

Министерство образования и науки РФ  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования

Южно-Уральский государственный университет  
(Национальный исследовательский университет)

Институт «Политехнический»

Факультет «Автотракторный»

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ (И.О.Ф.)

\_\_\_\_\_ 2017 г.

Автомобильный двигатель 4Ч 10,5/12,8 мощностью 140 кВт при частоте вращения  
коленчатого вала 2300 мин<sup>-1</sup> с улучшенной системой охлаждения

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ–130303.2017.106.ПЗ ВКР

Консультант, (должность)

\_\_\_\_\_ (И.О.Ф.)  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

Руководитель проекта, (должность)

Г.В. Ломакин (И.О.Ф.)  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

Консультант, (должность)

\_\_\_\_\_ (И.О.Ф.)  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

Автор проекта

студент группы П-407

А.И. Мартынич (И.О.Ф.)  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

Консультант, (должность)

\_\_\_\_\_ (И.О.Ф.)  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

Нормоконтролер, (должность)

\_\_\_\_\_ (И.О.Ф.)  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ.....	9
1.1 Выбор исходных данных на тепловой расчет.....	9
1.2 Расчет процесса впуска .....	13
1.3 Расчет процесса сжатия.....	14
1.4 Расчет процесса сгорания .....	16
1.5 Расчет процесса расширения .....	17
1.6 Определение индикаторных показателей цикла .....	18
1.7 Определение эффективных показателей двигателя.....	18
1.8 Внешняя скоростная характеристика .....	20
1.9 Определение мощностных показателей .....	20
1.10 Определение индикаторных показателей цикла .....	22
2 ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС .....	25
3 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ .....	28
4 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ.....	30
4.1 Силы, действующие в ДВС.....	30
4.2 Силы давления газов.....	30
4.3 Силы инерции.....	31
4.4 Суммарная сила и ее составляющие .....	31
4.5 Уравновешивание двигателя .....	33
4.6 Расчет необходимой маховой массы .....	34
5 РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ.....	36
5.1 Расчет поршня.....	37
5.2 Расчет поршневого кольца.....	43
5.3 Расчет поршневого пальца.....	46
5.4 Расчет поршневой головки шатуна.....	50

5.5	Расчет кривошипной головки шатуна .....	60
5.6	Расчет стержня шатуна.....	61
5.7	Расчет шатунного болта .....	65
5.8	Расчет коленчатого вала.....	68
5.9	Расчет гильзы цилиндра .....	80
5.10	Расчет шпильки головки блока .....	82
5.11	Расчет механизма газораспределения.....	85
5.12	Расчет пружины клапана.....	92
5.13	Расчет распределительного вала .....	100
6	РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ.....	104
6.1	Расчет системы питания.....	104
6.1.1	Расчет форсунки .....	105
6.2	Расчет системы смазки.....	108
6.2.1	Расчет масляного насоса .....	109
6.2.2	Расчет масляного радиатора.....	112
6.2.3	Расчет шатунного подшипника.....	112
6.3	Расчет системы охлаждения .....	114
6.3.1	Расчет жидкостного насоса .....	115
6.3.2	Расчет поверхности охлаждения жидкостного радиатора .....	119
6.3.3	Расчет вентилятора.....	121
7	СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ И ЕЁ МОДЕРНИЗАЦИЯ .....	123
7.1	Стандартная система охлаждения.....	123
7.2	Модернизация системы охлаждения .....	126
7.2.1	Радиатор.....	126
7.2.2	Расчёт радиатора.....	130
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	133
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	134
	ПРИЛОЖЕНИЕ .....	135

## ВВЕДЕНИЕ

В условиях жаркого климата, когда автомобиль эксплуатируется в экстремальных условиях, система охлаждения двигателя в ряде случаев оказывается не способна обеспечить стабильный тепловой режим работы двигателя. С развитием технологий производства появляются все новые конструкции радиаторов и вентиляторов, обеспечивающие высокую способность рассеивать тепло и охлаждать жидкость. Значительно большее внимание уделяется использованию электронно-вычислительных машин при расчётах и испытаниях двигателей и их систем. В настоящее время вычислительная техника широко используется на моторостроительных заводах, в научно-исследовательских центрах, конструкторских и ремонтных организациях, а также высших учебных заведениях.

Выполнение сегодняшних задач по модернизации системы охлаждения требует от специалистов, связанных с производством и эксплуатацией двигателей, глубоких знаний теории, конструкции и расчёта двигателей внутреннего сгорания и его систем.

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		8

# 1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Тепловой расчёт двигателя внутреннего сгорания выполняется с целью предварительного определения индикаторных показателей рабочего цикла, эффективных показателей проектируемого двигателя, диаметра цилиндра и хода поршня. На базе теплового расчёта выполняется динамический расчёт, расчёт деталей на прочность, расчёт внешней скоростной характеристики и прочие расчёты. В данном проекте расчёт ведется на двух режимах: режим номинальной мощности и режим максимального крутящего момента.

## 1.1 Выбор исходных данных на тепловой расчёт

Помимо основных параметров проектируемого двигателя, указанных в задании, необходимо задаться рядом других исходных данных, используемых в методическом пособии на тепловой расчёт. При этом целесообразно использовать литературу, приведенную в списке под номерами [1] и [2].

1. Расчёт выполняем применительно к использованию двигателя в нормальных атмосферных условиях: давление окружающей среды  $p_0 = 0,1013$  МПа, температура окружающей среды  $T_0 = 293$  К;
2. Давление перед впускными клапанами  $p_k$ , учитывая небольшие потери во впускной трассе, для двигателя с наддувом примем равным  $p_k = 0,27$  МПа;
3. Температура свежего заряда перед впускными клапанами для двигателя с наддувом будет равной  $T_k = 351,9$  К;
4. Степень сжатия  $\varepsilon$  принимаем исходя из прототипа двигателя,  $\varepsilon = 17,5$ ;
5. Коэффициент наполнения  $\eta_v$  для автомобильных дизелей находится в пределах  $0,8 \dots 0,9$ , принимаем  $\eta_v = 0,8$ ;
6. Для четырёхтактных дизелей с наддувом давление остаточных газов рассчитывается по формуле:

$$p_r = (0,85 \dots 0,95) \cdot p_k \quad (1.1)$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						9
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

С увеличением частоты вращения коленчатого вала  $p_r$  увеличивается, поэтому:

$$p_r = 0,9 \cdot 0,27 = 0,243 \text{ МПа}$$

7. Применительно к номинальному режиму работы температура остаточных газов для четырёхтактных дизелей с наддувом колеблется в пределах 800 ... 1000 К, принимаем  $T_r = 900 \text{ К}$ ;
8. Степень подогрева свежего заряда от нагретых деталей двигателя зависит от типа двигателя и скоростного режима. Учитывая не особо высокую частоту вращения коленчатого вала ( $2300 \text{ мин}^{-1}$ ) и применение охлаждения наддувного воздуха, принимаем  $\Delta T = 9$ ;
9. Массовые доли углерода, водорода и кислорода в дизельном топливе полагаем равными соответственно:  $C = 0,86$ ;  $H = 0,13$ ;  $O = 0,01$ ;
10. Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , в дизелях затруднены условия смесеобразования, поэтому  $\alpha > 1$ . И так как в двигателях с полуразделёнными камерами сгорания организовано завихривание свежего заряда в процессах сжатия, выбирается  $\alpha = 1,5 \dots 1,8$ . Расчёт выполняем применительно при условиях близких к номинальному режиму, поэтому принимаем  $\alpha = 1,56$ ;
11. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda$ , выбираем, учитывая данные прототипа двигателя, тогда  $\lambda = 0,263$ ;
12. Средний показатель политропического сжатия  $n_1 = 1,36$ ;
13. Для принятого элементарного химического состава дизельного топлива полагаем низшую теплотворную способность  $H_u = 42,5 \text{ МДж/кг}$ ;
14. Характер сгорания  $m$  в дизельных двигателях с полуразделённой камерой сгорания и объёмно-плёночным смесеобразованием находится в пределах  $m = 0,05 \dots 0,3$ , принимаем  $m = 0,25$ ;
15. Условная продолжительность сгорания  $\varphi_z$  в дизельных двигателях с полуразделённой камерой сгорания и объёмно-плёночным смесеобразованием

находится в пределах  $\varphi_z = 90 \dots 130$  град. ПКВ, принимаем  $\varphi_z = 120$  град. ПКВ;

16. Средний показатель политропического расширения  $n_2 = 1,4$ ;

17. Коэффициент эффективности сгорания  $\xi$  учитывает потери теплоты за процесс сгорания, в дизельных двигателях с полуразделённой камерой сгорания и объёмно-плёночным смесеобразованием он находится в пределах  $\xi = 0,8 \dots 0,88$ , принимаем  $\xi = 0,8$ ;

18. Понижение температуры в охладителе надувочного воздуха  $\Delta T_{\text{охл}}$ . Так как охладитель надувочного воздуха применяется, найдем  $\Delta T_{\text{охл}}$  по формуле:

$$\Delta T_{\text{охл}} = (T'_K - T_W) \cdot \mu_{\text{охл}} \quad (1.2)$$

Так как охладитель воздушно-воздушный,  $T_W$  находится в пределах  $293 \dots 313$  К, примем  $T_W = 313$  К,  $\mu_{\text{охл}}$  находится в пределах  $0,62 \dots 0,72$ , примем  $\mu_{\text{охл}} = 0,67$ , тогда

$$\Delta T_{\text{охл}} = (414,9 - 313) \cdot 0,62 = 63,178 \approx 63 \text{ К};$$

19. Показатель политропического сжатия воздуха в компрессоре примем  $n_H = 1,55$ ;

20. Угол опережения зажигания  $\theta$  рассчитаем по формуле:

$$\theta = 0,25 \cdot (0,35 + m)^{0,587} \cdot \varphi_z \quad (1.3)$$

$$\theta = 0,25 \cdot (0,35 + 0,25)^{0,587} \cdot 120 = 22,2 \approx 22 \text{ град. ПКВ}$$

21. Шаг расчёта процесса сгорания  $\Delta\varphi = 5$  град. ПКВ;

22. Шаг расчёта процессов сжатия и расширения  $\Delta\alpha = 5$  град. ПКВ.

Исходные данные				
№ п/п	Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
1	Давление окружающей среды	$p_0$	0,1013	МПа
2	Давление перед впускными клапанами	$p_k$	0,27	МПа
3	Температура окружающей среды	$T_0$	293	К
4	Степень сжатия	$\varepsilon$	17,5	
5	Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,8	
6	Давление остаточных газов	$p_r$	0,243	МПа
7	Температура остаточных газов	$T_r$	900	К
8	Подогрев свежего заряда	$\Delta T$	9	
9	Массовая доля углерода в топливе	$C$	0,86	
10	Массовая доля водорода в топливе	$H$	0,13	
11	Массовая доля кислорода в топливе	$O$	0,01	
12	Коэффициент избытка воздуха	$\alpha$	1,56	
13	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda$	0,263	
14	Показатель политропического сжатия	$n_1$	1,36	
15	Низшая теплота сгорания топлива	$H_u$	42,5	МДж/кг
16	Показатель характера сгорания	$m$	0,25	
17	Продолжительность сгорания	$\varphi_z$	120	град. ПКВ
18	Показатель политропического расширения	$n_2$	1,4	
19	Коэффициент эффективности сгорания	$\xi$	0,8	
20	Понижен. темпер. св. зар. в охл. надд. воздуха	$\Delta T_{охл.}$	63	К
21	Показатель политропического сжатия в компрессоре	$n_n$	1,55	
22	Угол опережения зажигания	$\theta$	22	град. ПКВ
23	Шаг расчета процесса сгорания	$\Delta \varphi$	5	град. ПКВ
24	Шаг расчета процесса сжатия и расширения	$\Delta \alpha$	5	град. ПКВ

Таблица 1.1 – Исходные данные на тепловой расчет



## 1.2 Расчёт процесса впуска

1. Температура рабочего тела перед впускными клапанами:

$$T_K = T'_K - \Delta T_{\text{охл}} \quad (1.4)$$

где  $T'_K$  – температура воздуха после компрессора при наддуве;

$$T'_K = T_0 \cdot \left( \frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{n_H-1}{n_H}} \quad (1.5)$$

$$T'_K = 293 \cdot \left( \frac{0,27}{0,1013} \right)^{\frac{1,55-1}{1,55}} = 414,9 \text{ К}$$

$$T_K = 414,9 - 63 = 351,9 \text{ К}$$

Давление рабочего тела в конце впуска:

$$p_a = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left( (\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \cdot p_K \cdot \frac{T_K + \Delta T}{T_K} + p_r \right) \quad (1.6)$$

$$p_a = \frac{1}{17,5} \cdot \left[ (17,5 - 1) \cdot 0,8 \cdot 0,27 \cdot \frac{351,9 + 9}{351,9} + 0,243 \right] = 0,22 \text{ МПа}$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma = \frac{p_r \cdot T_K}{(\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \cdot p_K \cdot T_r} \quad (1.7)$$

$$\gamma = \frac{0,243 \cdot 351,9}{(17,5 - 1) \cdot 0,8 \cdot 0,27 \cdot 900} = 0,0267$$

Температура рабочего тела в конце впуска:

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma} \quad (1.8)$$

$$T_a = \frac{351,9 + 9 + 0,0267 \cdot 900}{1 + 0,0267} = 374,9 \text{ К}$$

Теоретически необходимое количество килограмм-моль воздуха для полного сгорания одного килограмма топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (1.9)$$

$$L_0 = \frac{\left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)}{0,21} = \frac{\left( \frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,01}{32} \right)}{0,21} = 0,494 \frac{\text{кмоль (воздуха)}}{\text{кг (топлива)}}$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного килограмма топлива в массовых единицах:

$$L'_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left( \frac{8 \cdot C}{3} + 8H - O \right) \quad (1.10)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot 0,86 + 8 \cdot 0,13 - 0,01 \right) = 14,32 \frac{\text{кг (воздуха)}}{\text{кг (топлива)}}$$

Удельный объём рабочего тела в конце впуска:

$$V_a = \frac{0,008314 \cdot T_a}{\mu_B \cdot p_a} \quad (1.11)$$

где  $\mu_B = 28,97$ .

$$V_a = \frac{0,008314 \cdot 374,9}{28,97 \cdot 0,2228} = 0,4833 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

### 1.3 Расчёт процесса сжатия

Текущие значения кинематической функции хода поршня:

$$\sigma = \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \quad (1.12)$$

$\alpha$  – угол поворота коленчатого вала.

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		14

Текущий объём процесса сжатия:

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \left( 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma \right) \quad (1.13)$$

Текущее давление процесса сжатия:

$$p = p_a \cdot \left( \frac{V_a}{V} \right)^{n_1} \quad (1.14)$$

Текущая температура процесса сжатия:

$$T = T_a \cdot \left( \frac{V_a}{V} \right)^{n_1 - 1} \quad (1.15)$$

Давление конца сжатия:

$$p_y = p_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1} \quad (1.16)$$

$$p_y = 0,2228 \cdot \left( \frac{0,4833}{0,048} \right)^{1,36} = 5,090 \text{ МПа}$$

Температура конца сжатия:

$$T_y = T_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1 - 1} \quad (1.17)$$

$$T_y = 374,9 \cdot \left( \frac{0,4833}{0,048} \right)^{1,36 - 1} = 858,2 \text{ К}$$

Удельная работа политропического сжатия:

$$L_{a-y} = \frac{p_a \cdot V_a - p_y \cdot V_y}{n_1 - 1} \quad (1.18)$$

$$l_{ay} = \frac{0,2228 \cdot 0,4833 - 5,090 \cdot 0,048}{1,36 - 1} = -0,3856 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

#### 1.4 Расчёт процесса сгорания

При этом расчёте определяют величины давлений и температур рабочего тела в процесс сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Расчёт выполняется с учётом опережения зажигания и закономерности выгорания топлива.

Общая удельная использованная теплота сгорания:

$$q_z = \frac{\xi \cdot Hu}{(1 + \gamma) \cdot \alpha \cdot L'_0} \quad (1.19)$$

$$q_z = \frac{0,8 \cdot 42,5}{(1 + 0,0267) \cdot 1,56 \cdot 14,32} = 1,482 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Максимальное значение химического коэффициента молекулярного изменения:

$$\beta_{0max} = 1 + \frac{\left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right)}{\alpha \cdot L_0} \quad (1.20)$$

$$\beta_{0max} = 1 + \frac{\frac{0,13}{4} + \frac{0,01}{32}}{1,56 \cdot 0,494} = 1,0425$$

Действительного значение химического коэффициента молекулярного изменения:

$$\beta_0 = \frac{\beta_{0max} + \gamma}{1 + \gamma} \quad (1.21)$$

$$\beta_0 = \frac{1,0425 + 0,0267}{1 + 0,0267} = 1,0414$$

Удельная работа газов в процессе сгорания:

$$L_{y-z} = \sum_1^n \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot (V_2 - V_1) \quad (1.22)$$

где  $n$  – число элементарных участков процесса сгорания.

$$L_{y-z} = 0,9541 \text{ МДж/кг}$$

### 1.5 Расчёт процесса расширения

Текущее давление в процессе расширения:

$$p = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V}\right)^{n_2} \quad (1.23)$$

Текущая температура в процессе расширения:

$$T = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V}\right)^{n_2-1} \quad (1.24)$$

Давление в конце расширения:

$$p_b = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{n_2} \quad (1.25)$$
$$p_b = 1,238 \cdot \left(\frac{0,317}{0,4833}\right)^{1,4} = 0,6864 \text{ МПа}$$

Температура в конце расширения:

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{n_2-1} \quad (1.26)$$
$$T_b = 1313,0 \cdot \left(\frac{0,319}{0,4833}\right)^{1,4-1} = 1109,27 \text{ К}$$

Удельная работа в процессе расширения:

$$L_{z-b} = \frac{p_z \cdot V_z - p_b \cdot V_b}{n_2 - 1} \quad (1.27)$$
$$l_{zb} = \frac{1,238 \cdot 0,317 - 0,6864 \cdot 0,4833}{1,4 - 1} = 0,1523 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$$

## 1.6 Определение индикаторных показателей цикла

Удельная работа цикла:

$$L_i = L_{a-y} + L_{y-z} + L_{z-b} \quad (1.28)$$

$$l_i = -0,3856 + 1,0679 + 0,1523 = 0,8347 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$$

Среднее индикаторное давление цикла:

$$p_i = \frac{\varepsilon \cdot L_i}{(\varepsilon - 1) \cdot V_a} \quad (1.29)$$

$$p_i = \frac{17,5 \cdot 0,8347}{(17,5 - 1) \cdot 0,4833} = 1,8315 \text{ МПа}$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{\xi \cdot L_i}{q_z} \quad (1.30)$$

$$\eta_i = \frac{0,8 \cdot 0,8347}{1,4820} = 0,4506$$

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad (1.31)$$

$$g_i = \frac{3600}{42,5 \cdot 0,4506} = 187,999 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

## 1.7 Определение эффективных показателей двигателя

Средняя скорость поршня:

$$C_{\text{п}} = \frac{S \cdot n}{30} \quad (1.32)$$

$$C_{\text{п}} = \frac{0,128 \cdot 2300}{30} = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Среднее давление механических потерь:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$p_m = a + b \cdot C_{\Pi} \quad (1.33)$$

$a = 0,09$ ;  $b = 0,012$  – эмпирические коэффициенты для дизельного двигателя с 8 цилиндрами;

$$p_m = 0,09 + 0,012 \cdot 9,81 = 0,20772 \text{ МПа}$$

Среднее эффективное давление:

$$p_e = p_i - p_m \quad (1.34)$$

$$p_e = 1,8315 - 0,20772 = 1,6238 \text{ МПа}$$

Механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad (1.35)$$

$$\eta_m = \frac{1,6238}{1,8315} = 0,8865$$

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \frac{p_e}{p_i} \quad (1.36)$$

$$\eta_e = 0,4506 \cdot \frac{1,6238}{1,8315} = 0,3995$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \quad (1.37)$$

$$g_e = \frac{3600}{42,5 \cdot 0,3995} = 212,03 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

Рабочий объем цилиндра:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad (1.38)$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 1,05^2}{4} \cdot 1,28 = 1,1078 \text{ л}$$

Литраж двигателя:

$$V_{л} = V_{h} \cdot i \quad (1.39)$$

$$V_{л} = 1,1078 \cdot 4 = 4,43 \text{ л}$$

Эффективная мощность двигателя:

$$Ne = \frac{p_e \cdot V_{л} \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1.40)$$

$$Ne = \frac{1,6238 \cdot 1,1078 \cdot 4 \cdot 2300}{30 \cdot 4} = 137,91 \text{ кт}$$

Часовой расход топлива:

$$G_{т} = \frac{Ne \cdot g_e}{1000} \quad (1.41)$$

$$G_{т} = \frac{137,91 \cdot 212,03}{1000} = 29,2 \text{ кг/ч}$$

## 1.8 Внешняя скоростная характеристика

Для оценки динамических качеств и экономичности проектируемого автомобиля необходимо знать внешнюю скоростную характеристику двигателя.

Эту характеристику можно получить расчётным путем, используя результаты теплового расчёта двигателя.

Внешняя скоростная характеристика определяется в интервале от минимальной частоты вращения коленчатого вала  $n_{min}$  до номинальной частоты вращения коленчатого вала  $n_n$ . Шаг расчёта выбирается так, чтобы получить 8 расчетных режимов по характеристике. Минимальная частота вращения коленчатого вала  $n_{min} = 700 \text{ мин}^{-1}$ , шаг  $200 \text{ мин}^{-1}$ .

## 1.9 Определение мощностных показателей

Изменение среднего эффективного давления:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						20
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		



$$p_e = p_{e \max} - a_p \cdot (n - n_M)^2 \quad (1.42)$$

где  $n_M$  – частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, исходя из двигателя – прототипа,  $n_M = 1725 \text{ мин}^{-1}$ .

$k_M$  – коэффициент приспособляемости по крутящему моменту (для дизельных двигателей  $k_M = 1,07 \dots 1,17$ ).

$$k_M = 1,1$$

где  $a_p$  – эмпирический коэффициент, определяется по формуле:

$$a_p = p_{eH} \cdot \frac{k_M - 1}{(n_H - n_M)^2} \quad (1.43)$$

$$a_p = \frac{1,6238 \cdot (1,1 - 1)}{(2300 - 1725)^2} = 4,9113 \cdot 10^{-7}$$

$p_{e \max}$  – максимальное эффективное давление, определяется по формуле:

$$p_{e \max} = k_M \cdot p_{eH} \quad (1.44)$$

$$p_{e \max} = 1,1 \cdot 1,6238 = 1,786 \text{ МПа}$$

Индикаторное давление:

$$p_i = p_e + p_M \quad (1.45)$$

где  $p_M$  – среднее давление механических потерь, определяется по формуле (1.33);

$C_{II}$  – средняя скорость поршня, определяется по формуле (1.32).

Механический КПД:

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} \quad (1.46)$$

Эффективная мощность:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						21
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

$$Ne = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1.47)$$

где  $V_h = 1,47$  л – рабочий объём цилиндра;  $i = 8$  – количество цилиндров;

$\tau = 4$  – тактность двигателя.

Крутящий момент двигателя:

$$M = 9550 \cdot \frac{Ne}{n} \quad (1.48)$$

### 1.10 Определение экономических показателей

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = g_{eH} \cdot \left( 1,2 - 1,2 \cdot \frac{n}{n_H} + \left( \frac{n}{n_H} \right)^2 \right) \quad (1.49)$$

Удельная литровая мощность:

$$Ne_{л} = \frac{Ne}{i \cdot V_h} \quad (1.50)$$

$$Ne_{л} = \frac{137,91}{4 \cdot 1,1078} = 31,258 \text{ кВт/л}$$

Часовой расход топлива:

$$G_T = g_e \cdot Ne \quad (1.51)$$

Цикловой расход топлива:

$$G_{ц} = \frac{G_T \cdot \tau}{120 \cdot n} \quad (1.52)$$

Результаты определения показателей внешней скоростной характеристике представлены в виде таблице 1.2. По результатам расчёта построены графики мощности  $N_e$ , крутящего момента  $M$ , часового расхода топлива  $G_T$ , удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n$ .

Таблица 1.2 – Внешняя скоростная характеристика

1	2	3	4	5	6	7	8	9
$n$	$P_e$	$P_m$	$N_e$	$M$	$\eta_m$	$g_e$	$G_T$	$P_i$
700	1,270	0,126	32,833	447,931	0,910	196,6	6,5	1,396
900	1,452	0,136	48,253	512,014	0,914	187,3	9,0	1,588
1100	1,594	0,146	64,761	562,241	0,916	181,2	11,7	1,741
1300	1,697	0,157	81,486	598,612	0,916	178,4	14,5	1,854
1500	1,761	0,167	97,559	621,128	0,913	178,7	17,4	1,928
1700	1,786	0,177	112,109	629,788	0,910	182,2	20,4	1,963
1900	1,771	0,187	124,264	624,592	0,904	188,9	23,5	1,958
2100	1,717	0,198	133,155	605,540	0,897	198,9	26,5	1,915
2300	1,624	0,208	137,912	572,633	0,887	212,0	29,2	1,832

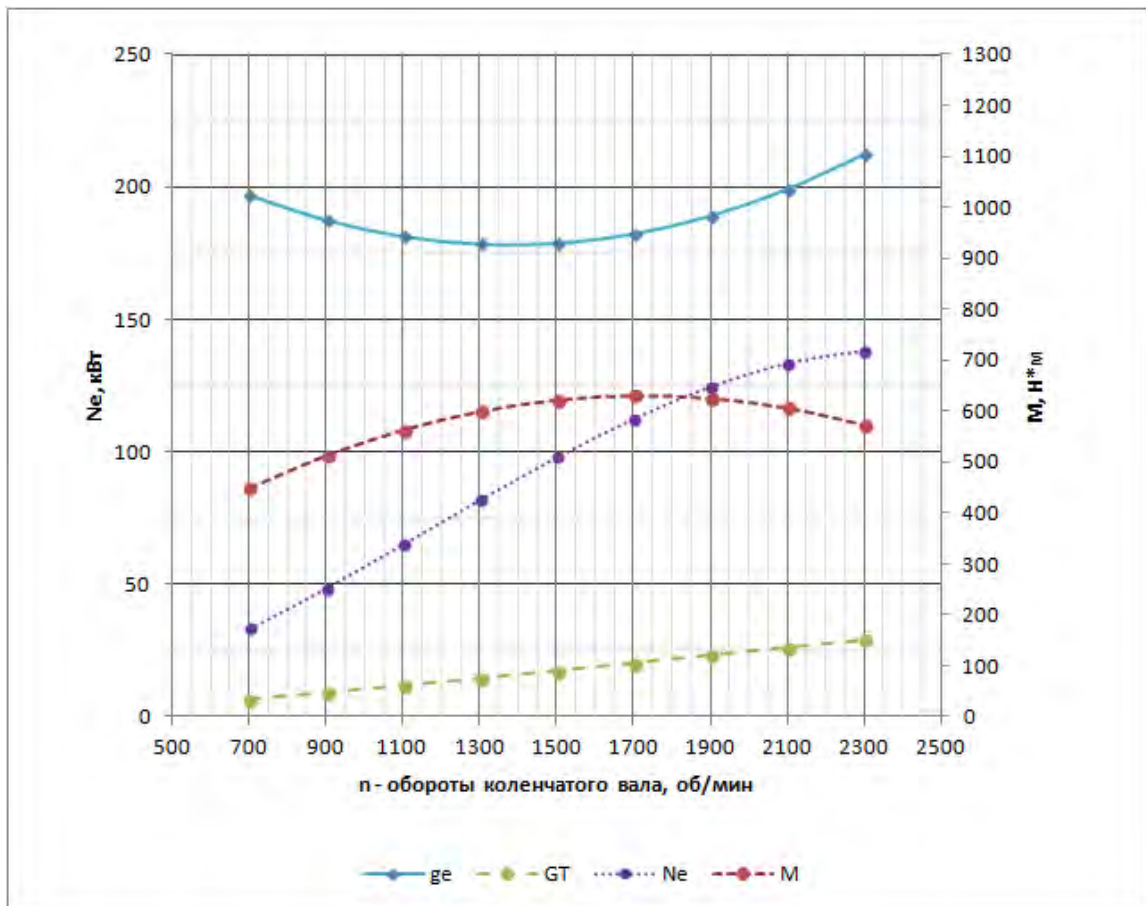


Рисунок 1 – Диаграмма внешней скоростной характеристики

## 2 ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

Тепловой баланс позволяет определить тепло, превращённое в полезную эффективную работу, т.е. установить степень достигнутого совершенства теплоиспользования и наметить пути уменьшения имевшихся потерь. Знание отдельных составляющих теплового баланса позволяет судить о теплонапряженности деталей двигателя, рассчитать схему охлаждения, выяснить возможность использования теплоты отработавших газов.

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_0 = \frac{Hu \cdot G_T}{3,6} \quad (2.1)$$

$$Q_0 = \frac{42,5 \cdot 29,2}{3,6} = 344,72 \text{ кДж/с}$$

Теплота эквивалентная эффективной работе за 1 с:

$$Q_e = 1000 \cdot Ne \quad (2.2)$$

$$Q_e = 1000 \cdot 137,912 = 137,912 \text{ кДж/с}$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_b = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right) \quad (2.3)$$

где  $C = 0,5$  – коэффициент пропорциональности;

$i$  – число цилиндров;

$D$  – диаметр цилиндра (см);

$m = 0,65$  – показатель степени для четырёхтактного двигателя при частоте вращения коленчатого вала  $n = 2300 \text{ мин}^{-1}$ ;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха.

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						25
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

$$Q_B = 0,5 \cdot 4 \cdot 10,5^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 2300^{0,65} \cdot \left(\frac{1}{1,56}\right) = 43,83 \text{ кДж/с}$$

Теплота, унесённая с отработавшими газами:

$$Q_r = \left(\frac{G_T}{3,6}\right) \cdot \left((M_2 \cdot (mC_v'')_{t_0}^{t_r} + 8,315) \cdot t_r - (M_1 \cdot (mC_v)_{t_0}^{20} + 8,315) \cdot t_0\right) \quad (2.4)$$

где  $(mC_v'')_{t_0}^{t_r} = 23,716 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град.)}$  – теплоёмкость отработавших газов (определена методом линейной интерполяции)

$(mC_v)_{t_0}^{20} = 20,819 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град.)}$  – теплоёмкость свежего заряда (определена методом линейной интерполяции);

$M_1$  – количество свежего заряда, вычисляется по формуле:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 \quad (2.5)$$

$$M_1 = 1,56 \cdot 0,494 = 0,77 \frac{\text{кмоль св. заряда}}{\text{кг топлива}}$$

$M_2$  – количество продуктов сгорания (при  $K = 0,5$ ), вычисляется по формуле:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208) \cdot L_0 \quad (2.6)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \quad (2.7)$$

$$M_{CO_2} = \frac{0,86}{12} = 0,0717 \frac{\text{кмоль } CO_2}{\text{кг топлива}}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad (2.8)$$

$$M_{H_2O} = \frac{0,13}{2} = 0,065 \frac{\text{кмоль } H_2O}{\text{кг топлива}}$$

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 \quad (2.9)$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						26
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot (1,56 - 1) \cdot 0,494 = 0,0575 \frac{\text{кмоль } H_2}{\text{кг топлива}}$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 \quad (2.10)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot 1,56 \cdot 0,494 = 0,6103 \frac{\text{кмоль } N_2}{\text{кг топлива}}$$

$$M_2 = 0,0717 + 0,065 + 0,0575 + 0,6103 = 0,8045 \frac{\text{кмоль прод. сгор.}}{\text{кг топлива}}$$

$t_r$  – температура остаточных газов (°C),  $t_r = 627$  °C;

$t_k$  – температура окружающей среды (°C),  $t_k = 78,9$  °C.

$$Q_r = \left(\frac{29,2}{3,6}\right) \cdot ((0,8045 \cdot 23,716 + 8,315) \cdot 627 - (0,77 \cdot 20,819 + 8,315) \cdot 78,9)$$

$$= 8,11 \cdot (17176,365 - 1920,87) = 123,722 \text{ кДж/с}$$

Неучтённые потери теплоты:

$$Q_{\text{ост}} = Q_0 - (Q_e + Q_b + Q_r) \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{ост}} = 344,72 - (137,912 + 43,83 + 123,722) = 39,256 \text{ кДж/с}$$

Таблица 2.1 – Составляющие теплового баланса

Составляющие теплового баланса	$Q$ , кДж/с	$q$ , %
Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом, $Q_0$	344,72	100
Теплота эквивалентная эффективной работе, $Q_e$	137,912	40
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, $Q_b$	43,83	12,7
Теплота, унесённая с отработавшими газами, $Q_r$	123,722	35,9
Неучтённые потери теплоты, $Q_{\text{ост}}$	39,256	11,4

### 3 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Расчёт кинематики кривошипно-шатунного механизма (КШМ) сводится к определению пути, скорости и ускорения поршня. При этом принимается, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью –  $\omega$ . Это допущение позволяет рассматривать все кинематические величины в виде функциональной зависимости от угла поворота коленчатого вала –  $\alpha$ .

Перемещение поршня:

$$S_x = R \cdot \left[ \left( 1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left( \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} \cdot \cos 2\varphi \right) \right] \quad (3.1)$$

где  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала;

$R = 0,064$  м – радиус кривошипа;

$\lambda = 0,263$  м – параметр, характеризующий отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Например, посчитаем перемещение поршня для угла  $\varphi = 200$  град. ПКВ:

$$S_x = 0,064 \cdot \left[ \left( 1 + \frac{0,263}{4} \right) - \left( \cos 200 + \frac{0,263}{4} \cdot \cos 2 \cdot 200 \right) \right] = 0,125 \text{ м}$$

Скорость поршня:

$$V_{\text{п}} = R \cdot \omega \cdot \left( \sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right) \quad (3.2)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.3)$$

где  $n = 2300$  мин<sup>-1</sup> – заданная частота вращения коленчатого вала.

$$\omega = \frac{\pi \cdot 2300}{30} = 240,73 \text{ рад/с}$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						28
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		



Например, посчитаем скорость поршня для угла  $\varphi = 200$  град. ПКВ:

$$V_{\text{п}} = 0,064 \cdot 240,73 \cdot \left( \sin 200 + \frac{0,263}{2} \cdot \sin 2 \cdot 200 \right) = -3,9 \text{ м/с}$$

Средняя скорость поршня определяется по следующей зависимости:

$$V_{\text{ср}} = \frac{S \cdot n}{30} \quad (3.4)$$

$$V_{\text{ср}} = \frac{0,125 \cdot 2300}{30} = 9,98 \text{ м/с}$$

Ускорение поршня:

$$j = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \quad (3.5)$$

Например, посчитаем ускорение поршня для угла  $\varphi = 200$  град. ПКВ:

$$j = 0,064 \cdot 240,73^2 \cdot (\cos 200 + 0,263 \cdot \cos 2 \cdot 200) = -2738,041 \text{ м/с}^2$$

## 4 ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ

Динамический расчёт кривошипно-шатунного механизма (КШМ) заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции во время работы двигателя. В зависимости от их суммарных величин ведётся расчёт на прочность и износ деталей двигателя, а также определяют неравномерность крутящего момента и степени неравномерности хода двигателя.

### 4.1 Силы, действующие в ДВС

На детали КШМ действуют следующие основные силы:

1. Силы давления газов;
2. Силы инерции;
3. Силы внутреннего (вредного) сопротивления;
4. Силы внешнего (полезного) сопротивления;
5. Силы тяжести (наличием сил тяжести в динамических расчётах автотракторных ДВС обычно пренебрегают).

### 4.2 Силы давления газов

Силы давления газов, действующие на поверхность поршня, для упрощения динамического расчёта заменяют направленной по оси цилиндра силой, приложенной к оси поршневого пальца. Сила давления газов определяется по результатам теплового расчёта.

$$P_T = (p - p_0) \cdot F_n \cdot 10^3 \quad (4.1)$$

где  $p$  – давление газов в цилиндре двигателя при определенном повороте коленчатого вала;

$p_0$  – давление в картере, принимаемое равное давлению окружающей среды;

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						30
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

$F_{\Pi}$  – площадь поршня.

За начало отсчёта угла  $\alpha$  принимаем положение поршня в ВМТ.

Например, для  $\varphi = 200$  град. ПКВ получаем:

$$P_r = (p - p_0) \cdot F_{\Pi} \cdot 10^3 = (0,2228 - 0,1013) \cdot 0,0087 \cdot 10^3 = 1,06 \text{ кН}$$

### 4.3 Силы инерции

Приведённые силы инерции возвратно-поступательных движущихся масс:

$$P_j = -m_1 \cdot j \quad (4.2)$$

где  $j$  – ускорение движения поршня;

$m_1$  – масса поступательно движущихся частей,  $m_1 = 1,85$  кг.

Например, для  $\varphi = 200$  град. ПКВ получаем:

$$P_j = -1,85 \cdot (-2738,041) = 5,065 \text{ Н}$$

Сила инерции противоположна по направлению ускорению движения и знак её действия является положительным относительно определённой детали в том случае, если сила работает на сжатие этой детали.

### 4.4 Суммарная сила и её составляющие

Суммарную силу, действующие в КШМ, определяем сложением сил давления газов и сил возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_{\Sigma} = P_r + P_j \quad (4.3)$$

Например, для  $\varphi = 200$  град. ПКВ получаем:

$$P_{\Sigma} = 1,06 + 5,065 = 6,125 \text{ кН}$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						31
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

Сила  $N$ , действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра:

$$N = P_{\Sigma} \cdot tg\beta \quad (4.4)$$

Например, для  $\varphi = 200$  град. ПКВ получаем:

$$N = 6,125 \cdot (-0,090) = -0,55 \text{ кН}$$

Нормальная сила  $N$  считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала двигателя.

Сила  $P_{ш}$ , действующая вдоль шатуна, воздействует на него и далее передаётся кривошипу. Она считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает:

$$P_{ш} = P_{\Sigma} \cdot \left(\frac{1}{\cos\beta}\right) \quad (4.5)$$

Например, для  $\varphi = 200$  град. ПКВ получаем:

$$P_{ш} = 6,125 \cdot 1,0315 = 6,317 \text{ кН}$$

От действия силы  $P_{ш}$  на шатунную шейку возникают две составляющие силы:

Сила  $Z$ , направленная по радиусу кривошипа:

$$Z = P_{\Sigma} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \quad (4.6)$$

Сила  $Z$  считается положительной, если она сжимает щёки колена.

Например, для  $\varphi = 200$  град. ПКВ получаем:

$$Z = 6,125 \cdot (-0,971) = -5,94 \text{ кН}$$

Тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						32
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

$$T = P_{\Sigma} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \quad (4.7)$$

Сила  $T$  считается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленвала.

Например, для  $\varphi = 200$  град. ПКВ получаем:

$$T = 6,125 \cdot (-0,257) = -1,57 \text{ кН}$$

#### 4.5 Уравновешивание двигателя

Двигатель считается полностью уравновешенным, если при установившемся режиме работы силы и моменты, действующие на его опоры, постоянны по величине и направлению.

Рассмотрим уравновешивание заданного двигателя.

ЯМЗ-5340 - четырехцилиндровый рядный. Порядок работы двигателя 1-3-4-2. Промежутки между вспышками в цилиндрах равны  $180^\circ$ . Коленчатый вал имеет кривошипы, расположенные под углом  $180^\circ$ .

В двигателе рассматриваемого типа силы инерции первого порядка взаимно уравновешиваются:

$$P_j = 2 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi + 2 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi \cdot (180^\circ + \varphi) = 0$$

где  $m_j$  – масса поступательно движущихся частей;

$R$  – радиус кривошипа;

$\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала.

Центробежные силы вращающихся масс также взаимно уравновешиваются:

$$\Sigma K_R = 2 \cdot m_k \cdot R \cdot \omega^2 - 2 \cdot m_k \cdot R \cdot \omega^2 = 0$$

где  $m_k$  – масса кривошипа, сосредоточенная на оси кривошипа.

Силы инерции второго порядка при любом положении коленчатого вала равны между собой и имеют одинаковое направление.

Равнодействующая этих сил:

$$P_j = 4 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$$

					<i>ЮЧРГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						33
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

Эта сила может быть уравновешена только методом дополнительных валов с противовесами.

Моменты от сил инерции первого и второго порядков, а также от центробежных сил инерции, равны нулю:  $M_j = 0$ ;  $M_{jI} = 0$ ;  $M_R = 0$

#### 4.6 Расчёт необходимой массы маховика

Основное назначение маховика – обеспечение равномерности хода двигателя.

Расчёт маховика сводится к определению момента инерции маховика, махового момента и основных размеров маховика.

Момент инерции движущихся масс двигателя, приведённых к оси коленчатого вала:

$$J_0 = \frac{L_{изб}}{\delta \cdot \omega_{ср}^2} \quad (4.8)$$

где  $L_{изб} = 321$  Дж – работа избыточного крутящего момента;

$\delta$  – коэффициент неравномерности вращения, для автомобильных двигателей

$\delta = 0,003 \dots 0,01$ . Примем значение  $\delta = 0,01$ ;

$\omega_{ср}$  – средняя угловая скорость вращения коленчатого вала;

$$J_0 = \frac{321}{0,01 \cdot 240,73^2} = 0,73 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Масса маховика рассчитывается по формуле:

$$m_M = \frac{4 \cdot J_M}{D_{ср}^2} \quad (4.9)$$

где  $J_M$  – момент инерции маховика со сцеплением автомобильного двигателя, который составляет 80-90% от момента инерции  $J_0$  двигателя:

$$J_M = (0,75 \dots 0,9) \cdot J_0 \quad (4.10)$$

$$J_M = 0,83 \cdot 0,73 = 0,61 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$D_{\text{ср}}$  – средний диаметр маховика, который определяется по формуле:

$$D_{\text{ср}} = (2 \dots 3) \cdot S \quad (4.11)$$

где  $S = 0,128$  м – ход поршня.

$$D_{\text{ср}} = 2,5 \cdot 0,128 = 0,32 \text{ м}$$

$$m_{\text{м}} = \frac{4 \cdot 0,61}{0,325^2} = 19,83 \text{ кг}$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						35
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

## 5 РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

Расчёт основных деталей двигателя с целью определения напряжений и деформаций, возникающих при работе двигателя, производится по формулам сопротивления материалов и деталей машин.

Несоответствие расчётных и фактических данных объясняется различными причинами, основными из которых являются:

1. отсутствие действительной картины распределения напряжений в материале рассчитываемой детали;
2. использование приближённых расчётных схем действия сил и места их приложения;
3. наличие трудно учитываемых знакопеременных нагрузок и невозможность определения их действительных значений;
4. трудность определения условий работы многих деталей двигателя и их термических напряжений;
5. влияние не поддающихся точному расчёту упругих колебаний;
6. невозможность точного определения влияния состояния поверхности, качества обработки (механической и термической), размеров детали и т.д. на величину возникающих напряжений.

В связи с этим применяемые в этом дипломе методы расчёта позволяют получить напряжения и деформации, являющиеся лишь условными величинами и характеризующие только сравнительную напряжённость рассчитываемой детали.

Основными нагрузками, действующими на детали двигателя, являются силы давления газов в цилиндре и силы инерции поступательно и вращательно движущихся масс, а также усилия от упругих колебаний и тепловых нагрузок. Указанные нагрузки являются источниками различных упругих колебаний, представляющих опасность при явлениях резонанса.

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						36
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		



Усилия от температуры нагрузок, возникающие в результате выделения теплоты при сгорании рабочей смеси и трения, снижают механическую прочность материалов и вызывают дополнительные напряжения в сопряженных деталях при их различном нагревании и различном линейном (или объемном) расширении.

### 5.1 Расчёт поршня

Поршневая группа двигателя состоит из поршня, поршневых колец, поршневого пальца, деталей для удержания пальца от осевого смещения, крепёжных деталей.

Поршень, относящийся к числу наиболее ответственных и напряжённых деталей двигателя, выполняет следующие функции:

1. обеспечивает требуемую форму камеры сгорания и герметичность внутрицилиндрового пространства;
2. передает силу давления газов на коленчатый вал через шатун и стенку цилиндра;

На поршень действуют механические нагрузки от давления газов и сил инерции, а также высокие тепловые нагрузки и период непосредственного соприкосновения его с горячими газами при сгорании топлива и расширении продуктов сгорания. Дополнительно поршень нагревается от трения о стенки цилиндра. При перегреве поршня понижаются механические свойства его материала и возрастают термические напряжения в нём. Кроме того, ухудшается наполнение цилиндра свежим зарядом, что ведёт к уменьшению эффективной мощности двигателя, возможно заклинивание поршня в цилиндре, ухудшается работа кольцевого уплотнения, а также появляются преждевременные вспышки или детонационное сгорание топлива. Поршни двигателей внутреннего сгорания наряду с достаточной прочностью и жесткостью должны иметь как можно меньшую массу для уменьшения сил инерции и обладать максимально-возможной теплопроводностью и износостойкостью.

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						37
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

Проверочный расчёт элементов поршня осуществляется без учёта переменных нагрузок, величина которых учитывается при установлении соответствующих допускаемых напряжений.

На основании данных расчётов (теплового и динамического) диаметр цилиндра  $D = 105$  мм, ход поршня  $S = 128$  мм, максимальное давление сгорания  $p_{зд} = 21,127$  МПа при  $\varphi = 363$  град.ПКВ, частота вращения коленчатого вала  $n_N = 2300$  мин<sup>-1</sup>, площадь поршня  $F_{\Pi} = 86,5$  см<sup>2</sup>, наибольшая нормальная сила  $N_{max} = 10,691$  кН при  $\varphi = 380$  град.ПКВ, масса поршневого комплекта  $m_{\Pi} = 1,97$  кг, частота вращения  $n_{x.x.max} = 2300$  мин<sup>-1</sup>,  $\lambda = 0,263$ .

Наименование элементов поршня	Значение, м
Толщина днища поршня, $\delta$	0,0168
Высота поршня, Н	0,13
Высота огневого (жарового) пояса, е	0,0163
Толщина первой кольцевой перемычки, $h_{\Pi}$	0,005
Высота верхней части поршня $h_1$	0,084
Высота юбки поршня $h_{ю}$	0,068
Толщина стенки головки поршня s	0,008
Толщина стенки юбки поршня $\delta_{ю}$	0,003
Радиальная толщина кольца, т	0,0044 0,0042
Радиальный зазор кольца в канавке поршня, $\Delta t$	0,0008 0,001
Высота кольца, а	0,004
Число масляных отверстий, $n_M$	8
Диаметр масляного канала, $d_M$	0,0016
Диаметр бобышки, $d_{\delta}$	0,042
Расстояние между торцами бобышек, b	0,042
Наружный диаметр поршневого пальца, $d_{\Pi}$	0,036
Внутренний диаметр поршневого пальца, $d_{\Pi}$	0,022
Длина пальца, $l_{\Pi}$	0,088
Длина головки шатуна (при плавающем пальце) $l_{III}$	0,042

Материал поршня – алюминиевый сплав,  $\alpha_{\text{п}} = 25 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$ ; материал гильзы цилиндра – чугун,  $\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$ .

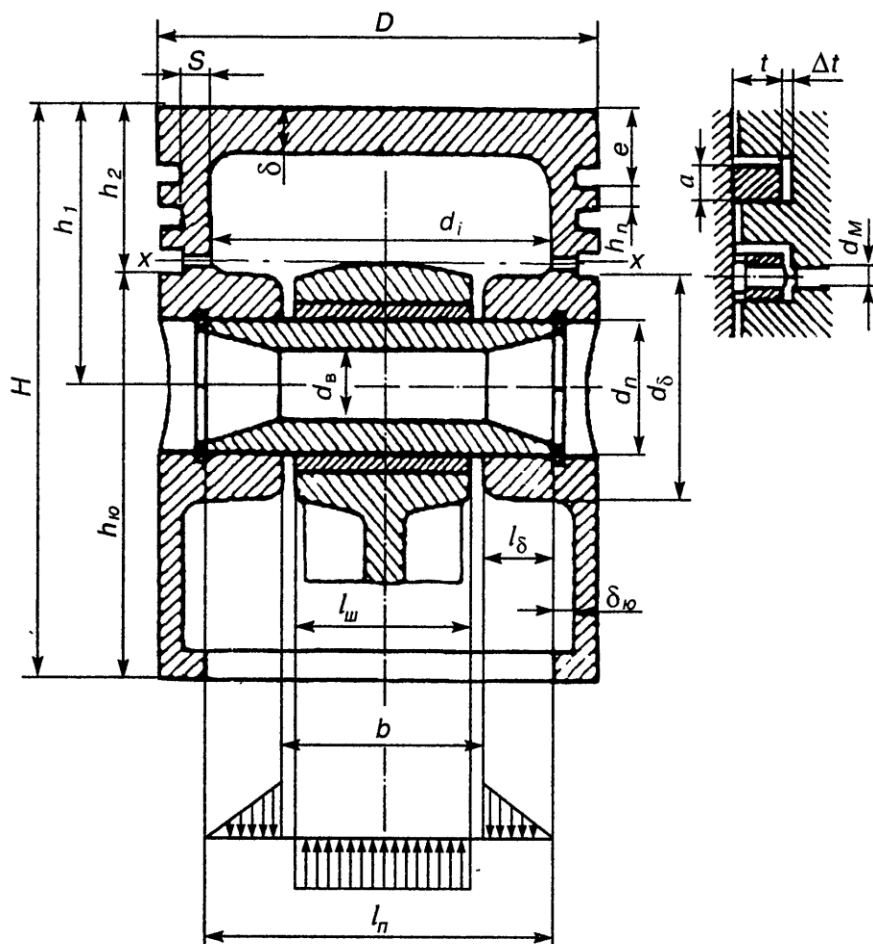


Рисунок 2 – Расчетная схема поршня

Напряжение сжатия в сечении x-x:

- площадь сечения x-x:

$$F_{x-x} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{к}}^2 - d_i^2)}{4} - n_{\text{м}} \cdot F' \quad (5.1)$$

где  $d_{\text{к}}$  – диаметр поршня по дну канавок, который рассчитывается по формуле:

$$d_{\text{к}} = D - 2 \cdot (t + \Delta t) \quad (5.2)$$

$$d_k = 105 - 2 \cdot (4,4 + 0,8) = 94,6 \text{ мм}$$

$d_i$  – внутренний диаметр поршня, который рассчитывается по формуле:

$$d_i = D - 2 \cdot (s + t + \Delta t) \quad (5.3)$$

$$d_i = 105 - 2 \cdot (8 + 4,4 + 0,8) = 78,6 \text{ мм}$$

$F'$  – площадь продольного диаметрального сечения масляного канала, которая рассчитывается по формуле:

$$F' = \frac{d_m \cdot (d_k - d_i)}{2}$$

$$F' = \frac{1,6 \cdot (94,6 - 78,6)}{2} = 12,8 \text{ мм}^2 \quad (5.4)$$

$$F_{x-x} = \frac{3,14 \cdot (94,6^2 - 78,6^2)}{4} - 8 \cdot 12,8 = 2072,992 \text{ мм}^2$$

- максимально сжимающая сила:

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{\Pi} \quad (5.5)$$

$$P_{z \max} = 21,127 \cdot 0,00865 = 0,1827 \text{ МН}$$

- напряжение сжатия:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{z \max}}{F_{x-x}} \quad (5.6)$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{0,1827}{0,002072} = 88,17 \text{ МПа}$$

Напряжение отрыва в сечении x-x:

- максимальная угловая скорость холостого хода:

$$\omega_{\text{х.х.маx}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{х.х.маx}}}{30} \quad (5.7)$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						40
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

$$\omega_{x.x.max} = \frac{3,14 \cdot 2300}{30} = 240,73 \text{ рад/с}$$

- масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения x-x:

$$m_{x-x} = 0,5 \cdot m_{\Pi} \quad (5.8)$$

$$m_{x-x} = 0,5 \cdot 1,97 = 0,985 \text{ кг}$$

- максимально разрывающая сила:

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.x.max}^2 \cdot (1 + \lambda) \quad (5.9)$$

$$P_j = 0,985 \cdot 0,064 \cdot 240,73^2 \cdot (1 + 0,263) = 0,00461 \text{ МН}$$

- напряжение разрыва:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}} \quad (5.10)$$

$$\sigma_p = \frac{0,00461}{0,00208} = 2,2 \text{ МПа}$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке:

- среза:

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot p_{z \max} \cdot D}{h_{\Pi}} \quad (5.11)$$

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot 21,127 \cdot 0,105}{0,005} = 13,9 \text{ МПа}$$

- изгиба:

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_{z \max} \cdot \left(\frac{D}{h_{\Pi}}\right)^2 \quad (5.12)$$

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot 21,127 \cdot \left(\frac{105}{5}\right)^2 = 41,92 \text{ МПа}$$

- сложное:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} \quad (5.13)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{41,92^2 + 4 \cdot 13,9^2} = 50,3 \text{ МПа}$$

Удельное давление поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = \frac{N_{max}}{h_{ю} \cdot D} \quad (5.14)$$

$$q_1 = \frac{0,009121}{0,078 \cdot 0,12} = 0,974 \text{ МПа}$$

$$q_2 = \frac{N_{max}}{H \cdot D} \quad (5.15)$$

$$q_2 = \frac{0,0010691}{0,130 \cdot 0,105} = 0,078 \text{ МПа}$$

Диаметры головки и юбки поршня с учётом монтажных зазоров:

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} \quad (5.16)$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} \quad (5.17)$$

где  $\Delta_{\Gamma} = 0,007 \cdot 105 = 0,73$  мм;  $\Delta_{ю} = 0,0015 \cdot 105 = 0,16$  мм

$$D_{\Gamma} = 105 - 0,73 = 104,27 \text{ мм}$$

$$D_{ю} = 105 - 0,16 = 104,84 \text{ мм}$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии:

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)] \quad (5.18)$$

$$\Delta'_{ю} = 120,14784D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ю} - T_0)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ю} - T_0)] \quad (5.19)$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						42
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

где  $T_{ц} = 385 \text{ K}$ ,  $T_{г} = 600 \text{ K}$ ,  $T_{ю} = 405 \text{ K}$  – приняты с учётом жидкостного охлаждения двигателя.

$$\Delta'_{г} = 0,046887 \text{ мм}$$

$$\Delta'_{ю} = 0,007656 \text{ мм}$$

## 5.2 Расчёт поршневого кольца

Поршневые кольца по своему назначению делятся на компрессионные (уплотнительные) и маслосъёмные (маслосбрасывающие).

Кольца работают в условиях высоких температур и значительных переменных нагрузок, выполняя три основные функции:

1. герметизация надпоршневого пространства с целью максимально возможного использования тепловой энергии топлива;
2. отвод избыточной доли теплоты от поршня в стенки цилиндра;
3. «управление маслом», т.е. рациональное распределение масляного слоя по зеркалу цилиндра и ограничения попадания масла в камеру сгорания.

Наиболее нагруженным, особенно в тепловом отношении, является первое (верхнее) компрессионное кольцо, которое выполняет функцию герметизации камеры сгорания.

Второе компрессионное кольцо практически является смешанным или компрессионно-маслосъёмным. Оно работает в более «мягких» условиях по давлению, температуре и смазке, чем первое компрессионное кольцо. Кроме уплотнения надпоршневого пространства кольцо обеспечивает «управление маслом».

Третье кольцо – маслосъёмное, которое обеспечивает съём масла с зеркала цилиндра и сброс его в картер через отверстия в канавке кольца. Наиболее важными качествами маслосъёмных колец является хорошая приспособляемость к форме

цилиндра и высокое давление на стенки цилиндра, необходимые для эффективного съёма масла.

Расчёт колец заключается:

1. в определение среднего давления кольца на стенку цилиндра, которое должно обеспечивать достаточную герметичность камеры сгорания от картерного пространства и не должно резко увеличивать потери мощности двигателя на трение колец о зеркало цилиндра;
2. в построение эпюры давления кольца по окружности;
3. в определении напряжений изгиба, возникающих в сечении, противоположном замку, при надевании кольца на поршень и в рабочем состоянии;
4. в установлении монтажных зазоров в прямом замке кольца.

Материал кольца – серый чугун,  $E = 1 \cdot 10^5$  МПа.

Среднее давление кольца на стенку цилиндра:

$$p_{\text{ср}} = 0,152 \cdot E \cdot \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} \quad (5.20)$$

где  $A_0$  – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях,  $A_0 = 3 \cdot t = 3 \cdot 4,4 = 13,2$  мм;

$$p_{\text{ср}} = 0,152 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\frac{13,2}{4,4}}{\left(\frac{105}{4,4} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{105}{4,4}\right)} = 0,159 \text{ МПа}$$

Давление кольца на зеркало цилиндра в различных точках окружности определяется по формуле:

$$p = p_{\text{ср}} \cdot \mu_{\text{к}} \quad (5.21)$$

где  $\mu_{\text{к}}$  – переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра. Для дизельного двигателя принимаем каплевидную форму эпюры давления кольца.

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



Таблица 5.1

$\psi$ , град	0	30	60	90	120	150	180
$\mu\kappa$	1,05	1,05	1,14	0,90	0,45	0,67	2,85
$p$ , МПа	0,031	0,031	0,181	0,143	0,071	0,106	0,453

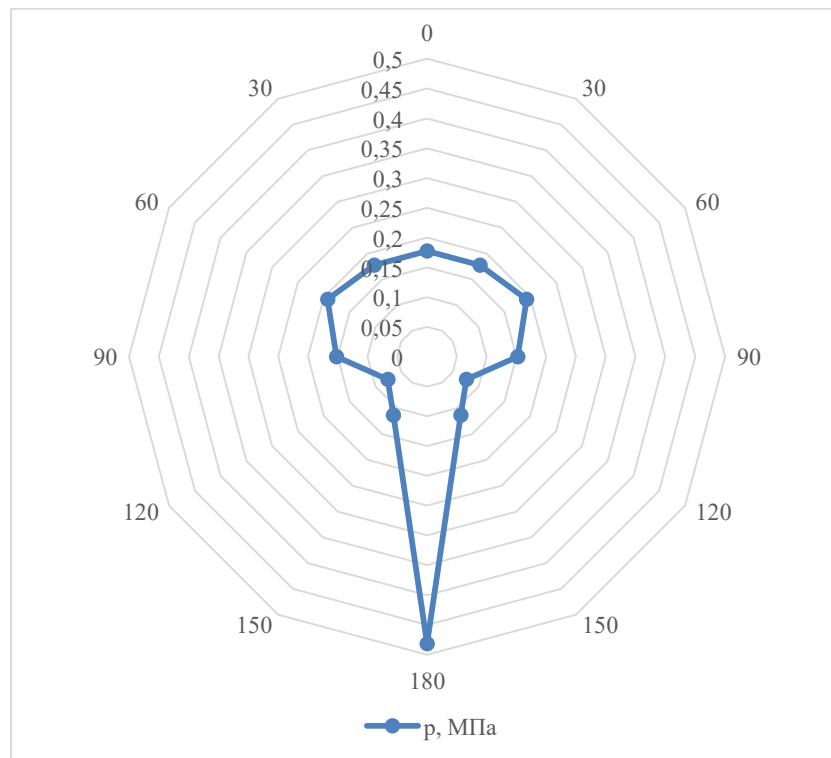


Рисунок 3 – Эпюра давлений кольца на зеркало цилиндра

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии:

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot p_{ср} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2 \quad (5.22)$$

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot 0,159 \cdot \left(\frac{105}{4,4} - 1\right)^2 = 216,93 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень:

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot E \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot A_0}{t}\right)}{m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} \quad (5.23)$$

$$\sigma_{\text{из2}} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot 13,2}{4,4}\right)}{1,57 \cdot \left(\frac{105}{4,4} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{105}{4,4}\right)} = 312,83 \text{ МПа}$$

Монтажный зазор в замке поршневого кольца:

$$\Delta_K = \Delta'_K + \pi \cdot D \cdot [\alpha_K \cdot (T_K - T_0) - \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] \quad (5.24)$$

где  $\Delta'_K$  – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя ( $\Delta'_K = 0,06 \dots 0,1$  мм), принимаем  $\Delta'_K = 0,08$  мм;

$\alpha_K$  и  $\alpha_{\text{ц}}$  – коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра,  $\alpha_K = \alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$ ;

$T_K$ ,  $T_{\text{ц}}$ ,  $T_0$  – соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура.  $T_K = 498 \text{ К}$ ,  $T_{\text{ц}} = 385 \text{ К}$  – приняты с учетом жидкостного охлаждения двигателя.

$$\Delta_K = 0,08 + 105\pi \cdot [11 \cdot 10^{-6} \cdot (498 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (385 - 293)] = 0,489 \text{ мм}$$

### 5.3 Расчёт поршневого пальца

Поршневой палец служит для шарнирного соединения поршня с шатуном и является осью, относительно которой шатун совершает колебательное движение. Сечение пальцев может быть сплошным или кольцевой формы, что уменьшает массу пальца. Концами палец устанавливается в бобышках поршня, среднюю часть его охватывает подшипник верхней головки шатуна.

В современных двигателях широкое применение имеет так называемый «плавающий палец», который может свободно двигаться как в верхней головке шатуна, так и в бобышках поршня. От осевого перемещения палец фиксируется пружинными стопорными кольцами. Вследствие наличия некоторой свободы перемещения и возможности проворачиваться вокруг своей оси во время работы «плавающий палец» изнашивается меньше, износ получается более равномерным по его поверхности.

Во время работы двигателя поршневой палец подвергается воздействию переменных нагрузок, приводящих к возникновению напряжений изгиба, сдвига, смятия и овализации.

Максимальные напряжения в пальцах бензиновых двигателей возникают при работе на режиме максимального крутящего момента.

С учётом соотношений, приведённых в таблице 12.1 [2], принимаем: наружный диаметр пальца  $d_{\text{п}} = 36$  мм; внутренний диаметр пальца  $d_{\text{в}} = 63$  мм; длина пальца  $l_{\text{п}} = 88$  мм; длина втулки шатуна  $l_{\text{ш}} = 42$  мм; расстояние между торцами бобышек  $b = 42$  мм.

Материал поршневого пальца – сталь 12ХНЗА,  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа. Палец «плавающего» типа.

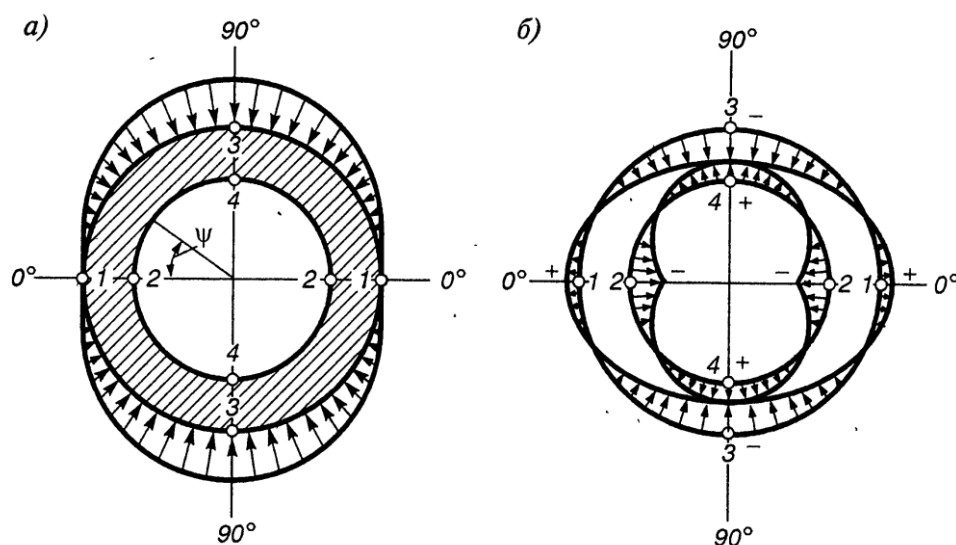


Рисунок 4 – Расчётная схема поршневого пальца:

а) распределение нагрузки; б) эпюры напряжений

Расчётная сила, действующая на поршневой палец:

- газовая:

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{\text{п}} \quad (5.25)$$

$$P_{z \max} = 21,127 \cdot 0,00865 = 0,1827 \text{ МН}$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						47
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

- инерционная:

$$P_j = -m_{\pi} \cdot \omega_M^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \quad (5.26)$$

где  $\omega_M$  – угловая скорость на режиме максимального крутящего момента, вычисляется по формуле:

$$\omega_M = \frac{\pi \cdot n_M}{30} \quad (5.27)$$

$$\omega_M = \frac{\pi \cdot 2300}{30} = 240,73 \text{ рад/с}$$

$$P_j = -1,97 \cdot 240,73^2 \cdot 0,064 \cdot (1 + 0,263) = -0,0557 \text{ МН}$$

- расчётная:

$$P = P_{z \max} + k \cdot P_j \quad (5.28)$$

где  $k = 0,72$  – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца.

$$P = 0,1827 + 0,72 \cdot (-0,0557) = 0,142 \text{ МН}$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна:

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_{\pi} \cdot l_{\text{ш}}} \quad (5.29)$$

$$q_{\text{ш}} = \frac{0,142}{0,036 \cdot 0,042} = 93,9 \text{ МПа}$$

Удельное давление пальца на бобышки:

$$q_{\text{б}} = \frac{P}{d_{\pi} \cdot (l_{\pi} - b)} \quad (5.30)$$

$$q_{\text{б}} = \frac{0,142}{0,036 \cdot (0,088 - 0,042)} = 77,17 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{P \cdot (l_{\text{п}} + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{\text{ш}})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_{\text{п}}^3} \quad (5.31)$$

где  $\alpha$  – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному,  $\alpha = 0,6$ .

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{0,142 \cdot (0,088 + 2 \cdot 0,042 - 1,5 \cdot 0,042)}{1,2 \cdot (1 - 0,6^4) \cdot 0,036^3} = 317,62 \text{ МПа}$$

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна:

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_{\text{п}}^2} \quad (5.32)$$

$$\tau = \frac{0,85 \cdot 0,142 \cdot (1 + 0,6 + 0,6^2)}{(1 - 0,6^4) \cdot 0,036^2} = 209,72 \text{ МПа}$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации:

$$\Delta d_{\text{п max}} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_{\text{п}}} \cdot \left( \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.33)$$

$$\Delta d_{\text{п max}} = \frac{1,35 \cdot 0,142}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 0,088} \cdot \left( \frac{1 + 0,6}{1 - 0,6} \right)^3 \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] \cdot 10^3 = 0,058 \text{ мм}$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости (точки 1,  $\psi = 0^\circ$ ):

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}}} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.34)$$

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = 138,055 \text{ МПа}$$

- в вертикальной плоскости (точки 3,  $\psi = 90^\circ$ ):

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}}} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.35)$$

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -345,93 \text{ МПа}$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						49
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости (точки 2,  $\psi = 0^\circ$ ):

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi}} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.36)$$

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = -535,624 \text{ МПа}$$

- в вертикальной плоскости (точки 4,  $\psi = 90^\circ$ ):

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi}} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.37)$$

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = 271,018 \text{ МПа}$$

#### 5.4 Расчёт поршневой головки шатуна

Расчётными элементами шатунной группы являются поршневая и кривошипная головки, стержень шатуна и шатунные болты. На рисунке 5 приведена расчётная схема шатунной группы.

При работе двигателя шатун подвергается воздействию знакопеременных газовых и инерционных сил, а в отдельных случаях эти силы создают ударные нагрузки. Поэтому шатуны изготавливают из углеродистых и легированных сталей, обладающих высоким сопротивлением усталости. Для повышения усталостной прочности при достаточной вязкости и пластичности стальные шатуны подвергаются в процессе штамповки промежуточной термообработке, а после штамповки – полированию, обдувке дробью, нормализации, закалке и отпуску.

Значения основных конструктивных параметров поршневой головки шатуна приведены в таблице 13.1 [2].

Поршневая головка шатуна рассчитывается на:

1. усталостную прочность в сечении I-I от действия инерционных сил (без учёта запрессованной втулки), достигающих максимальных значений при

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						50
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

работе дизельного двигателя на режиме максимальной частоты вращения холостого хода;

- напряжения, возникающие в головке от воздействия на нее запрессованной втулки;
- усталостную прочность в сечении А-А (место перехода головки шатуна в стержень – заделка головки) от действия суммарных (газовых и инерционных) сил и запрессованной втулки.

Из теплового и динамического расчётов имеем следующие исходные данные: давление сгорания  $p_{зд} = 21,127$  МПа на режиме  $n = n_N = 2300$  мин<sup>-1</sup> при  $\varphi = 365$  град. ПКВ; массу поршневой группы  $m_{п} = 3,728$  кг; массу шатунной группы  $m_{ш} = 4,47$  кг; максимальную (разностную) частоту вращения при холостом ходе  $n_{х.х.мах} = 2300$  мин<sup>-1</sup>; ход поршня  $S = 105$  мм; площадь поршня  $F_{п} = 86,5$  см<sup>2</sup>;  $\lambda = 0,263$ . Из расчёта поршневой группы имеем диаметр поршневого пальца  $d_{п} = 36$  мм; длину поршневой головки шатуна  $l_{ш} = 42$  мм. По таблице 13.1 [2] принимаем: наружный диаметр головки  $d_{г} = 60$  мм; внутренний диаметр поршневой головки с втулкой  $d = 42$  мм; радиальную толщину стенки головки  $h_{г} = 8$  мм; радиальную толщину стенки втулки  $s_{в} = 3$  мм.

Материал шатуна – сталь 40Х,  $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5$  МПа,  $\alpha_{г} = 1 \cdot 10^{-5}$  1/К, предел прочности  $\sigma_{в} = 980$  МПа, предел усталости при изгибе  $\sigma_{-1} = 350$  МПа, предел усталости при растяжении-сжатии  $\sigma_{-1p} = 300$  МПа, предел текучести  $\sigma_{т} = 800$  МПа, коэффициент приведения цикла при изгибе  $\alpha_{\sigma} = 0,21$ , коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии  $\alpha_{\sigma} = 0,17$ . Материал втулки – бронза,  $E_{в} = 1,15 \cdot 10^5$  МПа,  $\alpha_{в} = 1,8 \cdot 10^{-5}$  1/К.

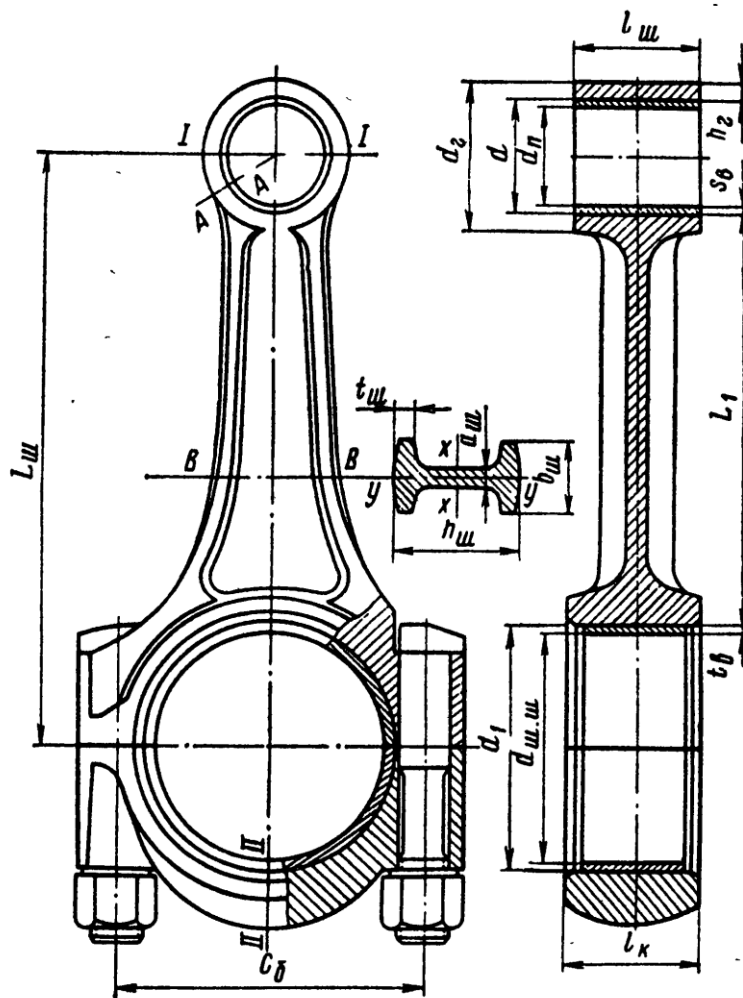


Рисунок 5 – Расчётная схема шатунной группы

При изгибе:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{350}{800} = 0,438$$

$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,438 - 0,21}{1 - 0,438} = 0,406$$

При растяжении-сжатии:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{300}{800} = 0,375$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата



$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,375 - 0,17}{1 - 0,375} = 0,328$$

Расчет сечения I-I:

- максимальное напряжение пульсирующего цикла:

$$\sigma_{max} = \frac{(m_{\Pi} + m_{B.Г}) \cdot \omega_{x.x.max}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{ш}} \quad (5.38)$$

где  $m_{B.Г}$  – масса части головки выше сечения I-I, которая вычисляется по формуле:

$$m_{B.Г} = 0,08 \cdot m_{ш} \quad (5.39)$$

$$m_{B.Г} = 0,08 \cdot 4,47 = 0,3576 \text{ кг}$$

$\omega_{x.x.max}$  – максимальная угловая скорость холостого хода, которая вычисляется по формуле:

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.max}}{30} \quad (5.40)$$

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot 2300}{30} = 240,73 \text{ рад/с}$$

$$\sigma_{max} = \frac{(3,728 + 0,3576) \cdot 240,73^2 \cdot 0,065 \cdot (1 + 0,263)}{2 \cdot 0,008 \cdot 0,048} = 25,31 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуда напряжений:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{\alpha 0} = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad (5.41)$$

$$\sigma_{m0} = \frac{25,31}{2} = 12,655 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\alpha k0} = \frac{\sigma_{\alpha 0} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{m\sigma} \cdot \varepsilon_{п\sigma}} \quad (5.42)$$

где  $k_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений (головка не имеет резких переходов, и концентрация напряжения в основном зависит от качественной структуры материала), вычисляется по формуле:

$$k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400) \quad (5.43)$$

$$k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (980 - 400) = 1,3$$

$\varepsilon_{m\sigma}$  – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (максимальный размер для сечения I-I составляет 48 мм),  $\varepsilon_{m\sigma} = 0,77$ ;

$\varepsilon_{п\sigma}$  – коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 11.8 [2] (грубое обтачивание),  $\varepsilon_{п\sigma} = 0,72$ .

$$\sigma_{\alpha k 0} = \frac{12,655 \cdot 1,3}{0,77 \cdot 0,72} = 29,67 \text{ МПа}$$

Так как  $\sigma_{\alpha k 0} / \sigma_{m0} = 2,34 > \beta_\sigma - \alpha_\sigma / 1 - \beta_\sigma = 0,328$ , то запас прочности в сечении I-I определяется по пределу усталости:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{\alpha k 0} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{m0}} \quad (5.44)$$

$$n_\sigma = \frac{300}{29,67 + 0,17 \cdot 12,655} = 9,4$$

Напряжение от запрессованной втулки:

- суммарный натяг:

$$\Delta_\Sigma = \Delta + \Delta_t \quad (5.45)$$

где  $\Delta = 0,04$  мм – натяг посадки бронзовой втулки;

$\Delta_t$  – температурный натяг, который определяется по формуле:

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_\Gamma) \cdot \Delta T \quad (5.46)$$

где  $\Delta T$  – средний подогрев головки и втулки,  $\Delta T = 110$  К.

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\Delta_t = 47 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1 \cdot 10^{-5}) \cdot 110 = 0,04136 \text{ мм}$$

$$\Delta_\Sigma = 0,04 + 0,04136 = 0,08136 \text{ мм}$$

- удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой:

$$p = \frac{\Delta_\Sigma}{d \cdot \left[ \frac{(d_r^2 + d^2)/(d_r^2 - d^2) + \mu}{E_{III}} + \frac{(d^2 + d_{II}^2)/(d^2 - d_{II}^2) - \mu}{E_B} \right]} \quad (5.47)$$

где  $\mu = 0,3$  – коэффициент Пуассона.

$$p = 24 \text{ МПа}$$

- напряжение от суммарного натяга на внешней поверхности головки:

$$\sigma'_a = \frac{p \cdot 2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2} \quad (5.48)$$

$$\sigma'_a = \frac{24 \cdot 2 \cdot 47^2}{60^2 - 47^2} = 76,2 \text{ МПа}$$

- напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности головки:

$$\sigma'_i = \frac{p \cdot (d_r^2 + d^2)}{d_r^2 - d^2} \quad (5.49)$$

$$\sigma'_i = \frac{24 \cdot (60^2 + 47^2)}{60^2 - 47^2} = 100,2 \text{ МПа}$$

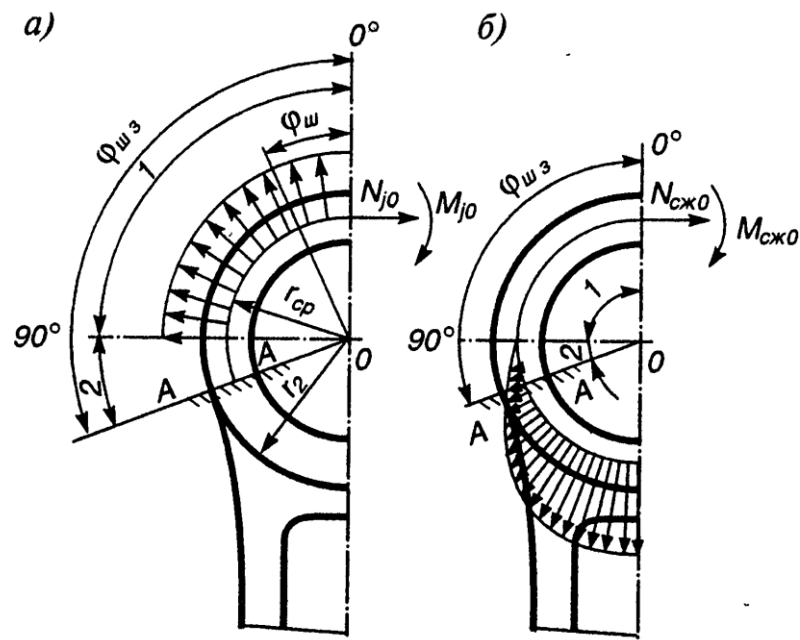


Рисунок 6 – Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна:

а) при растяжении; б) при сжатии

Расчет сечения А-А на изгиб:

- максимальная сила, растягивающая головку на режиме  $n = n_N$ :

$$P_{jp} = -m_{п} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$$

где  $\omega$  – угловая скорость при частоте вращения коленчатого вала  $n = n_N$ , вычисляется по формуле:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} \quad (5.50)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot 2300}{30} = 240,73 \text{ рад/с}$$

$$P_{jp} = -3,728 \cdot 0,065 \cdot 240,73^2 \cdot (1 + 0,263) = -17735,89 \text{ Н}$$

- нормальная сила и изгибающий момент в сечении 0-0:

$$N_{j0} = -P_{jp} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш,з}) \quad (5.51)$$

$$M_{j0} = -P_{jp} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш,з} - 0,0297) \quad (5.52)$$

где  $\varphi_{ш.з} = 110^\circ$  – угол заделки;

$r_{cp}$  – средний радиус поршневой головки, который определяется по формуле:

$$r_{cp} = \frac{d_r + d}{4} \quad (5.53)$$

$$r_{cp} = \frac{60 + 47}{4} = 26,75 \text{ мм}$$

$$N_{j0} = 17735,89 \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 110) = 8584,17 \text{ Н}$$

$$M_{j0} = 17735,89 \cdot 0,02675 \cdot (0,00033 \cdot 110 - 0,0297) = 3,13 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

- нормальная сила и изгибающий момент в расчётном сечении от растягивающей силы:

$$N_{j\varphi_{ш.з}} = N_{j0} \cdot \cos\varphi_{ш.з} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin\varphi_{ш.з} - \cos\varphi_{ш.з}) \quad (5.54)$$

$$N_{j\varphi_{ш.з}} = 8430,2 \text{ Н}$$

$$M_{j\varphi_{ш.з}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos\varphi_{ш.з}) + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} (\sin\varphi_{ш.з} - \cos\varphi_{ш.з}) \quad (5.55)$$

$$M_{j\varphi_{ш.з}} = 7,25 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

- напряжение на внешнем волокне от растягивающей силы:

$$\sigma_{aj} = \left[ 2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r} \quad (5.56)$$

где  $K = (E_{ш} \cdot F_r) / (E_{ш} \cdot F_r + E_B \cdot F_B)$ ;

$$F_r = (d_r - d) \cdot l_{ш} \quad (5.57)$$

$$F_r = (60 - 47) \cdot 48 = 624 \text{ мм}^2$$

$$F_B = (d - d_{п}) \cdot l_{ш} \quad (5.58)$$

$$F_B = (47 - 40) \cdot 48 = 336 \text{ мм}^2$$

$$K = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 624}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 624 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 336} = 0,78$$

Получаем,  $\sigma_{aj} = 30,056$  МПа.

- суммарная сила, сжимающая головку:

$$P_{сж} = (p_{зд} - p_0) \cdot F_{п} - m_{п} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \quad (5.59)$$

$$P_{сж} = 158153,06 \text{ Н}$$

- нормальная сила и изгибающий момент в расчётном сечении от сжимающей силы:

$$N_{сж \varphi_{ш.з}} = P_{сж} \cdot \left[ \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left( \frac{\sin\varphi_{ш.з}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з}}{\pi} \cdot \sin\varphi_{ш.з} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos\varphi_{ш.з} \right) \right] \quad (5.60)$$

$$M_{сж \varphi_{ш.з}} = P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left[ \begin{array}{l} \frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos\varphi_{ш.з}) - \\ - \left( \frac{\sin\varphi_{ш.з}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з}}{\pi} \cdot \sin\varphi_{ш.з} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos\varphi_{ш.з} \right) \end{array} \right] \quad (5.61)$$

Используем таблицу 13.2 [2] и таблицу 13.3 [2]:

$$\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} = 0,0009$$

$$\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} = 0,00025$$

$$(1 - \cos\varphi_{ш.з}) = 1,342$$

$$\left( \frac{\sin\varphi_{ш.з}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з}}{\pi} \cdot \sin\varphi_{ш.з} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos\varphi_{ш.з} \right) = 0,0047$$

Получаем,  $N_{сж \varphi_{ш.з}} = 885,657$  Н и  $M_{сж \varphi_{ш.з}} = -13,71$  Н·м.

- напряжение на внешнем волокне от сжимающей силы:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		58

$$\sigma_{асж} = \left[ 2 \cdot M_{сж\varphi_{ш.з}} \cdot \frac{6 \cdot r_{ср} + h_{г}}{h_{г} \cdot (2 \cdot r_{ср} + h_{г})} + K \cdot N_{сж\varphi_{ш.з}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{г}} \quad (5.62)$$

$$\sigma_{асж} = -22,656 \text{ МПа}$$

- максимальное и минимальное напряжение асимметричного цикла:

$$\sigma_{max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} \quad (5.63)$$

$$\sigma_{max} = 76,2 + 30,056 = 106,256 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \sigma'_a + \sigma_{асж} \quad (5.64)$$

$$\sigma_{min} = 76,2 + (-22,656) = 53,544 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (5.65)$$

$$\sigma_m = \frac{106,256 + 53,544}{2} = 79,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (5.66)$$

$$\sigma_a = \frac{106,256 - 53,544}{2} = 26,356 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{м\sigma} \cdot \varepsilon_{п\sigma}} \quad (5.67)$$

$$\sigma_{ак} = \frac{26,356 \cdot 1,3}{0,77 \cdot 0,72} = 61,8 \text{ МПа}$$

Так как  $\sigma_{ак}/\sigma_m = 61,8/79,9 = 0,773 > \beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}/1 - \beta_{\sigma} = 0,328$ , то запас прочности в сечении А-А определяется по пределу усталости:

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1}/(\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m) \quad (5.68)$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						59
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

$$n_{\sigma} = 350 / (61,8 + 0,21 \cdot 79,9) = 4,45$$

### 5.5 Расчёт кривошипной головки шатуна

Точный расчёт кривошипной головки весьма затруднен вследствие невозможности полного учёта влияния конструктивных факторов на головку. Приближенный расчёт кривошипной головки шатуна сводится к определению напряжения изгиба в среднем сечении II-II крышки головки от инерционных сил  $P_{jp}$ .

Из динамического расчёта и расчета поршневой головки шатуна имеем: радиус кривошипа  $R = 0,065$  м, массу поршневой группы  $m_{п} = 3,728$  кг, массу шатунной группы  $m_{ш} = 4,47$  кг, максимальную угловую частоту вращения  $\omega_{x.x.max} = 240,73$  рад/с,  $\lambda = 0,263$ . По таблице 13.4 [2] принимаем: диаметр шатунной шейки  $d_{ш.ш} = 78$  мм, толщину стенки вкладыша  $t_{в} = 3$  мм, расстояние между шатунными болтами  $C_{б} = 110$  мм, длину кривошипной головки  $l_{к} = 40$  мм.

Максимальная сила инерции:

$$P_{jp} = -\omega_{x.x.max}^2 \cdot R \cdot [(m_{п} + m_{ш.п}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] \cdot 10^{-6} \quad (5.69)$$

где  $m_{ш.п} = 0,275 \cdot m_{ш} = 0,275 \cdot 4,47 = 1,229$  кг – масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца;

$m_{ш.к} = 0,725 \cdot m_{ш} = 0,725 \cdot 4,47 = 3,241$  кг – масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа;

$m_{кр} = 0,25 \cdot m_{ш} = 0,25 \cdot 4,47 = 1,1175$  кг – масса крышки кривошипной головки.

$$P_{jp} = -0,0316 \text{ МН}$$

Момент сопротивления расчётного сечения:

$$W_{из} = \frac{l_{к} \cdot (0,5 \cdot C_{б} - r_1)^2}{6} \quad (5.70)$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						60
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		



где  $r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш} + 2 \cdot t_B) = 0,5 \cdot (78 + 2 \cdot 3) = 42$  мм – внутренний радиус кривошипной головки.

$$W_{из} = \frac{40 \cdot (0,5 \cdot 110 - 42)^2}{6} = 1,127 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Момент инерции вкладыша и крышки:

$$J_B = l_K \cdot t_B^3 \quad (5.71)$$

$$J_B = 40 \cdot 3^3 = 1080 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4$$

$$J = l_K \cdot (0,5 \cdot C_6 - r_1)^3 \quad (5.72)$$

$$J = 40 \cdot (0,5 \cdot 110 - 42)^3 = 87880 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша:

$$\sigma_{из} = P_{jp} \cdot \left[ \frac{0,023 \cdot C_6}{\left(1 + \frac{J_B}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_\Gamma} \right] \quad (5.73)$$

где  $F_\Gamma = 0,5 l_K \cdot (C_6 - d_{ш.ш}) = 0,5 \cdot 40 \cdot (110 - 78) \cdot 10^{-6} = 0,00064 \text{ м}^2$  – суммарная площадь крышки и вкладыша в расчётном сечении.

$$\sigma_{из} = 0,0316 \cdot \left[ \frac{0,023 \cdot 0,11}{\left(1 + \frac{1080 \cdot 10^{-12}}{87880 \cdot 10^{-12}}\right) \cdot 1,127 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,4}{0,00064} \right] = 89,83 \text{ МПа}$$

## 5.6 Расчёт стержня шатуна

Стержень шатуна рассчитывают на усталостную прочность в среднем сечении В-В от действия знакопеременных суммарных сил (газовых и инерционных), возникающих при работе двигателя на режиме  $n = n_N$  или  $n = n_M$ .

Обычно расчёт ведётся для режима максимальной мощности. Запас прочности сечения определяется в плоскости качания шатуна и в перпендикулярной плоскости.

Из динамического расчёта имеем:  $P_{сж} = P_r + P_j = 144,45 \text{ кН} = 0,14445 \text{ МН}$  при  $\varphi = 370 \text{ град. ПКВ}$ ,  $P_p = P_r + P_j = -16,936 \text{ кН} = -0,016936 \text{ МН}$  при  $\varphi = 0 \text{ град. ПКВ}$ , длину шатуна  $L_{ш} = 247 \text{ мм}$ . По таблице 13.5 [2] принимаем:  $h_{ш \text{ min}} = 30 \text{ мм}$ ,  $h_{ш} = 40 \text{ мм}$ ,  $b_{ш} = 30 \text{ мм}$ ,  $a_{ш} = 6 \text{ мм}$ ,  $t_{ш} = 6 \text{ мм}$ . Из расчётов поршневой и кривошипной головок шатуна:  $d = 47 \text{ мм}$ ,  $d_r = 60 \text{ мм}$ ,  $l_{ш} = 48 \text{ мм}$ ,  $d_{ш.ш} = 78 \text{ мм}$ .

Характеристики прочности материала шатуна (сталь 40Х):  $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , предел прочности  $\sigma_B = 980 \text{ МПа}$ , предел усталости при растяжении-сжатии  $\sigma_{-1p} = 350 \text{ МПа}$ , коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии  $\alpha_\sigma = 0,21$ .

Площадь и моменты инерции расчетного сечения В-В:

$$F_{ср} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) \quad (5.74)$$

$$F_{ср} = 40 \cdot 30 - (30 - 6) \cdot (40 - 2 \cdot 6) = 52,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

$$J_x = \frac{b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})^3}{12} \quad (5.75)$$

$$J_x = \frac{30 \cdot 40^3 - (30 - 6) \cdot (40 - 2 \cdot 6)^3}{12} = 116,1 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$$

$$J_y = \frac{b_{ш}^3 \cdot h_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})^3 \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})}{12} \quad (5.76)$$

$$J_y = \frac{30^3 \cdot 40 - (30 - 6)^3 \cdot (40 - 2 \cdot 6)}{12} = 57,74 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы:

- в плоскости качания шатуна:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						62
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

$$\sigma_{max x} = \frac{K_x \cdot P_{сж}}{F_{ср}} \quad (5.77)$$

где  $K_x$  – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба в плоскости качания шатуна, вычисляется по формуле:

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_{ш}^2}{J_x} \cdot F_{ср} \quad (5.78)$$

где  $\sigma_e = \sigma_B = 980$  МПа – предел упругости материала шатуна.

$$K_x = 1 + \frac{980}{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{247^2}{116096} \cdot 528 = 1,125$$

$$\sigma_{max x} = \frac{1,125 \cdot 0,14445}{52,8 \cdot 10^{-5}} = 307,78 \text{ МПа}$$

- в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{max y} = \frac{K_y \cdot P_{сж}}{F_{ср}} \quad (5.79)$$

где  $K_y$  – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости, вычисляется по формуле:

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} \cdot F_{ср} \quad (5.80)$$

где  $L_1$  – длина стержня шатуна между поршневой и кривошипной головками, вычисляется по формуле:

$$L_1 = L_{ш} - \frac{d + d_{ш.ш}}{2} \quad (5.81)$$

$$L_1 = 247 - \frac{47 + 78}{2} = 184,5 \text{ мм}$$

$$K_y = 1 + \frac{980}{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{184,5^2}{4 \cdot 57740} \cdot 256 = 1,017$$

$$\sigma_{maxy} = \frac{1,017 \cdot 0,14445}{52,8 \cdot 10^{-5}} = 278,23 \text{ МПа}$$

Минимальное напряжение от растягивающей силы:

$$\sigma_{min} = \frac{P_p}{F_{cp}} \quad (5.82)$$

$$\sigma_{min} = \frac{-0,016936}{52,8 \cdot 10^{-5}} = -32,076 \text{ МПа}$$

Средние напряжения и амплитуды напряжений, определяются согласно формулам (5.65 – 5.67):

$$\sigma_{mx} = \frac{307,78 - 32,076}{2} = 137,85 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{278,23 - 32,076}{2} = 123,08 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{307,78 + 32,076}{2} = 169,93 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{278,23 + 32,076}{2} = 155,15 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{акх} = \frac{169,93 \cdot 1,3}{0,8 \cdot 1,3} = 212,41 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{аку} = \frac{155,15 \cdot 1,3}{0,8 \cdot 1,3} = 193,94 \text{ МПа}$$

где  $k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (980 - 400) = 1,3$ ;

$\varepsilon_{m\sigma}$  – определяется по таблице 11.7 [2] (максимальный размер сечения стержня шатуна 40 мм),  $\varepsilon_{m\sigma} = 0,8$ ;

$\varepsilon_{п\sigma}$  – определяется по таблице 11.8 [2] с учётом поверхностного упрочнения стержня шатуна обдувкой дробью,  $\varepsilon_{п\sigma} = 1,3$ .

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						64
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

Так как  $\sigma_{акх}/\sigma_{тх} = 1,54 > \beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}/1 - \beta_{\sigma} = 0,328$  (см. расчет поршневой головки шатуна) и  $\sigma_{аку}/\sigma_{ту} = 1,57 > \beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}/1 - \beta_{\sigma} = 0,328$ , то запас прочности в сечении В-В определяется по пределу усталости:

$$n_{\sigmaх} = \frac{\sigma_{-1р}}{\sigma_{акх} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{тх}} \quad (5.83)$$

$$n_{\sigmaх} = \frac{350}{212,41 + 0,21 \cdot 137,85} = 1,45$$

$$n_{\sigmaу} = \frac{\sigma_{-1р}}{\sigma_{аку} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{ту}} \quad (5.84)$$

$$n_{\sigmaу} = \frac{350}{193,94 + 0,21 \cdot 123,08} = 1,59$$

### 5.7 Расчёт шатунного болта

Шатунные болты подвергаются растяжению от действия сил инерции поступательно движущихся масс поршня и шатуна, вращающихся масс, расположенных над плоскостью разъёма кривошипной головки, а также от силы предварительной затяжки.

Шатунные болты рассчитываются на разрыв инерционной нагрузкой на холостом ходу при максимальных оборотах при положении поршня в ВМТ.

Из расчёта кривошипной головки шатуна имеем: максимальную силу инерции, разрывающую кривошипную головку и шатунные болты,  $P_{jp} = 0,0316$  МН. Принимаем: номинальный диаметр болта  $d = 14$  мм, шаг резьбы  $t = 1,5$  мм, число болтов  $i_{\sigma} = 2$ . Материал – сталь 40ХН.

Характеристики стали 40ХН: предел прочности  $\sigma_B = 1300$  МПа, предел текучести  $\sigma_T = 1150$  МПа, предел усталости при сжатии-растяжении  $\sigma_{-1p} = 380$  МПа, коэффициент приведения цикла при сжатии-растяжении  $\alpha_\sigma = 0,2$ .

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{380}{1150} = 0,33$$

$$\frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,33 - 0,2}{1 - 0,33} = 0,194$$

Сила предварительной затяжки:

$$P_{пр} = \frac{2,5 \cdot P_{jp}}{i_\sigma} \quad (5.85)$$

$$P_{пр} = \frac{2,5 \cdot 0,0316}{2} = 0,0395 \text{ МН}$$

Суммарная сила, растягивающая болт:

$$P_\sigma = P_{пр} + \frac{\chi \cdot P_{jp}}{i_\sigma} \quad (5.86)$$

где  $\chi = 0,2$  – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

$$P_\sigma = 0,0395 + \frac{0,2 \cdot 0,0316}{2} = 0,04266 \text{ МН}$$

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте:

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot P_\sigma}{\pi \cdot d_B^2} \quad (5.87)$$

$$\sigma_{min} = \frac{4 \cdot P_{пр}}{\pi \cdot d_B^2} \quad (5.88)$$

где  $d_B$  – внутренний диаметр резьбы болта, который определяются по формуле:

$$d_B = d - 1,4 \cdot t \quad (5.89)$$

$$d_B = 14 - 1,4 \cdot 1,5 = 11,9 \text{ мм} = 0,0119 \text{ м}$$

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot 0,04266}{\pi \cdot 0,0119^2} = 383,76 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \frac{4 \cdot 0,0395}{\pi \cdot 0,0119^2} = 355,33 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений определяются согласно формулам (5.65 – 5.67):

$$\sigma_m = \frac{383,76 + 355,33}{2} = 369,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{383,76 - 355,33}{2} = 14,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{14,2 \cdot 4,2}{0,96 \cdot 0,82} = 75,76 \text{ МПа}$$

где  $k_\sigma$  – эффективный коэффициент концентраций напряжений, который вычисляется по формуле:

$$k_\sigma = 1 + q \cdot (\alpha_{к\sigma} - 1) \quad (5.90)$$

где  $q$  – определяется по рисунку 11.2 [2] при  $\sigma_B = 1300 \text{ МПа}$ ,  $q = 1$ ;

$\alpha_{к\sigma}$  – определяется по таблице 11.6 [2],  $\alpha_{к\sigma} = 4,2$ ;

$\varepsilon_{м\sigma}$  – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.8 [2] (номинальный диаметр болта 14 мм),  $\varepsilon_{м\sigma} = 0,96$ ;

$\varepsilon_{п\sigma}$  – коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 11.8 [2] (грубое обтачивание),  $\varepsilon_{п\sigma} = 0,82$ .

$$k_\sigma = 1 + 1 \cdot (4,2 - 1) = 4,2$$

Так как  $\sigma_{ак}/\sigma_m = 0,205 > \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 0,194$ , то запас прочности болта определяется по пределу усталости согласно формуле (5.68):

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$n_{\sigma} = \frac{380}{75,76 + 0,2 \cdot 369,5} = 2,54$$

## 5.8 Расчёт коленчатого вала

Коленчатый вал – наиболее сложная в конструктивном отношении и наиболее напряженная деталь двигателя, воспринимающая периодические нагрузки от сил давления газов, сил инерции и их моментов. Действие этих сил и моментов приводит к возникновению в материале коленчатого вала значительных напряжений скручивания, изгиба и растяжения-сжатия.

Таким образом, из-за исключительно сложных и тяжелых условий работы коленчатого вала предъявляются высокие и разнообразные требования к механическим свойствам материалов, применяемых для их изготовления. Материал коленчатого вала должен обладать высокой прочностью и вязкостью, большой сопротивляемостью износу и усталостным напряжениям, сопротивлением действию ударных нагрузок и твердостью. Такими свойствами обладают правильно обработанные углеродистые и легированные стали, а также высококачественный чугун. Сложная форма коленчатого вала, многообразие действующих на него сил и моментов, характер изменения которых зависит от жесткости вала и его опор, а также ряд других причин не позволяют провести точный расчёт его на прочность. В связи с этим используют различные приближенные методы расчёта, позволяющие получить условные напряжения и запасы прочности в отдельных элементах коленчатого вала. Общепринятой расчетной схемой коленчатого вала является схема разрезной двухопорной балки с двумя пролетами между опорами (рис. 7).

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		68



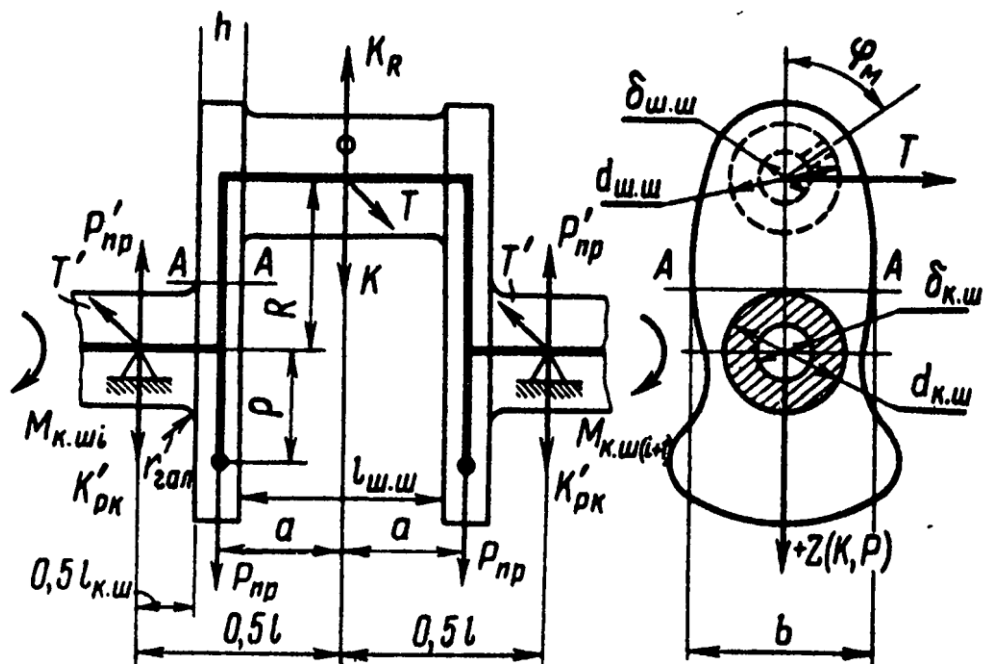


Рисунок 7 – Расчётная схема коленчатого вала

На основании данных динамического расчёта имеем: коленчатый вал с симметричными коленами и с противовесами, расположенными только на концах вала; центробежная сила инерции вращающихся масс  $K_{R\Sigma} = K_{RК} + 2 \cdot K_{RШ} = -41,254$  кН; радиус кривошипа  $R = 65$  мм. С учётом соотношений, приведенных в таблице 14.1 [2] принимаем следующие основные размеры колена вала:

1. коренная шейка – наружный диаметр  $d_{к.ш} = 86$  мм, длина  $l_{к.ш} = 80$  мм;
2. шатунная шейка – наружный диаметр  $d_{ш.ш} = 82$  мм, длина  $l_{ш.ш} = 110$  мм;
3. Расчетное сечение А-А щеки – ширина  $b = 140$  мм, толщина  $h = 30$  мм.

Материал вала – сталь 50Г.

Характеристики прочности материала: пределы прочности  $\sigma_B = 800$  МПа и текучести  $\sigma_T = 370$  МПа и  $\tau_T = 250$  МПа, пределы усталости при изгибе  $\sigma_{-1} = 340$  МПа, при растяжении-сжатии  $\sigma_{-1p} = 255$  МПа и кручении

$\tau_{-1} = 180$  МПа, коэффициент приведения цикла при изгибе  $\alpha_\sigma = 0,18$ , коэффициент приведения при кручении  $\alpha_\tau = 0,08$  и растяжении сжатии  $\alpha_\sigma = 0,14$ .

При изгибе:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{340}{370} = 0,919$$

$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,919 - 0,18}{1 - 0,919} = 9,1$$

При растяжении-сжатии:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{255}{370} = 0,689$$

$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,689 - 0,14}{1 - 0,689} = 1,8$$

При кручении:

$$\beta_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_T} = \frac{180}{250} = 0,72$$

$$\frac{\beta_{\tau} - \alpha_{\tau}}{1 - \beta_{\tau}} = \frac{0,72 - 0,08}{1 - 0,72} = 2,3$$

Удельное давление на поверхности шатунных шеек:

$$k_{ш.ш.ср} = \frac{Q_{ш.ш.ср}}{d_{ш.ш} \cdot l'_{ш.ш}} \quad (5.91)$$

$$k_{ш.ш.max} = \frac{Q_{ш.ш.max}}{d_{ш.ш} \cdot l'_{ш.ш}} \quad (5.92)$$

где  $Q_{ш.ш.ср} = 23338$  Н и  $Q_{max} = 146287$  Н – соответственно средняя и максимальная нагрузки на шатунную шейку;

$l'_{ш.ш}$  – рабочая ширина шатунного вкладыша, вычисляется по формуле:

$$l'_{ш.ш} = 0,5 \cdot \{l_{ш.ш} - [2 \cdot r_{гал} + (2 - 3) \text{ мм}]\} \quad (5.93)$$

где  $r_{гал} = 0,05 \cdot d_{ш.ш} = 0,05 \cdot 82 \approx 4,1$  мм – радиус галтели.

$$l'_{ш.ш} = 0,5 \cdot [110 - (2 \cdot 4,1 + 2)] = 50 \text{ мм}$$

$$k_{ш.ш.ср} = \frac{23338}{82 \cdot 50} = 5,69 \text{ МПа}$$

$$k_{ш.ш.мах} = \frac{146287}{82 \cdot 50} = 35,68 \text{ МПа}$$

Удельное давление на поверхности коренных шеек:

$$k_{к.ш.ср} = \frac{Q_{к.ш.ср}}{d_{к.ш} \cdot l'_{к.ш}} \quad (5.94)$$

$$k_{к.ш.мах} = \frac{Q_{к.ш.мах}}{d_{к.ш} \cdot l'_{к.ш}} \quad (5.95)$$

где  $Q_{к.ш.ср} = Q_{к.ш4ср}^{пр} = 39045 \text{ Н}$  – средняя нагрузка на 4-ю коренную шейку, которая является наибольшей;

$Q_{к.ш.мах} = Q_{к.ш4мах} = 62445 \text{ Н}$  – максимальная нагрузка на 4-ю коренную шейку, которая является наибольшей;

$l'_{к.ш}$  – рабочая ширина коренного вкладыша, определяется по формуле:

$$l'_{к.ш} = 0,5 \cdot \{l_{к.ш} - [2 \cdot r_{гал} + (2 \dots 3) \text{ мм}]\} \quad (5.96)$$

где  $r_{гал} = 0,05 \cdot d_{к.ш} = 0,05 \cdot 86 = 4,3 \text{ мм}$ .

$$l'_{к.ш} = 0,5 \cdot [80 - (2 \cdot 4,3 + 2)] = 34,7$$

$$k_{к.ш.ср} = \frac{39045}{86 \cdot 34,7} = 13,08 \text{ МПа}$$

$$k_{к.ш.мах} = \frac{62445}{86 \cdot 34,7} = 20,925 \text{ МПа}$$

Расчёт коренной шейки:

- момент сопротивления коренной шейки кручению:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$W_{\text{тк.ш}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{к.ш}}^3}{16} \quad (5.97)$$

$$W_{\text{тк.ш}} = \frac{\pi \cdot 86^3 \cdot 10^{-9}}{16} = 124,826 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

- максимальное и минимальное касательное напряжение знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 2-й коренной шейки:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{к.ш}2\text{max}}}{W_{\text{тк.ш}}} \quad (5.98)$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{3546 \cdot 10^6}{124,826 \cdot 10^{-6}} = 28,4 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{min}} = \frac{M_{\text{к.ш}2\text{min}}}{W_{\text{тк.ш}}} \quad (5.99)$$

$$\tau_{\text{min}} = -\frac{1878 \cdot 10^6}{124,826 \cdot 10^{-6}} = -15,04 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}}{2} \quad (5.100)$$

$$\tau_m = \frac{28,4 - 15,04}{2} = 6,68 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}}{2} \quad (5.101)$$

$$\tau_a = \frac{28,4 + 15,04}{2} = 21,72 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{\tau_a \cdot k_\tau}{\varepsilon_{\text{мт}} \cdot \varepsilon_{\text{пт}}} \quad (5.102)$$

где  $k_\tau$  – коэффициент концентраций напряжений, который вычисляется по формуле:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						72
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

$$k_{\tau} = 0,6 \cdot [1 + q \cdot (\alpha_{\kappa\sigma} - 1)] \quad (5.103)$$

где  $q = 0,71$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений [2 стр.252];

$\alpha_{\kappa\sigma} = 3$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений, определенный по таблице 11.6 [2] с учётом наличия в шейке масляного отверстия;

$\varepsilon_{\text{мт}}$  – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (при  $d_{\text{к.ш}} = 82$  мм),  $\varepsilon_{\text{мт}} = 0,64$ ;

$\varepsilon_{\text{пт}}$  – коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 11.8 [2] с учётом закалки шеек ТВЧ,  $\varepsilon_{\text{пт}} = 1,2$ .

$$k_{\tau} = 0,6 \cdot [1 + 0,71 \cdot (3 - 1)] = 1,45$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{21,72 \cdot 1,45}{0,64 \cdot 1,2} = 41 \text{ МПа}$$

Так как  $\tau_{\text{ак}}/\tau_{\text{м}} = 6,14 > \beta_{\tau} - \alpha_{\tau}/1 - \beta_{\tau} = 2,3$ , то запас прочности коренной шейки от касательных напряжений определяется по пределу усталости:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{ак}} + \alpha_{\tau} \cdot \tau_{\text{м}}} \quad (5.104)$$

$$n_{\tau} = \frac{180}{41 + 0,08 \cdot 6,68} = 4,3$$

Расчёт шатунной шейки:

- момент сопротивления шатунной шейки кручению:

$$W_{\tau_{\text{ш.ш}}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш.ш}}^3}{16} \quad (5.105)$$

$$W_{\tau_{\text{ш.ш}}} = \frac{\pi \cdot 82^3 \cdot 10^{-9}}{16} = 108,2 \text{ м}^3$$

- максимальное и минимальное касательное напряжение знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 2-й шатунной шейки:

$$\tau_{max} = \frac{M_{ш.ш2max}}{W_{\tau ш.ш}} \quad (5.106)$$

$$\tau_{max} = \frac{3346 \cdot 10^6}{108,2 \cdot 10^{-6}} = 30,92 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{ш.ш2min}}{W_{\tau ш.ш}} \quad (5.107)$$

$$\tau_{min} = -\frac{1769 \cdot 10^6}{108,2 \cdot 10^{-6}} = -16,35 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений вычисляются по формулам (5.100 – 5.102):

$$\tau_m = \frac{30,92 - 16,35}{2} = 7,285 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{30,92 + 16,35}{2} = 23,635 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ак} = \frac{23,635 \cdot 1,45}{0,65 \cdot 0,87} = 60,6 \text{ МПа}$$

где  $k_\tau = 1,45$  – определен при расчете коренной шейки и  $\varepsilon_{\tau} = 0,87$  – коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 11.8 [2];

$\varepsilon_{m\tau}$  – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (при  $d_{ш.ш} = 82$  мм),  $\varepsilon_{m\tau} = 0,65$ ;

Так как  $\tau_{ак}/\tau_m = 8,3 > \beta_\tau - \alpha_\tau/1 - \beta_\tau = 2,3$ , то запас прочности шатунной шейки от касательных напряжений рассчитывается по пределу усталости согласно формуле (5.104):

$$n_\tau = \frac{180}{60,6 + 0,08 \cdot 7,285} = 2,94$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						74
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

- максимальное и минимальное нормальное напряжение асимметрического цикла шатунной шейки:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{\varphi M max}}{W_{\sigma_{ш.ш}}} \quad (5.107)$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{\varphi M min}}{W_{\sigma_{ш.ш}}} \quad (5.108)$$

где  $W_{\sigma_{ш.ш}} = 0,5 \cdot W_{\tau_{ш.ш}} = 0,5 \cdot 108,2 \cdot 10^{-6} = 54,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ .

$$\sigma_{max} = \frac{515 \cdot 10^6}{54,1 \cdot 10^{-6}} = 9,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = -\frac{1325 \cdot 10^6}{54,1 \cdot 10^{-6}} = -24,5 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений рассчитываются по формулам (5.65 – 5.67):

$$\sigma_m = \frac{9,5 - 24,5}{2} = -7,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{9,5 + 24,5}{2} = 17 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{17 \cdot 2,42}{0,69 \cdot 0,87} = 68,5 \text{ МПа}$$

где  $k_{\sigma}$  – коэффициент концентраций напряжений, который рассчитывается по формуле (5.90):

$$k_{\sigma} = 1 + 0,71 \cdot (3 - 1) = 2,42$$

где  $q = 0,71$  – определен при расчёте коренной шейки;  $\alpha_{к\sigma} = 3$ ;  $\varepsilon_{пт} = \varepsilon_{п\sigma} = 0,87$  – коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 11.8 [2];  $\varepsilon_{м\sigma}$  – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (при  $d_{ш.ш} = 82 \text{ мм}$ ),  $\varepsilon_{м\sigma} = 0,69$ .

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		75

Так как  $\sigma_{ак}/\sigma_m = 9,1 > \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 1,8$ , то запас прочности шатунной шейки от нормальных напряжений определяется по пределу усталости согласно формуле (5.83):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{340}{68,5 + 0,18 \cdot (-7,5)} = 5,06$$

- общий запас прочности шатунной шейки:

$$n_{ш.ш} = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (5.109)$$

$$n_{ш.ш} = \frac{5,06 \cdot 2,94}{\sqrt{5,06^2 + 2,94^2}} = 2,54$$

Расчёт щеки:

- максимальный и минимальный момент, скручивающий щеку:

$$M_{к.щ max} = 0,5 \cdot T'_{max} \cdot (l_{к.ш} + h) \quad (5.110)$$

$$M_{к.щ min} = 0,5 \cdot T'_{min} \cdot (l_{к.ш} + h) \quad (5.111)$$

где  $T'_{max} = 7250$  Н;  $T'_{min} = -22340$  Н.

$$M_{к.щ max} = 0,5 \cdot 7250 \cdot (80 + 30) \cdot 10^{-3} = 398,75 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{к.щ min} = -0,5 \cdot 22340 \cdot (80 + 30) \cdot 10^{-3} = -1228,7 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

- максимальное и минимальное касательное напряжение знакопеременного цикла щеки:

$$\tau_{max} = \frac{M_{к.щ max}}{W_{тщ}} \quad (5.112)$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{к.щ min}}{W_{тщ}} \quad (5.113)$$



где  $W_{\tau_{\text{щ}}}$  – момент сопротивления расчетного сечения А-А, который рассчитывается по формуле:

$$W_{\tau_{\text{щ}}} = \mu \cdot b \cdot h^2 \quad (5.114)$$

где  $\mu = 0,289$  определен при  $b/h = 4,67$ .

$$W_{\tau_{\text{щ}}} = 0,289 \cdot 140 \cdot 30^2 \cdot 10^{-9} = 36,41 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{398,75 \cdot 10^3}{36,41 \cdot 10^{-6}} = 10,95 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{min}} = \frac{-1228,7 \cdot 10^3}{36,41 \cdot 10^{-6}} = -33,74 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений рассчитываются по формулам (5.100 – 5.102):

$$\tau_m = \frac{10,95 - 33,74}{2} = -11,395 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{10,95 + 33,74}{2} = 22,345 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{22,345 \cdot 0,76}{0,56 \cdot 0,7} = 43,32 \text{ МПа}$$

где  $k_{\tau}$  – коэффициент концентраций напряжений, который рассчитывается по формуле (5.103):

$$k_{\tau} = 0,6 \cdot [1 + 0,61 \cdot (1,45 - 1)] = 0,76$$

где  $q = 0,61$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений;

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						77
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

$\alpha_{\kappa\sigma} = 1,45$  – теоретический коэффициент концентрации, определённый по таблице 11.6 [2] с учетом наличия концентрации напряжений у галтели (радиус галтели принят 4,1 мм) при  $r_{\text{гал}}/h = 4,1/30 = 0,136$ ;

$\varepsilon_{\text{мт}}$  – масштабный коэффициент, определённый по таблице 11.7 [2] при  $b = 140$  мм,  $\varepsilon_{\text{мт}} = 0,56$ ;

$\varepsilon_{\text{пт}}$  – коэффициент поверхностной чувствительности, определённый по таблице 11.8 [2] для необработанной щеки,  $\varepsilon_{\text{пт}} = 0,7$ .

Запас прочности щеки от касательных напряжений рассчитывается по пределу усталости (при  $\tau_m < 0$ ) согласно формуле (5.104):

$$n_{\tau} = \frac{180}{43,32 + 0,08 \cdot (-11,395)} = 4,24$$

- максимальное и минимальное нормальное напряжение щеки:

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{M_{\text{н.щ max}}}{W_{\sigma \text{щ}}} + \frac{P_{\text{щ max}}}{F_{\text{щ}}} \quad (5.115)$$

$$\sigma_{\Sigma \min} = \frac{M_{\text{н.щ min}}}{W_{\sigma \text{щ}}} + \frac{P_{\text{щ min}}}{F_{\text{щ}}} \quad (5.116)$$

где  $M_{\text{н.щ max}} = 0,25 \cdot (K_{\max} + K_R) \cdot l_{\text{к.щ}} = 1514,92 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;

$M_{\text{н.щ min}} = 0,25 \cdot (K_{\max} + K_R) \cdot l_{\text{к.щ}} = -1443,08 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;

$P_{\text{щ max}} = 0,5 \cdot (K_{\max} + K_R) = 37873 \text{ Н}$  и  $P_{\text{щ min}} = 0,5 \cdot (K_{\min} + K_R) = -36077 \text{ Н}$ ;

$W_{\sigma \text{щ}}$  – момент сопротивления щеки изгибу, который вычисляется по формуле:

$$W_{\sigma \text{щ}} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (5.117)$$

$$W_{\sigma \text{щ}} = \frac{140 \cdot 30^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 21 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$F_{\text{щ}} = b \cdot h = 4200 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  – площадь расчетного сечения А-А.

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						78
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

$$\sigma_{\Sigma max} = \frac{1514,92}{21 \cdot 10^{-6}} + \frac{37873}{4200 \cdot 10^{-6}} = 81,16 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\Sigma min} = \frac{-1443,08}{21 \cdot 10^{-6}} + \frac{-36077}{4200 \cdot 10^{-6}} = -77,3 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений вычисляется по формулам (5.65 – 5.67):

$$\sigma_m = \frac{81,16 - 77,3}{2} = 1,93 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{81,16 + 77,3}{2} = 79,23 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{79,23 \cdot 0,76}{0,61 \cdot 0,7} = 141,02 \text{ МПа}$$

где  $k_\sigma$  – эффективный коэффициент концентраций напряжений, который вычисляется по формуле (5.90):

$$k_\sigma = 1 + 0,61 \cdot (1,45 - 1) = 0,76$$

где  $q = 0,61$ ;  $\alpha_{к\sigma} = 1,45$ ;  $\varepsilon_{пт} = \varepsilon_{п\sigma} = 0,7$  – определены при расчёте касательных напряжений;

$\varepsilon_{м\sigma}$  – масштабный коэффициент, определенный по таблице 11.7 [2] при  $b = 140$  мм,  $\varepsilon_{м\sigma} = 0,61$ ;

Так как  $\sigma_{ак}/\sigma_m = 73,07 > \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 1,8$ , то запас прочности шатунной шейки от нормальных напряжений определяется по пределу усталости согласно формуле (5.83):

$$n_\sigma = \frac{340}{141,02 + 0,18 \cdot 1,93} = 2,4$$

- общий запас прочности щеки рассчитывается по формуле (5.109):

					<i>ЮЧРГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						79
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

$$n_{щ} = \frac{2,4 \cdot 4,24}{\sqrt{2,4^2 + 4,24^2}} = 2,09$$

### 5.9 Расчёт гильзы цилиндра

Гильзы цилиндров являются наиболее нагруженными деталями двигателя. Они испытывают нагрузку от действия сил газов, бокового давления поршня и тепловых нагрузок. Тяжёлые условия работы гильз цилиндров приводят к необходимости использовать для их изготовления высококачественные легированные чугуны или азотируемую сталь.

Основные конструктивные размеры гильз устанавливают с учётом получения необходимой прочности и жесткости, обеспечивающей отсутствие овализации цилиндра при сборке двигателя и во время его работы.

На основании проведенного теплового расчёта имеем: диаметр цилиндра  $D = 120$  мм, максимальное давление сгорания  $p_{зд} = 15,657$  МПа. Материал гильзы цилиндра – чугун:  $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$  1/К,  $E = 1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu = 0,25$ .

Толщину стенки гильзы цилиндра выбираем конструктивно:  $\delta_r = 19$  мм.

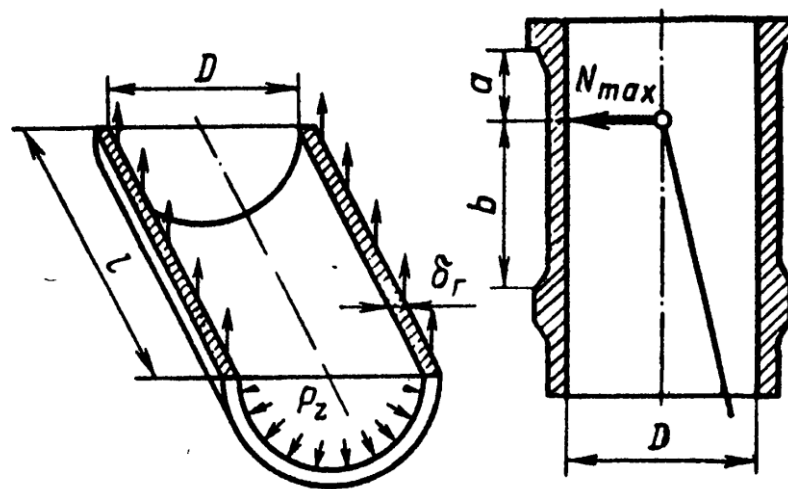


Рисунок 8 – Расчётная схема гильзы цилиндра

Расчётная толщина стенки гильзы:

$$\delta_{г,р} = 0,5 \cdot D \cdot \left[ \left( \frac{\sqrt{\sigma_z + 0,4 \cdot p_{зд}}}{\sqrt{\sigma_z - 1,3 \cdot p_{зд}}} \right) - 1 \right] \quad (5.118)$$

где  $\sigma_z = 60$  МПа – допустимое напряжение на растяжение для чугуна.

$$\delta_{г,р} = 0,5 \cdot 120 \cdot \left[ \left( \frac{\sqrt{60 + 0,4 \cdot 15,657}}{\sqrt{60 - 1,3 \cdot 15,657}} \right) - 1 \right] = 17,57 \text{ мм}$$

Толщину стенки гильзы выбирают с некоторым запасом прочности, так как  $\delta_{г} > \delta_{г,р}$ .

Напряжение растяжения в гильзе от действия максимального давления газов:

$$\sigma_p = \frac{p_{зд} \cdot D}{2 \cdot \delta_{г}} \quad (5.119)$$

$$\sigma_p = \frac{15,657 \cdot 120}{2 \cdot 19} = 49,44 \text{ МПа}$$

Температурные напряжения в гильзе:

$$\sigma_t = \frac{E \cdot \alpha_{ц} \cdot \Delta T}{2 \cdot (1 - \mu)} \quad (5.120)$$

где  $\Delta T = 110$  К – температурный перепад между внутренней и наружной поверхностями гильзы.

$$\sigma_t = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 110}{2 \cdot (1 - 0,25)} = 80,7 \text{ МПа}$$

Суммарные напряжения в гильзе от давления газов и перепада температур:

- на наружной поверхности:

$$\sigma'_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_t \quad (5.121)$$

$$\sigma'_{\Sigma} = 49,44 + 80,7 = 130,14 \text{ МПа}$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						81
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

- на внутренней поверхности:

$$\sigma_{\Sigma}'' = \sigma_p - \sigma_t \quad (5.122)$$

$$\sigma_{\Sigma}'' = 49,44 - 80,7 = -31,26 \text{ МПа}$$

### 5.10 Расчёт шпильки головки блока

Силовые шпильки служат для соединения головки блока с блок-картером. Они работают в условиях воздействия на них сил от предварительной затяжки, давления газов и нагрузок, возникающих из-за неравенства температур и коэффициентов линейного расширения материалов головки блока, блок-картера и шпилек. Число силовых шпилек, их конструктивные размеры и предварительные затяжки должны обеспечивать надёжное уплотнение газового стыка на всех режимах работы двигателя.

Материалом для изготовления шпилек в двигателях служат углеродистые стали с высоким пределом упругости и высоколегированные стали. Использование материалов с высоким пределом упругости способствует уменьшению остаточных деформаций, возникающих при работе двигателя, что обеспечивает хорошую герметичности газового стыка.

На основании проведенного теплового расчёта имеем: диаметр цилиндра  $D = 120$  мм, площадь поршня  $F_{\Pi} = 0,0113 \text{ м}^2$ , максимальное давление сгорания  $p_{max} = p_{zd} = 15,657 \text{ МПа}$ , число шпилек на один цилиндр  $i_{шп} = 4$ , номинальный диаметр шпильки  $d = 20$  мм, шаг резьбы  $t = 1,5$  мм, внутренний диаметр резьбы шпильки  $d_b = d - 1,4 \cdot t = 20 - 1,4 \cdot 1,5 = 17,9$  мм. Материал шпильки – сталь 18ХНВА.

Характеристики прочности материала: предел прочности  $\sigma_B = 1200 \text{ МПа}$ , предел текучести  $\sigma_T = 1000 \text{ МПа}$ , предел усталости при растяжении-сжатии  $\sigma_{-1p} = 380 \text{ МПа}$ , коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии  $\alpha_{\sigma} = 0,22$ .

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						82
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

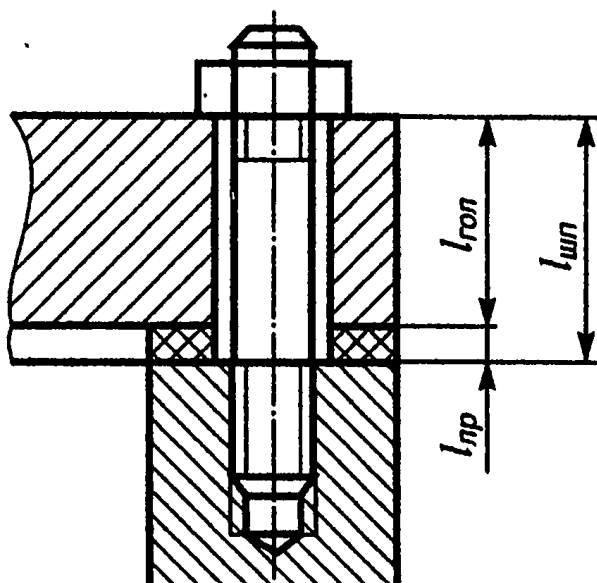


Рисунок 9 – Расчётная схема шпильки

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{380}{1000} = 0,38$$

$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,38 - 0,22}{1 - 0,38} = 0,258$$

Проекция поверхности камеры сгорания на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра при верхнем расположении клапанов:

$$F_K = 1,25 \cdot F_{\Pi} \quad (5.123)$$

$$F_K = 1,25 \cdot 0,0113 = 0,01413 \text{ м}^2$$

Сила давления газов, приходящаяся на одну шпильку:

$$P'_{z \max} = \frac{p_{z \max} \cdot F_K}{i_{\text{шп}}} \quad (5.124)$$

$$P'_{z \max} = \frac{15,657 \cdot 0,01413}{4} = 0,0553 \text{ МН}$$

Сила предварительной затяжки:

$$P_{\text{пр}} = m \cdot (1 - \chi) \cdot P'_{z \max} \quad (5.125)$$

где  $m = 3,5$  – коэффициент затяжки шпильки для соединений с прокладками;

$\chi = 0,22$  – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

$$P_{пр} = 3,5 \cdot (1 - 0,22) \cdot 0,0553 = 0,151 \text{ МН}$$

Суммарная сила, растягивающая шпильку без учёта силы  $P_t$ :

$$P_{р max} = P_{пр} + \chi \cdot P'_z max \quad (5.126)$$

$$P_{р max} = 0,151 + 0,22 \cdot 0,0553 = 0,163 \text{ МН}$$

Минимальная сила, растягивающая шпильку:

$$P_{р min} = P_{пр} = 0,151 \text{ МН}$$

Максимальное и минимальное напряжение, возникающее в шпильке:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{р max}}{F_{ор}} \quad (5.127)$$

$$\sigma_{min} = \frac{P_{р min}}{F_{ор}} \quad (5.128)$$

где  $F_{ор}$  – площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы, которая рассчитывается по формуле:

$$F_{ор} = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \quad (5.129)$$

$$F_{ор} = \frac{\pi \cdot 0,0179^2}{4} = 0,0002515 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{max} = \frac{0,163}{0,0002515} = 648,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \frac{0,151}{0,0002515} = 600,4 \text{ МПа}$$



Среднее напряжение и амплитуды напряжений рассчитываются по формулам (5.65 – 5.67):

$$\sigma_m = \frac{648,1 + 600,4}{2} = 624,25 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{648,1 - 600,4}{2} = 23,85 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{23,85 \cdot 3,85}{0,9 \cdot 0,82} = 124,42 \text{ МПа}$$

где  $k_\sigma$  – коэффициент концентраций напряжений, который рассчитывается по формуле (5.90):

$$k_\sigma = 1 + 0,95 \cdot (4 - 1) = 3,85$$

где  $q = 0,95$  – коэффициент чувствительности к концентрации напряжений, определённый по рисунку 11.2 [2] при  $\sigma_B = 1200$  МПа;

$\alpha_{к\sigma} = 4$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений, определённый по таблице 11.6 [2] (резьба);

$\varepsilon_{м\sigma} = 0,9$  – масштабный коэффициент, определённый по таблице 11.7 [2] при  $d = 20$  мм;

$\varepsilon_{п\sigma} = 0,82$  – коэффициент поверхностной чувствительности, определённый по таблице 11.8 [2] при условии грубого обтачивания.

Так как  $\sigma_{ак}/\sigma_m = 0,2 < \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 0,258$ , то запас прочности шпильки вычисляется по пределу текучести согласно формуле (5.68):

$$n_{т\sigma} = \frac{1000}{124,42 + 624,25} = 1,3$$

### 5.11 Расчёт механизма газораспределения

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		85

При конструировании клапанного механизма необходимо стремиться к максимально возможному удовлетворению двух противоположных требований:

1. получению максимальных проходных сечений, обеспечивающих хорошее наполнение и очистку цилиндра;
2. сокращение до минимума массы подвижных деталей газораспределения для уменьшения инерционных нагрузок.

Из теплового расчёта имеем: диаметр цилиндра  $D = 120$  мм, площадь поршня  $F_{\text{п}} = 0,0113$  м<sup>2</sup>, частота вращения при номинальной мощности  $n_N = 2300$  мин<sup>-1</sup>, угловая частота вращения коленчатого вала  $\omega = 240,73$  мин<sup>-1</sup>, угловая частота вращения распределительного вала  $\omega_{\text{к}} = 120,365$  рад/с, средняя скорость поршня  $V_{\text{п,ср}} = 9,97$  м/с, средняя скорость смеси в проходном сечении седла клапана при максимальном его подъеме  $\omega_{\text{вп}} = 100$  м/с.

Механизм газораспределения верхнеклапанный с верхним расположением распределительного вала. Расчет проведен для двухклапанной головки с одним впускным клапаном.

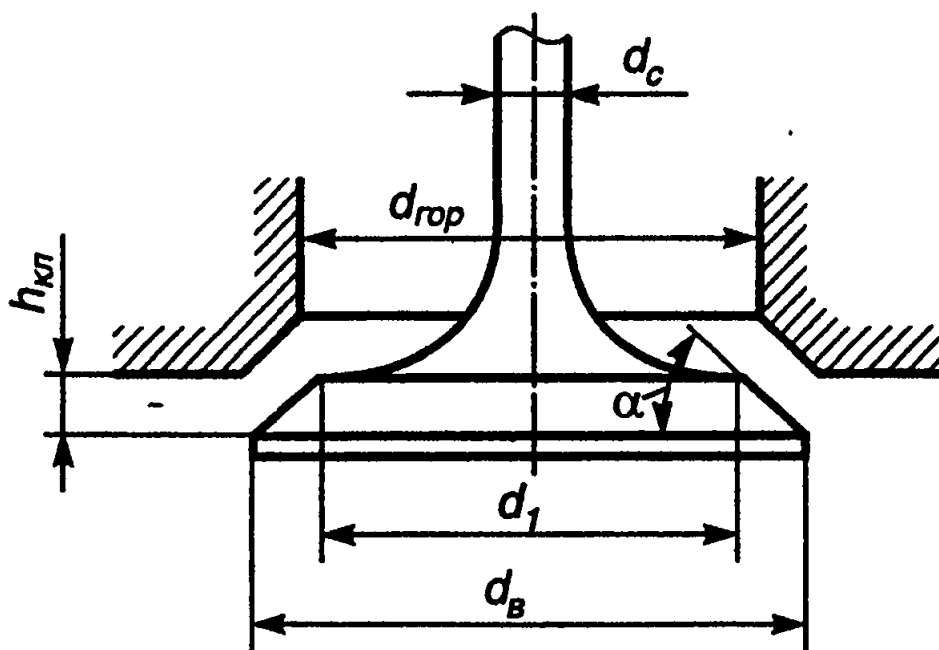


Рисунок 10 – Расчётная схема проходного сечения в клапане

Основные размеры проходного сечения в горловине и клапане:

- площадь проходного сечения и диаметр клапанов при их максимальном подъёме:

$$F_{\text{кл}} = \frac{V_{\text{п.ср}} \cdot F_{\text{п}}}{i \cdot \omega_{\text{вп}}} \quad (5.130)$$

где  $i = 1$  – число впускных клапанов.

$$F_{\text{кл}} = \frac{9,97 \cdot 0,0113}{1 \cdot 100} = 0,001127 \text{ м}^2 = 11,27 \text{ см}^2$$

$$d_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{кл}}}{\pi}} \quad (5.131)$$

$$d_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,27}{\pi}} = 3,79 \text{ см}$$

- площадь проходного сечения и диаметр горловины:

$$F_{\text{гор}} = 1,12 \cdot F_{\text{кл}} \quad (5.132)$$

$$F_{\text{гор}} = 1,12 \cdot 11,27 = 12,62 \text{ см}^2$$

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{гор}}}{\pi}} \quad (5.133)$$

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,62}{\pi}} = 4,01 \text{ см}$$

- максимальная высота подъема клапанов при угле фаски  $\alpha = 45^\circ$ :

$$h_{\text{кл max}} = \frac{\sqrt{4,93 \cdot d_{\text{гор}}^2 + 4,44 \cdot F_{\text{кл}}}}{2,22} - d_{\text{гор}} \quad (5.134)$$

$$h_{\text{кл max}} = \frac{\sqrt{4,93 \cdot 40,1^2 + 4,44 \cdot 1127}}{2,22} - 40,1 = 11,12 \text{ мм}$$

Основные размеры кулачка для впускных клапанов:

- радиус начальной окружности кулачка:

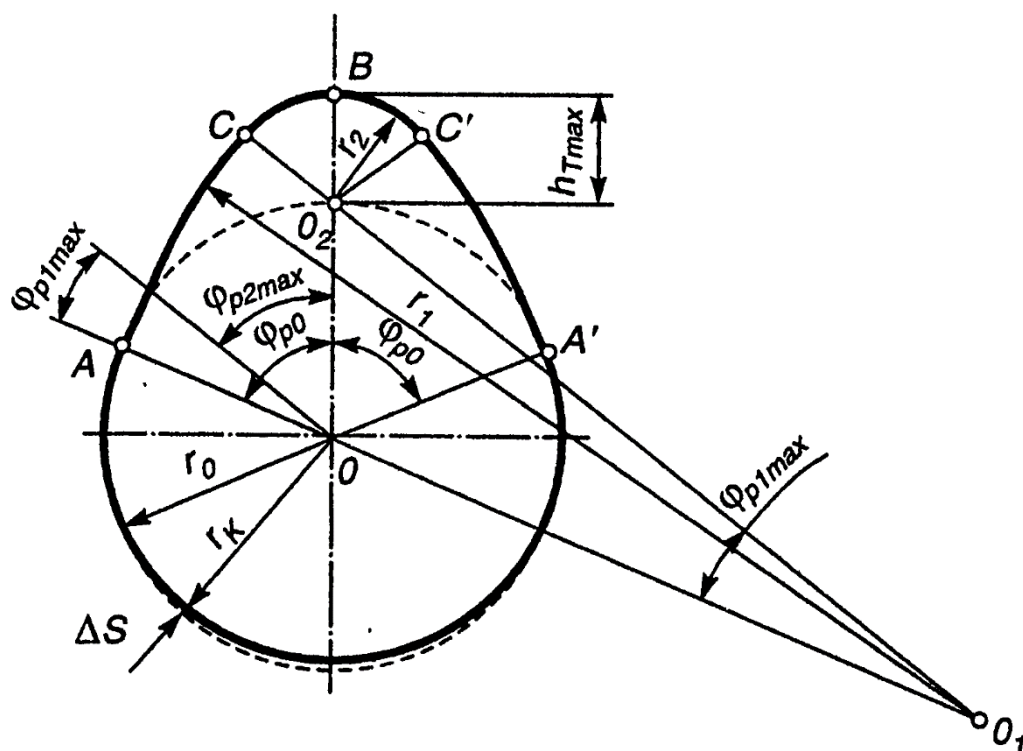
$$r_0 = (3 \dots 4) \cdot h_{\text{кл max}} = (3 \dots 4) \cdot 11,12 = 33,36 \dots 44,48 \text{ мм}$$

Принимаем  $r_0 = 38 \text{ мм}$ .

- максимальный подъём толкателя, приводящего в движение впускной клапан:

$$h_{\text{т max}} = \frac{h_{\text{кл max}} \cdot l_{\text{т}}}{l_{\text{кл}}} \quad (5.135)$$

где  $l_{\text{т}} = 33,05$ ;  $l_{\text{кл}} = 54,05$  – приняты по конструктивным соображениям, получается, что  $h_{\text{т max}} = 6,8 \text{ мм}$ .



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР

Лист

88

## Рисунок 11 – Профиль кулачка

Профилирование выпуклого кулачка:

$$r_1 = \frac{a^2 + r_0^2 - r_2^2 - 2 \cdot a \cdot r_0 \cdot \cos\varphi_{p0}}{2 \cdot (r_0 - r_2 - a \cdot \cos\varphi_{p0})} \quad (5.136)$$

где  $r_2$  – радиус дуги выпуклого кулачка, принимаем  $r_2 = 8,5$  мм;

$$a = r_0 + h_{т max} - r_2 = 38 + 6,8 - 8,5 = 36,3 \text{ мм};$$

$\varphi_{p0}$  – величина угла четырёхтактных двигателей, которая вычисляется по формуле:

$$\varphi_{p0} = \frac{\varphi_{пр} + 180 + \varphi_{зп}}{4} \quad (5.137)$$

где  $\varphi_{пр} = 46$  град. – угол опережения открытия клапана;

$\varphi_{зп} = 66$  град. – угол запаздывания закрытия клапана.

$$\varphi_{p0} = \frac{46 + 180 + 66}{4} = 73 \text{ град.} = 1,274 \text{ рад}$$

$$r_1 = \frac{36,3^2 + 38^2 - 8,5^2 - 2 \cdot 36,3 \cdot 38 \cdot \cos 1,274}{2 \cdot (38 - 8,5 - 36,3 \cdot \cos 1,274)} = 49,845 \text{ мм}$$

Максимальный угол при подъёме клапана по дуге радиусом  $r_1$ :

$$\varphi_{p1max} = \arcsin\left(\frac{a \cdot \sin\varphi_{p0}}{r_1 - r_2}\right) \quad (5.138)$$

$$\varphi_{p1max} = \arcsin\left(\frac{36,3 \cdot \sin 1,274}{49,845 - 8,5}\right) = 0,2596 \text{ рад} = 14,87 \text{ град.}$$

Максимальный угол при подъёме клапана по дуге радиусом  $r_2$ :

$$\varphi_{p2max} = \varphi_{p0} - \varphi_{p1max} \quad (5.139)$$

$$\varphi_{p2max} = 1,274 - 0,2596 = 1,014 \text{ рад} = 58,1 \text{ град.}$$

					<i>ЮЧРГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		89

Подъём клапана по углу поворота распределительного вала:

$$h_{T1} = (r_1 - r_0) \cdot (1 - \cos\varphi_{p1}) \quad (5.140)$$

$$h_{T2} = a \cdot \cos\varphi_{p2} + r_2 - r_0 \quad (5.141)$$

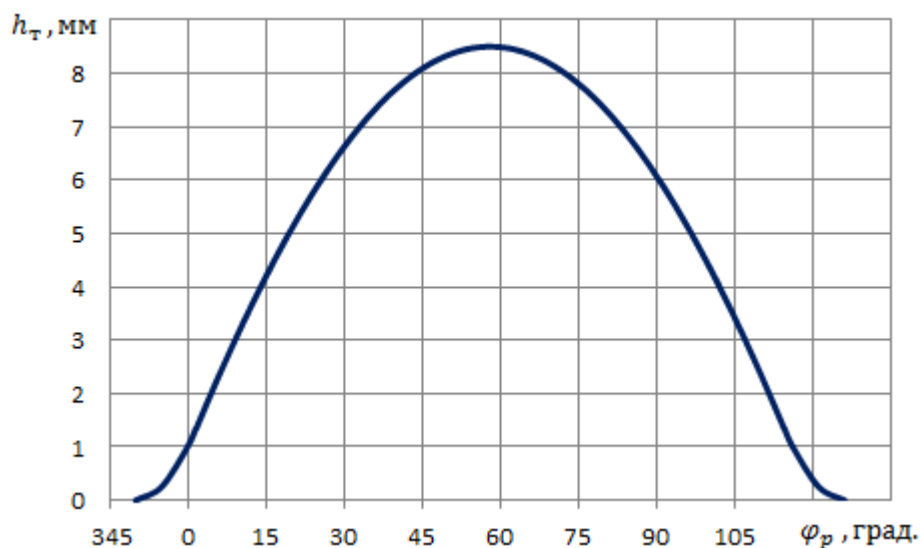


Рисунок 12 – Диаграмма подъёма клапана

Скорость и ускорение клапана:

$$\omega_{T1} = (r_1 - r_0) \cdot \omega_k \cdot \sin\varphi_{p1} \quad (5.142)$$

$$\omega_{T2} = \omega_k \cdot a \cdot \sin\varphi_{p2} \quad (5.143)$$

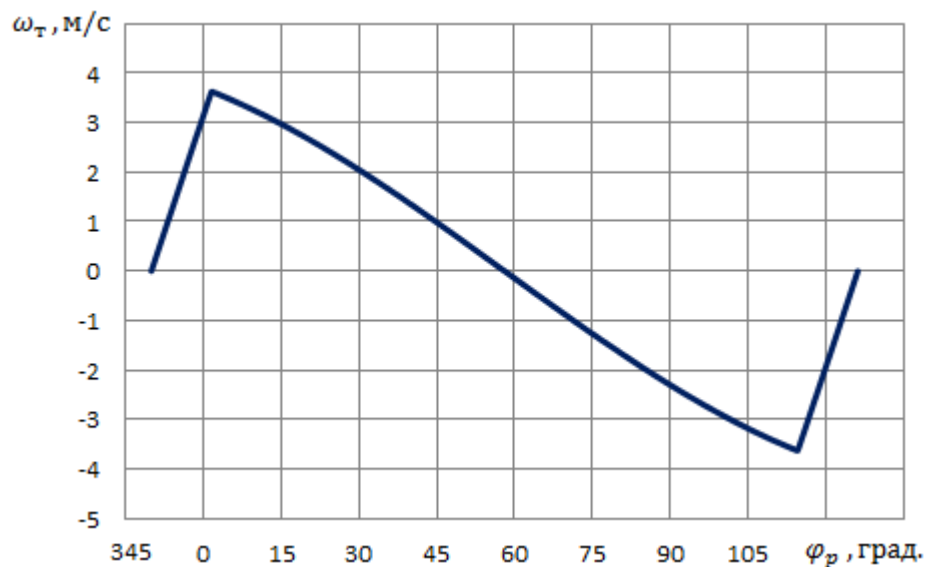


Рисунок 12 – Диаграмма скорости клапана

$$j_{T1} = (r_1 - r_0) \cdot \omega_k^2 \cdot \cos\varphi_{p1} \quad (5.144)$$

$$j_{T2} = -\omega_k^2 \cdot a \cdot \cos\varphi_{p2} \quad (5.145)$$

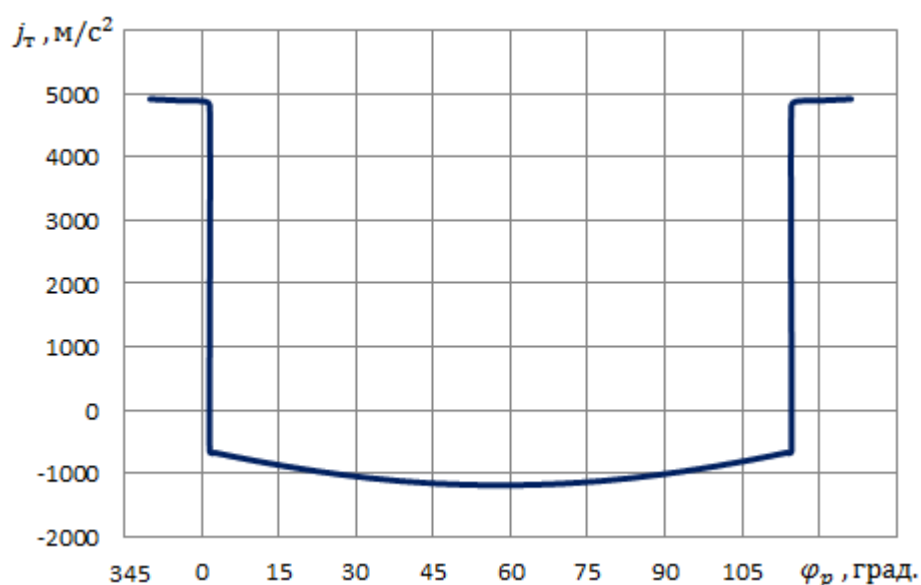


Рисунок 13 – Диаграмма ускорения клапана

Время-сечение клапана:

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}} dt = M_t \cdot M_F \cdot F_{abcd} \quad (5.146)$$

где  $M_t$  и  $M_F$  – масштабные коэффициенты, которые определяются по формуле:

$$M_t = \frac{M_{\varphi_p}}{6 \cdot n_p} \quad (5.147)$$

$$M_t = \frac{1,5}{6 \cdot 1150} = 21,74 \cdot 10^{-5} \text{ с/мм}$$

$$M_F = M_{h_{\text{кл}}} \cdot 2,22 \cdot d_{\text{гор}} \quad (5.148)$$

$$M_F = 0,1 \cdot 2,22 \cdot 40,1 = 8,9 \text{ мм}^2/\text{мм}$$

$F_{abcd} = 5910 \text{ мм}^2$  – площадь под линией кривой подъёма клапана (рисунок 12) за такт впуска.

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}} dt = 21,74 \cdot 10^{-5} \cdot 8,9 \cdot 5910 = 11,435 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}$$

Средняя площадь проходного сечения клапана:

$$F_{\text{кл.ср}} = \frac{M_F \cdot F_{abcd}}{90} \quad (5.149)$$

$$F_{\text{кл.ср}} = \frac{8,9 \cdot 5910}{90} = 584,43 \text{ мм}^2 = 5,84 \text{ см}^2$$

Полное время-сечения клапана:

$$\int_{t_{\text{пр}}}^{t_{\text{зл}}} M_t \cdot M_F \cdot F \quad (5.150)$$

где  $F = 7105 \text{ мм}^2$  – площадь под кривой (рисунок 12) от открытия клапана до его закрытия.

$$\int_{t_{\text{пр}}}^{t_{\text{зл}}} 21,74 \cdot 10^{-5} \cdot 8,9 \cdot 7105 = 13,74 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}$$

## 5.12 Расчёт пружины клапана

Пружина клапана должна обеспечивать при всех скоростных режимах:

1. плотную посадку клапана в седле и удержание его в закрытом положении в течение всего периода движения толкателя по начальной окружности;



2. постоянную кинематическую связь между клапаном, толкателем и кулачком во время движения толкателя с отрицательным ускорением.

Расчёт пружины клапана сводится к:

1. определению силы упругости пружины  $P_{жкл2}$ ;
2. подбору по силе  $P_{жкл2}$  с учётом коэффициента запаса  $K$  характеристики пружины;
3. проверке её минимального усилия при закрытом клапане;
4. выбору размеров пружины и определению запаса прочности и числа собственных колебаний пружины.

Из расчёта газораспределения имеем: частоту  $n_p = 0,5 \cdot n_N = 1150 \text{ мин}^{-1}$  и угловую скорость вращения  $\omega_k = 120,365 \text{ рад/с}$  распределительного вала, максимальную высоту подъёма впускного клапана  $h_{кл max} = 11,12 \text{ мм}$ , диаметр горловины впускного клапана  $d_{гор} = 40,1 \text{ мм}$ , размеры кулачка с выпуклым профилем:  $r_0 = 38 \text{ мм}$ ,  $r_1 = 49,845 \text{ мм}$ ,  $r_2 = 8,5 \text{ мм}$ ,  $h_T max = 6,8 \text{ мм}$ ,  $a = 36,3 \text{ мм}$ .

Расположение клапанов верхнее с приводом от распределительного вала, размещенного в головке блока. Усилие от кулачка передаётся непосредственно самому клапану.

Материал пружин – пружинная сталь. Характеристики:  $\tau_{-1} = 350 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_B = 1500 \text{ МПа}$ .

Максимальная сила упругости пружин:

$$P_{пр max} = \frac{K \cdot M_{кл} \cdot a \cdot l_{кл} \cdot \omega_k^2}{l_T} \quad (5.151)$$

где  $K = 1,4$  – коэффициент запаса;

$M_{кл}$  – суммарная масса клапанного механизма, приведённая к клапану, которая вычисляется по формуле:

$$M_{\text{кл}} = m_{\text{кл}} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{пр}} + (m_{\text{т}} + m_{\text{шт}}) \cdot \left(\frac{l_{\text{т}}}{l_{\text{кл}}}\right)^2 + m'_{\text{к}} \quad (5.152)$$

где  $m_{\text{кл}} = 237$  г – масса комплекта клапана (клапан, тарелка пружины, замок);

$m_{\text{пр}} = m_{\text{пр.н}} + m_{\text{пр.в}} = 96 + 50 = 146$  г – масса пружин;

$m_{\text{т}} = 90$  г – масса толкателя;

$m_{\text{шт}} = 200$  г – масса штанги;

$m_{\text{к}} = 150$  г – масса коромысла.

$$m'_{\text{к}} = (m_{\text{к}} \cdot l_{\text{кл}}^2) / (3 \cdot l_{\text{кл}}^2)$$

$$m'_{\text{к}} = \frac{150 \cdot 54,05^2}{3 \cdot 54,05^2} = 50 \text{ г}$$

$$M_{\text{кл}} = 237 + \frac{1}{3} \cdot 146 + (90 + 200) \cdot \left(\frac{33,05}{54,05}\right)^2 + 50 = 444,1 \text{ г}$$

$$P_{\text{пр max}} = \frac{1,4 \cdot 444,1 \cdot 36,3 \cdot 54,05 \cdot 120,365^2 \cdot 10^{-6}}{33,05} = 534,7 \text{ Н}$$

Минимальная сила упругости пружин:

$$P_{\text{пр min}} = \frac{K \cdot M_{\text{кл}} \cdot (r_0 - r_2) \cdot l_{\text{кл}} \cdot \omega_{\text{к}}^2}{l_{\text{т}}} \quad (5.153)$$

$$P_{\text{пр min}} = \frac{1,4 \cdot 444,1 \cdot (38 - 8,5) \cdot 54,05 \cdot 120,365^2 \cdot 10^{-6}}{33,05} = 434,6 \text{ Н}$$

Жёсткость пружин:

$$c = K \cdot M_{\text{кл}} \cdot \omega_{\text{к}}^2 \quad (5.154)$$

$$c = 1,4 \cdot 444,1 \cdot 120,365^2 \cdot 10^{-6} = 9,01 \text{ кН/м}$$

Деформация пружин:

- предварительная:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						94
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

$$f_{min} = \frac{(r_0 - r_2) \cdot l_{кл}}{l_T} \quad (5.155)$$

$$f_{min} = \frac{(38 - 8,5) \cdot 54,05}{33,05} = 48,24 \text{ мм}$$

- полная:

$$f_{max} = f_{min} + h_{кл max} \quad (5.156)$$

$$f_{max} = 48,24 + 11,12 = 59,36 \text{ мм}$$

Распределение усилий между наружной и внутренней пружинами:

- внутренняя пружина:

$$P_{пр.в max} = 0,35 \cdot P_{пр max} \quad (5.157)$$

$$P_{пр.в max} = 0,35 \cdot 534,7 = 187,145 \text{ Н}$$

$$P_{пр.в min} = 0,35 \cdot P_{пр min} \quad (5.158)$$

$$P_{пр.в min} = 0,35 \cdot 434,6 = 152,1 \text{ Н}$$

- наружная пружина:

$$P_{пр.н max} = P_{пр max} - P_{пр.в max} \quad (5.159)$$

$$P_{пр.н max} = 534,7 - 187,145 = 347,5 \text{ Н}$$

$$P_{пр.н min} = P_{пр min} - P_{пр.в min} \quad (5.160)$$

$$P_{пр.н min} = 434,6 - 152,1 = 282,5 \text{ Н}$$

Жесткость наружной и внутренней пружин:

$$c_{пр.н} = \frac{P_{пр.н max}}{f_{max}} \quad (5.161)$$

$$c_{\text{пр.н}} = \frac{347,5 \cdot 10^{-3}}{59,36 \cdot 10^{-3}} = 5,85 \text{ кН/м}$$

$$c_{\text{пр.в}} = \frac{P_{\text{пр.в max}}}{f_{\text{max}}} \quad (5.162)$$

$$c_{\text{пр.в}} = \frac{187,145 \cdot 10^{-3}}{59,36 \cdot 10^{-3}} = 3,15 \text{ кН/м}$$

Суммарная жесткость пружин:

$$c = c_{\text{пр.н}} + c_{\text{пр.в}} \quad (5.163)$$

$$c = 5,85 + 3,15 = 9 \text{ кН/м}$$

Размеры пружин (приняты по конструктивным соображениям): диаметр проволоки  $\delta_{\text{пр.н}} = 4,8$  мм,  $\delta_{\text{пр.в}} = 3$  мм, средний диаметр пружин  $D_{\text{пр.н}} = 41,6$  мм,  $D_{\text{пр.в}} = 28,5$  мм.

$$d_{\text{вт}} + \delta_{\text{пр.в}} + 2 = 20 + 2,4 + 2 = 24,2 \text{ мм} < D_{\text{пр.в}} = 28,5 \text{ мм}$$

$$D_{\text{пр.в}} + \delta_{\text{пр.в}} + \delta_{\text{пр.н}} + 2 = 28,5 + 3 + 4,8 + 2 = 38,3 \text{ мм} < D_{\text{пр.н}} = 41,6 \text{ мм}$$

где  $d_{\text{вт}} = 20$  мм – диаметр втулки клапана.

Число рабочих витков:

$$i_{\text{р.н}} = \frac{G \cdot \delta_{\text{пр.н}}^4 \cdot f_{\text{max}}}{8 \cdot P_{\text{пр.н max}} \cdot D_{\text{пр.н}}^3} \quad (5.164)$$

$$i_{\text{р.в}} = \frac{G \cdot \delta_{\text{пр.в}}^4 \cdot f_{\text{max}}}{8 \cdot P_{\text{пр.в max}} \cdot D_{\text{пр.в}}^3} \quad (5.165)$$

где  $G = 8,3$  МН/см<sup>2</sup> – модуль упругости второго рода.

$$i_{\text{р.н}} = \frac{8,3 \cdot 0,48^4 \cdot 5,9}{8 \cdot 347,5 \cdot 10^{-6} \cdot 4,16^3} = 13$$

					<i>ЮЦРГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		96

$$i_{p.B} = \frac{8,3 \cdot 0,30^4 \cdot 5,9}{8 \cdot 187,145 \cdot 10^{-6} \cdot 2,85^3} = 11,44$$

Полное число витков:

$$i_{п.н} = i_{p.н} + 2 \quad (5.166)$$

$$i_{п.н} = 13 + 2 = 15$$

$$i_{п.в} = i_{p.в} + 2 \quad (5.167)$$

$$i_{п.в} = 11,44 + 2 = 13,44$$

Длина пружин при полностью открытом клапане:

$$L_{н min} = i_{п.н} \cdot \delta_{пр.н} + i_{p.н} \cdot \Delta_{min} \quad (5.168)$$

$$L_{в min} = i_{п.в} \cdot \delta_{пр.в} + i_{p.в} \cdot \Delta_{min} \quad (5.169)$$

где  $\Delta_{min} = 0,3$  – наименьший зазор между витками пружины при полностью открытом клапане.

$$L_{н min} = 15 \cdot 4,8 + 13 \cdot 0,3 = 75,9 \text{ мм}$$

$$L_{в min} = 13,44 \cdot 3 + 11,44 \cdot 0,3 = 43,75 \text{ мм}$$

$$L_{min} = L_{н min} = 75,9 \text{ мм}$$

Длина пружин при закрытом клапане:

$$L_0 = L_{min} + h_{кл max} \quad (5.170)$$

$$L_0 = 75,9 + 11,12 = 87,02 \text{ мм}$$

Длина свободных пружин:

$$L_{н.св} = L_{н min} + f_{max} \quad (5.171)$$

$$L_{н.св} = 75,9 + 59,36 = 135,26 \text{ мм}$$

$$L_{в.св} = L_{в min} + f_{max} \quad (5.172)$$

					<i>ЮЧРГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						97
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

$$L_{B.CB} = 43,75 + 59,36 = 103,11 \text{ мм}$$

Максимальные и минимальные напряжения в пружинах:

- внутренняя пружина:

$$\tau_{max} = k'_B \cdot \frac{8 \cdot P_{пр.в max} \cdot D_{пр.в}}{\pi \cdot \delta_{пр.в}^3} \quad (5.173)$$

$$\tau_{min} = k'_B \cdot \frac{8 \cdot P_{пр.в min} \cdot D_{пр.в}}{\pi \cdot \delta_{пр.в}^3} \quad (5.174)$$

где  $k'_B = 1,14$  – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению витка пружины.

$$\tau_{max} = 1,14 \cdot \frac{8 \cdot 187,145 \cdot 28,5}{\pi \cdot 3^3} = 573,75 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = 1,14 \cdot \frac{8 \cdot 152,1 \cdot 28,5}{\pi \cdot 3^3} = 466,31 \text{ МПа}$$

- наружная пружина:

$$\tau_{max} = k'_H \cdot \frac{8 \cdot P_{пр.н max} \cdot D_{пр.н}}{\pi \cdot \delta_{пр.н}^3} \quad (5.175)$$

$$\tau_{min} = k'_H \cdot \frac{8 \cdot P_{пр.н min} \cdot D_{пр.н}}{\pi \cdot \delta_{пр.н}^3} \quad (5.176)$$

где  $k'_H = 1,15$  – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению витка пружины.

$$\tau_{max} = 1,15 \cdot \frac{8 \cdot 347,5 \cdot 41,6}{\pi \cdot 4,8^3} = 382,98 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = 1,15 \cdot \frac{8 \cdot 282,5 \cdot 41,6}{\pi \cdot 4,8^3} = 311,35 \text{ МПа}$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						98
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

Среднее напряжение и амплитуды напряжений вычисляются по формулам (5.100 – 5.102):

- внутренняя пружина:

$$\tau_m = \frac{573,75 + 466,31}{2} = 520,03 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{573,75 - 466,31}{2} = 53,72 \text{ МПа}$$

Так как концентрация напряжений в витках пружины учитывается коэффициентом  $k'_B$ , а  $k_\tau / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_\Pi) \approx 1$ , то  $\tau_{ак} = \tau_a = 53,72 \text{ МПа}$

- наружная пружина:

$$\tau_m = \frac{382,98 + 311,35}{2} = 347,165 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{382,98 - 311,35}{2} = 35,815 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ак} = 35,815 \text{ МПа}$$

Запасы прочности пружин определяются согласно формуле (5.104):

- внутренняя пружина:

$$n_\tau = \frac{350}{53,72 + 0,2 \cdot 520,03} = 2,22$$

где  $\alpha_\tau = 0,2$  – коэффициент приведения асимметричного цикла к равноопасному симметричному при касательных напряжениях.

- наружная пружина:

$$n_\tau = \frac{350}{35,815 + 0,2 \cdot 347,165} = 3,325$$

Расчёт пружин на резонанс:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						99
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

$$n_{с.в} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot \delta_{пр.в}}{i_{р.в} \cdot D_{пр.в}^2} \quad (5.177)$$

$$n_{с.в} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot 3}{11,44 \cdot 28,5^2} = 7005,92$$

$$\frac{n_{с.в}}{n_p} = \frac{7005,92}{1150} = 6,09 \neq 1, 2, 3 \dots$$

$$n_{с.н} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot \delta_{пр.н}}{i_{р.н} \cdot D_{пр.н}^2} \quad (5.178)$$

$$n_{с.н} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot 4,8}{13 \cdot 41,6^2} = 4629,89$$

$$\frac{n_{с.н}}{n_p} = \frac{4629,89}{1150} = 4,03 \neq 1, 2, 3 \dots$$

$$\frac{n_{с.в}}{n_p} = 6,09 \neq \frac{n_{с.н}}{n_p} = 4,03$$

### 5.13 Расчёт распределительного вала

Распределительные валы изготавливают из углеродистых или легированных сталей и легированных чугунов. При работе двигателя на распределительный вал со стороны клапанного привода действуют: сила упругости пружины, сила инерции деталей клапанного механизма и сила давления газов, приведенные к толкателю.

Из расчёта клапанной пружины и газораспределения имеем: массы подвижных деталей механизма газораспределения  $m_{кл} = 237$  г,  $m_{пр} = 146$  г,  $m_T = 90$  г,  $m_{шт} = 200$  г,  $m_k = 150$  г, размеры кулачка  $r_0 = 38$  мм,  $r_1 = 49,845$  мм,  $r_2 = 8,5$ ,  $h_{Tmax} = 6,8$  мм, угловую скорость вращения распределительного вала  $\omega_k =$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						100
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		



120,365 рад/с, минимальную силу упругости пружины  $P_{пр min} = 434,6$  Н, диаметр горловины впускного клапана  $d_{гор} = 40,1$  мм.

Максимальная сила от выпускного клапана, действующая на кулачек:

$$P_{Т max} = \left[ P_{пр min} + \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \cdot (p_r - p'_r) \right] \cdot \frac{l_{кл}}{l_T} + M_T \cdot \omega_K^2 \cdot (r_1 - r_0) \quad (5.179)$$

где  $d_B$  – диаметр тарелки выпускного клапана, который вычисляется по формуле:

$$d_B = \frac{d_{ВП}}{1,07} \quad (5.180)$$

где  $d_{ВП} = (1,06 \dots 1,12) \cdot d_{гор} = (1,06 \dots 1,12) \cdot 40,1 = 42,5 \dots 44,9$  мм, принимаем

$d_{ВП} = 43$  мм

$$d_B = \frac{43}{1,07} = 40 \text{ мм}$$

$p_r = 0,510$  МПа – определяется по индикаторной диаграмме;

$p'_r \approx p_0 = 0,1$  МПа;

$M_T$  – масса движущихся деталей механизма распределения, приведённая к толкателю, которая вычисляется по формуле:

$$M_T = \left( m_{кл} + \frac{m_{пр}}{3} \right) \cdot \left( \frac{l_{кл}}{l_T} \right)^2 + m_T + m_{шт} + m'' \quad (5.181)$$

где  $m_K'' = (m_K \cdot l_{кл}^2) / (3 \cdot l_T^2)$  – масса коромысла, приведенная к оси толкателя.

$$m_K'' = \frac{150 \cdot 54,05^2}{3 \cdot 33,05^2} = 133 \text{ г}$$

$$M_T = \left( 237 + \frac{146}{3} \right) \cdot \left( \frac{54,05}{33,05} \right)^2 + 90 + 200 + 133 = 1187 \text{ г}$$

$$P_{Tmax} = \left[ 434,6 + \frac{\pi \cdot 0,040^2}{4} \cdot (0,510 - 0,1) \cdot 10^6 \right] \cdot \frac{54,05}{33,05} + 1187 \cdot 120,365^2 \cdot (49,845 - 38) \cdot 10^{-6} = 1756,6 \text{ Н}$$

Стрела прогиба распределительного вала:

$$y = 0,8 \cdot \frac{P_{Tmax} \cdot a^2 \cdot b^2}{E \cdot l \cdot (d_p^4 - \delta_p^4)} \quad (5.182)$$

где  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости стали;

$l = a + b = 36,7 + 144,6 = 181,3$  мм – длина пролёта распределительного вала, принята по конструктивным соображениям;

$d_p = 2 \cdot r_0 + 2 = 2 \cdot 38 + 2 = 78$  мм – наружный диаметр вала;

$\delta_p = 12$  мм – внутренний диаметр вала, принятый с учётом использования его для подвода смазки к кулачкам и сохранения достаточной жесткости.

$$y = 0,8 \cdot \frac{1756,6 \cdot 36,7^2 \cdot 144,6^2}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 181,3 \cdot (78^4 - 12^4)} = 0,0002682 \text{ мм}$$

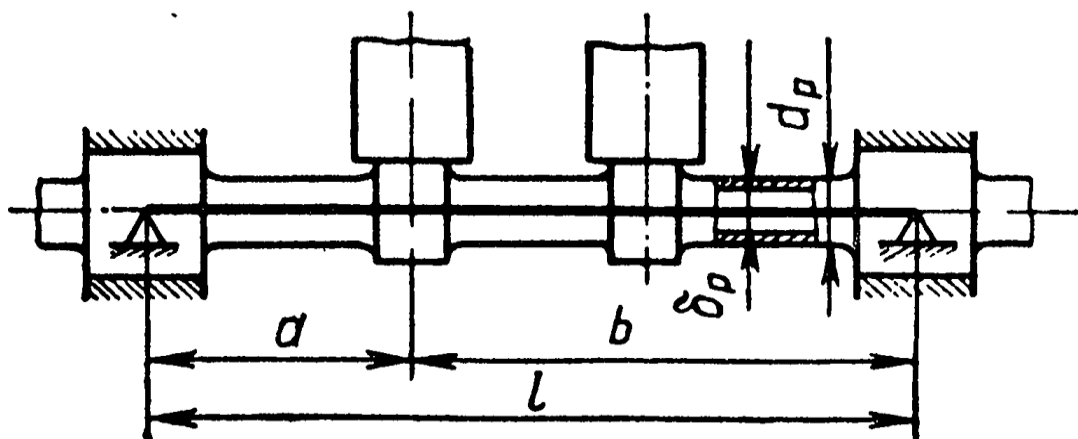


Рисунок 14 – Схема распределительно вала

Напряжение смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_{\Gamma \text{ max}} \cdot E}{b_{\text{к}} \cdot r_1}} \quad (5.183)$$

где  $b_{\text{к}} = 22$  мм – ширина кулачка

$$\sigma_{\text{см}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{1756,6 \cdot 2,2 \cdot 10^5}{22 \cdot 49,845}} = 248,14 \text{ МПа.}$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		103

## 6 РАСЧЁТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

### 6.1 Расчёт системы питания

Для осуществления рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания нужна горючая смесь – смесь топлива с окислителем. В результате сгорания горючей смеси скрытая химическая энергия топлива переходит в тепловую, а затем в механическую, которая и приводит в движение коленчатый вал.

Основные требования, предъявляемые к системе питания двигателя:

1. точное дозирование топлива и окислителя (воздуха) по циклам и цилиндрам;
2. приготовление горючей смеси в строго определенный, малый отрезок времени;
3. образование горючей, а затем и рабочей смеси, обеспечивающей полное сгорание топлива и отсутствие токсичных компонентов в продуктах сгорания;
4. автоматическое изменение количества и состава горючей смеси в соответствии с изменением режима работы двигателя как скоростного, так и нагрузочного;
5. надёжный пуск двигателя в различных температурных условиях;
6. стабильность установленной регулировки системы питания в течение длительного времени эксплуатации двигателя наряду с возможностью изменения регулировки в зависимости от условий эксплуатации и технического состояния двигателя;
7. технологичность системы питания: простота и надёжность конструкции, удобство монтажа, регулировки, обслуживания и ремонта.

					<i>ЮЧРГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		104

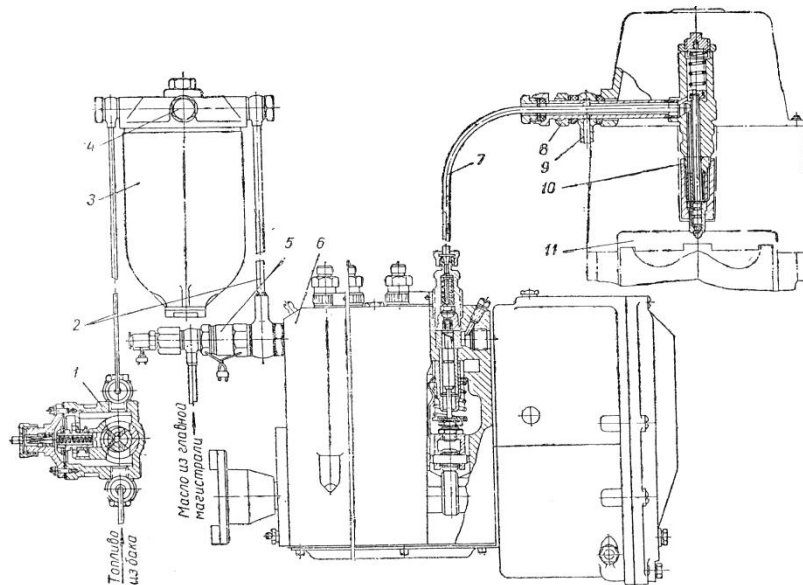


Рисунок 15 – Схема топливоподающей системы:

1 – топливоподкачивающий насос; 2 – трубопроводы низкого давления; 3 – топливный фильтр; 4 – пробка для выпуска воздуха; 5 – устройство для остановки дизеля при падении давления масла; 6 – топливный насос; 7 - трубопроводы высокого давления; 8 – штуцер трубки высокого давления; 9 – трубка отвода просочившегося топлива; 10 – форсунка; 11 – камера сгорания.

### 6.1.1 Расчет ТНВД

По результатам теплового расчёта имеем: удельный эффективный расход топлива  $g_e = 212,83$  г/кВт·ч, давление в конце впуска  $p_a = 0,1736$  МПа, частота вращения коленчатого вала  $n = 2300$  мин<sup>-1</sup>, плотность топлива  $\rho_T = 842$  кг/м<sup>3</sup>, эффективная мощность двигателя  $Ne = 270,931$  кВт. Продолжительность подачи топлива в градусах поворота коленчатого вала принимаем равной  $\Delta\varphi = 15$  град.

Цикловая подача топлива:

$$V_{ц} = \frac{g_e \cdot Ne \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T} \quad (6.1)$$

где  $i = 8$  – число цилиндров;  $\tau = 4$  – тактность двигателя.

$$V_{\text{ц}} = \frac{212,83 \cdot 270,931 \cdot 4 \cdot 10^3}{120 \cdot 2300 \cdot 8 \cdot 0,842} = 124,06 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Теоретическая подача секции топливного насоса:

$$V_{\text{т}} = \frac{V_{\text{ц}}}{\eta_{\text{н}}}$$

$$V_{\text{т}} = \frac{124,06}{0,8} = 155,075 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

где  $\eta_{\text{н}} = 0,8$  – коэффициент подачи насоса;

Полная производительность секции топливного насоса:

$$V_{\text{н}} = 2,9 \cdot V_{\text{т}}$$

$$V_{\text{н}} = 2,9 \cdot 155,075 = 449,7175 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Диаметр плунжера:

$$d_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\text{н}}}{\pi \cdot \left(\frac{S_{\text{пл}}}{d_{\text{пл}}}\right)}}$$

где  $\frac{S_{\text{пл}}}{d_{\text{пл}}} = 1,0 \dots 1,7$ ;

$$d_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 449,7175}{\pi \cdot 1,3}} = 7,6 \text{ мм}$$

Полный ход плунжера:

$$S_{\text{пл}} = \left(\frac{S_{\text{пл}}}{d_{\text{пл}}}\right) \cdot d_{\text{пл}}$$

$$S_{\text{пл}} = 1,3 \cdot 7,6 = 9,88 \text{ мм}$$

Активный ход плунжера:

$$S_{\text{акт}} = 4 \cdot V_T / (\pi \cdot d_{\text{пл}}^2)$$

$$S_{\text{акт}} = 4 \cdot \frac{155,075}{\pi \cdot 7,6^2} = 3,42 \text{ мм}$$

### 6.1.2 Расчет форсунки

Время истечения топлива:

$$\Delta t = \frac{\Delta \varphi}{6 \cdot n} \quad (6.2)$$

$$\Delta t = \frac{15}{6 \cdot 2300} = 0,001087 \text{ с}$$

Средняя скорость истечения топлива через сопловые отверстия:

$$w_{\phi} = \sqrt{\left(\frac{2}{\rho_T}\right) \cdot (p_{\phi} - p_{\text{ц}})} \quad (6.3)$$

где  $p_{\phi} = 24 \text{ МПа}$  – среднее давление впрыска топлива;

$p_{\text{ц}} = (p_c'' + p_z)/2$  – среднее давление газа в цилиндре в период впрыска;

$$p_{\text{ц}} = \frac{4,256 + 1,061}{2} = 2,6585 \text{ МПа}$$

$$w_{\phi} = \sqrt{\left(\frac{2}{842}\right) \cdot (24 - 2,6585) \cdot 10^6} = 225,15 \text{ м/с}$$

Суммарная площадь сопловых отверстий:

$$f_c = \frac{V_{\text{ц}}}{\mu_{\phi} \cdot w_{\phi} \cdot \Delta t \cdot 10^3} \quad (6.4)$$

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						107
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

где  $\mu_{\phi} = 0,7$  – коэффициент расхода топлива.

$$f_c = \frac{124,06}{0,7 \cdot 225,15 \cdot 0,001087 \cdot 10^3} = 0,724 \text{ мм}^2$$

Диаметр соплового отверстия:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi \cdot m}} \quad (6.5)$$

где  $m = 5$  – число сопловых отверстий.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,724}{\pi \cdot 5}} = 0,429 \text{ мм}$$

## 6.2 Расчёт системы смазки

Масляная система обеспечивает смазку деталей двигателя с целью уменьшения трения, предотвращения коррозии, удаления продуктов износа и частичное охлаждение его отдельных узлов. Данный двигатель имеет комбинированную систему смазки.



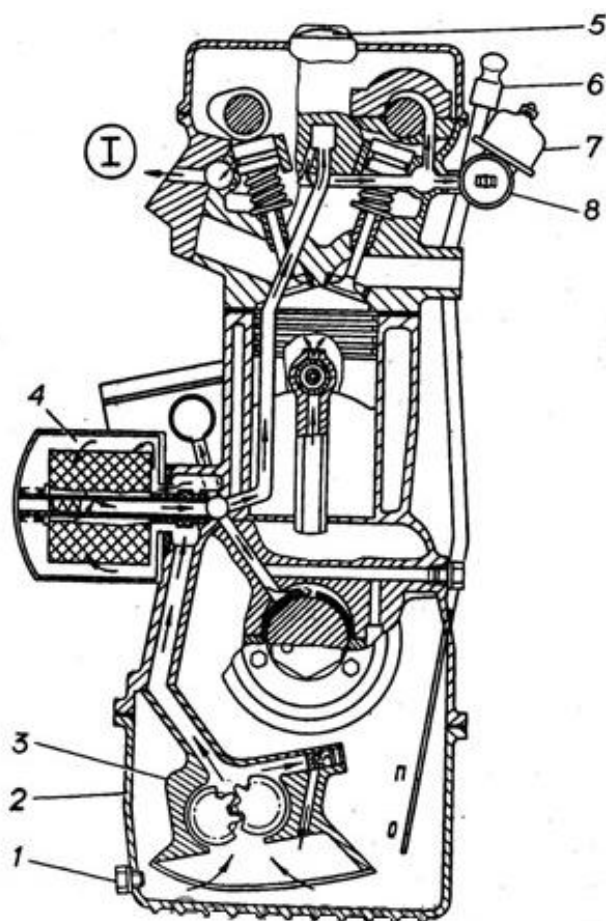


Рисунок 16 – Схема системы смазки двигателя:

1 – пробка сливного отверстия масляного картера; 2 – масляный картер; 3 – масляный насос; 4 – масляный фильтр; 5 – крышка маслозаливной горловины; 6 – стержневой указатель уровня масла; 7 – датчик указателя давления масла; 8 – датчик сигнализатора аварийного давления масла; I – к гидронатяжителю цепи привода распределительных валов.

### 6.2.1 Расчёт масляного насоса

Одним из основных элементов смазочной системы является масляный насос, который служит для подачи масла к трущимся поверхностям движущихся частей двигателя. В данном двигателе используется шестерёнчатый насос (рисунок 17). Шестерёнчатые насосы отличаются простотой устройства, компактностью, надёжностью работы.

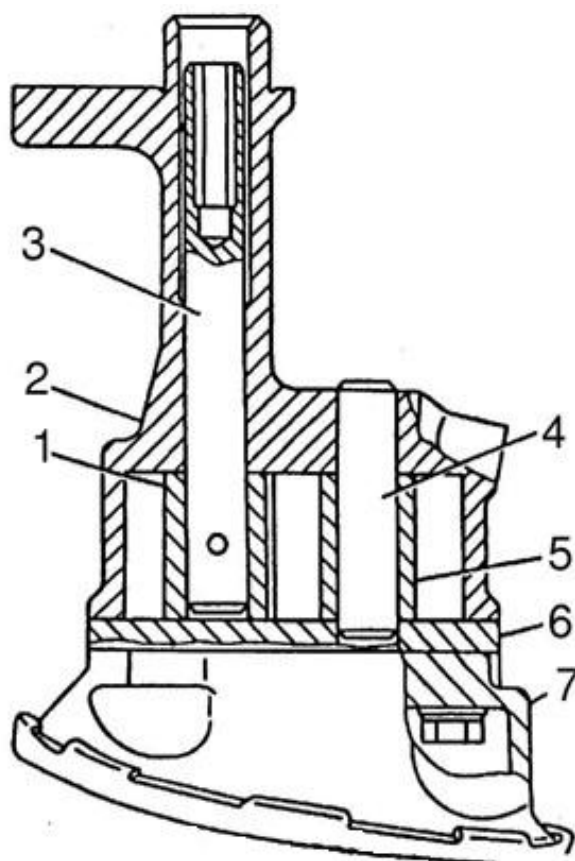


Рисунок 17 – Масляный насос двигателя:

1 – ведущая шестерня; 2 – корпус; 3 – валик; 4 – ось; 5 – ведомая шестерня; 6 – перегородка; 7 – приёмный патрубок с сеткой.

Расчёт масляного насоса заключается в определении размеров его шестерен.

Из расчёта теплового баланса имеем: общее количество теплоты, выделяемой топливом в течение одной секунды  $Q_0 = 681,18$  кДж/с.

Количество теплоты, отводимой маслом от двигателя:

$$Q_m = (0,015 - 0,030) \cdot Q_0 \quad (6.6)$$

$$Q_m = 0,023 \cdot Q_0 = 15,67 \text{ кДж/с}$$

Циркуляционный расход масла:

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}} \cdot c_{\text{м}} \cdot \Delta T_{\text{м}}} \quad (6.7)$$

где  $\rho_{\text{м}} = 900 \text{ кг/м}^3$  – плотность масла;

$c_{\text{м}} = 2,094 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$  – теплоёмкость масла;

$\Delta T_{\text{м}} = 12 \text{ К}$  – температура нагрева масла в двигателе.

$$V_{\text{ц}} = \frac{15,67}{900 \cdot 2,094 \cdot 12} = 0,000693 \text{ м}^3/\text{с}$$

Циркуляционный расход с учётом стабилизации давления масла в системе:

$$V' = 2 \cdot V_{\text{ц}} \quad (6.8)$$

$$V' = 2 \cdot 0,000693 = 0,001386 \text{ м}^3/\text{с}$$

Расчётная производительность насоса:

$$V_{\text{р}} = \frac{V'}{\eta_{\text{н}}} \quad (6.9)$$

где  $\eta_{\text{н}} = 0,6 \dots 0,8$  – объёмный коэффициент подачи, принимаем  $\eta_{\text{н}} = 0,7$ .

$$V_{\text{р}} = \frac{0,001386}{0,7} = 0,00198 \text{ м}^3/\text{с}$$

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса:

$$N_{\text{н}} = \frac{V_{\text{р}} \cdot p}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} \quad (6.14)$$

где  $p = 50 \cdot 10^4 \text{ Па}$  – рабочее давление масла в системе;

$\eta_{\text{м.н}} = 0,87$  – механический КПД масляного насоса.

$$N_{\text{н}} = \frac{0,00198 \cdot 50 \cdot 10^4}{0,87 \cdot 10^3} = 1,138 \text{ кВт}$$

### 6.2.2 Расчёт масляного радиатора

Масляный радиатор представляет собой теплообменный аппарат для охлаждения масла, циркулирующего в системе двигателя. Различают два типа радиаторов: воздушно - масляные с воздушным охлаждением и водомасляные – с водяным охлаждением.

Коэффициент теплопередачи от масла к воде:

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{теп}}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (6.15)$$

где  $\alpha_1 = 800 \dots 1400 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  – коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам радиатора, принимаем  $\alpha_1 = 1200 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ;

$\delta = 0,2 \text{ мм}$  – толщина стенки радиатора;

$\lambda_{\text{теп}} = 18 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$  – коэффициент теплопроводности стенки;

$\alpha_2 = 2300 \dots 4100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к воде, принимаем  $\alpha_2 = 3200 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ .

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{1200} + \frac{0,0002}{18} + \frac{1}{3200}} = 864,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Поверхность охлаждения масляного радиатора, омываемая водой:

$$F_M = \frac{Q_M}{K_M \cdot \Delta T_M} \quad (6.16)$$

$$F_M = \frac{15670}{864,3 \cdot 12} = 1,51 \text{ м}^2$$

### 6.2.3 Расчёт коренного подшипника дизеля

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						112
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

На основании данных расчёта коренного подшипника имеем: диаметр коренной шейки  $d_{к.ш} = 86$  мм, рабочая ширина коренного вкладыша  $l'_{к.ш} = 34,7$  мм, среднее удельное давление на поверхности шейки  $k_{к.ш.ср} = 13,08$  МПа, частота вращения коленчатого вала  $n = 2300$  мин<sup>-1</sup>.

Диаметральный зазор:

$$\Delta = 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot d_{к.ш} \quad (6.17)$$

$$\Delta = 0,0009 \cdot 86 = 0,0774 \text{ мм}$$

Относительный зазор:

$$\chi = \frac{\Delta}{d_{к.ш}} \quad (6.18)$$

$$\chi = \frac{0,0774}{86} = 0,0009$$

Коэффициент, учитывающий геометрию коренной шейки:

$$c = 1 + \frac{d_{к.ш}}{l'_{к.ш}} \quad (6.19)$$

$$c = 1 + \frac{86}{34,7} = 3,478$$

Минимальная толщина масляного слоя:

$$h_{min} = \frac{55 \cdot 10^{-9} \cdot \mu \cdot n \cdot d_{к.ш}}{k_{к.ш.ср} \cdot \chi \cdot c} \quad (6.20)$$

где  $\mu = 0,0113$  Н·с/м<sup>2</sup> – динамическая вязкость масла, значение выбрано согласно таблице 19.1 [2].

$$h_{min} = \frac{55 \cdot 10^{-9} \cdot 0,0113 \cdot 2300 \cdot 86}{13,08 \cdot 0,0009 \cdot 3,478} = 0,003 \text{ мм}$$

Величина критического слоя масла:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		113

$$h_{кр} = h_{в} + h_{п} \quad (6.21)$$

где  $h_{в} = 0,0004$  мм – величина неровностей поверхности шейки после чистового шлифования [2 стр.478];

$h_{п} = 0,0007$  мм – величина неровностей поверхности вкладыша после алмазного растачивания [2 стр.478].

$$h_{кр} = 0,0004 + 0,0007 = 0,0011 \text{ мм}$$

Коэффициент запаса надежности шатунного подшипника:

$$K = \frac{h_{min}}{h_{кр}} \quad (6.22)$$

$$K = \frac{0,003}{0,0011} = 2,73$$

### 6.3 Расчёт системы охлаждения

Охлаждение двигателя применяется в целях принудительного отвода теплоты от нагретых деталей для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя и его нормальной работы. Большая часть отводимой теплоты воспринимается системой охлаждения. Данный двигатель имеет жидкостную систему охлаждения. К преимуществам жидкостного охлаждения следует отнести:

1. более эффективный отвод теплоты от нагретых деталей двигателя при любой тепловой нагрузке;
2. быстрый и равномерный прогрев двигателя при пуске;
3. меньшая склонность к детонации;
4. более стабильное тепловое состояние двигателя при изменении режима работы;
5. меньшие затраты мощности на охлаждение и возможность использования тепловой энергии, отводимой в систему охлаждения.

Недостатки системы жидкостного охлаждения:

1. большие затраты на обслуживание и ремонт в эксплуатации;
2. пониженная надежность работы двигателя при отрицательных температурах окружающей среды и большая чувствительность к ее изменению.

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

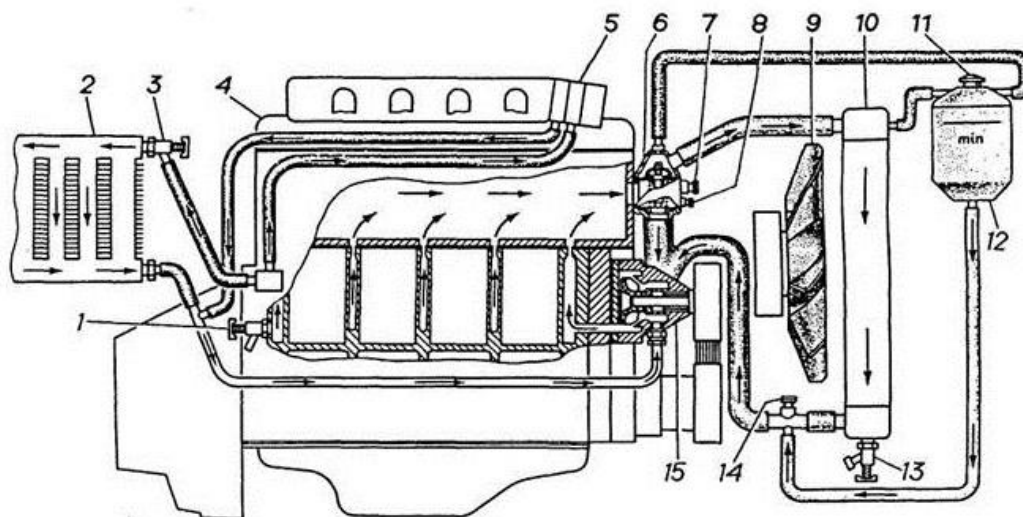


Рисунок 16 – Схема системы охлаждения двигателя:

1 – сливной краник блока цилиндров; 2 – радиатор отопителя; 3 – краник отопителя; 4 – двигатель; 5 – дроссельный патрубок; 6 – термостат; 7 – датчик указателя температуры охлаждающей жидкости; 8 – датчик сигнализатора перегрева охлаждающей жидкости; 9 – электровентилятор; 10 – радиатор; 11 – пробка расширительного бачка; 12 – расширительный бачок; 13 – сливной краник радиатора; 14 – датчик включения электровентилятора; 15 – водяной насос

### 6.3.1 Расчёт жидкостного насоса

Жидкостный насос (помпа) служит для обеспечения непрерывной циркуляции жидкости в системе охлаждения.

По данным теплового баланса имеем: количество теплоты, отводимой от двигателя жидкостью  $Q_B = 43830$  Дж/с; средняя теплоемкость жидкости  $c_{ж} = 4187$  Дж/кг · К; средняя плотность жидкости  $\rho_{ж} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>; напор, создаваемый насосом, принимаем  $p_{ж} = 80$  кПа; частота вращения насоса  $n_{в.н} = 2300$  мин<sup>-1</sup>.

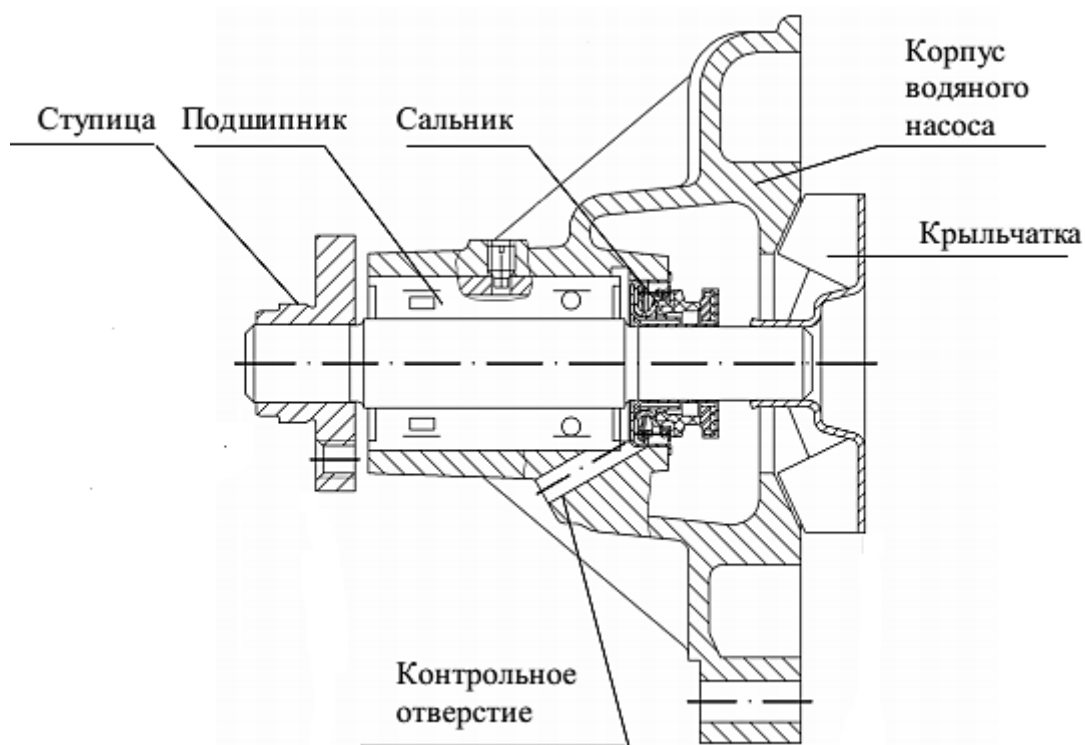


Рисунок 17 – Водяной насос двигателя

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения:

$$G_{ж} = \frac{Q_B}{c_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta T_{ж}} \quad (6.23)$$

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

$$G_{ж} = \frac{43830}{4187 \cdot 1000 \cdot 10} = 0,00105 \text{ м}^3/\text{с}$$

Расчётная производительность насоса:



$$G_{\text{ж.п}} = \frac{G_{\text{ж}}}{\eta} \quad (6.24)$$

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

$$G_{\text{ж.п}} = \frac{0,00105}{0,84} = 0,00125 \text{ м}^3/\text{с}$$

Радиус входного отверстия крыльчатки:

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{\text{ж.п}}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2} \quad (6.25)$$

где  $c_1 = 1,7$  м/с – скорость жидкости на входе;

$r_0 = 0,02$  м – радиус ступицы крыльчатки.

$$r_1 = \sqrt{\frac{0,00125}{3,14 \cdot 1,7} + 0,02^2} = 0,065 \text{ м}$$

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса:

$$u_2 = \sqrt{1 + \text{tg}\alpha_2 \cdot \text{ctg}\beta_2} \cdot \sqrt{\frac{p_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}} \cdot \eta_h}} \quad (6.26)$$

где  $\alpha_2 = 8^\circ$ ,  $\beta_2 = 40^\circ$ ;

$\eta_h = 0,66$  – гидравлический КПД насоса.

$$u_2 = \sqrt{1 + (-6,799) \cdot (-0,895)} \cdot \sqrt{\frac{80 \cdot 10^3}{1000 \cdot 0,66}} = 29,3 \text{ м/с}$$

Радиус крыльчатки колеса на выходе:

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n_{\text{в.н}}} \quad (6.27)$$

$$r_2 = \frac{30 \cdot 29,3}{\pi \cdot 2300} = 0,12 \text{ м}$$

Окружная скорость входа потока:

$$u_1 = \frac{u_2 \cdot r_1}{r_2} \quad (6.28)$$

$$u_1 = \frac{29,3 \cdot 0,065}{0,12} = 15,87 \text{ м/с}$$

Угол между скоростями  $c_1$  и  $u_1$  принимаем  $\alpha_1 = 90^\circ$ , при этом  $\text{tg}\beta_1 = c_1/u_1 = 1,7/15,87 = 0,10712$ , откуда  $\beta_1 = 6^\circ 6'$ .

Ширина лопатки на входе:

$$b_1 = \frac{G_{\text{ж,р}}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\sin\beta_1}\right) \cdot c_1} \quad (6.29)$$

где  $z = 6$  – число лопаток на крыльчатке насоса;

$\delta_1 = 0,004$  м – толщина лопаток у входа.

$$b_1 = \frac{0,00125}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0,065 - \frac{6 \cdot 0,004}{\sin 6^\circ 6'}\right) \cdot 1,7} = 0,004 \text{ м}$$

Радиальная скорость потока на выходе из колеса:

$$c_r = \frac{p_{\text{ж}} \cdot \text{tg}\alpha_2}{\rho_{\text{ж}} \cdot \eta_h \cdot u_2} \quad (6.30)$$

$$c_r = \frac{80 \cdot 10^3 \cdot \text{tg}8}{1000 \cdot 0,66 \cdot 29,3} = 0,58 \text{ м/с}$$

Ширина лопатки на выходе:

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_2 - \frac{z \cdot \delta_2}{\sin \beta_2}\right) \cdot c_r} \quad (6.31)$$

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

$$b_2 = \frac{0,00125}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0,12 - \frac{6 \cdot 0,004}{\sin 40}\right) \cdot 0,58} = 0,003 \text{ м}$$

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{в.н} = \frac{G_{ж.р} \cdot p_{ж}}{1000 \cdot \eta_{м}} \quad (6.32)$$

где  $\eta_{м} = 0,84$  – механический КПД жидкостного насоса.

$$N_{в.н} = \frac{0,00125 \cdot 80 \cdot 10^3}{1000 \cdot 0,84} = 0,119 \text{ кВт}$$

### 6.3.2 Расчёт поверхности охлаждения жидкостного радиатора

Радиатор представляет собой теплообменный аппарат для воздушного охлаждения жидкости, поступающей от нагретых деталей двигателя.

Расчёт радиатора состоит в определении поверхности охлаждения, необходимой для передачи теплоты от жидкости к окружающему воздуху.

По данным теплового баланса: количество теплоты, отводимой от двигателя и передаваемого от жидкости к охлаждающему воздуху  $Q_{в} = Q_{ж} = 43830$  Дж/кг; средняя теплоемкость воздуха  $c_{возд} = 1000$  Дж/кг · К; объемный расход жидкости, проходящей через радиатор  $G_{ж} = 0,00105$  м<sup>3</sup>/с; средняя плотность жидкости  $\rho_{ж} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
						119
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}} \quad (6.33)$$

где  $\Delta T_{\text{возд}} = 28 \text{ К}$  – температурный перепад воздуха в решетке радиатора.

$$G'_{\text{возд}} = \frac{43830}{1000 \cdot 28} = 1,565 \text{ кг/с}$$

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор:

$$G'_{\text{ж}} = G'_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \quad (6.34)$$

$$G'_{\text{ж}} = 0,00105 \cdot 1000 = 1,05 \text{ кг/с}$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{T_{\text{возд.вх}} + (T_{\text{возд.вх}} + \Delta T_{\text{возд}})}{2} \quad (6.35)$$

где  $T_{\text{возд.вх}} = 313 \text{ К}$  – расчетная температура воздуха перед радиатором

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{313 + (313 + 28)}{2} = 327 \text{ К}$$

Средняя температура жидкости в радиаторе:

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{T_{\text{ж.вх}} + (T_{\text{ж.вх}} - \Delta T_{\text{ж}})}{2} \quad (6.36)$$

где  $T_{\text{ж.вх}} = 365 \text{ К}$  – температура жидкости перед радиатором.

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{365 + (365 - 10)}{2} = 360 \text{ К}$$

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{Q_{\text{в}}}{K \cdot (T_{\text{ср.ж}} - T_{\text{ср.возд}})} \quad (6.37)$$

где  $K = 100$  – коэффициент теплопередачи для радиаторов грузовых автомобилей.

$$F = \frac{43830}{100 \cdot (360 - 327)} = 13,3 \text{ м}^2$$

### 6.3.3 Расчёт вентилятора

Вентилятор служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод теплоты от радиатора.

По данным расчета жидкостного радиатора массовый расход воздуха, подаваемый вентилятором:  $G'_{\text{возд}} = 1,565 \text{ кг/с}$ , а его средняя температура  $T_{\text{ср.возд}} = 327 \text{ К}$ ; напор, создаваемый вентилятором принимаем  $\Delta p_{\text{тр}} = 900 \text{ Па}$ .

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе:

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_{\text{ср.возд}}} \quad (6.38)$$

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 327} = 1,065 \text{ кг/м}^3$$

Производительность вентилятора:

$$G_{\text{возд}} = \frac{G'_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}}} \quad (6.39)$$

$$G_{\text{возд}} = \frac{1,565}{1,065} = 1,47 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Фронтальная поверхность радиатора:

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{возд}}}{\omega_{\text{возд}}} \quad (6.40)$$

где  $\omega_{\text{возд}} = 6 \dots 30 \text{ м/с}$  – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учёта скорости движения автомобиля, принимаем  $\omega_{\text{возд}} = 22 \text{ м/с}$ .

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{1,47}{22} = 0,067 \text{ м}^2$$

Диаметр вентилятора:

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}} \quad (6.41)$$

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,067}{\pi}} = 0,292 \text{ м}$$

Окружная скорость вентилятора:

$$u = \psi_{\text{л}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{возд}}}} \quad (6.42)$$

где  $\psi_{\text{л}} = 3$  – безразмерный коэффициент для плоских лопаток.

$$u = 3 \cdot \sqrt{\frac{900}{1,065}} = 87 \text{ м/с}$$

Частота вращения вентилятора с отдельным приводом:

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_{\text{вент}}} \quad (6.43)$$

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot 87}{\pi \cdot 0,292} = 5690,3 \text{ мин}^{-1}$$

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора:

$$N_{\text{вент}} = \frac{G_{\text{возд}} \cdot \Delta p_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_{\text{в}}} \quad (6.44)$$

где  $\eta_{\text{в}} = 0,6$  – КПД клепаного вентилятора.

$$N_{\text{вент}} = \frac{1,47 \cdot 900}{1000 \cdot 0,6} = 2,205 \text{ кВт}$$

## 7 СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ И ЕЁ МОДЕРНИЗАЦИЯ

### 7.1 Стандартная система охлаждения

Система охлаждения жидкостная, закрытая, с принудительной циркуляцией жидкости и расширительным бачком, с подачей жидкости в блок цилиндров.

Система охлаждения включает в себя водяной насос, термостат, водяные рубашки в блоке цилиндров и головке блока цилиндров, радиатор, расширительный бачок, вентилятор, соединительные патрубки, а также радиаторы отопления кузова.

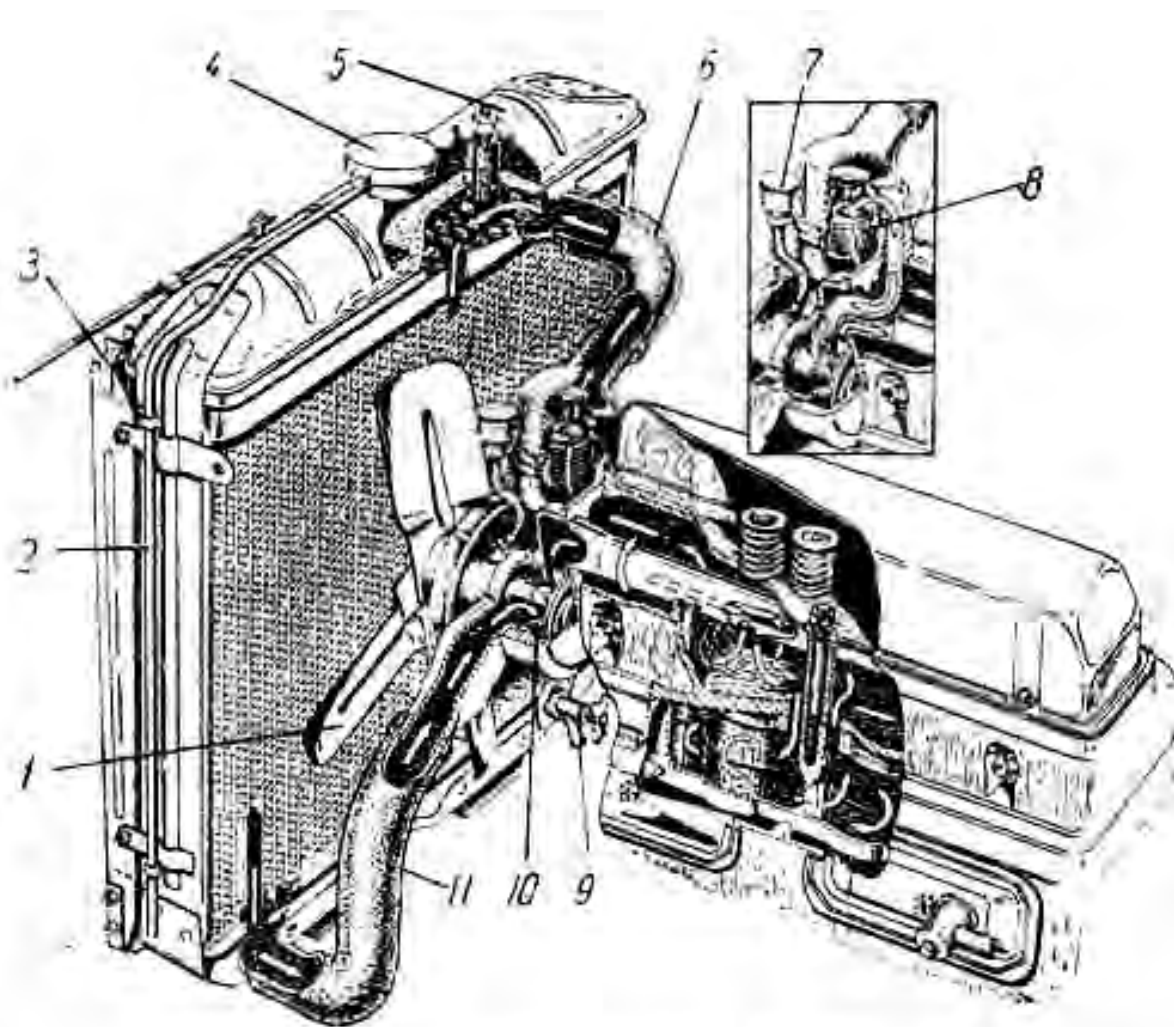


Рис. 9. Система охлаждения двигателя:

1—вентилятор, 2—паропроводная трубка радиатора, 3—створки, 4—пробка радиатора, 5—радиатор, 6—подводящая труба радиатора, 7—масленка водяного насоса, 8—термостат системы охлаждения, 9—сливной краник радиатора, 10—водяной насос, 11—отводящая труба радиатора.

Рис. 18 – Система охлаждения Газон некст

Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата

ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР

Лист

123

## Принцип работы системы охлаждения.

Принцип функционирования системы охлаждения двигателя (и бензинового, и дизельного) весьма прост и основан на целенаправленной циркуляции охлаждающей жидкости. Охлаждающая жидкость, забирая тепло у деталей двигателя (в рубашках охлаждения), под воздействием давления, создаваемого водяным насосом, начинает циркулировать по системе, осуществляя теплообмен.

Первоначально движение жидкости осуществляется при закрытом термостате по малому кругу, то есть без работы радиатора. Это делается для того, чтобы убыстрить процесс прогрева двигателя и доведения его до рабочей температуры. После возврата жидкости в рубашки охлаждения процесс циркуляции продолжается.

В том случае, когда температура достигает высоких показателей (в пределах 100 градусов), открывается термостат, и охлаждающая жидкость начинает двигаться по большому кругу, заходя в радиатор. Это сразу же остужает двигатель, ибо в систему охлаждения поступает жидкость, ранее не использовавшаяся (находившаяся в радиаторе). Сам радиатор охлаждается потоком атмосферного воздуха.

## Классификация и назначение системы охлаждения двигателя

Во время работы двигателя в цилиндре происходит сгорание рабочей смеси, температура газов при этом достигает 1000 °С. При этом сильно нагреваются детали, имеющие непосредственный контакт с горячими газами. При чрезмерном нагревании снижается вязкость масла в системе смазки, вследствие чего ухудшаются его смазывающие свойства, повышаются потери на трении и износ трущихся поверхностей. Перегрев может вызвать значительное расширение поршня и заклинивание его в цилиндре, из-за перегрева так же может произойти коробление тарелок клапанов, сгорание их фасок, а так же заклинивание клапанов во втулках.

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		124



Для избежания негативных воздействий высоких температур двигатель охлаждаются, охлаждению подлежат следующие детали: головка цилиндров, стенки гильзы, поршни и кольца охлаждаются от цилиндра. Однако чрезмерное охлаждение двигателя также не желательно, при недостаточной температуре двигателя не полностью сгорает топливо, вызывая тем самым образование нагара на поверхностях поршня и стенках цилиндра, а так же на тарелках клапанов. Из-за нагара возможно залегание колец в канавках поршня и зависание клапанов. Таким образом, можно сделать вывод, что чрезмерный отвод тепла от двигателя не менее вреден чем перегрев. Для нормальной работы двигателя требуется температура 80-95 °С, следовательно после запуска, перед тем как давать двигателю нагрузку его необходимо прогреть. Система охлаждения служит одновременно для отвода теплоты от двигателя и поддержания нормальной рабочей температуры, работающего двигателя.

Система охлаждения двигателя может быть воздушной или жидкостной, жидкостная система охлаждения может быть с термосифонной (естественной) и принудительной циркуляцией. Циркуляция – это непрерывное круговое движение жидкости в системе охлаждения. В термосифонной системе охлаждения циркуляция жидкости осуществляется за счет разности температур, в системе охлаждения с принудительной циркуляцией, циркуляция жидкости осуществляется при помощи насоса. Система охлаждения с термосифонной циркуляцией требует больших объемов жидкости и емкости системы. Наибольшее распространение получили жидкостные системы охлаждения с принудительной циркуляцией, так как они требуют меньшего объема жидкости, за счет быстрой ее циркуляции их эффективность выше.

Для нормального функционирования система охлаждения должна быть полностью заполнена жидкостью. При прогреве двигателя объём жидкости увеличивается, избыток её выталкивается за счёт повышения давления из замкнутого объёма циркуляции в расширительный бачок. При снижении температуры жидкости (например, после прекращения работы двигателя) жидкость из расширитель-

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						125
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

ного бачка под действием возникающего разрежения возвращается в замкнутый объём.

На автомобилях МАЗ расширительный бачок непосредственно связан с атмосферой. Регулирование обмена жидкости между бачком и замкнутым объёмом системы охлаждения регулируется двумя клапанами, впускным и выпускным, находящимися в пробке радиатора.

## 7.2 Модернизация системы охлаждения

Изучив теоретическую часть проблемы перегрева двигателя ЯМЗ-534 в жаркое время и городских условиях пробок, её причины и разнообразных способов улучшения и модернизации системы охлаждения двигателя, я предлагаю, пожалуй, наиболее эффективный метод модернизации: установка модифицированного радиатора.

### 7.2.1 Радиатор

С завода мотор ЯМЗ-5340 укомплектовывается однорядным или двухрядным алюминиевым радиатором. Двигатель ЯМЗ 534 конструктивно более энергоёмкий чем, ЯМЗ 650 и поэтому нуждается в дополнительном охлаждении, что заводом не было произведено. В целом двигатель достаточно хорош и надёжен, прост в обслуживании и ремонте, но чтобы увеличить его ресурс, необходимо обеспечить ему стабильный температурный режим.

Первое, с чего стоит начать – это выбрать материал, из которого будет сделан радиатор. Основной материал при производстве сердцевин современных радиаторов – алюминий. Он обладает примерно в два раза меньшей теплопроводностью, чем практически вышедшая из употребления по причине высокой стоимости медь. Однако на рынке запчастей предлагается высокое разнообразие именно медных радиаторов.

					<i>ЮЧРГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						126
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

Но использование материала с большим коэффициентом теплопроводности само по себе еще не гарантирует высокой теплоотдачи радиатора – ведь более важным фактором выступают конструктивные особенности радиатора.

И этому есть причина – теплоотдача радиатора зависит от его. Чем больше охлаждающих трубок в радиаторе – тем лучше. Чем больше ширина трубок (толщина радиатора) – тем лучше. Поэтому ёмкость радиатора зависит от двух моментов – шага охлаждающих трубок (обратно-пропорциональная зависимость) и толщины сердцевины (прямо-пропорциональная зависимость). Учитывая эти факторы, в современных радиаторах есть тенденция к уменьшению расстояния между охлаждающими трубками (шагом трубок) и увеличению толщины трубок.

Наконец, теплоотдача радиатора будет зависеть от "металлоёмкости". Увеличить теплоотдачу радиатора можно посредством увеличения количества металла в сердцевине – чем больше эта величина, тем больше теплоотдача. Как правило, в конструкции радиатора не изменяют толщину трубки, а увеличивают количество "оребрения" – охлаждающих лент или охлаждающих пластин. При этом изменяется "шаг" охлаждающих лент (то есть угол, на который они складываются) либо изменяется количество охлаждающих пластин (их "плотность").

Не стоит также забывать о форме охлаждающей трубки – преимущество имеет аэродинамически "правильная", то есть плоскоовальная форма трубки. Трубка круглого сечения, в отличие от плоскоовальной, будет иметь "аэродинамическую тень" – "мертвую зону" позади трубки, куда холодный воздух практически не попадает.

Типы конструкций автомобильных радиаторов.

Учитывая все упомянутые факторы, можно выделить 4 типа конструкции автомобильных радиаторов, являющихся наиболее используемыми в современном автомобилестроении.

Тип 1. алюминиевые трубчато-ленточные несборные (паяные). Наиболее распространены в современном автопроме (получили широкое использования с конца 90-х годов 20 века). Имеют охлаждающую сердцевину из трубок плоскоовального сечения и лент, сложенных в виде "гармошек", расположенных между трубок.

Тип 2. алюминиевые трубчато-пластинчатые сборные. Считаются устаревшей конструкцией; появились в конце 80-х годов 20 века. Охлаждающая сердцевина состоит из круглых трубок, нанизанных на охлаждающие пластины - "ламели".

Тип 3. медно-латунные трубчато-ленточные несборные (паяные). На сегодняшний день используются крайне редко и только для грузовых автомобилей и спецтехники. Также, как и тип 1, имеют сердцевину из плоскоовальных трубок и лент между ними. Отличие от типа 1 – используется медь, а не алюминий.

Производство радиаторов охлаждения двигателя и радиаторов кондиционера автомобиля технологически сложный, производственный процесс. При изготовлении радиаторов используют в основном определенные металлы, или их соединения.

Практически основной металл при производстве радиаторов охлаждения двигателя – это алюминий. Радиатор, изготовленный из этого металла обладает приличной теплоотдачей. Еще одно, пожалуй главное отличительное преимущество – это низкая, относительно медных теплообменников цена.

Выбор медного радиатора можно назвать премиальным. Во первых, конечно это высокая теплопроводность и теплоотдача. Отсутствие коррозии и минимальное воздействие на стенки радиаторов агрессивных жидкостей (тосол или антифриз)

Кроме высокой теплопроводности, эти два основных металла, благодаря их пластичности, хорошо поддаются созданию сложных элементов радиатора, сердцевина, рядность и т.д

Так же можно отметить небольшой вес меди или алюминия, в отличии например от чугуна или стали.

К плюсам меди можно отнести  $t$  теплоносителя до 150С.

Радиаторы из латуни встречаются реже, и по сравнению с медью показатели теплопроводности ниже.

Покупку и подбор радиатора лучше доверить специалистам, обратившись в Кристалл Электрик, где предложат оригинальный или аналогичный теплообменник.

Отсюда можно сделать вывод: чтобы улучшить охлаждение мотора ЯМЗ-5340, следует установить современный трёхрядный медный радиатор с заводскими геометрическими габаритами. Благодаря ему стабилизируется температурный режим двигателя и он будет меньше нагреваться в пробках.

					<i>ЮЧРГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		129

## 7.2.2 Расчёт радиатора



Рис. 20 – Радиатор медный

Теплопроводность алюминия  $\lambda = 236$  Вт/м·К, меди  $\lambda = 401$  Вт/м·К, удельная теплоёмкость меди  $c_{\text{меди}} = 0,385$  Дж/кг·К, а алюминия  $c_{\text{алюм}} = 0,800$  Дж/кг·К. Чем меньше значение удельной теплоемкости материала, тем меньше ему требуется количество тепла для собственного нагрева. следовательно медь в 2 раза эффективнее отводит тепло.

По данным теплового баланса: количество теплоты, отводимой от двигателя и передаваемого от жидкости к охлаждающему воздуху  $Q_{\text{в}} = Q_{\text{ж}} = 80322$  Дж/кг; средняя теплоёмкость воздуха  $c_{\text{возд}} = 1000$  Дж/кг·К; объемный расход жидкости, проходящей через радиатор  $G_{\text{ж}} = 0,00105$  м<sup>3</sup>/с; средняя плотность жидкости  $\rho_{\text{ж}} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}} \quad (7.1)$$

где  $\Delta T_{\text{возд}} = 28$  К – температурный перепад воздуха в решетке радиатора.

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата		130

$$G'_{\text{возд}} = \frac{43830}{1000 \cdot 28} = 1,565 \text{ кг/с}$$

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор:

$$G'_j = G_j \cdot \rho_j \quad (7.2)$$

$$G'_j = 0,00105 \cdot 1000 = 1,05 \text{ кг/с}$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{T_{\text{возд.вх}} + (T_{\text{возд.вх}} + \Delta T_{\text{возд}})}{2} \quad (7.3)$$

где  $T_{\text{возд.вх}} = 313 \text{ К}$  – расчетная температура воздуха перед радиатором

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{313 + (313 + 28)}{2} = 327 \text{ К}$$

Средняя температура жидкости в радиаторе:

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{T_{\text{ж.вх}} + (T_{\text{ж.вх}} - \Delta T_{\text{ж}})}{2} \quad (7.4)$$

где  $T_{\text{ж.вх}} = 363 \text{ К}$  – температура жидкости перед радиатором.

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{363 + (363 - 10)}{2} = 358 \text{ К}$$

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{Q_j}{\lambda \cdot \Delta T_{\text{ж}}} \quad (7.5)$$

Медного:

$$F = \frac{43830}{401 \cdot 10} = 10,93 \text{ м}^2$$

Алюминиевого:

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						131
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

$$F = \frac{43830}{236 \cdot 10} = 18,57 \text{ м}^2$$

Таким образом, для отвода одного и того же количества тепла требуется медный радиатор с меньшей площадью охлаждения чем у алюминиевого. Если установить медный радиатор с площадью охлаждения как у алюминиевого, можно достигнуть большего охлаждения жидкости.

Разница температур жидкости в медном радиаторе:

$$\Delta T_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{ж}}}{\lambda \cdot F} \quad (7.6)$$

$$\Delta T_{\text{ж}} = \frac{43830}{401 \cdot 18,57} = 5,9 \text{ К}$$

Фронтальная поверхность радиатора:

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{возд}}}{\omega_{\text{возд}}} \quad (7.7)$$

где  $\omega_{\text{возд}} = 6 \dots 30 \text{ м/с}$  – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учёта скорости движения автомобиля, принимаем  $\omega_{\text{возд}} = 22 \text{ м/с}$ .

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{1,565}{22} = 0,071 \text{ м}^2$$

Радиатор, сделанный из меди имеет меньшую площадь охлаждения, чем алюминиевый при одинаковой теплоотводной способности. С целью повышение КПД системы охлаждения, было решено не уменьшать размеры радиатора, а изменить материал с алюминия на медь.

Радиатор имеет 3 ряда медных плоско-овальных трубок и при должном уходе за ним способен охладить жидкость до приемлемого уровня, избегая перегрева двигателя.



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведя все необходимые расчёты, я пришёл к выводу, что для нормализации процесса охлаждения двигателя ЯМЗ-5340 и предотвращения его перегрева в условиях простоя в заторах при высокой температуре воздуха следует модернизировать систему охлаждения двигателя. Медный двухрядный радиатор увеличит теплоотдачу системы, что позволит эффективнее охлаждать жидкость.

Введение на конвейер этой модернизации системы охлаждения позволит избежать проблем с перегревом и полностью исключить потребность в самостоятельной доработке данной конструкции в гараже, что положительно скажется на доверии потребителя к производителю.

					<i>ЮЧрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>133</i>

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: конспект лекций.- Челябинск: ЧПИ,1994.
2. Фарафонов М.Ф. Автомобильные двигатели: Учебное пособие для студентов- заочников. - Челябинск: ЧГТУ, 1990. – 70 с.
3. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. Изд. 2-е, и доп. Учебник для вузов по специальности « Двигатели внутреннего сгорания». – 1970
4. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов./А.И .Колчин, В.П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп., 2002 - 496 с.: ил.
5. Бунов В. М. Конструирование и расчет ДВС: Метод. указания по курсовому проекту / ЧПИ им. Ленинского комсомола, Каф. Двигатели внутреннего сгорания - Челябинск : Издательство ЧПИ , 1983

					<i>ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		134

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### ПРИЛОЖЕНИЕ 1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ НА ЭВМ

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1	ДАВЛЕНИЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.....PO=	.1013	МПА
2	ДАВЛЕНИЕ ПЕРЕД ВПУСКНЫМИ КЛАПАНАМИ..PK=	.2700	МПА
3	ТЕМПЕРАТУРА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.....TO=	293.0000	ГРАД К
4	СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ.....E=	17.5000	
5	КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ.....MV=	.8000	
6	ДАВЛЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....PR=	.2430	МПА
7	ТЕМПЕРАТУРА ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....TR=	900.0000	ГРАД К
8	ПОДОГРЕВ СВЕЖЕГО ЗАРЯДА.....DLT=	9.0000	ГРАД К
9	МАССОВАЯ ДОЛЯ УГЛЕРОДА В ТОПЛИВЕ.....C=	.8600	
10	МАССОВАЯ ДОЛЯ ВОДОРОДА В ТОПЛИВЕ.....H=	.1300	
11	МАССОВАЯ ДОЛЯ КИСЛОРОДА В ТОПЛИВЕ.....O=	.0100	
12	КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА.....ALB=	1.5600	
13	ОТН. РАД. КРИВОШ. К ДЛ. ШАТУНА..LAMBDA=	.2630	
14	ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ СЖАТИЯ.....N1=	1.3600	
15	НИЗШАЯ ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА.....HU=	42.5000	МДЖ/КГ
16	ПОКАЗАТЕЛЬ ХАРАКТЕРА СГОРАНИЯ.....M=	.2500	
17	ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ СГОРАНИЯ.....FIZ=	120.0000	ГРАД ПКВ
18	ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ РАСШИРЕНИЯ.....N2=	1.4000	
19	КОЭФФИЦИЕНТ ЭФФЕКТИВНОСТИ СГОРАНИЯ..KS=	.8000	
20	ПОНИЖ. ТЕМП. В ОХЛ. НАДД. ВОЗД..DLTOXL=	63.0000	ГРАД К
21	ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ СЖАТ. В КОМПР..NH=	1.5500	
22	УГОЛ ОПЕРЕЖЕНИЯ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ.....Q=	22.0000	ГРАД ПКВ
23	ШАГ РАСЧЕТА ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ.....DFI=	5.0000	ГРАД ПКВ
24	ШАГ РАСЧЕТА ПРОЦ.СЖАТ. И РАСШ.....DAL=	5.0000	ГРАД ПКВ

#### РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ВПУСКА ДВИГАТЕЛЬ С НАДДУВОМ

ДАВЛЕНИЕ В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ.....PA=	.2228	МПА
ТЕОРЕТИЧЕСКИ НЕОБХ. КОЛ-ВО ВОЗД..LO1=	14.3247	КГ/КГ
LO=	.4945	КМОЛЬ/КГ
КОЭФФ. ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....GM=	.0267	
ТЕМПЕР. ВОЗД. ПОСЛЕ КОМПРЕССОРА..TK1=	414.8984	ГРАД К
ТЕМПЕР. ВОЗД. ПОСЛЕ ОХЛАЖДЕНИЯ....TK=	351.8984	ГРАД К
ТЕМПЕР. ВОЗД. В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ.....TA=	374.8971	ГРАД К

#### ДВИГАТЕЛЬ ДИЗЕЛЬНЫЙ

УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМ В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ.....VA=	.4833	МЗ/КГ
ХИМИЧЕСКИЙ КОЭФФ. МОЛЕКУЛ. ИЗМ.ВОМАКС=	1.0425	
ОБЩАЯ УДЕЛЬН. ИСПОЛЬЗ. ТЕПЛ. СГОР..QZ=	1.4820	МДЖ/КГ
ДЕЙСТВ. КОЭФФ. МОЛЕКУЛЯРН. ИЗМ..ВМАКС=	1.0414	

ПРИЛОЖЕНИЕ 1 – продолжение

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

УГОЛ АЛЬФА	ОБЪЕМ	ДАВЛ.СЖАТ.	ТЕМП. СЖАТ.
180.0	.483	.223	374.9
185.0	.483	.223	375.1
190.0	.481	.224	375.6
195.0	.478	.226	376.5
200.0	.473	.229	377.8
205.0	.467	.233	379.5
210.0	.460	.238	381.5
215.0	.452	.244	384.0
220.0	.442	.251	387.0
225.0	.432	.260	390.5
230.0	.420	.270	394.4
235.0	.407	.282	399.0
240.0	.392	.296	404.2
245.0	.377	.313	410.1
250.0	.360	.332	416.7
255.0	.343	.355	424.2
260.0	.325	.383	432.7
265.0	.306	.416	442.2
270.0	.286	.455	452.9
275.0	.266	.502	464.9
280.0	.245	.560	478.5
285.0	.225	.630	493.8
290.0	.204	.718	511.0
295.0	.184	.828	530.6
300.0	.164	.966	552.8
305.0	.145	1.144	578.1
310.0	.127	1.375	606.9
315.0	.109	1.679	639.9
320.0	.093	2.083	677.5
325.0	.079	2.628	720.5
330.0	.066	3.364	769.1
335.0	.054	4.352	823.4
338.0	.048	5.090	858.2

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СЖАТИЯ  $\lambda_{AY} =$  -.3856 МДЖ/КГ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1 – продолжение

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

УГОЛ АЛЬФА	ОБЪЕМ	ДАВЛЕН	ТЕМПЕР	УГОЛ ФИ	ВЫГОР ТОПЛ	СКОР СГОР	КОЭФ МОЛ.ИЗМ	ОТНОШ ТЕПЛОЕМ
338.0	.048	5.090	858.2	.0	.000	.000	1.000	
343.0	.040	8.101	1129.4	5.0	.122	3.426	1.005	1.334
348.0	.034	12.154	1423.0	10.0	.266	3.405	1.011	1.314
353.0	.030	16.451	1681.7	15.0	.402	3.073	1.017	1.299
358.0	.028	19.822	1882.4	20.0	.521	2.644	1.022	1.289
363.0	.028	21.127	2013.2	25.0	.622	2.206	1.026	1.282
368.0	.030	20.131	2075.2	30.0	.705	1.801	1.029	1.277
373.0	.035	17.615	2081.7	35.0	.773	1.444	1.032	1.275
378.0	.042	14.615	2051.1	40.0	.826	1.141	1.034	1.273
383.0	.050	11.810	1999.2	45.0	.868	.890	1.036	1.272
388.0	.061	9.467	1937.4	50.0	.901	.687	1.037	1.272
393.0	.073	7.611	1872.3	55.0	.926	.525	1.038	1.273
398.0	.087	6.174	1807.9	60.0	.945	.398	1.039	1.274
403.0	.103	5.066	1746.0	65.0	.960	.299	1.040	1.275
408.0	.120	4.210	1687.8	70.0	.970	.223	1.040	1.276
413.0	.138	3.545	1633.6	75.0	.978	.165	1.041	1.277
418.0	.157	3.023	1583.6	80.0	.984	.122	1.041	1.278
423.0	.176	2.609	1537.7	85.0	.989	.089	1.041	1.280
428.0	.196	2.278	1495.7	90.0	.992	.065	1.041	1.281
433.0	.217	2.011	1457.4	95.0	.994	.047	1.041	1.282
438.0	.237	1.793	1422.5	100.0	.996	.034	1.041	1.284
443.0	.258	1.614	1390.9	105.0	.997	.024	1.041	1.285
448.0	.278	1.465	1362.3	110.0	.998	.017	1.041	1.286
453.0	.298	1.342	1336.4	115.0	.999	.012	1.041	1.287
458.0	.317	1.238	1313.0	120.0	.999	.009	1.041	1.288

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СГОРАНИЯ  $L_{YZ} = 1.0679$  МДЖ/КГ

# ПРИЛОЖЕНИЕ 1 – продолжение

## РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ

УГОЛ АЛЬФА	ОБЪЕМ	ДАВЛ. РАСШ.	ТЕМП. РАСШ.
458.0	.317	1.238	1313.0
463.0	.336	1.143	1283.4
468.0	.353	1.064	1257.2
473.0	.370	.997	1234.0
478.0	.386	.940	1213.5
483.0	.401	.892	1195.4
488.0	.415	.851	1179.5
493.0	.427	.816	1165.6
498.0	.438	.787	1153.5
503.0	.448	.762	1143.1
508.0	.457	.742	1134.2
513.0	.465	.725	1126.9
518.0	.471	.712	1120.8
523.0	.476	.701	1116.1
528.0	.480	.694	1112.7
533.0	.482	.689	1110.4
538.0	.483	.687	1109.4

ДАВЛЕНИЕ КОНЦА РАСШИРЕНИЯ.....РВ= .6864 МПА  
 ТЕМПЕРАТУРА КОНЦА РАСШИРЕНИЯ.....ТВ=1109.2760 ГРАД К  
 УДЕЛЬНАЯ РАБОТА РАСШИРЕНИЯ.....LЗВ= .1523 МДЖ/КГ  
 КОЭФФИЦИЕНТЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ..PKR1= .0183  
   PKR2= 1.8800

### ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА ЦИКЛА.....LI= .8347 МДЖ/КГ  
 ИНДИКАТОРНЫЙ К П Д.....KPDIN= .4506  
 СРЕДНЕЕ ИНДИКАТОРНОЕ ДАВЛЕНИЕ.....PI= 1.8315 МПА  
 ИНДИКАТОРН. УДЕЛЬНЫЙ РАСХ. ТОПЛ..GI= 187.9990 Г/КВТ\*Ч

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2. РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МАХАНИЗМА НА ЭВМ

### Исходные данные

- 1 Радиус кривошипа, м.....R= .0640
- 2 Отношение R/L.....lam= .2630
- 3 Обороты коленчатого вала, мин-1.....n=2300.0
- 4 Масса движущихся частей, кг.....m= 1.8500
- 5 Давление в конце впуска, МПа.....Pa= .2228
- 6 Давление выпуска, МПа.....Pr= .2430
- 7 Площадь поршня, м<sup>2</sup>.....Fp= .0087
- 8 Атмосферное давление, МПа.....P0= .1013

### Массив давлений для углов 190...530

.2240	.2290	.2380	.2510	.2700	.2960	.3320
.3830	.4550	.5600	.7180	.9660	1.3750	2.0830
3.3640	5.0900	12.1540	19.8220	20.1310	14.6150	9.4670
6.1740	4.2100	3.0230	2.2780	1.7930	1.4650	1.2380
1.0640	.9400	.8510	.7870	.7420	.7120	.6940

ПРИЛОЖЕНИЕ 2 – продолжение

Кинематический расчет

a, grad	S, м	V, м/с	J, м/с <sup>2</sup>
.0	.0000	.000	4688.90
10.0	.0012	3.370	4573.62
20.0	.0048	6.575	4236.60
30.0	.0107	9.462	3703.38
40.0	.0184	11.904	3013.58
50.0	.0278	13.804	2216.93
60.0	.0383	15.104	1368.21
70.0	.0495	15.788	521.97
80.0	.0610	15.873	-272.66
90.0	.0724	15.414	-976.22
100.0	.0833	14.487	-1562.02
110.0	.0933	13.182	-2017.58
120.0	.1023	11.594	-2344.35
130.0	.1101	9.813	-2555.84
140.0	.1165	7.913	-2674.36
150.0	.1215	5.953	-2726.92
160.0	.1251	3.970	-2740.66
170.0	.1273	1.984	-2738.60
180.0	.1280	.001	-2736.12
190.0	.1273	-1.982	-2738.60
200.0	.1251	-3.968	-2740.66
210.0	.1215	-5.951	-2726.95
220.0	.1165	-7.911	-2674.45
230.0	.1101	-9.811	-2556.01
240.0	.1023	-11.593	-2344.64
250.0	.0933	-13.181	-2018.00
260.0	.0833	-14.486	-1562.58
270.0	.0724	-15.414	-976.90
280.0	.0611	-15.873	-273.46
290.0	.0496	-15.788	521.09
300.0	.0383	-15.105	1367.30
310.0	.0278	-13.806	2216.05
320.0	.0185	-11.906	3012.78
330.0	.0107	-9.465	3702.72
340.0	.0048	-6.578	4236.13
350.0	.0012	-3.373	4573.38
360.0	.0000	-.004	4688.90



ПРИЛОЖЕНИЕ 2 – продолжение

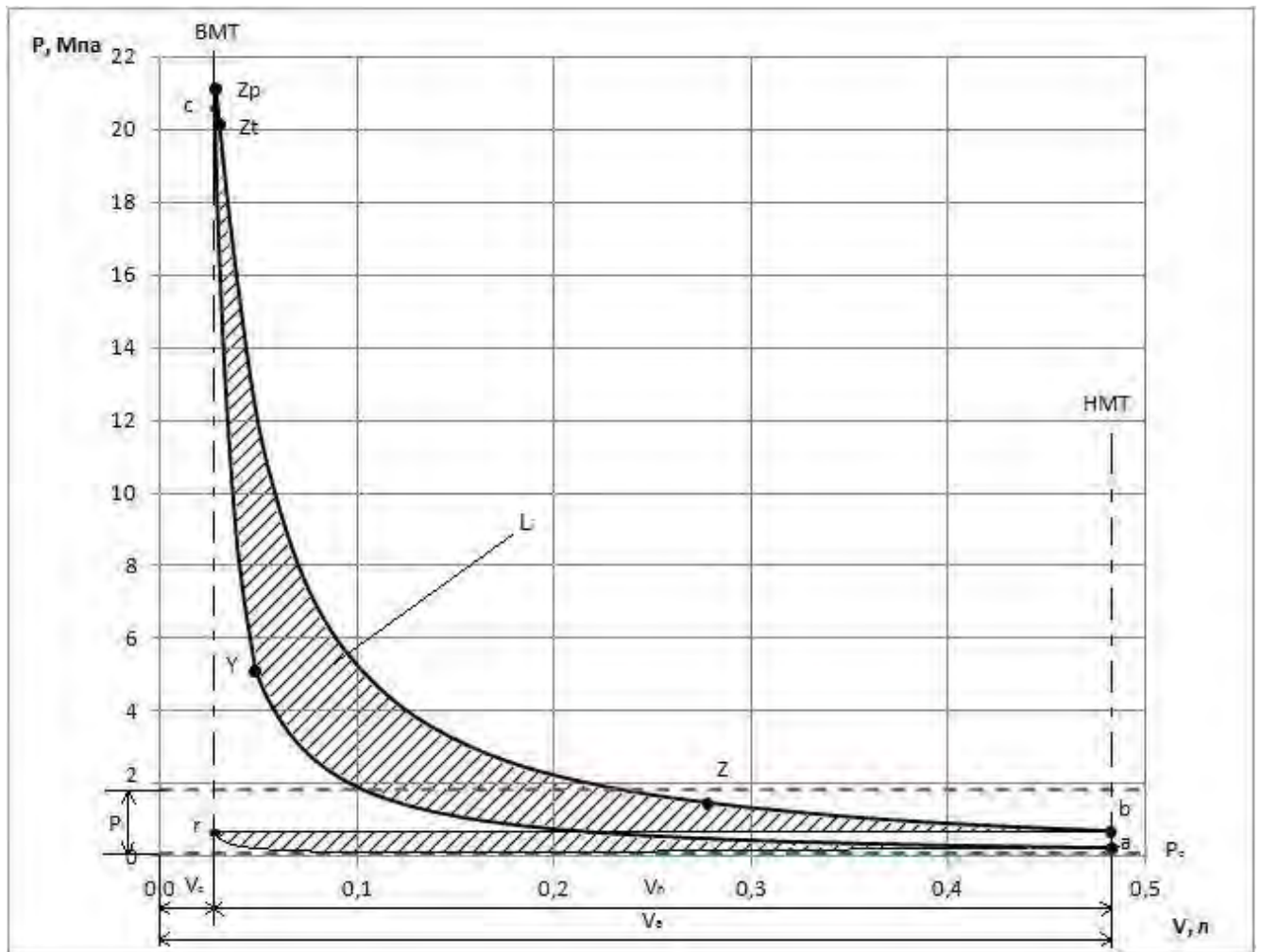
Динамический расчет

град	Pg, кН	Pj, кН	Pe, кН	N, кН	Ph, кН	Z, кН	T, кН
.0	1.057	-8.674	-7.617	.000	-7.617	-7.617	.000
10.0	1.057	-8.461	-7.404	-.338	-7.412	-7.233	-1.619
20.0	1.057	-7.838	-6.781	-.612	-6.808	-6.162	-2.895
30.0	1.057	-6.851	-5.794	-.769	-5.845	-4.634	-3.563
40.0	1.057	-5.575	-4.518	-.775	-4.584	-2.963	-3.498
50.0	1.057	-4.101	-3.044	-.626	-3.108	-1.477	-2.734
60.0	1.057	-2.531	-1.474	-.345	-1.514	-.438	-1.449
70.0	1.057	-.966	.091	.023	.094	.009	.094
80.0	1.057	.504	1.561	.419	1.617	-.141	1.610
90.0	1.057	1.806	2.863	.780	2.968	-.780	2.863
100.0	1.057	2.890	3.947	1.058	4.086	-1.727	3.703
110.0	1.057	3.733	4.790	1.222	4.943	-2.786	4.083
120.0	1.057	4.337	5.394	1.262	5.540	-3.790	4.041
130.0	1.057	4.728	5.785	1.190	5.906	-4.630	3.667
140.0	1.057	4.948	6.005	1.030	6.092	-5.262	3.071
150.0	1.057	5.045	6.102	.810	6.155	-5.689	2.350
160.0	1.057	5.070	6.127	.554	6.152	-5.947	1.576
170.0	1.057	5.066	6.123	.280	6.130	-6.079	.788
180.0	1.057	5.062	6.119	.000	6.119	-6.119	.000
190.0	1.067	5.066	6.134	-.280	6.140	-6.089	-.789
200.0	1.111	5.070	6.181	-.558	6.206	-5.999	-1.589
210.0	1.189	5.045	6.234	-.827	6.289	-5.813	-2.400
220.0	1.302	4.948	6.250	-1.072	6.341	-5.477	-3.196
230.0	1.468	4.729	6.196	-1.274	6.326	-4.960	-3.927
240.0	1.694	4.338	6.031	-1.411	6.194	-4.238	-4.518
250.0	2.007	3.733	5.740	-1.464	5.924	-3.340	-4.893
260.0	2.451	2.891	5.342	-1.432	5.530	-2.339	-5.011
270.0	3.077	1.807	4.884	-1.331	5.063	-1.332	-4.884
280.0	3.991	.506	4.497	-1.206	4.655	-.407	-4.638
290.0	5.365	-.964	4.401	-1.123	4.542	.450	-4.520
300.0	7.523	-2.530	4.993	-1.168	5.128	1.484	-4.909
310.0	11.081	-4.100	6.982	-1.436	7.128	3.386	-6.272
320.0	17.241	-5.574	11.667	-2.002	11.838	7.649	-9.034
330.0	28.385	-6.850	21.535	-2.858	21.724	17.219	-13.245
340.0	43.402	-7.837	35.565	-3.214	35.710	32.318	-15.189
350.0	104.858	-8.461	96.398	-4.412	96.499	94.163	-21.101
360.0	171.570	-8.674	162.896	-.008	162.896	162.896	-.038

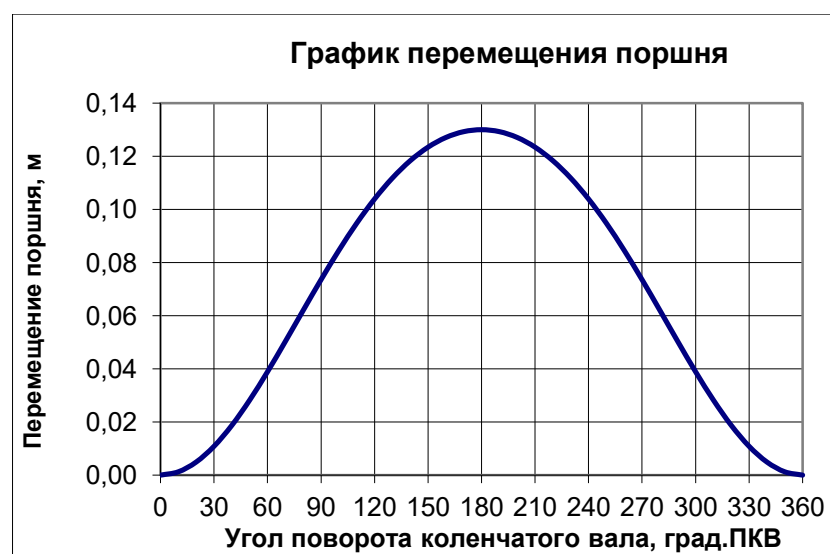
ПРИЛОЖЕНИЕ 2 – продолжение

Динамический расчет

grad	Pg, кН	Pj, кН	Pe, кН	N, кН	Ph, кН	Z, кН	T, кН
360.0	171.570	-8.674	162.896	-.008	162.896	162.896	-.038
370.0	174.258	-8.462	165.797	7.572	165.970	161.970	36.216
380.0	126.269	-7.839	118.431	10.691	118.912	107.642	50.530
390.0	81.482	-6.852	74.629	9.896	75.282	59.692	45.873
400.0	52.832	-5.577	47.256	8.103	47.946	30.999	36.577
410.0	35.746	-4.103	31.643	6.507	32.305	15.361	28.419
420.0	25.419	-2.533	22.886	5.353	23.504	6.812	22.495
430.0	18.937	-.967	17.970	4.583	18.545	1.844	18.453
440.0	14.718	.503	15.221	4.081	15.758	-1.373	15.699
450.0	11.864	1.805	13.669	3.726	14.168	-3.723	13.670
460.0	9.889	2.889	12.778	3.427	13.229	-5.591	11.990
470.0	8.375	3.732	12.107	3.088	12.495	-7.040	10.323
480.0	7.297	4.337	11.633	2.722	11.947	-8.171	8.716
490.0	6.522	4.728	11.250	2.315	11.486	-9.003	7.133
500.0	5.966	4.947	10.913	1.872	11.072	-9.562	5.583
510.0	5.574	5.045	10.619	1.409	10.712	-9.900	4.092
520.0	5.313	5.070	10.383	.938	10.426	-10.077	2.672
530.0	5.156	5.066	10.223	.468	10.234	-10.149	1.317
540.0	1.233	5.062	6.295	.000	6.295	-6.295	.001
550.0	1.233	5.066	6.299	-.288	6.306	-6.254	-.809
560.0	1.233	5.070	6.303	-.569	6.329	-6.118	-1.619
570.0	1.233	5.045	6.278	-.832	6.333	-5.854	-2.416
580.0	1.233	4.948	6.181	-1.060	6.271	-5.417	-3.159
590.0	1.233	4.729	5.962	-1.226	6.086	-4.772	-3.777
600.0	1.233	4.338	5.571	-1.303	5.721	-3.915	-4.172
610.0	1.233	3.734	4.967	-1.267	5.126	-2.890	-4.233
620.0	1.233	2.892	4.125	-1.106	4.270	-1.807	-3.869
630.0	1.233	1.809	3.041	-.829	3.152	-.830	-3.041
640.0	1.233	.507	1.740	-.467	1.802	-.158	-1.795
650.0	1.233	-.962	.270	-.069	.279	.028	-.278
660.0	1.233	-2.528	-1.295	.303	-1.330	-.385	1.273
670.0	1.233	-4.098	-2.865	.590	-2.925	-1.389	2.574
680.0	1.233	-5.572	-4.339	.745	-4.403	-2.844	3.361
690.0	1.233	-6.849	-5.616	.745	-5.665	-4.490	3.455
700.0	1.233	-7.836	-6.603	.597	-6.630	-6.000	2.822
710.0	1.233	-8.460	-7.228	.331	-7.235	-7.060	1.584
720.0	1.233	-8.674	-7.442	.001	-7.442	-7.442	.003

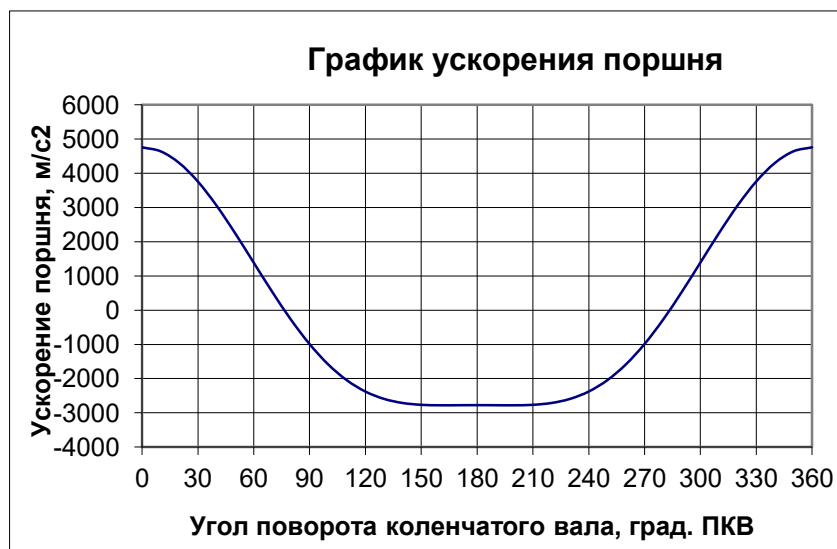
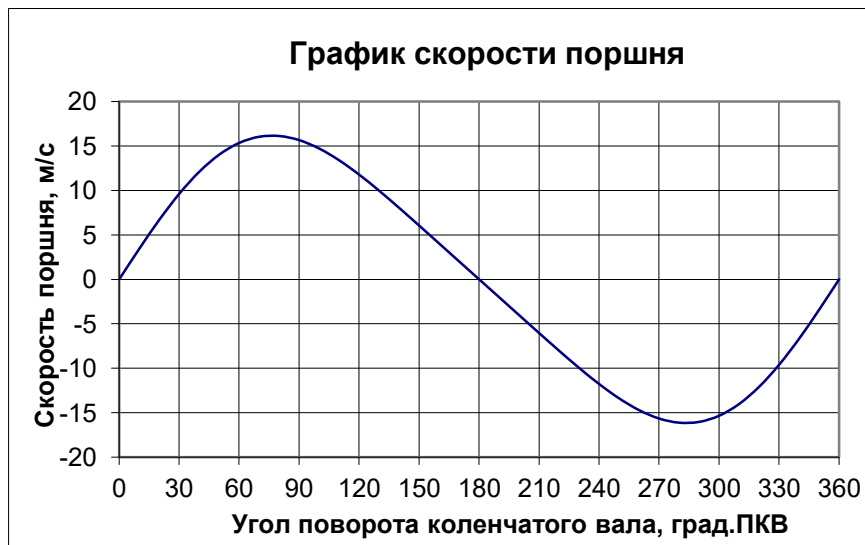


Индикаторная диаграмма P-V



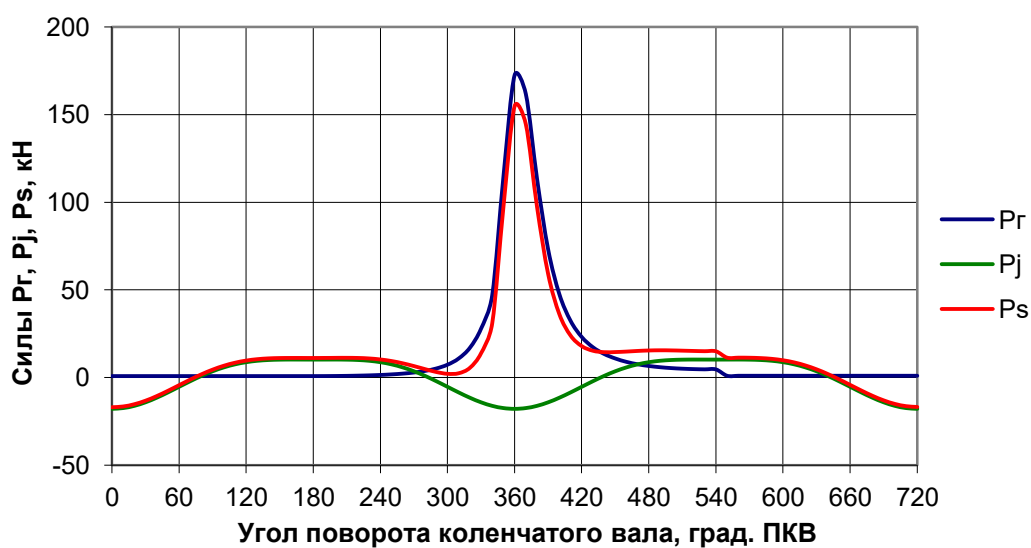
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР

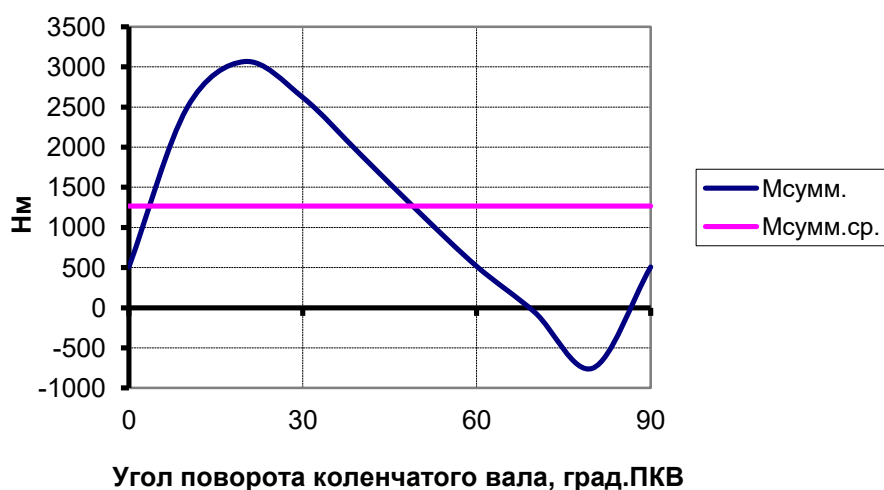


Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

### Графики газовой, инерционной и суммарной силы



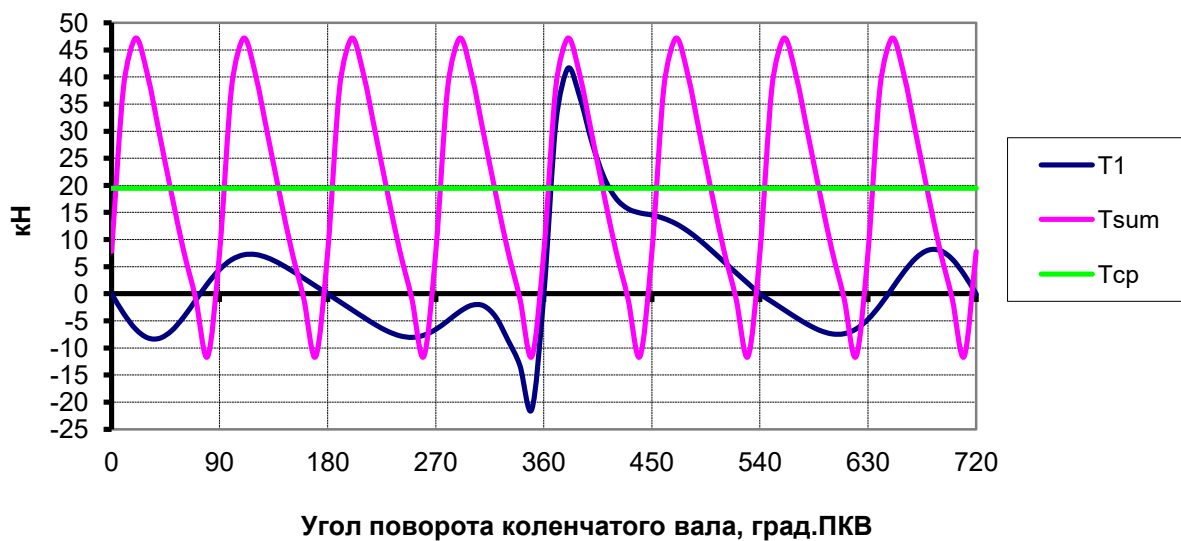
### Момент $M_{сумм.}$ , $M_{сумм.ср.}$



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------



### Силы T, Tсумм, Tсумм.ср.



Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата

ЮУрГУ.130303.2017.106 ПЗ ВКР