

ГАЗК «УЗБЕКИСТОН ТЕМИР ЙУЛЛАРИ»  
ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

*Кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство»*

# ***КУРСОВОЕ ПРОЕКТ***

по дисциплине: «ДВС»

На тему: «Дизель 4ДВ-224»

*Выполнил: ст. гр. TV-552*

**Вайдуллаев Ф**

*Проверила: Галимова Ф.С.*

***ТАШКЕНТ – 2015***

Введение.....

Изм.И	Лист	№ документа№	ПодписьП	Дата	Лист

1. Техническая характеристика дизеля 4ДВ-224.....	
2. Тепловой расчет и тепловой баланс дизеля.....	
3. Система охлаждения .....	
4. Расчет элементов система охлаждения .....	
5. Организация и технология ремонта система смазки.....	
6. Техника безопасности при эксплуатации дизельных установок.....	
Вывод.....	
Список литературы.....	

АКЦИЯДОРЛИК ЖАМИЯТИ  
“ЎЗБЕКИСТОН ТЕМИР ЙЎЛЛАРИ”

ТОШКЕНТ ТЕМИР ЙЎЛ МУХАНДИСЛАРИ ИНСТИТУТИ

“ТАСДИҚЛАЙМАН”  
“Вагонлар ва вагон хўжалиги”  
Кафедраси мудири  
Рахимов Р.В.  
«08» 09 2014 й.

КУРС ЛОЙИХАСИ

“Ички ёнув двигателлари”

фан номи

Курс бўйича \_\_\_\_\_

Гуруҳ IV-552 Талаба Вайидурмаев Р.И. Раҳбар Тамимова Р.С.

ТОПШИРИК

Лойиха  
мавзуси:

Система 4ДВ - 224

Бошланғич маълумотлар:

Система ва агрегатлар

Қўлланмалар:

Чизма қисмининг  
тузилиши:

Система ва агрегатлар

Тушунтириш хатининг  
тузилиши:

Қўшимча топширик ва кўрсатмалар:

Лойиҳалар топшириш даври: Режа 24.12.14 Амалда 20.01.15

Босқичлар					Ҳимоя
1	2	3	4	5	
3.11	17.11	22.11	24.11	2.12	20.01.15
6	6	6	6	6	

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

					<b>КУРСОВОЙ ПРОЕКТ</b>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум</i>	<i>Подпись</i>	<i>дата</i>			
<i>Разработал</i>	<b>Вайдуллаев Ф</b>				<i>Лит</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Проверил</i>	<b>Галимова Ф.С</b>					3	
					<b>Дизель 4ДВ-224</b>		
					<b>ТашИИТ ТВ-552</b>		



## 1. Техническая характеристика дизеля 4ДВ-224

Тип двигателя-бескомпрессорный четырехтактный с непосредственным впрыском топлива	
Расположение цилиндров – вертикальное однорядное	
Количество цилиндров .....	4
Порядок работы цилиндров .....	1-3-4-2
Диаметр цилиндра .....	175мм
Ход поршня .....	240мм
Рабочий объем цилиндра .....	5,76л
Мощность .....	100 л. с.
Частота вращения вала .....	750 об/мин
Среднее эффективное давление .....	5,16кгс/см <sup>2</sup>
Средняя скорость поршня .....	6м/сек
Объем камеры сжатия .....	416см <sup>3</sup>
Степень сжатия .....	14,85
Расход масла при полной нагрузке .....	220 г/ч
Емкость масляной системы .....	15-31л
Система смазки комбинированная с охлаждением масла в радиаторе	
Масляный насос шестеренный	
Производительность масляного насоса .....	960л/ч
Давление масла .....	0,8-1,2кгс/см <sup>2</sup>
Масляной фильтр щелевой	
Радиатор .....медный трубчатый с охлаждающими пластинами	
Сорт картерного масла.....дизельное (ГОСТ 5304-54)	
Топливный насос.....	индивидуальный
Форсунки .....	закрытого типа
Давление впрыска .....	280 кгс/см <sup>2</sup>
Регулятор .....	центробежного типа однорежимный
Охлаждение водяное открытое с принудительной циркуляцией воды	
Пусковая система.....	воздушная
Рабочее давление пуска .....	30 кгс/см <sup>2</sup>
Сухая масса дизеля без маховика .....	2150 кг
Масса маховика .....	530 кг

						Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		



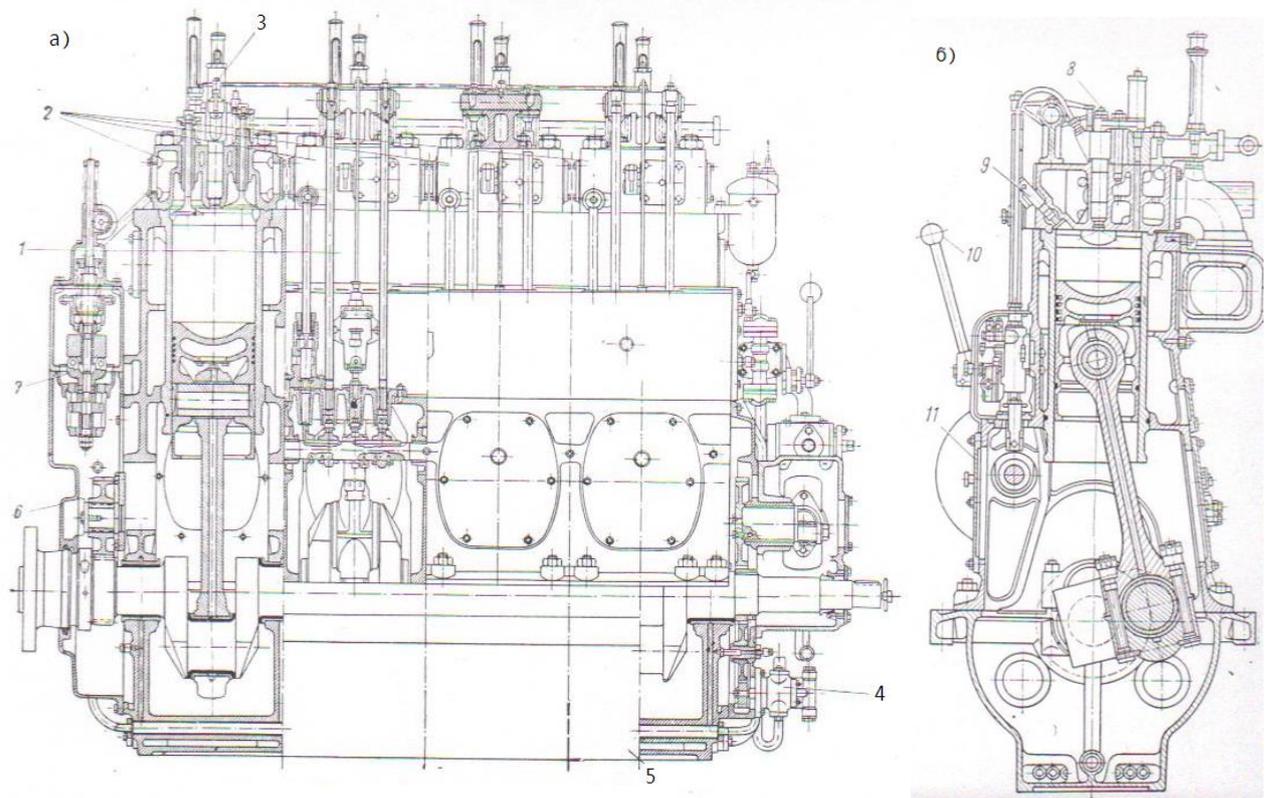


Рисунок 1. Продольный (а) и поперечный разрез (б) дизеля 4ДВ-224

На лицевой стороне блока имеются площадки 5 для топливных насосов. В передней и задней стенках, а также в средних перегородках блока отлиты бобышки 6, служащие опорами для распределительного вала. В первой бобышке есть отверстие, через которое поступает масло для смазки втулочного подшипника распределительного вала. Во фланце 7 блока имеются отверстия, служащие для прикрепления его к картеру.

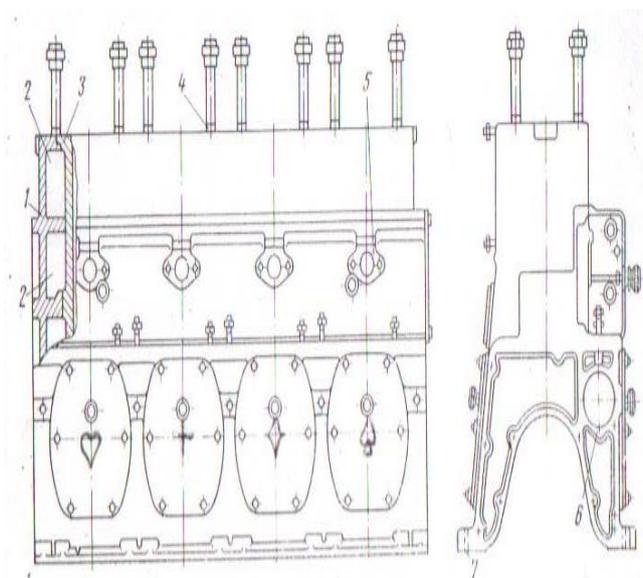


Рисунок 2. Блок цилиндров дизеля 4ДВ-224

										Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата						

**Головка цилиндра** представляет собой обработанную отливку из серого чугуна. Водяная рубашка 1 (рис. 3) головки сообщается с водяной рубашкой блока переходными втулками 3, уплотненными резиновыми кольцами 2.

Головка крепится к блоку четырьмя шпильками через отверстия 4.

В отверстия 7 запрессованы направляющие втулки впускного и выпускного клапанов шпильками 8 закреплена стойка коромысел клапанов.

Форсунка устанавливается в отверстие 9 и укрепляется бугелем 5. Для очистки водяной рубашки на головке имеются три люка 6, закрепляемых болтами.

Для предохранения от разрушения головки солями, которые растворены в охлаждающей воде, в рубашку головки вмонтирован цинковый протектор 11. Между головкой и втулкой цилиндра установлена медная прокладка 10 для уплотнения внутренней полости.

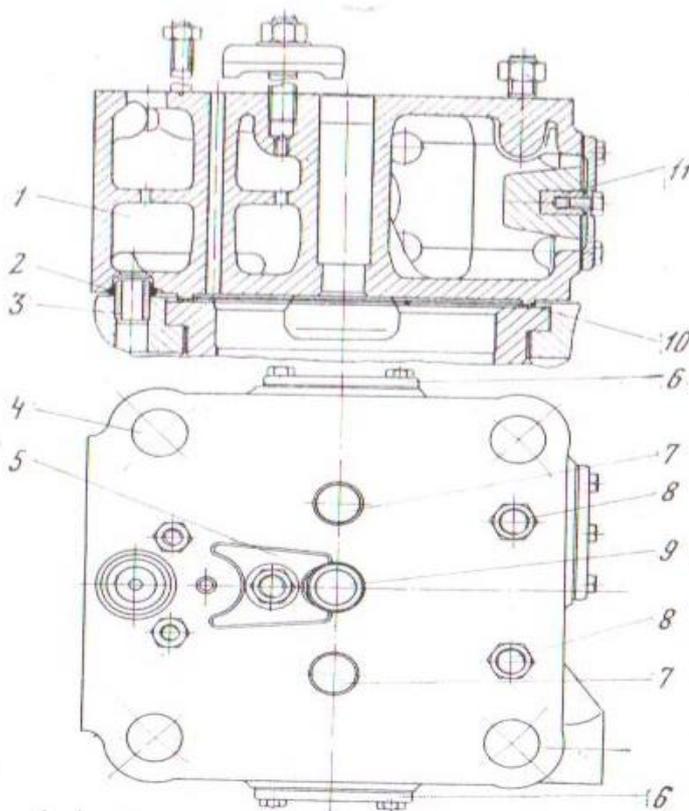


Рисунок 3. Головка цилиндра дизеля 4ДВ-224

									Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата					

## 2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДИЗЕЛЯ

Произвести расчет четырехтактного дизеля, предназначенного для грузового автомобиля. Дизель четыре цилиндровый ( $i = 4$ ) бескомпрессорный с непосредственным впрыском топлива, частотой вращения коленчатого вала при максимальной мощности  $n = 750$  об/мин и степенью сжатия  $\epsilon = 14,85$ . Расчет выполнить для дизеля без наддува с эффективной мощностью,  $N_e = 73,55$  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

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,870}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,500 \text{ кмольвозд/кг топл};$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} \cdot 0,870 - 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \text{ кмольвозд/кг топл}.$$

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 дымность выпускных газов.

						Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

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:

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,4 \cdot 0,5 = 0,7 \text{ кмоль св. зар/кг топл;}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,870}{12} = 0,0725 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл;}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.}$$

$$M_{O_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0 = 0,208(1,4 - 1) \cdot 0,5 = 0,0416 \text{ кмоль } O_2/\text{кг топл;}$$

$$M_{N_2} = 0,792\alpha L_0 = 0,792 \cdot 1,4 \cdot 0,5 = 0,5544 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}.$$

$$M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,0416 + 0,5544 = 0,7315 \text{ кмоль пр. сг/кг топл;}$$

**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:

$$T_k = T_0 = 293 \text{ К;}$$

Температура и давление остаточных газов. Достаточно высокое значение  $\varepsilon = 14,85$  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:

$$T_r = 750 \text{ К, } p_r = 1,05 * p_0 = 1,05 * 0,1 = 0,105 \text{ МПа.}$$

**Процесс впуска.** Температура подогрева свежего заряда.

									Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата					



**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 :

$$\varepsilon = 18 \text{ и } T_a = 328 \text{ К};$$

$$n_1 = k_1 = 1,370;$$

Давление и температура в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$$

$$p_c = 0,092 \cdot 14,85^{1,37} = 3,7 \text{ МПа}$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 328 \cdot 14,85^{1,37 - 1} = 890 \text{ К}$$

Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

а) воздуха

$$(m_{cV})_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c$$

$$(m_{cV})_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 617 = 22,228 \text{ кДж/(кмоль·град)};$$

$$\text{Гдет } t_c = T_c - 273 = 890 - 273 = 617^\circ\text{C}$$

б) остаточных газов

$$\alpha = 1,4 \text{ и } t_c = 617^\circ\text{C}$$

$$(m_{cV}^{\prime\prime})_{t_0}^{t_c} = 24,100 \text{ кДж/(кмоль·град)};$$

в) рабочей смеси

$$(m_{cV}^{\prime})_{t_0}^{t_c} = \frac{(m_{cV})_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (m_{cV}^{\prime\prime})_{t_0}^{t_c}}{1 + \gamma_r};$$

$$(m_{cV}^{\prime})_{t_0}^{t_c} = \frac{22,378 + 0,035 \cdot 22,228}{1 + 0,035} = 22,29 \text{ кДж/(кмоль · град)};$$

**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:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

										Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата						

$$\mu = \frac{1.045 + 0.035}{1 + 0.035} = 1,044$$

Теплота сгорания рабочей смеси в дизелях:

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)}$$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{42440}{0.7(1+0.028)} = 58578 \text{ кДж/кмоль раб. см.}$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания в дизелях:

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

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

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

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

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  $\lambda = 2,0$ .

Температура в конце видимого процесса сгорания

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

$$0.82 \cdot 58860 + [22.228 + 8.315 \cdot 2] \cdot 617 + 2270(2 - 1.044) = 1.044(32.475 + 0.00191t_z)t_z;$$

$$0.001994t_z^2 + 32.904t_z - 74410,32 = 0;$$

$$t_z = \frac{-33,904 + \sqrt{33,904^2 + 4 \cdot 0.001994 \cdot 74410,32}}{2 \cdot 0.001896} = 1962^\circ\text{C.}$$

$$T_z = t_z + 273 = 1962 + 273 = 2235 \text{ K.}$$

Максимальное давление сгорания для дизелей:

$$p_z = \lambda p_c = 2 \cdot 3,7 = 7,4 \text{ МПа.}$$

									Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата					



$$p_i = \varphi_i p'_i = 0.90 \cdot 1.07 = 0,963 \text{ МПа,}$$

где коэффициент полноты диаграммы принят  $\varphi_i = 0,90$ .

Индикаторный к. п. д. для дизелей

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_V}$$
$$\eta_i = \frac{0,963 \cdot 14.452 \cdot 1.4}{42.44 \cdot 1.189 \cdot 0.852} = 0.453.$$

Индикаторный удельный расход топлива для дизелей:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}$$
$$g_i = \frac{3600}{42.44 \cdot 0.453} = 187 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

**Эффективные показатели двигателя.** Среднее давление механических потерь

$$p_M = 0,089 - 0,0118V_{п.ср} = 0,089 + 0,0118 \cdot 6 = 0,160 \text{ МПа,}$$

где средняя скорость поршня предварительно принята  $V_{п.ср} = 6 \text{ м/с}$ .

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

$$p_e = p_i - p_M = 1.07 - 0.16 = 0.91 \text{ МПа;}$$
$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,91}{0,963} = 0.945.$$

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

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0.453 \cdot 0.86 = 0.39;$$
$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}$$
$$g_e = \frac{3600}{42.44 \cdot 0.39} = 218 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

Основные параметры цилиндра и двигателя. Литраж двигателя

$$V_L = \frac{30 \tau N_e}{p_e n}$$
$$V_L = \frac{30 \cdot 4 \cdot 73,55}{0,91 \cdot 750} = 12,93 \text{ л.}$$

Рабочий объем цилиндра

$$V_n = \frac{V_L}{i} = \frac{12,93}{4} = 3,23 \text{ л.}$$

									Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата					



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

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

$$Q_r = \frac{G_T}{3.6} [M_2 (m c_p)_{t_0}^{t_r} t_r - M_1 (m c_V)_{t_0}^{t_k} t_k];$$

$$Q_r = \frac{16}{3.6} [0.7315 \cdot 31.695 \cdot 477 - 0.7 \cdot 29.09 \cdot 20 = 47295] \text{ Дж/с};$$

где

$$(m c_p)_{t_0}^{t_r} = (m c_V)_{t_0}^{t_r} + 8.315 = 23.380 + 8.315 = 31.695 \text{ кДж/(кмоль·град)};$$

$$(m c_V)_{t_0}^{t_r} = 23.380 \text{ кДж/(кмоль·град)}.$$

методом интерполяции при  $\alpha = 1,4$  и

$$t_r = T_r - 273 = 750 - 273 = 477^\circ\text{C};$$

Где

$$(m c_p)_{t_0}^{t_k} = (m c_V)_{t_0}^{t_k} + 8.315 = 20.775 + 8.315 = 29.090 \text{ кДж/(кмоль·град)};$$

$$(m c_V)_{t_0}^{t_k} = 20.775 \text{ кДж/(кмоль·град)}$$

$$t_k = T_k - 273 = 293 - 273 = 20^\circ\text{C}.$$

Неучтенные потери теплоты

$$Q_{\text{ост}} = Q_o - (Q_e + Q_b + Q_r);$$

$$Q_{\text{ост}} = 188622 - (73550 + 39447 + 47295) = 28330 \text{ Дж/с}.$$

										Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата						

### 3. Система охлаждения

Охлаждение дизеля осуществляется принудительным циркулированием воды в системе. Основные элементы системы: центробежный насос, трубопровод охлаждающей воды, водоспускной патрубков, водяной радиатор, трубопровод нагретой воды. Устройство всех элементов такое же, как у дизеля 4НВД-21. Принципиально новым в системе является использование регулятора температуры воды.

Регулятор температуры (рисунок 3.1.) работает на принципе теплового расширения змеевика 8, заполненного парафином. При снижении температуры заслонка 4 закрывает отверстие 5 для прохода воды в радиатор. При достижении рабочей температуры эта заслонка открывает напорный трубопровод и одновременно закрывает короткозамкнутую линию 6. Маховик 3 позволяет регулировать степень нагрева вручную посредством рычагов 7. При необходимости замены вставки 9 отвинчивают фланец 10 от корпуса 7, вывертывают втулку 2 с маховиком 3. Кроме того, в системе применен указатель протока. С его помощью контролируется циркуляция воды в системе. В смотровом стекле виден открытый клапан, когда вода циркулирует, и закрытый, когда циркуляции нет.

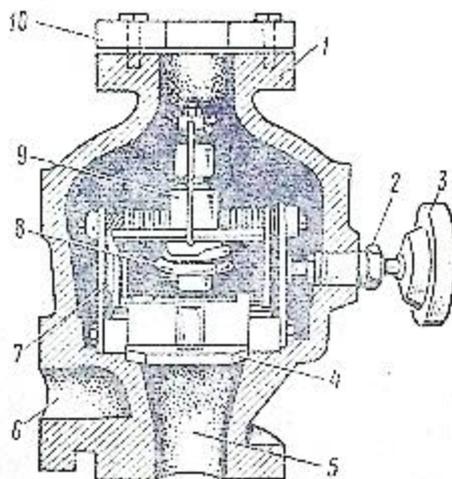


Рисунок 3.1. Регулятор температура

Центробежный водяной насос устроен следующим образом. В чугунном корпусе 2 (рисунок 3.2.) в двух шариковых подшипниках 5 и 10 установлен вал 8, на котором на шпонке 6 закреплена шестерня 7. Положение подшипников фиксируется втулкой 9. На валу смонтирован комплект сальников, уплотняющих масляную и водяную полости.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Крыльчатка *16* закреплена на валу шпонкой *11*, корончатой гайкой *19* и шплинтом *18*. Гайка защищена от коррозии латунным колпачком *17*. При разборке насоса отсоединяется крышка *4* с прокладкой *3*. Затем снимается колпачок *17*, вынимается шплинт *18*, отвертывается гайка *19*, удаляется шайба *20*. Съемником выпрессовывают крыльчатку *16*, вынимают шпонку *11* и ограничительное кольцо *15*.

В связи с тем что сальник *13* с резиновой прокладкой пригорает и плотно соединяется с корпусом, рекомендуется вначале снимать стопорное кольцо *1* и после этого вынимать сальники *12* - *13* с прокладкой *14*. Сборка насоса происходит в обратном порядке.

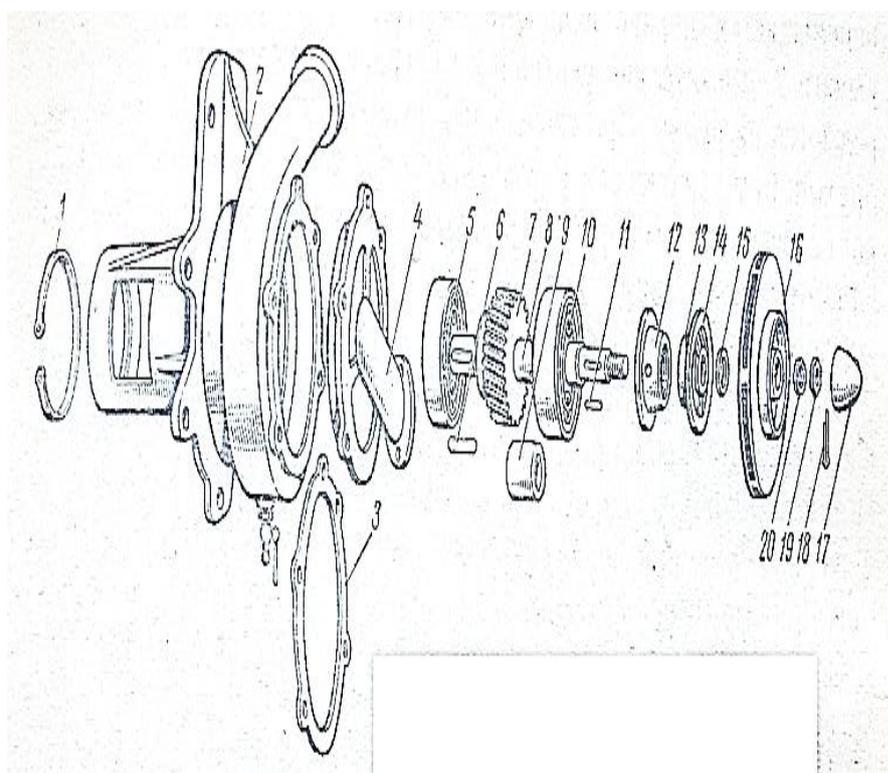


Рисунок 3.2. Водяной центробежный насос

Система пуска. Пуск дизеля осуществляется сжатым воздухом. В системе предусмотрены: компрессорная установка, зарядный клапан, предохранительные клапаны, воздушно-пусковой клапан, запорная арматура, пусковые баллоны, ручной воздушный компрессор, устройство для спуска конденсата. В качестве воздухораспределителя используется плоский золотник (рисунок 3.3.). У дизеля 6НВД-21 коленчатый вал не следует

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат						

устанавливать в пусковое положение. Для пуска дизеля на баллоне открывается главный вентиль и сжатый воздух

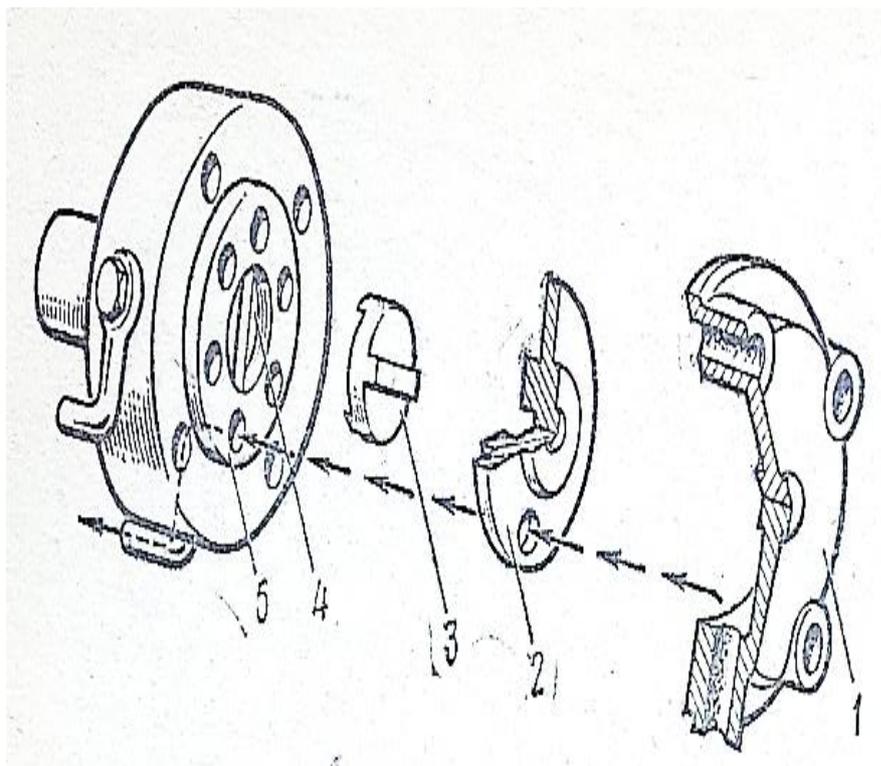


Рисунок 3.3. Схема работы пускового золотника

устремляется к воздушно-пусковому клапану. От него по трубопроводу воздух попадает в полость под крышку 1 золотника, который представляет собой плоскую шайбу с овальным сквозным окном. Золотник 2 вращается при помощи сухаря 3 в золотниковой плите 5. Через плиту проходит промежуточный вал 4 с прорезью в торце. Сжатый воздух 2,5 — 3,0 МПа (25—30 кгс/см<sup>2</sup>) проходит через окно золотника по трубопроводам в соответствии с порядком работы цилиндров (1—5—3—6—2—4).

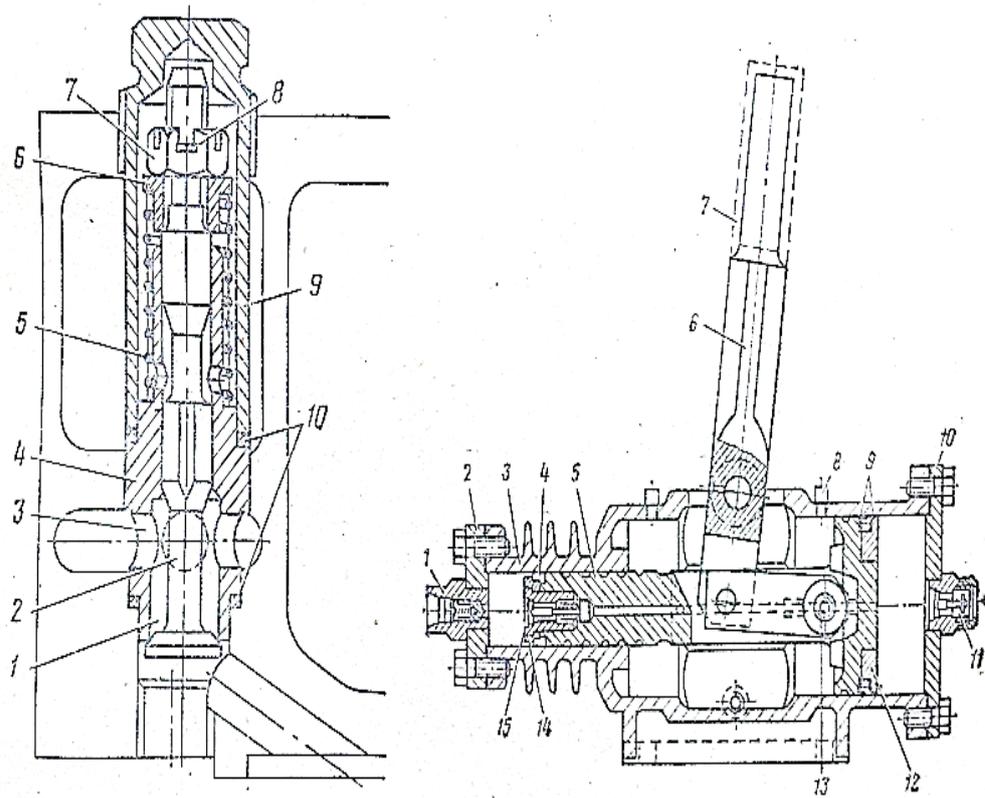
В головках цилиндров имеются обратно-пусковые клапаны, разобщающие цилиндры от системы пуска на период между впусками воздуха. Обратнопусковой клапан работает автоматически под действием сжатого воздуха. Он состоит из корпуса 4 (рисунок 3.4.) и клапана 2, прижатого к седлу пружиной 5, которая опирается на корпус 4 и на фасонную шайбу 6. Натяжение пружины регулируют гайкой 7 со шплинтом 8, а клапан закрывается

колпачковой гайкой 9 с прокладкой 10.. Сжатый воздух подводится к отверстию 3 и заполняет полость 1.

При этом пружина сжимается и клапан открывается. Воздух попадает в цилиндр и под его действием поршень начинает двигаться вниз. При этом давление воздуха падает и пружина 5 прижимает клапан к седлу.

Зарядная головка дизелей 6НВД-21 и 4НВД-21 имеет конструктивное сходство.

Ручной воздушный компрессор представляет собой поршневой воздушный насос (рисунок 3.5.) двухступенчатого действия. Оба цилиндра расположены на одной оси. Цилиндр низкого давления закрыт крышкой 10, где смонтирован автоматический всасывающий воздушный



клапан 1

Рисунок 3.4.Обратно-пусковой клапан компрессор      Рисунок 3.5.Ручной воздушный компрессор

При движении поршня от крышки 10 клапан автоматически открывается, а при движении в обратную сторону закрывается. Цилиндр

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

3 высокого давления закрыт крышкой 2, в которой имеется нагнетательный клапан 1. Поршни изготовлены из чугуна и имеют сквозное отверстие, заканчивающееся клапанами. Поршень низкого давления уплотнен двумя манжетами Р, прижатыми шайбой 12, а в цилиндре высокого давления одной манжетой 4, крепящейся калибровочным кольцом 14.

При движении поршня низкого давления к крышке воздух над поршнем сжимается и создается давление, при этом клапан 11 закрыт. В результате клапан 15 в поршне 5открывается и воздух заполняет объем над поршнем. При движении поршня обратно клапаны закрываются и воздух из цилиндра высокого давления поступает через клапан 1 в пусковой баллон: В это время цилиндр низкого давления заполняется новой порцией воздуха через всасывающий клапан 11 и процесс повторяется.

Ручной воздушный компрессор отличается, простой конструкцией и высокой степенью надежности. Производительность компрессора при 45 двойных ходах в 1 мин 1,3—1,5 м<sup>3</sup>/ч. Наибольшее давление, которое дает компрессор, 3,0 МПа (30 кг-с/см<sup>2</sup>).

Компрессор приводится в действие рукояткой 7, насаживаемой на шток 6.Последний с помощью поршневого пальца 13 передает движение на поршень 5. Смазка компрессора осуществляется через масленку 8.

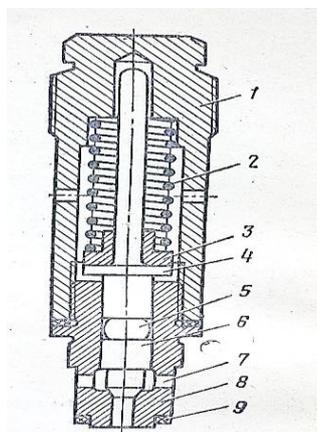


Рисунок 3.6.Предохранительный клапан:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		





Недостатки системы жидкостного охлаждения:

а) большие затраты на обслуживание и ремонт в эксплуатации;

б) пониженная надежность работы двигателя при отрицательных температурах окружающей среды и большая чувствительность к ее изменению.

Систему жидкостного охлаждения наиболее целесообразно использовать в форсированных двигателях и в двигателях с относительно большим рабочим объемом цилиндра; систему воздушного охлаждения — в двигателях с рабочим объемом цилиндра до 1 л независимо от степени форсировки и в двигателях с небольшой литровой мощностью.

Расчет основных конструктивных элементов системы охлаждения производится исходя из количества теплоты, отводимой от двигателя в единицу времени.

При жидкостном охлаждении количество отводимой теплоты (Дж/с)

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} (T_{\text{ж.вых}} - T_{\text{ж.вх}}) = 0,006 \cdot 4187(10 - 12) = 50,244 \text{ Дж/с}$$

где  $G_{\text{ж}}$  — количество жидкости, циркулирующей в системе, кг/с;  $c_{\text{ж}}=4187$  — теплоемкость жидкости, Дж/(кг К);  $T_{\text{ж.вых}}$  и  $T_{\text{ж.вх}}$  — температура выходящей из двигателя жидкости и входящей в него, К.

Величину  $Q_{\text{в}}$  можно определить и по эмпирическим зависимостям. На теплоту, отводимую охлаждающей жидкостью, оказывают влияние многие эксплуатационные и конструктивные факторы. С увеличением частоты вращения двигателя и температуры охлаждающей жидкости, а также коэффициента избытка воздуха величина  $Q_{\text{в}}$  уменьшается, а с увеличением размеров охлаждающей поверхности и отношения хода поршня к диаметру цилиндра возрастает.

Расчет системы жидкостного охлаждения сводится к определению основных размеров жидкостного насоса, поверхности радиатора и подбору вентилятора.

При воздушном охлаждении теплота от стенок цилиндров и головок двигателя отводится обдувающим их воздухом. Интенсивность воздушного охлаждения зависит от количества и температуры охлаждающего воздуха, его

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат						

скорости, размеров поверхности охлаждения и расположения ребер относительно потока воздуха.

Количество теплоты (Дж/с), отводимое от двигателя системой воздушного охлаждения, определяется по эмпирической зависимости или из уравнения

$$Q_{\text{возд}} = G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} (T_{\text{возд.вых}} - T_{\text{возд.вх}}) = 2,36 \cdot 1000(293 - 373) \\ = 188800 \text{ Дж/с}$$

где  $G_{\text{возд}} = 2,36$  — расход охлаждающего воздуха, кг/с;  $c_{\text{возд}} = 1000$  — средняя теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К);  $T_{\text{возд.вых}} = 293$  и  $T_{\text{возд.вх}} = 373$  — температура воздуха, входящего в межреберное пространство и выходящего из него, К.

В расчетах принимают, что от стенок цилиндров отводится 25 — 40% общего количества теплоты  $Q_{\text{возд}}$ , а остальная часть — от головок двигателя.

Расчет жидкостного насоса дизельного двигателя. По данным теплового баланса количество теплоты, отводимой от двигателя жидкостью:  $Q_{\text{в}} = 39447$  Дж/с; средняя теплоемкость жидкости  $c_{\text{ж}} = 4187$  Дж/(кг·К), средняя плотность жидкости  $\rho_{\text{ж}} \sim 1000$  кг/м<sup>3</sup>; напор, создаваемый насосом, принимается  $p_{\text{ж}} = 120000$  Па; частота вращения насоса  $n_{\text{в.н}} = 1000$  мин<sup>-1</sup>.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} \Delta T_{\text{ж}}} = \frac{39447}{4187 \cdot 1000 \cdot 9,6} = 0,00125 \text{ м}^3/\text{с}$$

где  $\Delta T_{\text{ж}} = 9,6$  К — температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции.

Расчетная производительность насоса

$$G_{\text{ж.р}} = \frac{G_{\text{ж}}}{\eta} = \frac{0,00125}{0,82} = 0,00152 \text{ м}^3/\text{с}$$

где  $\eta = 0,82$  — коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия  
крыльчатки

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{ж.р}}{\pi c_1} + r_0^2} = \sqrt{\frac{0,00152}{3,14 \cdot 1,8} + 0,01^2} = 0,0268 \text{ м}$$

где  $c_1 = 1,8$  — скорость жидкости на входе в насос, м/с;  $r_0 = 0,01$  — радиус ступицы крыльчатки, м.

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{\frac{p_{ж}}{\rho_{ж} \eta_h}} = \sqrt{1 + \operatorname{tg} 10^\circ \operatorname{ctg} 45^\circ} \sqrt{\frac{120000}{1000 \cdot 0,65}} = 184,6 \text{ м/с}$$

где угол  $\alpha_2 = 10^\circ$ , а угол  $\beta_2 = 45^\circ$ ;  $\eta_h = 0,65$  — гидравлический КПД насоса.

Радиус крыльчатки колеса на выходе

$$r_2 = \frac{30 u_2}{\pi n_{в.н}} = \frac{30 \cdot 184,6}{3,14 \cdot 1000} = 1,76 \text{ м}$$

Окружная скорость входа потока

$$u_1 = \frac{u_2 r_1}{r_2} = \frac{184,6 \cdot 0,0268}{1,76} = 2,81 \text{ м/с}$$

Угол между скоростями  $c_1$  и  $u_1$  принимается  $\alpha_1 = 90^\circ$ , при этом

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{1,8}{2,814} = 0,64 \text{ откуда } \beta_1 = 10^\circ 15'$$

Ширина лопатки на входе

$$b_1 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_1 - \frac{z \delta_1}{\sin \beta_1})} = \frac{0,00152}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0268 - \frac{4 \cdot 0,003}{\sin 10^\circ 15'}} = 0,00153 \text{ м}$$

где  $z = 4$  — число лопаток на крыльчатке насоса;  $\delta_1 = 0,003$  толщина лопаток у входа, м.

Радиальная скорость потока на выходе из колеса

$$c_r = \frac{p_{ж} \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{ж} \eta_h u_2} = \frac{120000 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ}{1000 \cdot 0,65 \cdot 184,6} = 0,176 \text{ м/с}$$

Ширина лопатки на выходе

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат						

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi n_2 - \frac{z\delta_2}{\sin\beta_2})c_r} = \frac{0.00152}{(2 \cdot 3.14 \cdot 1,76 - \frac{4 \cdot 0.003}{\sin 45^\circ}) \cdot 2,2} = 0.00013 \text{ м}$$

где  $\delta_2=0,003$  — толщина лопаток на выходе, м.

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{в.н} = \frac{G_{ж.р} p_{ж}}{1000 \eta_m} = \frac{0.00152 \cdot 120000}{1000 \cdot 0.82} = 0.222 \text{ кВт}$$

где  $\eta_m=0,82$  — механический КПД жидкостного насоса.

Расчет жидкостного насоса дизеля. По данным теплового баланса количество теплоты, отводимой от двигателя жидкостью:  $Q_B=39447$  Дж/с; средняя теплоемкость жидкости  $c_{ж}=4187$  Дж/(кг • К); средняя плотность  $\rho_{ж}=1000$  кг/м<sup>3</sup>. Напор, создаваемый насосом, принимается  $p_{ж}=80000$  Па, частота вращения насоса  $n_{в.н}=1000$  мин<sup>-1</sup>.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения

$$G_{ж} = \frac{Q_B}{c_{ж} \rho_{ж} \Delta T_{ж}} = \frac{39447}{4187 \cdot 1000 \cdot 10} = 0,0045 \text{ м}^3/\text{с}$$

где  $\Delta T_{ж}=10$  — температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции, К.

Расчетная производительность насоса

$$G_{ж.р} = \frac{G_{ж}}{\eta} = \frac{0,0045}{0,84} = 0,0053 \text{ м}^3/\text{с}$$

где  $\eta=0,84$  — коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{ж.р}}{\pi c_1} + r_0^2} = \sqrt{\frac{0,0053}{3,14 \cdot 1,7} + 0,02^2} = 0,00139 \text{ м}$$

где  $c_1=1,7$  — скорость жидкости на входе в насос; м/с;  $r_0=0,02$  — радиус ступицы крыльчатки, м.

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{\frac{p_{ж}}{\rho_{ж} \eta_h}} = \sqrt{1 + \operatorname{tg} 10^\circ \operatorname{ctg} 45^\circ} \sqrt{\frac{80000}{1000 \cdot 0.66}} = 121.21 \text{ м/с}$$

где  $\alpha_2 = 8^\circ$ ,  $\beta_2 = 40^\circ$ ;  $\eta_h = 0,66$  — гидравлический КПД насоса.

Радиус крыльчатки колеса на выходе

$$r_2 = \frac{30u_2}{\pi n_{в.н}} = \frac{30 \cdot 121,21}{3,14 \cdot 1000} 1,15 \text{ м}$$

Окружная скорость входа потока

$$u_1 = \frac{u_2 r_1}{r_2} = \frac{121,21 \cdot 0,00139}{1,15} 0,146 \text{ м/с}$$

Угол между скоростями  $c_1$  и  $u_1$  принимается  $\alpha_1=90^\circ$ , при этом

$$tg\beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{1,7}{0,146} = 11,64, \text{ откуда } \beta_1 = 12^\circ 28'.$$

Ширина лопатки на входе

$$b_1 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_1 - \frac{z\delta_1}{\sin\beta_1})} = \frac{0,0052}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0013 - \frac{6 \cdot 0,004}{\sin 12^\circ 28'}} = 0,753 \text{ м}$$

где  $z=6$  — число лопаток на крыльчатке насоса;  $\delta_1=0,004$  — толщина лопаток у входа, м.

Радиальная скорость потока на выходе из колеса

$$c_r = \frac{p_{ж} tg\alpha_2}{\rho_{ж} \eta_h u_2} = \frac{80000 \cdot tg 8^\circ}{1000 \cdot 0,66 \cdot 121,21} = 0,140 \text{ м/с.}$$

Ширина лопатки на выходе

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_2 - \frac{z\delta_2}{\sin\beta_2})c_r} = \frac{0,0045}{(2 \cdot 3,14 \cdot 1,15 - \frac{6 \cdot 0,004}{\sin 40^\circ}) \cdot 0,140} = 0,0044 \text{ м}$$

где  $\delta_2=0,004$  — толщина лопаток на выходе, м.

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{в.н} = \frac{G_{ж.р} p_{ж}}{1000 \eta_m} = \frac{0,0053 \cdot 80000}{1000 \cdot 0,84} = 0,504 \text{ кВт}$$

где  $\eta_m=0,84$  — механический КПД жидкостного насоса.

ИЗМ.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист



следует считать обработку кислотой или щелочью. Выбор реагента зависит от состава накипи, который грубо, но просто можно определить следующим образом. Кусочек накипи массой 30-40 г, взятый со стенки водяной рубашки, дробят в ступке, высыпают в фарфоровую или стеклянную банку и обильно смачивают 10 %-ным раствором соляной кислоты. Бурное выделение углекислого газа со вспениванием указывает на карбонатный состав накипи, отсутствие пены на смешанный состав, а отсутствие выделения газа - на силикатный состав. В первом случае для удаления накипи можно применить раствор смеси 100 см<sup>3</sup> фосфорной кислоты плотностью 1,71 г/см<sup>3</sup> и 50 г хромового ангидрида (хромпика) в 900 см<sup>3</sup> воды. Температуру состава в процессе обработки нужно поддерживать в пределах 25—30 °С. Раствор в полости двигателя оставляют на 1—1,5 ч.

Для удаления накипи смешанного состава применяется раствор одной части соляной кислоты концентрацией 22° Боме в трех частях воды. Температура раствора должна быть 50—70°С. Обработка длится 12—24 ч.

Силикатные отложения удаляют раствором одной части соляной кислоты концентрации 18° Боме в двух частях воды. Температура и время обработки такие же, как в предыдущем случае.

Для очистки водяной полости дизеля К—461 завод-изготовитель рекомендует применять следующую технологию. Приготовить раствор смеси 1 кг кальцинированной соды и 0,5 л керосина в 10 л воды. Этим раствором заполнить систему охлаждения и включить дизель на малые обороты на 10-15 мин. После выключения дизеля раствор оставить в системе на 10-12 ч. Затем дизель вновь включить на малые обороты на 5-10 мин, после чего выключить и возможно быстрее слить раствор из системы охлаждения. Очищенную систему промыть чистой водой с одновременным прогревом дизеля на холостом ходу в течение 15-20 мин.

Промывку водяной рубашки дизеля можно производить на специальных циркуляционных стендах, система которых заполнена моющим раствором нужного состава.

С используемыми при очистке водяной рубашки дизеля химическими реагентами надо обращаться осторожно. Так, попадание капель соляной кислоты в глаза может привести к слепоте. Учитывая повышенную опасность некоторых веществ для здоровья человека, необходимо на каждом ремонтном предприятии установить строгий порядок их хранения и выдачи. Приготавливая растворы, рабочие должны пользоваться защитными очками, перчатками и иметь специальную одежду из негигроскопичной пассивной к кислотам ткани. Помещение, где производятся операции по удалению накипи, должно быть оборудовано приточно вытяжной вентиляцией. Для нейтрализации капель кислоты, случайно попавшей на кожу, следует

использовать водный раствор пищевой соды.					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	





более высокими механическими свойствами по сравнению с оловянно-свинцовыми припоями.

Водяной радиатор дизеля 4NVD-21 рассчитан на отвод тепла в количестве 77,4 кВт при температуре воды 85°С и окружающего воздуха 40°С. Пропускная способность радиатора 215 л/мин.

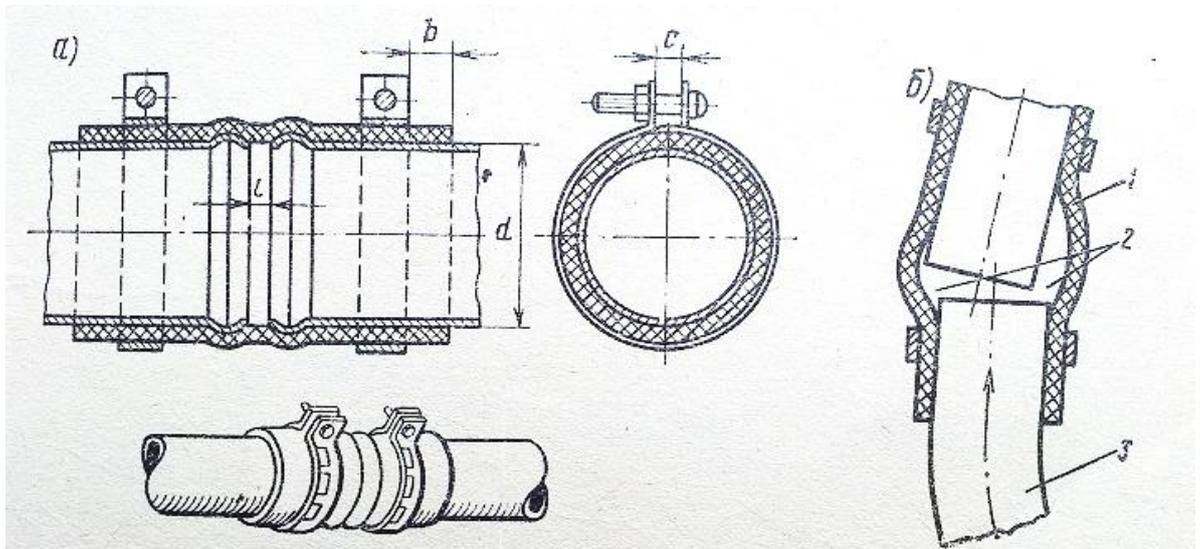


Рисунок 5.1. Способ соединения трубопроводов дюритовыми патрубками

Поскольку количество воды, прокачиваемой через систему охлаждения дизелей, не превышает 200 л/мин, а скорость ее движения не более 5 м/с, диаметр труб обычно принимают 40—60 мм. Для уменьшения сопротивления в системе скорость движения воды в трубах не рекомендуется повышать сверх указанной.

Поперечные сечения проходов труб должны быть на всем протяжении полными, без вмятин и резких перегибов. Отношение радиуса закругления колена к диаметру трубы желательно иметь не менее 2:1, иначе коэффициент сопротивления резко увеличивается. Весь трубопровод по возможности надо делать с наименьшим числом колен и изгибов.

Соединения труб должны быть надежными и герметичными. Для поглощения тепловых деформаций и уменьшения влияния вибраций

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат						

целесообразно применять гибкие соединения труб с помощью дюритовых шлангов (рисунок 5.1,а). При сборке таких соединений нужно следить, чтобы хомуты с достаточной силой равномерно обтягивали дюрит, не врезаясь в него. Если шланге обнаружены трещины, надломы или инородные включения, его необходимо заменить новым в соответствии с размерами соединяемых трубопроводов. Внутренний диаметр  $d$  дюритового шланга должен быть на 0,5-1,0 мм меньше наружного диаметра трубы. Перед сборкой концы труб развальцовывают и смазывают машинным маслом. Расстояние  $l$  между торцами труб устанавливается от 2 мм до половины диаметра трубы. Расстояние  $e$  не должно быть менее 10 мм, иначе хомут может самопроизвольно сдвинуться. Расстояние  $c$  после затяжки винтов для обеспечения плотного прилегания хомутов не должно быть меньше 3 мм.

При сборке трубопроводов надо следить да тем» чтобы не было перекосов (рисунок 5.1,б), которые препятствуют циркуляции воды из-за образования мешков 2 между дюритовыми шлангами 1 и трубами 3.





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.



