель» (б. «Нобель»), наши

отечественные заводы Коломенский, Харьковский, горьковский «Двигатель				КВРСОВОЙ ПРОЕКТ внесли большой вклад в конструктивное совершенствование					
революции» и др.	№ Докум	Подпись	дата						
Изм.	Лист			Дизель ЕМ4-15 ТашИИТ TV-574					
Разработал	Жумаев О						Лит	Лист	Листов
Проверил	Галимова Ф.С						3		
Лист	докум.								
Дата	Лист								

Ряд положительных особенностей двигателей внутреннего сгорания — отсутствие парового котла, высокая экономичность, компактность, быстрый запуск, возможность работы с переменными скоростными и нагрузочными режимами — послужил причиной широкого распространения их во всех отраслях техники, главным образом в транспортной: автомобили, тракторы, тепловозы, теплоходы, самолеты, энергопоезда, поезда и секции с машинным охлаждением (рефрижераторные), передвижные сварочные и компрессорные агрегаты, строительные и дорожные машины. Наряду с этим двигатели внутреннего сгорания применяются и в области стационарной энергетики малых и средних мощностей (дизельные электростанции).

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

блока имеется пространство, в котором циркулирует охлаждающая вода. Сверху в блок ввернуты шпильки для крепления головок, а внизу предусмотрены отверстия 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 «фрезерованы углубления, в которые входят тарел 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.

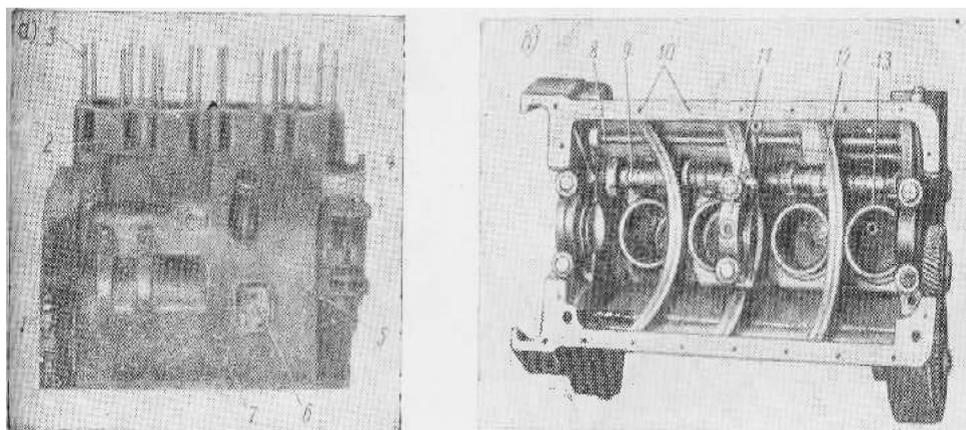


Рис. 1.3. Картер с блоком цилиндров:

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 — коренной подшипник; Г2-- перегородка; 13 гильза цилиндра

1.2. Система газораспределения

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

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

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 выroyнен 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 клапаны отличаются тем, что по 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.

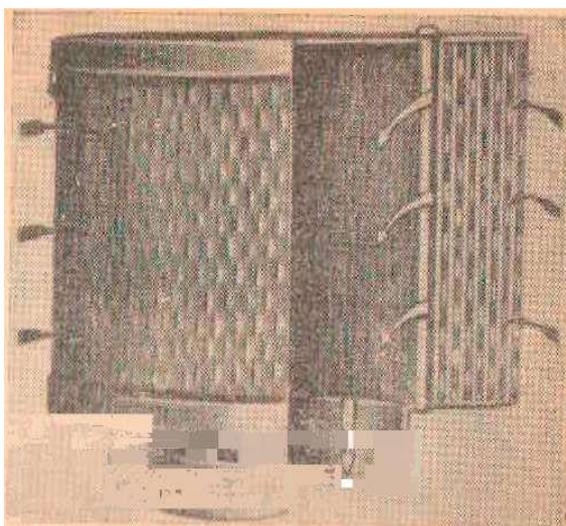


Рис. 1.6. Воздушный фильтр

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

1.3. Система охлаждения

Охлаждение дизеля EM4-15 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.

Водяной насос — 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. Торцевой частью насос болтами прикреплен к блоку дизеля.

Через боковой трубопровод вода подается в рубашки блоков. Насос имеет клиноременный привод от коленчатого вала. Вентилятор — восьмилопастной, помещается непосредственно у радиатора в воздушном диффузоре. Его вал вращается на двух шариковых подшипниках.

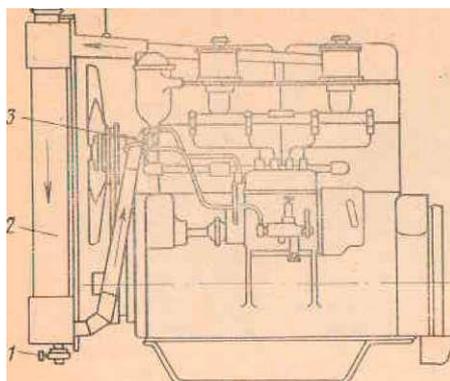


Рис. 1.7. Система охлаждения

1.4. Система смазки

Основными элементами масляной системы являются: насос с маслоприемником 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 маслоприемника 4,

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

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 нефilterованное 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.

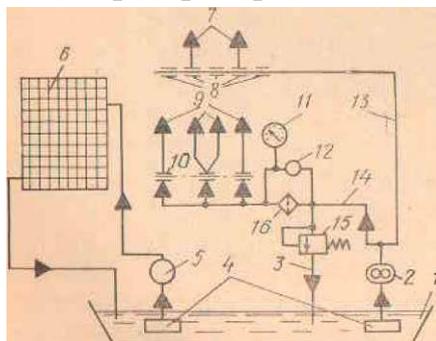


Рис. 1.8. Схема системы смазки

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. Клапан 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^2 открывается и перепускает его по маслопроводу 3 в картер дизеля. Клапан 12 открывается при засорении фильтрующего элемента.

Перепускной клапан отрегулирован на давление масла $3,5 \text{ кгс/см}^2$. 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

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

2 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДИЗЕЛЯ

Произвести расчет четырехтактного дизеля, предназначенного для грузового автомобиля. Дизель четырехцилиндровый ($i=4$) с неразделенными камерами сгорания, объемным смесеобразованием, частотой вращения коленчатого вала при максимальной мощности $n = 1500$ об/мин и степенью сжатия $\varepsilon = 17,5$. 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 З). Цетановое число топлива — не менее 45.

Средний элементарный состав дизельного топлива

$$C = 0,870; \quad K = 0,126; \quad O = 0,004.$$

Низшая теплота сгорания топлива

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

$$H_u = 33,91 \cdot 0,87 + 125,60 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot 0,004 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,126 = 42,44 \text{ МДж/кг} = 42440 \text{ кДж/кг.}$$

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 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 дымность выпускных газов. Лучшие образцы современных дизелей без наддува со струйным смесеобразованием устойчиво работают на номинальном режиме без существенного перегрева при $\alpha = 1,4 — 1,5$.

В связи с этим можно принять: $\alpha = 1,4$ — для дизеля без наддува.

Количество свежего заряда:

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,4 \cdot 0,5 = 0,7$$

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания

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

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

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

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

Общее количество продуктов сгорания

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

$$M_2 = 0.7315 \text{ кмоль пр. сг/кг топл};$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Атмосферные условия

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

Давление окружающей среды для дизелей:

$$p_k - p_0 = 0.1 \text{ МПа};$$

Температура окружающей среды для дизелей:

$$T_k = T_0 = 293^\circ\text{К}$$

Температура и давление остаточных газов. Достаточно высокое значение $\epsilon = 17.5$ 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:

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

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 $15\text{—}20^\circ\text{C}$.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Поэтому принимаем для дизелей: $\Delta T = 20^\circ\text{C}$.

Плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_B \cdot T_k} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ кг/м}^3$$

Потери давления на впуске в двигателе:

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6}}{2} = \frac{2,7 \cdot 70^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,008 \text{ МПа},$$

где $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,7$ и $\omega_{en} = 70 \text{ м/с}$ 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

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,1 - 0,008 = 0,092 \text{ МПа}$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{293 + 20}{750} * \frac{0,105}{17,5 * 0,092 - 0,105} = 0,029$$

Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 20 + 0,029 * 750}{1 + 0,029} = 325 \text{ К}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{T_k (\varepsilon p_a - p_r)}{(T_k + \Delta T) (\varepsilon - 1) p_k} = \frac{293 * (17,5 * 0,092 - 0,105)}{((293 + 20) (17,5 - 1) 0,1)} = 0,854$$

Процесс сжатия. 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 :

$$\varepsilon = 17,5 \text{ и } T_a = 325 \text{ К};$$

$$n_1 = k_1 = 1,370$$

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

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 молярная теплоемкость в конце сжатия:

а) воздуха

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

$$\text{где } t_e = T_c - 273 = 927 - 273 = 654^\circ\text{C}$$

б) остаточных газов

$$\alpha = 1,4 \text{ и } t_c = 654^\circ\text{C}$$

$$(m c_V)_{t_0}^{t_c} = 24,168 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град});$$

в) рабочей смеси

$$(m c_V)_{t_0}^{t_c} = \frac{(m c_V)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (m c_V)_{t_0}^{t_c}}{1 + \gamma_r},$$

$$\begin{aligned} (m c_V)_{t_0}^{t_c} &= \left(\frac{1}{1 + 0.029} \right) * (22.325 + 0.029 * 24.168) \\ &= 22.377 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град}); \end{aligned}$$

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:

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

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

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

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

Максимальное давление сгорания для дизелей:

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

Степень предварительного расширения для дизелей:

$$\rho = \mu T_z / (\lambda m_c) = 1,044 \cdot \frac{2280}{2 \cdot 927} = 1,28$$

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:

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

Давление и температура в конце расширения для дизелей:

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} = 9.284 / 13.67^{1.26} = 0.344$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} = \frac{2280}{13.67^{1.26 - 1}} = 1155\text{К}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов для дизелей:

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

$$\Delta = 100(777 - 750) / 777 = 3,4\%, \text{ что допустимо.}$$

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Индикаторные параметры рабочего цикла. Теоретическое среднее индикаторное давление

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

$$p'_i = \frac{4.642}{17,5 - 1} \left[2 * (1.28 - 1) + \frac{2 * 1.28}{1.26 - 1} \left(1 - \frac{1}{13.67^{1.26 - 1}} \right) - \frac{1}{1.37 - 1} \left(1 - \frac{1}{17,5^{1.37 - 1}} \right) \right] = 1.0164 \text{ МПа}$$

$$p'_i = 1.0164 \text{ МПа.}$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0.8074}{1.0164} = 0.844$$

Среднее индикаторное давление для дизелей:

$$p_i = \varphi_u p'_i = 0.95 * 1.0164 = 0.966 \text{ МПа,}$$

где коэффициент полноты диаграммы принят $\varphi_u = 0,95$.

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:

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

Эффективные показатели двигателя. Среднее давление механических потерь

$$p_M = 0,089 - 0,0118 V_{n,cp} = 0.089 + 0.0118 * 10.2 = 0.209,$$

где средняя скорость поршня предварительно принята $V_{n,cp} = 10.2 \text{ м/с}$.

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

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

рабочей поверхности эксцентрической шайбой 17 кулачкового вала топливного насоса высокого давления. Толкатель 2 играет роль поршня и работает внутри корпуса 7 топливоподкачивающего насоса. Ручной плунжер 6 крепится к корпусу 7 сверху и служит для прокачки топливной системы при удалении из нее воздуха, к корпусу 5 нагнетательного клапана 4 крепится нагнетательный трубопровод. Топливо фильтруется через сетчатый фильтр 8 со стаканом 9. Вместо карболитового стакана можно устанавливать стеклянную колбу 10 фильтра-отстойника.

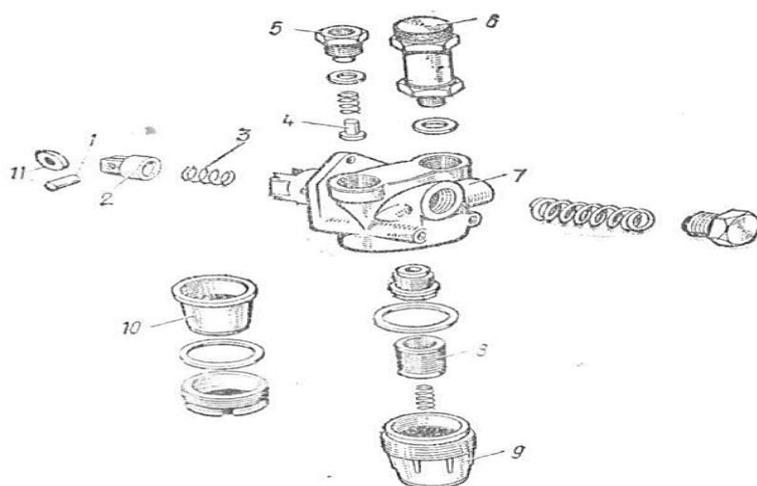


Рисунок 3.5. Топливоподкачивающий насос

На дизеле установлен регулятор частоты вращения центробежного типа (рисунок 3.6.). На вал 8 топливного насоса высокого давления напрессованы цилиндрическая шестерня 9, находящаяся в постоянном зацеплении с шестерней 6. В шарикоподшипниках 7 и 12 вращается ротор с грузиками 5 и режимными пружинами 10. Изменения положения грузиков через рычаг 2 передаются за зубчатую рейку 3.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

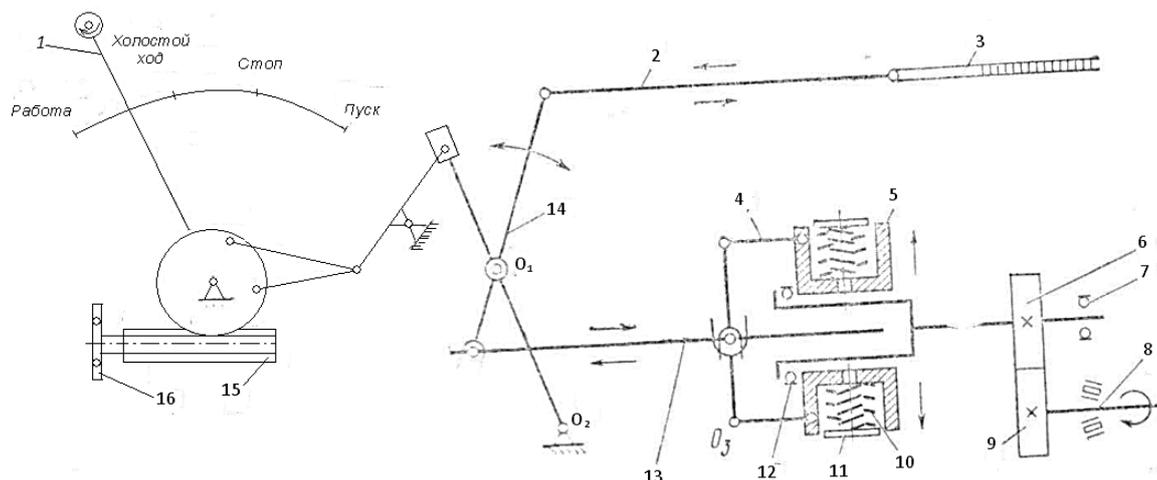


Рисунок 3.6. Кинематическая схема регулятора частоты вращения

Расхождение грузиков вызывает поворот Г-образных рычагов 4 относительно центра O_3 . Горизонтальный вал 13 под влиянием связи С . смещается вправо и вызывает отклонение рычага 14 относительно центра O_3 . Колебания рычага 2 через тягу передается на рейку 3. Перемещение рейки в обратную сторону будет происходить при схождении грузиков. С помощью рукоятки 1 осуществляется ручное регулирование и установка плунжера насоса в пусковое положение. При автоматическом поддержании частоты вращения, рукоятка 1 ставится в положение работа.

Работа регулятора частоты вращения основана на принципе обратных связей с использованием центробежных сил. В регуляторе частоты вращения используются комплект режимных пружин (состоит из трех пружин), которые размещаются в гнездах грузиков. Степень их натяжения регулируется шайбой П. С помощью маховика 16 с червячной передачей 15 можно вручную точно установить необходимую частоту вращения.

4. Расчет топливного насоса высокого давления

Топливный насос высокого давления является основным конструктивным элементом системы питания дизелей. Он предназначен для отмеривания необходимого количества топлива и подачи его под высоким давлением в цилиндры в установленный момент в соответствии с порядком работы двигателя.

Для автомобильных и тракторных дизелей применяют топливные насосы высокого давления золотникового типа с плунжерами, нагруженными пружинами и приводимыми в движение кулачками вращающегося вала.

Расчет секции топливного насоса заключается в определении диаметра и хода плунжера. Эти основные конструктивные параметры насоса находятся в зависимости от его цикловой подачи на режиме номинальной мощности дизеля.

Цикловая подача, т.е. расход топлива за цикл:

в массовых единицах (г/цикл)

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n i};$$

в объемных единицах (мм³/цикл)

$$V_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau}{10 n i \rho_m}.$$

Вследствие сжатия топлива и утечек через неплотности, а также из-за деформации трубопроводов высокого давления производительность насоса должна быть больше величины $V_{\text{ц}}$.

Влияние указанных выше факторов на величину цикловой подачи учитывается коэффициентом подачи насоса, представляющим отношение объема цикловой подачи к объему, описанному плунжером на геометрическом активном ходе:

$$\eta_n = \frac{V_{\text{ц}}}{V_m},$$

где $V_m = f_{\text{ц}} S_{\text{акт}}$ – теоретическая цикловая подача насоса, $\frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$ ($f_{\text{ц}}$ – площадь поперечного сечения плунжера, мм²; $S_{\text{акт}}$ – активный ход плунжера, мм).

Таким образом, теоретическая подача секции топливного насоса

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$V_m = \frac{V_u}{\eta_n}$$

Величина η_n для автомобильных и тракторных дизелей при номинальной нагрузке изменяется в пределах 0,70-0,90.

Полная производительность секции топливного насоса ($\frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$) с учетом перепуска топлива, перегрузки дизеля и обеспечения надежного пуска при низких температурах определяется по формуле

$$V_n = (2,5 - 3,2)V_m.$$

Это количество топлива должно быть равно объему, соответствующему полному ходу плунжера.

Основные размеры насоса определяются из выражения

$$V_n = \frac{\pi d_{nl}^2 S_{nl}}{4},$$

где d_{nl} и S_{nl} – диаметр и полный ход плунжера, мм.

Диаметр плунжера

$$d_{nl} = \sqrt[3]{\frac{4V_n}{\pi \cdot \frac{S_{nl}}{d_{nl}}}}$$

Отношение $\frac{S_{nl}}{d_{nl}}$ изменяется в пределах 1,0-1,7. Диаметр плунжера насоса должен быть не менее 6 мм. При меньших диаметрах затрудняется обработка и пригонка плунжера в гильзе.

По статистическим данным для дизелей без наддува диаметр плунжера зависит главным образом от диаметра цилиндра и не зависит от способа смесеобразования и номинального скоростного режима двигателя. Отношение $d_{nl}/D=0.065-0.08$ справедливо для дизелей без наддува как с разделенными, так и с неразделенными камерами, с $V_n=0.61-1.9$ л и $n=2000-4000$ мин⁻¹.

Полный ход плунжера (мм)

$$S_{nl} = \frac{S_{nl}}{d_{nl}} d_{nl}.$$

При выбранном диаметре плунжера его активный ход

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$S_{акт} = \frac{V_m}{f_u},$$

где V_m – теоретическая подача секции топливного насоса, $\frac{мм^3}{цикл}$

Расчет топливного насоса высокого давления. По результатам теплового расчета дизеля определяем диаметр и ход плунжера топливного насоса высокого давления.

Исходные данные: эффективная мощность $N_e=113,33$ кВт; частота вращения двигателя $n = 1000$ мин⁻¹; число цилиндров $i = 4$; удельный эффективный расход топлива $g_e = 223$ г/(кВт·ч); тактность двигателя $\tau = 4$; плотность топлива $\rho_m = 0,842$ $\frac{г}{см^3}$.

Цикловая подача

$$V_u = \frac{g_e N_e \tau \cdot 10^3}{120 n i \rho_m} = \frac{223 \cdot 113,33 \cdot 4 \cdot 10^3}{120 \cdot 1000 \cdot 4 \cdot 0,842} = 163,81 \frac{мм^3}{цикл}$$

Коэффициент подачи насоса $\eta_n = 0,75$.

Теоретическая подача секции топливного насоса

$$V_m = \frac{V_u}{\eta_n} = \frac{163,81}{0,75} = 218,413 \frac{мм^3}{цикл}$$

Полная производительность секции насоса

$$V_n = 3,1 V_m = 3,1 \cdot 218,413 = 677,08 \frac{мм^3}{цикл}$$

Отношение хода плунжера к диаметру принимаем равным $\frac{S_{пл}}{d_{пл}}=1$.

Диаметр плунжера

$$d_{пл} = \sqrt[3]{\frac{4V_n}{\pi \cdot \frac{S_{пл}}{d_{пл}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 677,08}{3,14 \cdot 1}} = 9,5 \text{ мм.}$$

Полный ход плунжера

$$S_{пл} = \frac{S_{пл}}{d_{пл}} d_{пл} = 9,5 \cdot 1 = 9,5 \text{ мм.}$$

Лист

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Активный ход плунжера

$$S_{акт} = \frac{4V_m}{\pi d_{пл}^2} = \frac{4 \cdot 218,413}{3,14 \cdot 9,5} = 29,3 \text{ мм.}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5. Организация и технология ремонта топливный насос высокого давления

Наиболее ответственными узлами топливной системы являются насосы высокого давления и форсунки, с помощью которых производится дозировка топлива и впрыск его в цилиндры. Работа узлов системы характеризуется высоким давлением впрыска. Скорость струи топлива, вылетающей из распылителя форсунки, достигает до 250 м/с (скорость звука 300 м/с). Точность дозировки топлива составляет около 0,05—0,8 мл за один впрыск при среднем диаметре капли 0,005—0,006 мм.

Идентичность протекания рабочего процесса во всех цилиндрах является главным условием экономичной работы многоцилиндрового дизеля, поэтому количество топлива, поступающее во все цилиндры, должно быть одинаковым. Другим условием нормальной работы дизеля является строго определенный для каждого цилиндра момент начала подачи топлива. Слишком ранний или поздний впрыск неизбежно ведет к снижению мощности дизеля и ряду других неисправностей.

Эти особенности работы топливной аппаратуры определяют высокие требования, предъявляемые к качеству изготовления, эксплуатации и ремонта ее деталей и узлов, особенно прецизионных пар деталей топливных насосов и форсунок, которые пригнаны друг к другу с высокой точностью. Зазоры в прецизионных парах топливной аппаратуры составляют 3—6 мкм. Так, при увеличении диаметрального зазора в плунжерной паре от 5 до 10 мкм угол опережения подачи топлива уменьшается почти на 3°.

Первостепенным условием надежной работы топливной аппаратуры является очистка топлива от различных примесей. Даже незначительное загрязнение топлива может привести к образованию рисок, заеданию и зависанию подогнанных друг к другу деталей, что делает топливную аппаратуру неработоспособной.

К основным неисправностям топливного насоса относятся: трещины блока (корпуса) между отверстиями под нажимные штуцера, пробки и в других местах; неисправности нагнетательного клапана — нарушение притирки конуса к седлу, заедание клапана в направляющей, потеря упругости пружины или ее поломка, просачивание топлива между седлом клапана и торцом плунжерной втулки из-за коррозии поверхностей; недостаточная плотность между плунжером и втулкой в результате их износа; заедание или зависание плунжера во втулке; потеря упругости или поломка возвратной пружины плунжера; заедания или, наоборот, большие зазоры в зубчатом зацеплении регулятора отсечки.

Разборку топливного насоса блочного типа (например, насоса дизеля 4VD-21/5) начинают с демонтажа регулятора частоты вращения кулачкового вала. Разборку насосных элементов ведут через отверстия в днище блока и боковой люк в такой последовательности.

После того как будут сняты стяжные бугели 13 (рисунок 5.1), из корпуса 6 насоса вывинчивают нажимные штуцера 9 с пружинами 8 и извлекают нагнетательные клапаны 11 с уплотнительными кольцами 10.

После удаления стопорных винтов 7выпрессовывают втулки 12 вместе с плунжерами. Далее при необходимости снимают крышку 16, вывинчивают пробки 19, свинчивают гайку 1, из корпуса насоса выпрессовывают фланец 2 и из блока извлекают кулачковый вал 5 вместе с подшипником 3. При этом приходится придавать валу положения, исключая зацепление с толкателями.

В завершение разборки из блока вынимают толкатели 20, разрезные тарели 21 пружин 18 и регуляторы отсечки 17. При необходимости из блока вынимают зубчатую рейку 4, золотник 15 и его корпус 14.

Перед осмотром все детали топливного насоса тщательно промывают дизельным топливом или керосином. Детали топливной аппаратуры не вытирают, а обдувают сжатым воздухом. Обтирочный материал может оставить на поверхности деталей незаметный на глаз ворс, что впоследствии приведет к заклиниванию прецизионной пары.

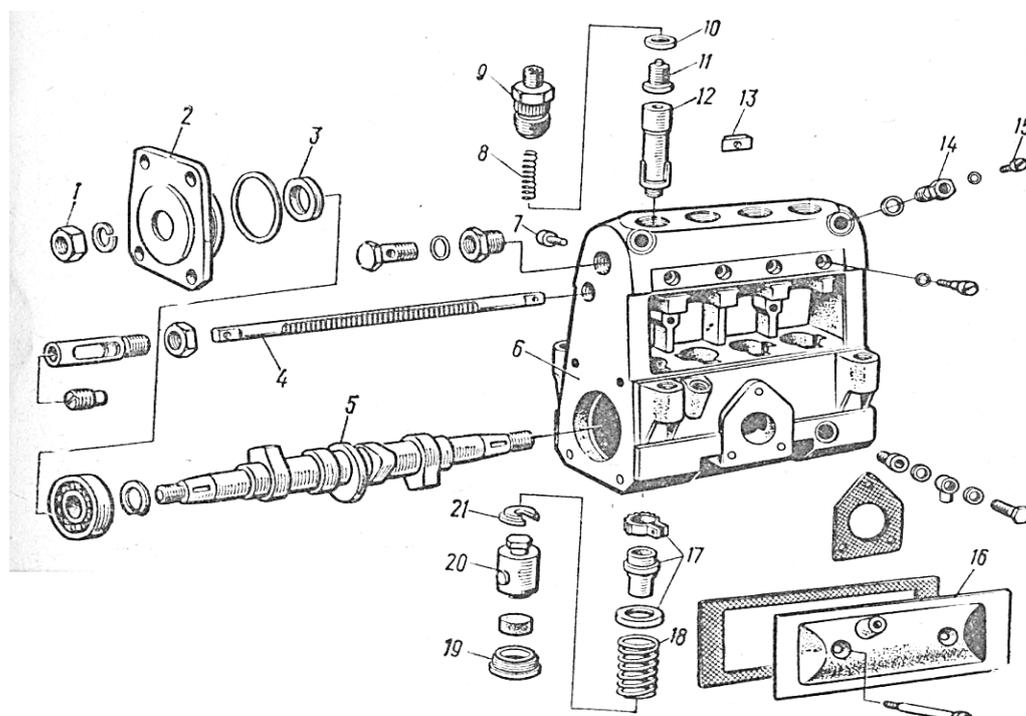


Рисунок 5.1. Порядок разборки топливного насоса высоко давления дизеля 4VD-21/5

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Регулировка угла опережения впрыска топлива может быть произведена двумя способами: с помощью болта толкателя насосного элемента или с помощью соединительной муфты вала привода топливного насоса.

Первый способ более точный и позволяет установить требуемый угол для каждого цилиндра. При вывинчивании болта толкателя в зависимости от шага его резьбы плунжер поднимается вверх и гранью верхнего торца приближается к сливному отверстию. При смещении плунжера вверх момент начала активного хода наступит раньше. Следовательно, раньше начнется и впрыск. Опережение по углу поворота кривошипа по сравнению с первоначальным станет больше, увеличится и сам угол поворота. Перемещение плунжера в обратном направлении отодвинет момент перекрытия сливного отверстия, и впрыск произойдет с запаздыванием.

После регулировки контргайку болта толкателя нужно тщательно затянуть.

По второму способу регулировка выполняется сразу для всех четырех цилиндров и является более грубой. Соединительная муфта привода топливного насоса изготовлена в виде двух полумуфт 1 (рисунок 5.5.) и 3 с промежуточной текстолитовой шайбой 4. При регулировке следует ослабить болты 2 и за счет овальности отверстий во фланце полумуфты 1 повернуть кулачковый вал в нужную сторону. Например, смещение вала насоса в сторону вращения коленчатого вала дизеля приблизит момент набегания ролика толкателя на эксцентричную часть кулачка, и впрыск топлива произойдет раньше. В этом случае угол опережения будет увеличен. Для ориентировки на поверхности фланца полумуфты 1 насечена шкала с ценой деления 3° по углу поворота распределительного вала.

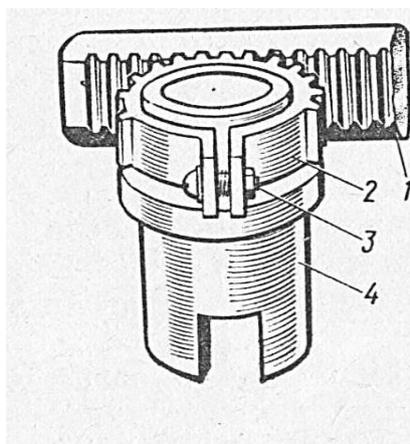


Рисунок 5.4.Регулятор отсечки

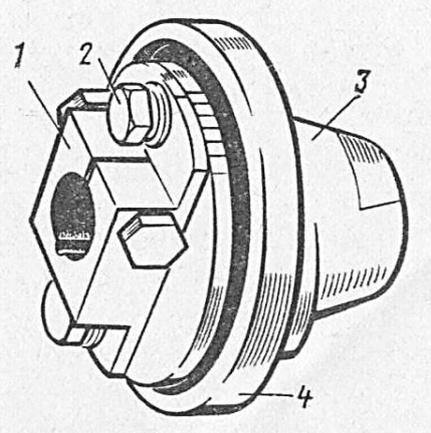


Рисунок 5.5.Муфта топливного насоса

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Величину угла опережения впрыска топлива проверяют следующим образом. Поршень одного из цилиндров устанавливают в положение в. м.т. и на маховик наносят риску против контрольного керна 0, имеющегося на блоке. Вместо трубки высокого давления на проверяемый цилиндр ставят приспособление (мениск), состоящее из трубок нагнетательной 3 (рисунок 5.6.) длиной 40— 50 мм с накидной гайкой 4, резиновой 2 и стеклянной 1. После закрепления мениска делают несколько искусственных прокачек насосного элемента с таким расчетом, чтобы стеклянная трубка наполовину наполнилась топливом. Затем коленчатый вал дизеля медленно проворачивают и одновременно следят за положением уровня топлива в стеклянной трубке мениска.

Если регулировка правильная, то момент начала подъема уровня топлива должен наступить при таком положении вала дизеля, когда контрольная риска на маховике не дойдет до керна 0 на блоке на угол 19° . или на 106 мм длины окружности.

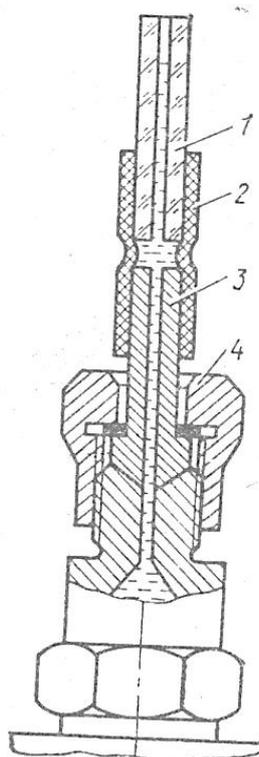


Рисунок 5.6. Мениск

С целью сокращения объема работ по регулировке топливной аппаратуры на поверхности маховика после его установки на коленчатом

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

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, целостность 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.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Вывод

В данном курсовой проекте производился расчет дизеля EM4-15.

В первой главе приведено описание и техническая характеристика дизеля EM4-15.

Во второй главе был произведен тепловой расчет, в котором были рассчитаны средний элементарный состав дизельного топлива, параметры рабочего тела, количество продуктов сгорания температура и давление остаточных газов были рассчитаны параметры процесса впуска, процесса сжатия, процесса сгорания, процесса расширения.

По итогом расчета теплового баланса составлена индикаторная диаграмма.

В третью главу описано устройство топливная система дизеля EM4-15.

В четвертой главе выполнен расчет аппарата топливная система дизеля EM4-15.

В пятой главе описаны организация и технология ремонта топливный насос высокого давления дизеля EM4-15.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Список литература

1. А.А.Колоколов. Н.В.Щетинин “Двигатели внутреннего сгорания изотермического подвижного состава”
2. Симпсон А.Э и др. “Тепловозные двигатели внутреннего сгорания”
М: Транспорт 1987 г.
3. Колчин А.И. Демидова В.П “Расчет автомобильных и тракторных двигателей” М: Высшая школа.1980 г.
4. “Двигатели внутреннего сгорания конструкторование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей” Под редакций А.С.Орлена,
М.Г.Крилов М: Машиностроение 1984 г.
5. С.М.Кодиров “Трактор двигателларини унумлиишлаши” Тошкентмехнат
1989 г.
6. С.М.Кодиров, М.О.Кодирхонов “Двигател ва автомобилларназарияси”
Тошкент.Укитувчи 1981 й.
7. “Ички ёнув двигателлари” Ахмедов Б.Ш.Миноваров Р.М. Тошкент 2004

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						