

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)
Институт «Политехнический»
Факультет «Автотранспортный»
Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
Лазарев В.Е.
_____ 2019

Двигатель 4Ч 10/9,8 мощностью 79 кВт при частоте вращения коленчатого вала
4000 мин⁻¹ с модернизированной системой охлаждения

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ – 13.03.03.2019.126.00.00.ПЗ

Руководитель ВКР:
Попов А.Е.
_____ 2019 г.

Автор ВКР
студент группы П-408
Любимцев Д.А.
_____ 2019 г.

Нормоконтролер:
Клементьев В.В.
_____ 2019 г.

АННОТАЦИЯ

Любимцев Д.А. Двигатель 4Ч 10/9,8 мощностью 79 кВт при частоте вращения коленчатого вала 4000 мин⁻¹ с модернизированной системой охлаждения Челябинск: ЮУрГУ, 2019. -123 с., 22 илл., библиографический список – 7 наименований, 6 демонстрационных листов ф. А3.

В выпускной квалификационной работе рассмотрен кинематический и динамический расчёт кривошипно-шатунного механизма двигателя УМЗ - 4216. Динамический расчёт проведен с целью определения суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции.

Рассмотрена уравновешенность данного двигателя и произведен расчёт маховика на допустимую неравномерность вращения вала двигателя. Расчёт маховика сводился к определению момента инерции и массы маховика.

Расчёты позволили определить все необходимые мощностные и скоростные, а также геометрические показатели для постройки двигателя внутреннего сгорания. Также выполнена специальная часть по модернизации системы охлаждения с целью предотвращения перегрева двигателя в условиях жары и простаивания в пробках.

					13.03.03.2019.126.00.00 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	<i>Любимцев Д.А.</i>				«Двигатель 4Ч 10/9,8 мощностью 79 кВт при частоте вращения коленчатого вала 4000 мин ⁻¹ с модернизированной системой охлаждения»	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	<i>Попов А.Е.</i>					5	123	
<i>Н. Контр.</i>	<i>Клементьев В.В.</i>					ЮУрГУ Кафедра ДВС и ЭСА		
<i>Утверд.</i>	<i>Лазарев В.Е.</i>							

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ.....	6
1.1 Выбор исходных данных на тепловой расчет.....	6
1.2 Расчет процесса впуска.....	10
1.3 Расчет процесса сжатия.....	11
1.4 Расчет процесса сгорания.....	12
1.5 Расчет процесса расширения.....	13
1.6 Определение индикаторных показателей цикла.....	14
1.7 Определение эффективных показателей двигателя.....	14
1.8 Внешняя скоростная характеристика.....	16
1.9 Определение мощностных показателей.....	16
1.10 Определение экономических показателей.....	17
2 ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС	20
3 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	23
4 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	25
4.1 Силы, действующие в ДВС.....	25
4.2 Силы давления газов.....	26
4.3 Силы инерции.....	26
4.4 Суммарная сила и ее составляющие.....	26
4.5 Уравновешивание двигателя.....	28
4.6 Расчет необходимой маховой массы.....	29
5 РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ.....	30
5.1 Расчет поршня.....	31
5.2 Расчет поршневого кольца.....	35
5.3 Расчет поршневого пальца.....	38
5.4 Расчет поршневой головки шатуна.....	42
5.5 Расчет кривошипной головки шатуна.....	49
5.6 Расчет стержня шатуна.....	51
5.7 Расчет шатунного болта.....	54
5.8 Расчет коленчатого вала.....	56
5.9 Расчет гильзы цилиндра.....	66
5.10 Расчет шпильки головки блока.....	67
5.11 Расчет механизма газораспределения.....	71
5.12 Расчет пружины клапана.....	77
5.13 Расчет распределительного вала.....	83

6 РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ.....	85
6.1 Расчет системы питания.....	85
6.1.1 Расчет форсунки.....	86
6.2 Расчет системы смазки.....	88
6.2.1 Расчет масляного насоса.....	89
6.2.2 Расчет масляного радиатора.....	91
6.2.3 Расчет шатунного подшипника.....	92
6.3 Расчет системы охлаждения.....	93
6.3.1 Расчет жидкостного насоса.....	94
6.3.2 Расчет поверхности охлаждения жидкостного радиатора.....	97
6.3.3 Расчет вентилятора.....	99
7 СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ И ЕЁ МОДЕРНИЗАЦИЯ.....	101
7.1 Стандартная система охлаждения.....	101
7.2 Модернизация системы охлаждения.....	104
7.2.1 Радиатор.....	104
7.2.2 Расчет радиатора.....	107
7.2.3 Расчет вентиляторов.....	109
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	111
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	112
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	113
Приложение 1: Тепловой расчет на ЭВМ.....	113
Приложение 2: Расчет кривошипно-шатунного механизма на ЭВМ.....	115

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>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</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 ведётся 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 без наддува можно принять равным атмосферному $p_k = p_0 = 0,1013$ МПа;
3. Температура свежего заряда перед впускными клапанами также может быть принята равной температуре окружающей среды $T_k = T_0 = 293$ К;
4. Степень сжатия ε принимаем исходя из прототипа двигателя, $\varepsilon = 9,3$;
5. Коэффициент наполнения η_v в двигателях с электронным впрыском топлива находится в пределах $0,8 \dots 0,96$, принимаем $\eta_v = 0,9$;
6. Для четырёхтактных двигателей с искровым зажиганием давление остаточных газов рассчитывается по формуле:

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_0 \quad (1.1)$$

					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		9

Меньшие значения p_r характерны для двигателей с непосредственным впрыском и электронным управлением системой питания, тогда:

$$p_r = 1,08 \cdot 0,1013 = 0,1094 \text{ МПа}$$

7. Применительно к номинальному режиму работы температура остаточных газов для четырёхтактных бензиновых двигателей колеблется в пределах 900 ... 1100 К, принимаем $T_r = 950 \text{ К}$;
8. Степень подогрева свежего заряда от нагретых деталей двигателя зависит от типа двигателя и скоростного режима. Учитывая достаточно высокую частоту вращения коленчатого вала (4000 мин^{-1}), принимаем $\Delta T = 15$;
9. Массовые доли углерода, водорода и кислорода в бензиновом топливе полагаем равными соответственно: $C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$;
10. Коэффициент избытка воздуха α , в двигателях с электронным впрыском топлива для достижения максимальной мощности выбирается в пределах $\alpha = 0,85 \dots 0,9$, а для наилучшей экономичности выбирается $\alpha = 1,08 \dots 1,15$. Расчёт выполняем применительно при условиях близких к номинальному режиму, поэтому принимаем $\alpha = 0,9$;
11. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ , выбираем, учитывая данные прототипа двигателя, тогда $\lambda = 0,272$;
12. Средний показатель политропического сжатия $n_1 = 1,39$;
13. Для принятого элементарного химического состава бензинового топлива полагаем низшую теплотворную способность $H_u = 44 \text{ МДж/кг}$;
14. Характер сгорания m в бензиновых двигателях находится в пределах $m = 3 \dots 4$, принимаем $m = 3$;
15. Условная продолжительность сгорания φ_z в бензиновых двигателях при обогащённой смеси на номинальном режиме работы находится в пределах $\varphi_z = 45 \dots 55 \text{ град. ПКВ}$, принимаем $\varphi_z = 50 \text{ град. ПКВ}$;
16. Средний показатель политропического расширения $n_2 = 1,3$;
17. Коэффициент эффективности сгорания рассчитывается по формуле:

$$\xi = \psi \cdot \delta \quad (1.2)$$

					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		10

где ψ – коэффициент использования теплоты, он учитывает потери теплоты в стенки, на диссоциацию продуктов сгорания, на перетекание газов, для двигателей с электронным впрыском топлива $\psi = 0,88 \dots 0,92$, принимаем $\psi = 0,9$;

δ – коэффициент выделения теплоты, учитывающий части теплоты сгорания топлива вследствие неполного сгорания при недостатке воздуха, вычисляется по формуле:

$$\delta = 1 - 4,11 \cdot (1 - \alpha) \cdot \frac{L'_0}{Hu} \quad (1.3)$$

L'_0 – теоретически необходимое количество воздуха в килограммах для сгорания одного килограмма топлива, $L'_0 = 14,83$ кг (воздуха)/кг (топлива).

$$\delta = 1 - 4,11 \cdot (1 - 0,9) \cdot \frac{14,83}{44} = 0,861$$

$$\xi = 0,9 \cdot 0,861 = 0,775$$

18. Понижение температуры в охладителе надувочного воздуха $\Delta T_{\text{охл}}$. Так как охладитель надувочного воздуха отсутствует, принимаем $\Delta T_{\text{охл}} = 0$;

19. Показатель политропического сжатия воздуха в компрессоре $n_H = 1$, т.к. компрессор отсутствует;

20. Угол опережения зажигания θ рассчитаем по формуле:

$$\theta = 0,25 \cdot (0,35 + m)^{0,587} \cdot \varphi_z \quad (1.4)$$

$$\theta = 0,25 \cdot (0,35 + 3)^{0,587} \cdot 50 = 22,4 \approx 20 \text{ град. ПКВ}$$

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

22. Шаг расчёта процессов сжатия и расширения $\Delta \alpha = 10$ град. ПКВ.

Таблица 1.1 – Исходные данные на тепловой расчет

Исходные данные				
№ п/п	Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
1	Давление окружающей среды	p_0	0,1013	МПа
2	Давление перед впускными клапанами	p_k	0,1013	МПа
3	Температура окружающей среды	T_0	293	К
4	Степень сжатия	ε	9,3	
5	Коэффициент наполнения	η_v	0,9	
6	Давление остаточных газов	p_r	0,1094	МПа
7	Температура остаточных газов	T_r	950	К
8	Подогрев свежего заряда	ΔT	15	
9	Массовая доля углерода в топливе	C	0,855	
10	Массовая доля водорода в топливе	H	0,145	
11	Массовая доля кислорода в топливе	O	0	
12	Коэффициент избытка воздуха	α	0,9	
13	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	λ	0,282	
14	Показатель политропического сжатия	n_1	1,39	
15	Низшая теплота сгорания топлива	H_u	44	МДж/кг
16	Показатель характера сгорания	m	3	
17	Продолжительность сгорания	φ_z	50	град. ПКВ
18	Показатель политропического расширения	n_2	1,3	
19	Коэффициент эффективности сгорания	ξ	0,775	
20	Понижен. темпер. св. зар. в охл. надд. воздуха	$\Delta T_{охл.}$	0	
21	Показатель политропического сжатия в компрессоре	n_n	1	
22	Угол опережения зажигания	θ	25	град. ПКВ
23	Шаг расчета процесса сгорания	$\Delta\varphi$	5	град. ПКВ
24	Шаг расчета процесса сжатия и расширения	$\Delta\alpha$	10	град. ПКВ

1.2 Расчёт процесса впуска

Температура перед впускными клапанами будет равна температуре окружающей среды, так как отсутствует компрессор. $T_k = 293$ К.

Давление рабочего тела в конце впуска:

$$p_a = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left((\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \cdot p_k \cdot \frac{T_k + \Delta T}{T_k} + p_r \right) \quad (1.5)$$

$$p_a = \frac{1}{9,3} \cdot \left((9,3 - 1) \cdot 0,9 \cdot 0,1013 \cdot \frac{293 + 15}{293} + 0,1094 \right) = 0,0973 \text{ МПа}$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma = \frac{p_r \cdot T_k}{(\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \cdot p_k \cdot T_r} \quad (1.6)$$

$$\gamma = \frac{0,1094 \cdot 293}{(9,3 - 1) \cdot 0,9 \cdot 0,1013 \cdot 950} = 0,0446$$

Температура рабочего тела в конце впуска:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma} \quad (1.7)$$

$$T_a = \frac{293 + 15 + 0,0446 \cdot 950}{1 + 0,0446} = 335,4 \text{ К}$$

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

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (1.8)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,512 \frac{\text{кмоль (воздуха)}}{\text{кг (топлива)}}$$

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

$$L'_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{8 \cdot C}{3} + 8H - O \right) \quad (1.9)$$

$$L'_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{8 \cdot 0,855}{3} + 8 \cdot 0,145 - 0 \right) = 14,83 \frac{\text{кг (воздуха)}}{\text{кг (топлива)}}$$

Удельный объём рабочего тела в конце впуска:

$$V_a = \frac{0,008314 \cdot \left(\frac{\alpha \cdot L'_0}{\mu_B} + \frac{1}{\mu_T} \right) \cdot T_a}{p_a \cdot (1 + \alpha \cdot L'_0)} \quad (1.10)$$

где $\mu_B = 28,97$; $\mu_T = 114$.

$$V_a = \frac{0,008314 \cdot \left(\frac{0,9 \cdot 14,83}{28,97} + \frac{1}{114} \right) \cdot 335,4}{0,0973 \cdot (1 + 0,9 \cdot 14,83)} = 0,939 \text{ м}^3/\text{кг}$$

1.3 Расчёт процесса сжатия

Текущие значения кинематической функции хода поршня:

$$\sigma = \left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left(\cos\alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}\right) \quad (1.11)$$

α – угол поворота коленчатого вала.

Текущий объём процесса сжатия:

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma\right) \quad (1.12)$$

Текущее давление процесса сжатия:

$$p = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1} \quad (1.13)$$

Текущая температура процесса сжатия:

$$T = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1 - 1} \quad (1.14)$$

Давление конца сжатия:

$$p_y = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_y}\right)^{n_1} \quad (1.15)$$

$$p_y = 0,0973 \cdot \left(\frac{0,939}{0,150}\right)^{1,39} = 1,240 \text{ МПа}$$

Температура конца сжатия:

$$T_y = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_y}\right)^{n_1 - 1} \quad (1.16)$$

$$T_y = 335,4 \cdot \left(\frac{0,939}{0,150}\right)^{1,39 - 1} = 685,1 \text{ К}$$

Удельная работа политропического сжатия:

$$L_{a-y} = \frac{p_a \cdot V_a - p_y \cdot V_y}{n_1 - 1} \quad (1.17)$$

$$L_{a-y} = \frac{0,0973 \cdot 0,939 - 1,240 \cdot 0,150}{1,39 - 1} = -0,2442 \text{ МДж/кг}$$

1.4 Расчёт процесса сгорания

					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Листм
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		14

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:

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_u}{(1 + \gamma) \cdot (\alpha \cdot L'_0 + 1)} \quad (1.18)$$

$$q_z = \frac{0,775 \cdot 44}{(1 + 0,0446) \cdot (0,9 \cdot 14,83 + 1)} = 2,275 \text{ МДж/кг}$$

Максимальное значение химического коэффициента молекулярного изменения:

$$\beta_{0max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \cdot \frac{1}{\mu_T}}{\alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T}} \quad (1.19)$$

$$\beta_{0max} = 1 + \frac{\frac{0,145}{4} + 0 + 0,21 \cdot (1 - 0,9) \cdot 0,512 \cdot \frac{1}{114}}{0,9 \cdot 0,512 + \frac{1}{114}} = 1,077$$

Действительного значение химического коэффициента молекулярного изменения:

$$\beta_0 = \frac{\beta_{0max} + \gamma}{1 + \gamma} \quad (1.20)$$

$$\beta_0 = \frac{1,077 + 0,0446}{1 + 0,0446} = 1,073$$

Удельная работа газов в процессе сгорания:

$$L_{y-z} = \sum_1^n \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot (V_2 - V_1) \quad (1.21)$$

где n – число элементарных участков процесса сгорания.

$$L_{y-z} = 0,2134 \text{ МДж/кг}$$

1.5 Расчёт процесса расширения

Текущее давление в процессе расширения:

					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Листм
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		15

$$p = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V}\right)^{n_2} \quad (1.22)$$

Текущая температура в процессе расширения:

$$T = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V}\right)^{n_2-1} \quad (1.23)$$

Давление в конце расширения:

$$p_b = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{n_2} \quad (1.24)$$

$$p_b = 5,239 \cdot \left(\frac{0,150}{0,939}\right)^{1,3} = 0,485 \text{ МПа}$$

Температура в конце расширения:

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{n_2-1} \quad (1.25)$$

$$T_b = 2685,5 \cdot \left(\frac{0,150}{0,939}\right)^{1,3-1} = 1551 \text{ К}$$

Удельная работа в процессе расширения:

$$L_{z-b} = \frac{p_z \cdot V_z - p_b \cdot V_b}{n_2 - 1} \quad (1.26)$$

$$L_{z-b} = \frac{5,239 \cdot 0,150 - 0,485 \cdot 0,938}{1,3 - 1} = 1,1080 \text{ МДж/кг}$$

1.6 Определение индикаторных показателей цикла

Удельная работа цикла:

$$L_i = L_{a-y} + L_{y-z} + L_{z-b} \quad (1.27)$$

$$L_i = -0,2442 + 0,2134 + 1,1080 = 1,0772 \text{ МДж/кг}$$

Среднее индикаторное давление цикла:

$$p_i = \frac{\varepsilon \cdot L_i}{(\varepsilon - 1) \cdot V_a} \quad (1.28)$$

$$p_i = \frac{9,3 \cdot 1,0772}{(9,3 - 1) \cdot 0,939} = 1,096 \text{ МПа}$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{\xi \cdot L_i}{q_z} \quad (1.29)$$

$$\eta_i = \frac{0,775 \cdot 1,0772}{2,275} = 0,367$$

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = \frac{4000}{H_u \cdot \eta_i} \quad (1.30)$$

$$g_i = \frac{4000}{44 \cdot 0,367} = 247,7 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

1.7 Определение эффективных показателей двигателя

Средняя скорость поршня:

$$C_{\Pi} = \frac{S \cdot n}{30} \quad (1.31)$$

$$C_{\Pi} = \frac{0,092 \cdot 4000}{30} = 12,26 \text{ м/с}$$

Среднее давление механических потерь:

$$p_m = a + b \cdot C_{\Pi} \quad (1.32)$$

$a = 0,08$; $b = 0,016$ – эмпирические коэффициенты для бензинового двигателя с 4 цилиндрами;

$$p_m = 0,08 + 0,016 \cdot 12,26 = 0,276 \text{ МПа}$$

Среднее эффективное давление:

$$p_e = p_i - p_m \quad (1.33)$$

$$p_e = 1,096 - 0,276 = 0,82 \text{ МПа}$$

Механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad (1.34)$$

$$\eta_m = \frac{1,008}{1,285} = 0,785$$

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (1.35)$$

$$\eta_e = 0,367 \cdot 0,785 = 0,288$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{4000}{H_u \cdot \eta_e} \quad (1.36)$$

$$g_e = \frac{4000}{44 \cdot 0,288} = 315,65 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

Рабочий объем цилиндра:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad (1.37)$$

$$V_h = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,92 = 0,772 \text{ л}$$

Литраж двигателя:

$$V_l = V_h \cdot i \quad (1.38)$$

$$V_l = 0,772 \cdot 4 = 2,89 \text{ л}$$

Эффективная мощность двигателя:

$$Ne = \frac{p_e \cdot V_l \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1.39)$$

$$Ne = \frac{0,82 \cdot 2,89 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 79 \text{ кВт}$$

Часовой расход топлива:

$$G_T = \frac{Ne \cdot g_e}{1000} \quad (1.40)$$

$$G_T = \frac{79 \cdot 315,65}{1000} = 24,93 \text{ кг/ч}$$

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_H . Шаг расчёта выбирается так, чтобы получить 16 расчетных режимов по характеристике. Минимальная частота вращения коленчатого вала $n_{min} = 700 \text{ мин}^{-1}$, шаг 300 мин^{-1} .

1.9 Определение мощностных показателей

Изменение среднего эффективного давления:

$$p_e = p_{e \max} - a_p \cdot (n - n_M)^2 \quad (1.41)$$

где n_M – частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, исходя из двигателя – прототипа, $n_M = 2500 \text{ мин}^{-1}$.

k_M – коэффициент приспособляемости, определяется по формуле:

$$k_M = \frac{M_{\max}}{M_{Ne}} \quad (1.42)$$

где M_{\max} – максимальный крутящий момент, $M_{\max} = 235,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

M_{Ne} – крутящий момент при номинальной мощности, определяется по формуле:

$$M_{Ne} = 9550 \cdot \frac{Ne_H}{n_H} \quad (1.43)$$

$$M_{Ne} = 9550 \cdot \frac{79}{4000} = 188,6125 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$k_M = \frac{235,4}{188,6125} = 1,24$$

где a_p – эмпирический коэффициент, определяется по формуле:

$$a_p = p_{eH} \cdot \frac{k_M - 1}{(n_H - n_M)^2} \quad (1.44)$$

$$a_p = 1,008 \cdot \frac{1,24 - 1}{(4000 - 2500)^2} = 1,075 \cdot 10^{-8}$$

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

					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		19

$$p_{e \max} = k_m \cdot p_{eH} \quad (1.45)$$

$$p_{e \max} = 1,01 \cdot 1,008 = 1,01808 \text{ МПа}$$

Индикаторное давление:

$$p_i = p_e + p_m \quad (1.46)$$

где p_m – среднее давление механических потерь, определяется по формуле (1.32);

C_{Π} – средняя скорость поршня, определяется по формуле (1.31).

Механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad (1.47)$$

Эффективная мощность:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1.48)$$

где $V_h = 0,772$ л – рабочий объём цилиндра; $i = 4$ – количество цилиндров;

$\tau = 4$ – тактность двигателя.

Крутящий момент двигателя:

$$M = 9550 \cdot \frac{N_e}{n} \quad (1.49)$$

1.10 Определение экономических показателей

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = g_{eH} \cdot \left(1,2 - 1,2 \cdot \frac{n}{n_H} + \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right) \quad (1.50)$$

Удельная литровая мощность:

$$N_{eL} = \frac{N_e}{i \cdot V_h} \quad (1.51)$$

$$N_{eL} = \frac{79}{2,89} = 27,33 \text{ кВт/л}$$

Часовой расход топлива:

$$G_T = g_e \cdot N_e \quad (1.52)$$

Цикловой расход топлива:

$$G_{ц} = \frac{G_T \cdot \tau}{120 \cdot n} \quad (1.53)$$

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

n , мин ⁻¹	p_e , МПа	p_m , МПа	p_i , МПа	N_e , кВт	M , Н·м	η_m	g_e , г/кВт·ч	G_T , кг/ч
700	0,980	1,256	2,237	17,658	240,909	0,438	322,160	5,689
1000	0,992	1,268	2,260	25,523	243,741	0,439	303,813	7,754
1300	1,001	1,277	2,278	33,495	246,058	0,439	289,017	9,681
1600	1,009	1,285	2,293	41,526	247,860	0,440	277,772	11,535
1900	1,014	1,290	2,304	49,569	249,147	0,440	270,078	13,387
2200	1,017	1,293	2,310	57,573	249,919	0,440	265,935	15,311
2500	1,018	1,294	2,312	65,491	250,177	0,440	265,343	17,378
2800	1,017	1,293	2,310	73,275	249,919	0,440	268,303	19,660
3100	1,014	1,290	2,304	80,875	249,147	0,440	274,813	22,225
3400	1,009	1,285	2,293	88,243	247,860	0,440	284,874	25,138
3700	1,001	1,277	2,278	95,331	246,058	0,439	298,487	28,455
4000	0,992	1,268	2,260	102,090	243,741	0,439	315,650	32,225

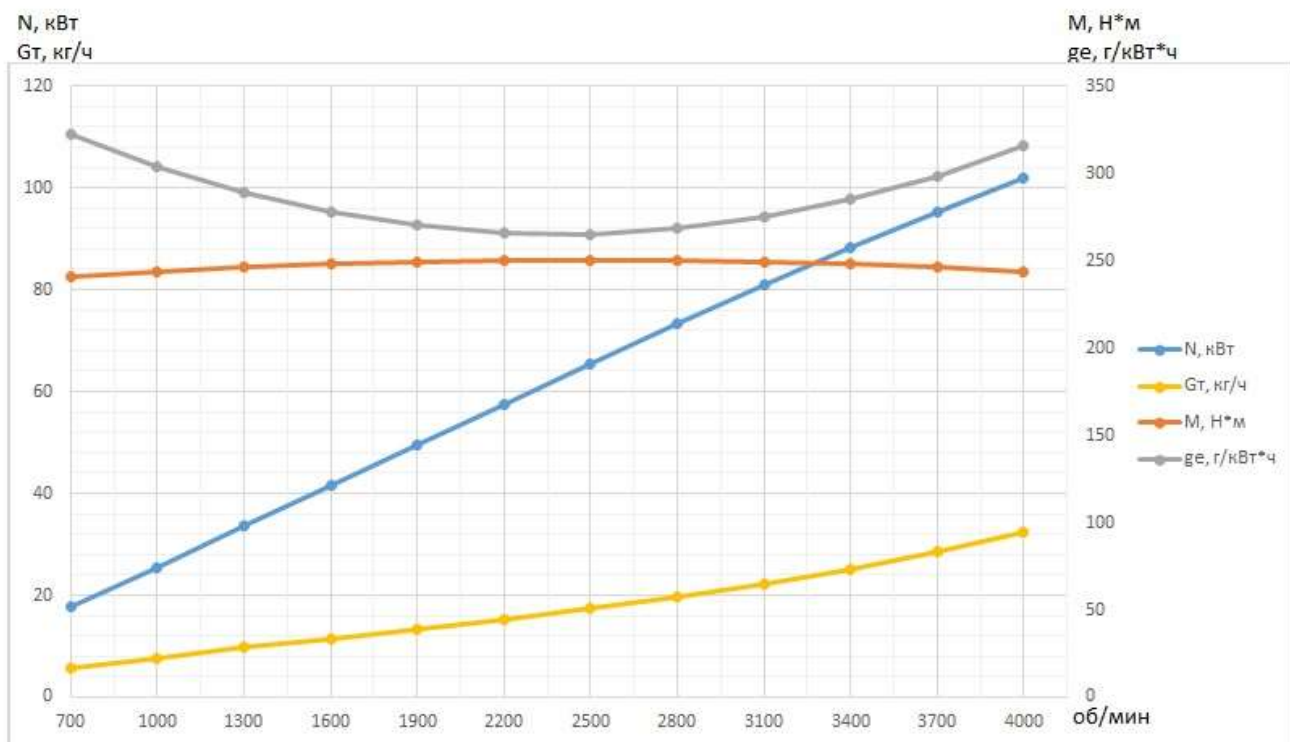


Рисунок 1 – График внешней скоростной характеристики

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:

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

$$Q_0 = \frac{44 \cdot 30,65}{3,6} = 842,875 \text{ кДж/с}$$

Теплота эквивалентная эффективной работе за 1 с:

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

$$Q_e = 1000 \cdot 79 = 79 \text{ кДж/с}$$

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 с электронным впрыском топлива при частоте вращения коленчатого вала $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$;

α – коэффициент избытка воздуха.

$$Q_B = 0,5 \cdot 4 \cdot 9,2^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 4000^{0,65} \cdot \left(\frac{1}{0,9}\right) = 80,322 \text{ кДж/с}$$

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 $(mC_v'')_{t_r}^{tr} = 24,702$ кДж/(кмоль · град.) – теплоёмкость отработавших газов (определена методом линейной интерполяции)

$(mC_v)_{t_0}^{20} = 20,775$ кДж/(кмоль · град.) – теплоёмкость свежего заряда (определена методом линейной интерполяции);

M_1 – количество свежего заряда, вычисляется по формуле:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} \quad (2.5)$$

где m_T – молекулярная масса паров топлива, для бензина $m_T = 110 \dots 120$, зададимся $m_T = 115$.

$$M_1 = 0,9 \cdot 0,517 + \frac{1}{115} = 0,474 \frac{\text{кмоль св. заряда}}{\text{кг топлива}}$$

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

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \quad (2.6)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \quad (2.7)$$

$$M_{CO_2} = \frac{0,855}{12} + 2 \cdot \frac{1 - 0,9}{1 + 0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,512 = 0,0854 \frac{\text{кмоль } CO_2}{\text{кг топлива}}$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \quad (2.8)$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1 - 0,9}{1 + 0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,512 = 0,0142 \frac{\text{кмоль } CO}{\text{кг топлива}}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \quad (2.9)$$

$$M_{H_2O} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1 - 0,9}{1 + 0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,512 = 0,0654 \frac{\text{кмоль } H_2O}{\text{кг топлива}}$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \quad (2.10)$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1 - 0,9}{1 + 0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,512 = 0,0071 \frac{\text{кмоль } H_2}{\text{кг топлива}}$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 \quad (2.11)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot 0,9 \cdot 0,512 = 0,365 \frac{\text{кмоль } N_2}{\text{кг топлива}}$$

$$M_2 = 0,0854 + 0,0142 + 0,0654 + 0,0071 + 0,365 = 0,537 \frac{\text{кмоль прод. сгор.}}{\text{кг топлива}}$$

t_r – температура остаточных газов (°C), $t_r = 677$ °C;

t_0 – температура окружающей среды (°C), $t_0 = 20$ °C.

$$Q_r = \left(\frac{30,65}{3,6} \right) \cdot ((0,537 \cdot 24,702 + 8,315) \cdot 677 - (0,474 \cdot 20,755 + 8,315) \cdot 20)$$

$$= 121,29 \text{ кДж/с}$$

Неучтённые потери теплоты:

$$Q_{\text{ост}} = Q_0 - (Q_e + Q_b + Q_r) \quad (2.12)$$

$$Q_{\text{ост}} = 842,875 - (97,104 + 80,322 + 121,29) = 544,159 \text{ кДж/с}$$

Таблица 2.1 – Составляющие теплового баланса

Составляющие теплового баланса	Q , кДж/с	q , %
Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом, Q_0	842,875	100
Теплота эквивалентная эффективной работе, Q_e	97,104	11,52
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, Q_b	80,322	9,52
Теплота, унесённая с отработавшими газами, Q_r	121,29	14,39
Неучтённые потери теплоты, $Q_{\text{ост}}$	544,159	64,55

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 – ω . Это допущение позволяет рассматривать все кинематические величины в виде функциональной зависимости от угла поворота коленчатого вала – α .

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 φ – угол поворота коленчатого вала;

$R = 0,046$ м – радиус кривошипа;

$\lambda = 0,282$ м – параметр, характеризующий отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

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

$$S_x = 0,046 \cdot \left[\left(1 + \frac{0,282}{4} \right) - \left(\cos 200 + \frac{0,282}{4} \cdot \cos 2 \cdot 200 \right) \right] = 0,0285 \text{ м}$$

Скорость поршня:

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

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала:

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

где $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ – заданная частота вращения коленчатого вала.

$$\omega = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 418,88 \text{ рад/с}$$

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

$$V_{\text{п}} = 0,043 \cdot 418,88 \cdot \left(\sin 200 + \frac{0,282}{2} \cdot \sin 2 \cdot 200 \right) = -17,890 \text{ м/с}$$

Средняя скорость поршня определяется по следующей зависимости:

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

$$V_{\text{cp}} = \frac{0,092 \cdot 4000}{30} = 12,26 \text{ м/с}$$

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:

$$j = 0,046 \cdot 418,88^2 \cdot (\cos 200 + 0,282 \cdot \cos 2 \cdot 200) = 2736,56 \text{ м/с}^2$$

					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		27

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).

					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		28

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 расчета.

$$P_r = (p - p_0) \cdot F_{\text{п}} \cdot 10^3 \quad (4.1)$$

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

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

$F_{\text{п}}$ – площадь поршня.

За начало отсчёта угла α принимаем положение поршня в ВМТ.

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

$$P_r = (p - p_0) \cdot F_{\text{п}} \cdot 10^3 = (0,1 - 0,1013) \cdot 0,0078 \cdot 10^3 = -0,01014 \text{ кН}$$

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, $m_1 = 0,96525$ кг.

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

$$P_j = -0,96525 \cdot (-2736,56) = 2641,46 \text{ Н}$$

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:

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

					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		29

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

$$P_{\Sigma} = -0,01014 + 2641,46 = 2,6 \text{ кН}$$

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

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

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

$$N = 2,6 \cdot (-0,093) = -0,2418 \text{ кН}$$

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

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

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

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

$$P_{\text{ш}} = 2,6 \cdot 1,004 = 2,6104 \text{ кН}$$

От действия силы $P_{\text{ш}}$ 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:

$$Z = 2,6 \cdot (-0,971) = -2,5246 \text{ кН}$$

Тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа:

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

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

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

$$T = 8,6 \cdot (-0,255) = -0,663 \text{ кН}$$

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.

Четырёхцилиндровый рядный двигатель с кривошипами, расположенными под углом 180° . Порядок работы двигателя 1-2-4-3. Промежутки между вспышками в цилиндрах равны 180° . Коленчатый вал имеет кривошипы, расположенные под углом 180° .

В двигателе рассматриваемого типа силы инерции первого порядка взаимно уравновешиваются:

$$\Sigma P_{jI} = 2 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi + 2 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi \cdot (180^\circ + \varphi) = 0$$

где m_j – масса поступательно движущихся частей;

R – радиус кривошипа;

ω – 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:

$$\Sigma P_{jII} = 4 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$$

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: $\Sigma M_{jI} = 0$; $\Sigma M_{jII} = 0$; $\Sigma M_R = 0$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ

Лист

31

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:

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

где $L_{\text{изб}} = 602,31$ Дж – работа избыточного крутящего момента;

δ – коэффициент неравномерности вращения, для автомобильных двигателей

$\delta = 0,01 \dots 0,02$. Примем значение $\delta = 0,015$;

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

$$J_0 = \frac{602,31}{0,015 \cdot 418,88^2} = 0,228 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Масса маховика рассчитывается по формуле:

$$m_{\text{м}} = \frac{4 \cdot J_{\text{м}}}{D_{\text{ср}}^2} \quad (4.9)$$

где $J_{\text{м}}$ – момент инерции маховика со сцеплением автомобильного двигателя, который составляет 80-90% от момента инерции J_0 двигателя:

$$J_{\text{м}} = (0,8 \dots 0,9) \cdot J_0 \quad (4.10)$$

$$J_{\text{м}} = 0,285 \cdot 0,228 = 0,194 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

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

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

где $S = 0,092$ м – ход поршня.

$$D_{\text{ср}} = 2,5 \cdot 0,092 = 0,23 \text{ м}$$

$$m_{\text{м}} = \frac{4 \cdot 0,194}{0,23^2} = 14,67 \text{ кг}$$

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, предоставляющих опасность при явлениях резонанса.

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.

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 $D = 100$ мм, ход поршня $S = 92$ мм, максимальное давление сгорания $p_{зд} = 6,815$ МПа при $\varphi = 370$ град. ПКВ, частота вращения коленчатого вала $n_N = 4000$ мин⁻¹, площадь поршня $F_{\Pi} = 78,54$ см², наибольшая нормальная сила $N_{max} = 2,689$ кН при $\varphi = 470$ град. ПКВ, масса поршневого комплекта $m_1 = 0,96525$ кг, частота вращения $n_{x.x.max} = 4000$ мин⁻¹, $\lambda = 0,282$.

С учётом соотношений, приведённых в таблице 12.1 [2], принимаем: высоту поршня $H = 80$ мм; высота юбки поршня $h_{ю} = 36,5$ мм; радиальная толщина кольца $t = 2$ мм; радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t = 0,7$ мм; толщина стенки головки поршня $s = 4$ мм; число и диаметр масляных каналов в поршне $n_m = 8$ и $d_m = 0,8$ мм. Материал поршня – алюминиевый сплав, $\alpha_{\Pi} = 25 \cdot 10^{-6}$ 1/К; материал гильзы цилиндра – чугун, $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

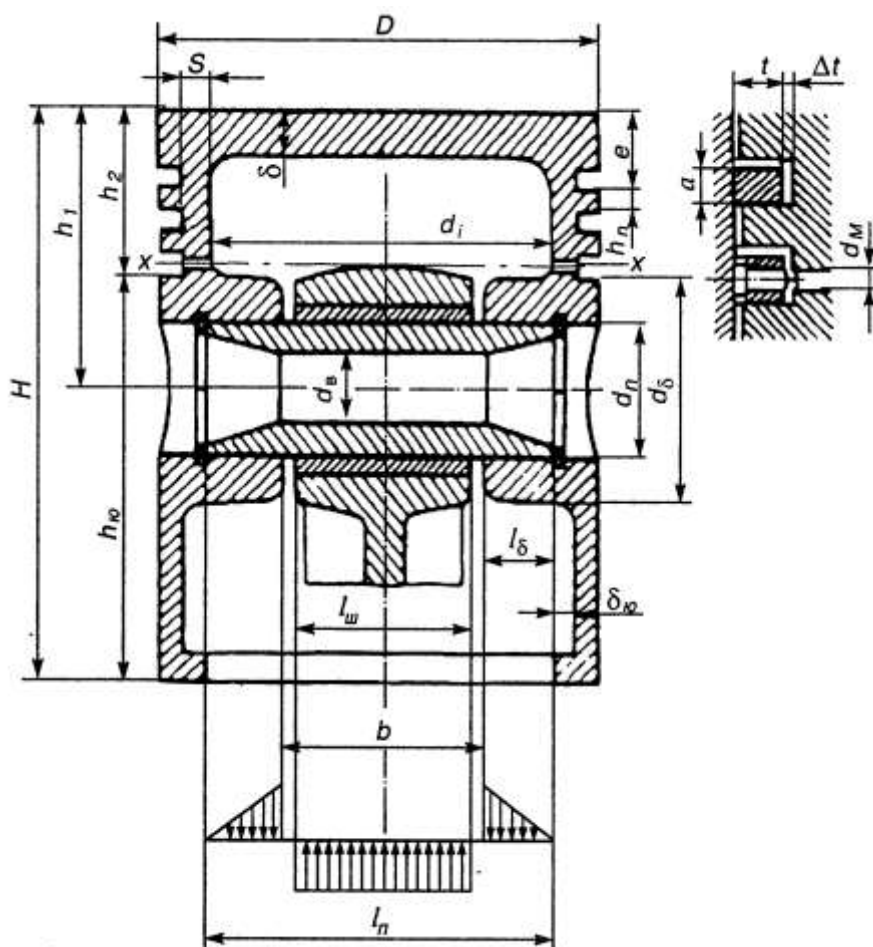


Рисунок 2 – Расчетная схема поршня

Напряжение сжатия в сечении x-x:

- площадь сечения x-x:

$$F_{x-x} = \frac{\pi \cdot (d_k^2 - d_i^2)}{4} - n_m \cdot F' \quad (5.1)$$

где d_k – диаметр поршня по дну канавок, который рассчитывается по формуле:

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) \quad (5.2)$$

$$d_k = 100 - 2 \cdot (2 + 0,7) = 94,6 \text{ мм}$$

d_i – внутренний диаметр поршня, который рассчитывается по формуле:

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

$$d_i = 100 - 2 \cdot (4 + 2 + 0,7) = 86,6 \text{ мм}$$

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

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

$$F' = \frac{0,8 \cdot (94,6 - 86,6)}{2} = 3,2 \text{ мм}^2 \quad (5.4)$$

$$F_{x-x} = \frac{\pi \cdot (94,6^2 - 86,6^2)}{4} - 8 \cdot 5,6 = 1093,71 \text{ мм}^2$$

- максимально сжимающая сила:

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

$$P_{z \max} = 6,815 \cdot 0,00785 = 0,0516 \text{ МН}$$

- напряжение сжатия:

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

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{0,0516}{0,001093} = 47,21 \text{ МПа}$$

Напряжение отрыва в сечении x-x:

- максимальная угловая скорость холостого хода:

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

$$\omega_{\text{х.х.маx}} = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 418,88 \text{ рад/с}$$

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

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

$$m_{x-x} = 0,5 \cdot 0,575 = 0,285 \text{ кг}$$

- максимально разрывающая сила:

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

$$P_j = 0,285 \cdot 0,043 \cdot 628,31^2 \cdot (1 + 0,282) = 0,00615 \text{ МН}$$

- напряжение разрыва:

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

$$\sigma_p = \frac{0,00615}{0,00161} = 3,8 \text{ МПа}$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке:

- среза:

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

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot 6,815 \cdot 0,1}{0,004} = 5,35 \text{ МПа}$$

- изгиба:

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

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot 6,815 \cdot \left(\frac{100}{4}\right)^2 = 19,16 \text{ МПа}$$

- сложное:

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

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{19,16^2 + 4 \cdot 5,35^2} = 21,94 \text{ МПа}$$

Удельное давление поршня на стенку цилиндра:

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

$$q_1 = \frac{0,002689}{0,065 \cdot 0,1} = 0,413 \text{ МПа}$$

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

$$q_2 = \frac{0,002689}{0,085 \cdot 0,1} = 0,316 \text{ МПа}$$

Диаметры головки и юбки поршня с учётом монтажных зазоров:

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

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

где $\Delta_{\Gamma} = 0,007 \cdot 100 = 0,7$ мм; $\Delta_{\text{ю}} = 0,0015 \cdot 100 = 0,15$ мм

$$D_{\Gamma} = 100 - 0,7 = 99,3 \text{ мм}$$

$$D_{\text{ю}} = 100 - 0,15 = 99,85 \text{ мм}$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии:

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

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

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

$$\Delta'_{\Gamma} = 0,039 \text{ мм}$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = 0,0063 \text{ мм}$$

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 легированный чугун, $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа.

Среднее давление кольца на стенку цилиндра:

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

где A_0 – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях, $A_0 = 3 \cdot t = 3 \cdot 2 = 6$ мм.

$$p_{\text{ср}} = 0,152 \cdot \frac{\frac{6}{2}}{\left(\frac{100}{2} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{100}{2}\right)} = 0,077 \text{ МПа}$$

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 бензинового двигателя принимаем грушевидную форму эпюры давления кольца.

Таблица 5.1

ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
$\mu_{\text{к}}$	1,05	1,05	1	0,9	0,82	0,94	1,2
p , МПа	0,0809	0,0809	0,077	0,0693	0,0631	0,0724	0,0924

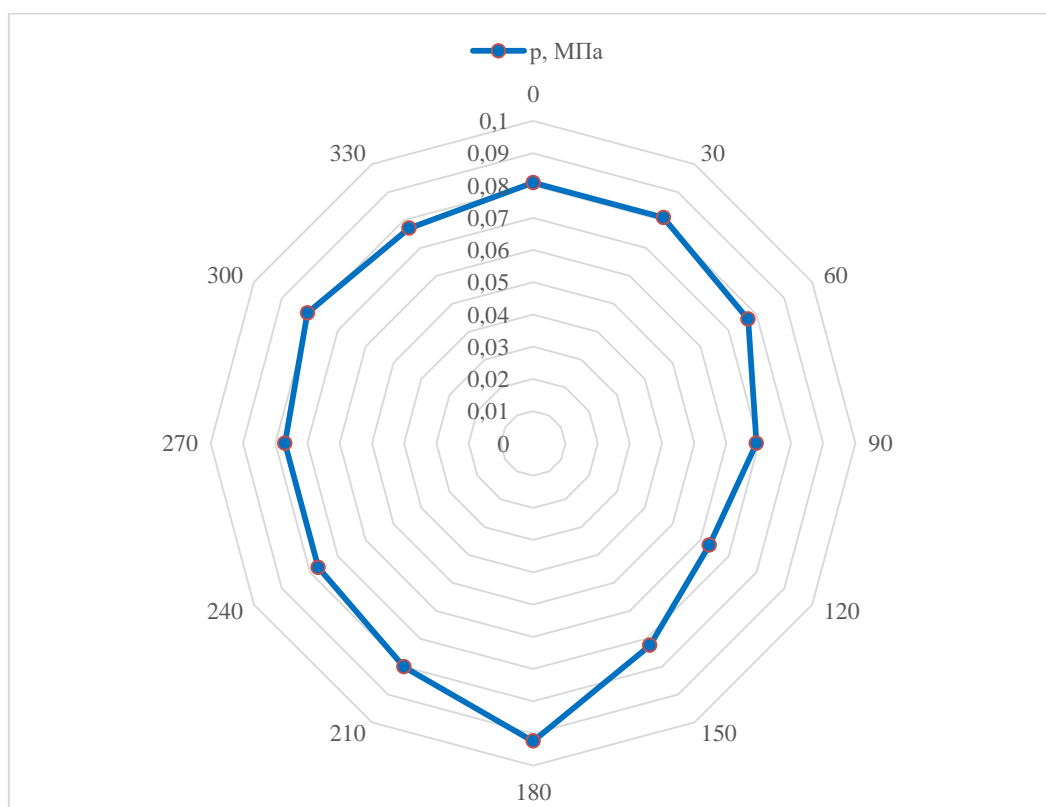


Рисунок 3 – Эпюра давлений кольца на зеркало цилиндра

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии:

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

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot 0,077 \cdot \left(\frac{100}{2} - 1\right)^2 = 482,53 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень:

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

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot 6}{2}\right)}{1,52 \cdot \left(\frac{100}{2} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{100}{2}\right)} = 885,10 \text{ МПа}$$

Монтажный зазор в замке поршневого кольца:

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

где Δ'_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;

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

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

$$\Delta_K = 0,08 + 100\pi \cdot [11 \cdot 10^{-6} \cdot (498 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (385 - 293)] = 0,47 \text{ мм}$$

5.3 Расчёт поршневого пальца

Поршневой палец служит для шарнирного соединения поршня с шатуном в тронковом кривошипно-шатунном механизме. 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 $d_{\text{п}} = 27$ мм; внутренний диаметр пальца $d_{\text{в}} = 18,9$ мм; длина пальца $l_{\text{п}} = 76,5$ мм; длина втулки шатуна $l_{\text{ш}} = 36$ мм; расстояние между торцами бобышек $b = 37$ мм.

Материал поршневого пальца – сталь 15Х, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Палец «плавающего» типа.

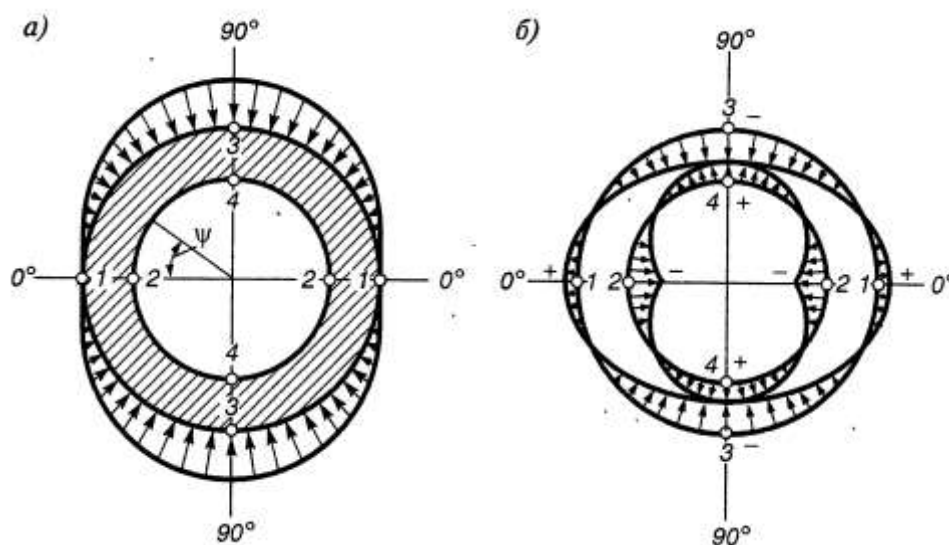


Рисунок 4 – Расчётная схема поршневого пальца:

а) распределение нагрузки; б) эпюры напряжений

Расчётная сила, действующая на поршневой палец:

- газовая:

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

$$P_{z \max} = 6,815 \cdot 0,00785 = 0,0535 \text{ МН}$$

- инерционная:

$$P_j = -m_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{м}}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \quad (5.26)$$

где $\omega_{\text{м}}$ – угловая скорость на режиме максимального крутящего момента, вычисляется по формуле:

$$\omega_{\text{м}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{м}}}{30} \quad (5.27)$$

$$\omega_{\text{м}} = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 418,88 \text{ рад/с}$$

$$P_j = -0,575 \cdot 418,88^2 \cdot 0,046 \cdot (1 + 0,282) = -0,00595 \text{ МН}$$

- расчётная:

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

где $k = 0,82$ – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца.

$$P = 0,0535 + 0,82 \cdot (-0,00595) = 0,0486 \text{ МН}$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна:

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

$$q_{\text{ш}} = \frac{0,0486}{0,027 \cdot 0,175} = 10,28 \text{ МПа}$$

Удельное давление пальца на бобышки:

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

$$q_{\text{б}} = \frac{0,0486}{0,027 \cdot (0,0765 - 0,037)} = 45,57 \text{ МПа}$$

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 α – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному, $\alpha = 0,7$.

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{0,0486 \cdot (0,0765 + 2 \cdot 0,037 - 1,5 \cdot 0,175)}{1,2 \cdot (1 - 0,7^4) \cdot 0,027^3} = 303,26 \text{ МПа}$$

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна:

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

$$\tau = \frac{0,85 \cdot 0,0486 \cdot (1 + 0,7 + 0,7^2)}{(1 - 0,7^4) \cdot 0,027^2} = 163,31 \text{ МПа}$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации:

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

$$\Delta d_{\text{п max}} = \frac{1,35 \cdot 0,0486}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,0765} \cdot \left(\frac{1 + 0,7}{1 - 0,7} \right)^3 \cdot [0,1 - (0,7 - 0,4^3)] \cdot 10^3 = 0,0418 \text{ мм}$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

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

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

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = 141,74 \text{ МПа}$$

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

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

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -245,15 \text{ МПа}$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца:

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

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

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = -348,71 \text{ МПа}$$

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

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

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = 204 \text{ МПа}$$

						Лист
					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	44
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

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 работе бензинового двигателя на режиме разностной частоты вращения вала, равной $\approx 1,38 \cdot n_N$;
2. напряжения, возникающие в головке от воздействия на нее запрессованной втулки;
3. 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 $p_{зд} = 6,815$ МПа на режиме $n = n_N = 4000$ мин⁻¹ при $\varphi = 370$ град. ПКВ; массу поршневой группы $m_{п} = 0,723$ кг; массу шатунной группы $m_{ш} = 0,969$ кг; максимальную (разностную) частоту вращения при холостом ходе $n_{х.х.мах} = 4000$ мин⁻¹; ход поршня $S = 92$ мм; площадь поршня

$F_{\Pi} = 77,65 \text{ см}^2$; $\lambda = 0,282$. Из расчёта поршневой группы имеем диаметр поршневого пальца $d_{\Pi} = 27 \text{ мм}$; длину поршневой головки шатуна $l_{\text{ш}} = 36 \text{ мм}$. По таблице 13.1 [2] принимаем: наружный диаметр головки $d_{\Gamma} = 39 \text{ мм}$; внутренний диаметр поршневой головки с втулкой $d = 32 \text{ мм}$; радиальную толщину стенки головки $h_{\Gamma} = 6 \text{ мм}$; радиальную толщину стенки втулки $s_{\text{в}} = 2 \text{ мм}$.

Материал шатуна – углеродистая сталь 45Г2, $E_{\text{ш}} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_{\Gamma} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$, предел прочности $\sigma_{\text{в}} = 800 \text{ МПа}$, предел усталости при изгибе $\sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}$, предел усталости при растяжении-сжатии $\sigma_{-1p} = 210 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_{\Gamma} = 420 \text{ МПа}$, коэффициент приведения цикла при изгибе $\alpha_{\sigma} = 0,17$, коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии $\alpha_{\sigma} = 0,12$. Материал втулки – бронза, $E_{\text{в}} = 1,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_{\text{в}} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$.

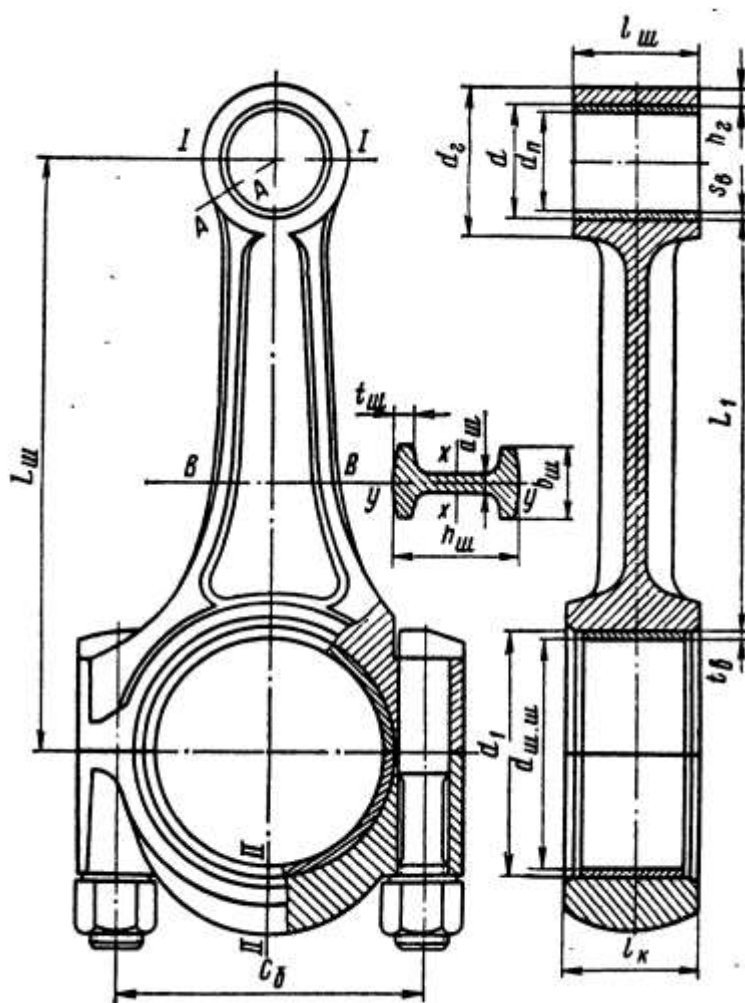


Рисунок 5 – Расчётная схема шатунной группы

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ

Лист

46

При изгибе:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{350}{420} = 0,833$$
$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,833 - 0,17}{1 - 0,833} = 3,98$$

При растяжении-сжатии:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{210}{420} = 0,5$$
$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,5 - 0,12}{1 - 0,5} = 0,76$$

Расчет сечения I-I:

- максимальное напряжение пульсирующего цикла:

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

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

$$m_{B,\Gamma} = 0,06 \cdot m_{\Pi} \quad (5.39)$$
$$m_{B,\Gamma} = 0,06 \cdot 0,969 = 0,058 \text{ кг}$$

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

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.max}}{30} \quad (5.40)$$
$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 418,88 \text{ рад/с}$$
$$\sigma_{max} = \frac{(0,575 + 0,057) \cdot 418,88^2 \cdot 0,046 \cdot (1 + 0,282)}{2 \cdot 0,007 \cdot 0,175} = 26,69 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуда напряжений:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{\alpha 0} = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad (5.41)$$
$$\sigma_{m0} = \frac{26,69}{2} = 13,345 \text{ МПа}$$

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

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

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

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (800 - 400) = 1,272$$

$\varepsilon_{m\sigma}$ – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (максимальный размер для сечения I-I составляет 36 мм), $\varepsilon_{m\sigma} = 0,83$;

$\varepsilon_{п\sigma}$ – коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 11.8 [2] (чистовое обтачивание внутренней поверхности головки), $\varepsilon_{п\sigma} = 0,87$.

$$\sigma_{\alpha k 0} = \frac{13,43 \cdot 1,272}{0,83 \cdot 0,87} = 23,66 \text{ МПа}$$

Так как $\sigma_{\alpha k 0} / \sigma_{m0} = 1,76 > \beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma} / 1 - \beta_{\sigma} = 0,76$, то запас прочности в сечении I-I определяется по пределу усталости:

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

$$n_{\sigma} = \frac{210}{23,66 + 0,12 \cdot 13,43} = 8,3$$

Напряжение от запрессованной втулки:

- суммарный натяг:

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

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

Δ_t – температурный натяг, который определяется по формуле:

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

где ΔT – средний подогрев головки и втулки, $\Delta T = 100$ К.

$$\Delta_t = 32 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1 \cdot 10^{-5}) \cdot 100 = 0,0256 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\Sigma} = 0,04 + 0,0256 = 0,0656 \text{ мм}$$

- удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой:

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

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

$$p = 27,81 \text{ МПа}$$

- напряжение от суммарного натяга на внешней поверхности головки:

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

$$\sigma'_a = \frac{27,81 \cdot 2 \cdot 32^2}{39^2 - 32^2} = 114,61 \text{ МПа}$$

- напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности головки:

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

$$\sigma'_i = \frac{27,81 \cdot (39^2 + 32^2)}{39^2 - 32^2} = 142,42 \text{ МПа}$$

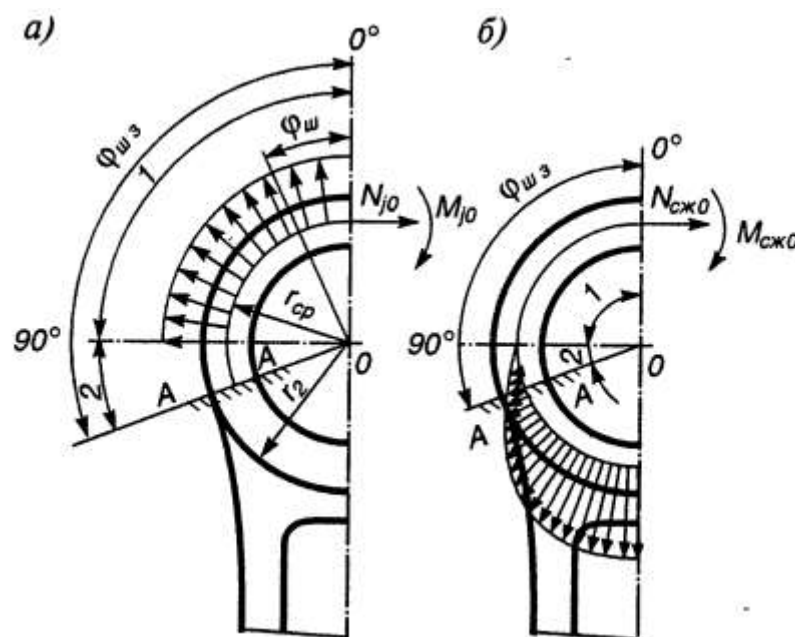


Рисунок 6 – Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна:

а) при растяжении; б) при сжатии

Расчет сечения А-А на изгиб:

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

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

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ

Лист

49

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

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

$$\omega = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 418,88 \text{ рад/с}$$

$$P_{jp} = -0,575 \cdot 0,046 \cdot 418,88^2 \cdot (1 + 0,282) = -5949,67 \text{ Н}$$

- 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 $\varphi_{ш.з} = 115^\circ$ – угол заделки;

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

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

$$r_{cp} = \frac{39 + 32}{4} = 35,5 \text{ мм}$$

$$N_{j0} = 5949,67 \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 115) = 2855,84 \text{ Н}$$

$$M_{j0} = 5949,67 \cdot 0,0355 \cdot (0,00033 \cdot 115 - 0,0297) = 1,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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

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

$$N_{j\varphi_{ш.з}} = 3758,3 \text{ Н}$$

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

$$M_{j\varphi_{ш.з}} = 2,43 \text{ М} \cdot \text{Н}$$

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

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

$$F_r = (39 - 32) \cdot 36 = 252 \text{ мм}^2$$

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

$$F_B = (32 - 27) \cdot 36 = 180 \text{ мм}^2$$

$$K = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 252}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 252 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 180} = 0,728$$

Получаем, $\sigma_{aj} = 12,8 \text{ МПа}$.

- суммарная сила, сжимающая головку:

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

$$P_{\text{сж}} = 3004,09 \text{ Н}$$

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

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

$$M_{\text{сж } \varphi_{\text{ш.з}}} = P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}} \cdot \left[\frac{M_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}}} + \frac{N_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}}} \cdot f(\varphi_{\text{ш.з}}) \right] \quad (5.61)$$

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

$$\frac{N_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}}} = 0,0018$$

$$\frac{M_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}}} = 0,0006$$

$$(1 - \cos\varphi_{\text{ш.з}}) = 1,4226$$

$$\left(\frac{\sin\varphi_{\text{ш.з}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш.з}}}{\pi} \cdot \sin\varphi_{\text{ш.з}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos\varphi_{\text{ш.з}} \right) = 0,0086$$

$$f(\varphi_{\text{ш.з}}) = (1 - \cos\varphi_{\text{ш.з}}) - \left(\frac{\sin\varphi_{\text{ш.з}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш.з}}}{\pi} \cdot \sin\varphi_{\text{ш.з}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos\varphi_{\text{ш.з}} \right) = 1,414$$

Получаем, $N_{\text{сж } \varphi_{\text{ш.з}}} = 31,24 \text{ Н}$ и $M_{\text{сж } \varphi_{\text{ш.з}}} = 0,335 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

- напряжение на внешнем волокне от сжимающей силы:

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

$$\sigma_{\alpha\text{сж}} = 0,1 \text{ МПа}$$

- максимальное и минимальное напряжение асимметричного цикла:

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

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ

Лист

51

$$\sigma_{max} = 114,61 + 12,8 = 127,41 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{min} = 114,61 + 0,1 = 114,7 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений:

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

$$\sigma_m = \frac{127,41 + 114,7}{2} = 121,06 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_a = \frac{127,41 - 114,7}{2} = 6,35 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{ак} = \frac{6,35 \cdot 1,272}{0,83 \cdot 0,87} = 11,19 \text{ МПа}$$

Так как $\sigma_{ак}/\sigma_m = 11,19/121,06 = 0,092 < \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 3,97$, то запас прочности в сечении А-А определяется по пределу текучести:

$$n_{т\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ак} + \sigma_m} \quad (5.68)$$

$$n_{т\sigma} = \frac{420}{11,19 + 121,06} = 3,17$$

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 $R = 0,043$ м, массу поршневой группы $m_{п} = 0,570$ кг, массу

шатунной группы $m_{ш} = 0,950$ кг, максимальную угловую частоту вращения $\omega_{x.x.max} = 628,31$ рад/с, $\lambda = 0,272$. По таблице 13.4 [2] принимаем: диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш} = 56$ мм, толщину стенки вкладыша $t_B = 3$ мм, расстояние между шатунными болтами $C_6 = 90$ мм, длину кривошипной головки $l_k = 40$ мм.

Максимальная сила инерции:

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

где $m_{ш.п} = 0,275 \cdot m_{ш} = 0,275 \cdot 0,969 = 0,261$ кг – масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца;

$m_{ш.к} = 0,725 \cdot m_{ш} = 0,725 \cdot 0,969 = 0,702$ кг – масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа;

$m_{кр} = 0,25 \cdot m_{ш} = 0,25 \cdot 0,969 = 0,242$ кг – масса крышки кривошипной головки.

$$P_{jp} = -0,0123 \text{ МН}$$

Момент сопротивления расчётного сечения:

$$W_{из} = \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot C_6 - r_1)^2}{6} \quad (5.70)$$

где $r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш} + 2 \cdot t_B) = 0,5 \cdot (56 + 2 \cdot 3) = 31$ мм – внутренний радиус кривошипной головки.

$$W_{из} = \frac{40 \cdot (0,5 \cdot 90 - 31)^2}{6} = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Момент инерции вкладыша и крышки:

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

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

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

$$J = 40 \cdot (0,5 \cdot 90 - 31)^3 = 109760 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша:

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

где $F_r = 0,5 l_k \cdot (C_6 - d_{ш.ш}) = 0,5 \cdot 40 \cdot (90 - 56) \cdot 10^{-6} = 0,00068 \text{ м}^2$ – суммарная площадь крышки и вкладыша в расчётном сечении.

$$\sigma_{из} = 0,0256 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,09}{\left(1 + \frac{1080 \cdot 10^{-12}}{109760 \cdot 10^{-12}}\right) \cdot 1,3 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,4}{0,00068} \right] = 55,24 \text{ МПа}$$

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: $P_{сж} = P_r + P_j = 35,38 \text{ кН} = 0,03538 \text{ МН}$ при $\varphi = 370 \text{ град. ПКВ}$, $P_p = P_r + P_j = -14,47 \text{ кН} = -0,01447 \text{ МН}$ при $\varphi = 0 \text{ град. ПКВ}$, длину шатуна $L_{ш} = 175 \text{ мм}$. По таблице 13.5 [2] принимаем: $h_{ш} = 30 \text{ мм}$, $b_{ш} = 21 \text{ мм}$, $a_{ш} = 4 \text{ мм}$, $t_{ш} = 4 \text{ мм}$. Из расчётов поршневой и кривошипной головок шатуна: $d = 32 \text{ мм}$, $d_r = 39 \text{ мм}$, $l_{ш} = 36 \text{ мм}$, $d_{ш.ш} = 56 \text{ мм}$.

Характеристики прочности материала шатуна (сталь 45Г2): $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, предел прочности $\sigma_b = 800 \text{ МПа}$, предел усталости при растяжении-сжатии $\sigma_{-1p} = 210 \text{ МПа}$, коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии $\alpha_\sigma = 0,12$.

Площадь и моменты инерции расчетного сечения В-В:

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

$$F_{ср} = 30 \cdot 21 - (21 - 4) \cdot (30 - 2 \cdot 4) = 256 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

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

$$J_x = \frac{21 \cdot 30^3 - (21 - 4) \cdot (30 - 2 \cdot 4)^3}{12} = 321,65 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$$

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

$$J_y = \frac{20^3 \cdot 26 - (20 - 3)^3 \cdot (26 - 2 \cdot 3)}{12} = 141,45 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы:

- в плоскости качания шатуна:

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

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 $\sigma_e = \sigma_B = 800$ МПа – предел упругости материала шатуна.

$$K_x = 1 + \frac{800}{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{158^2}{32165} \cdot 256 = 1,073$$

$$\sigma_{max x} = \frac{1,073 \cdot 0,03538}{256 \cdot 10^{-6}} = 148,32 \text{ МПа}$$

- 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:

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

$$L_1 = 158 - \frac{32 + 36}{2} = 124 \text{ мм}$$

$$K_y = 1 + \frac{800}{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{124^2}{4 \cdot 14145} \cdot 256 = 1,025$$

$$\sigma_{max y} = \frac{1,025 \cdot 0,03538}{256 \cdot 10^{-6}} = 141,74 \text{ МПа}$$

Минимальное напряжение от растягивающей силы:

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

$$\sigma_{min} = \frac{-0,01447}{256 \cdot 10^{-6}} = -56,52 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{mx} = \frac{148,32 - 56,52}{2} = 45,89 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{141,74 - 56,52}{2} = 42,61 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{148,32 + 56,52}{2} = 102,42 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{141,74 + 56,52}{2} = 99,13 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{акх} = \frac{102,42 \cdot 1,272}{0,83 \cdot 1,5} = 104,64 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{аку} = \frac{99,13 \cdot 1,272}{0,83 \cdot 1,5} = 101,28 \text{ МПа}$$

где $k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (800 - 400) = 1,272$;

$\varepsilon_{m\sigma}$ – определяется по таблице 11.7 [2] (максимальный размер сечения стержня шатуна 36 мм), $\varepsilon_{m\sigma} = 0,83$;

$\varepsilon_{п\sigma}$ – определяется по таблице 11.8 [2] с учётом поверхностного упрочнения стержня шатуна обдувкой дробью, $\varepsilon_{п\sigma} = 1,5$.

Так как $\sigma_{акх}/\sigma_{mx} = 2,27 > \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 0,76$ (см. расчет поршневой головки шатуна) и $\sigma_{аку}/\sigma_{my} = 2,37 > \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 0,76$, то запас прочности в сечении В-В определяется по пределу усталости:

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{акх} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{mx}} \quad (5.83)$$

$$n_{\sigma x} = \frac{210}{104,64 + 0,12 \cdot 45,89} = 1,90$$

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

$$n_{\sigma y} = \frac{210}{101,28 + 0,12 \cdot 42,61} = 1,97$$

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, $P_{jp} = 0,0092$ МН.

Принимаем: номинальный диаметр болта $d = 10$ мм, шаг резьбы $t = 1$ мм, число болтов $i_{\zeta} = 2$. Материал – сталь 40ХН.

Характеристики стали 40ХН: предел прочности $\sigma_{в} = 1000$ МПа, предел текучести $\sigma_{т} = 800$ МПа, предел усталости при сжатии-растяжении $\sigma_{-1p} = 380$ МПа, коэффициент приведения цикла при сжатии-растяжении $\alpha_{\sigma} = 0,2$.

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{т}} = \frac{350}{800} = 0,437$$

$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,437 - 0,2}{1 - 0,437} = 0,421$$

Сила предварительной затяжки:

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

$$P_{пр} = \frac{2,5 \cdot 0,0092}{2} = 0,0115 \text{ МН}$$

Суммарная сила, растягивающая болт:

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

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

$$P_{\text{б}} = 0,0115 + \frac{0,2 \cdot 0,0092}{2} = 0,01242 \text{ МН}$$

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{4 \cdot P_{\text{б}}}{\pi \cdot d_{\text{в}}^2} \quad (5.87)$$

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

где $d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр резьбы болта, который определяются по формуле:

$$d_{\text{в}} = d - 1,4 \cdot t \quad (5.89)$$

$$d_{\text{в}} = 10 - 1,4 \cdot 1 = 8,6 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{4 \cdot 0,01242}{\pi \cdot 0,0086^2} = 213,81 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{4 \cdot 0,0115}{\pi \cdot 0,0086^2} = 197,97 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_m = \frac{213,81 + 197,97}{2} = 205,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{213,81 - 197,97}{2} = 7,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{7,9 \cdot 3}{1 \cdot 1,5} = 15,83 \text{ МПа}$$

где k_{σ} – эффективный коэффициент концентраций напряжений, который вычисляется по формуле:

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

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

$\alpha_{\text{к}\sigma}$ – определяется по таблице 11.6 [2], $\alpha_{\text{к}\sigma} = 3$;

$\varepsilon_{\text{м}\sigma}$ – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (номинальный диаметр болта 10 мм), $\varepsilon_{\text{м}\sigma} = 1$;

$\varepsilon_{\text{п}\sigma}$ – коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 11.8 [2] (обкатка роликом), $\varepsilon_{\text{п}\sigma} = 1,5$.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ

Лист

58

$$k_{\sigma} = 1 + 1 \cdot (3 - 1) = 3$$

Так как $\sigma_{ак}/\sigma_m = 0,077 < \beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}/1 - \beta_{\sigma} = 0,421$, то запас прочности болта определяется по пределу текучести согласно формуле (5.68):

$$n_{т\sigma} = \frac{800}{15,83 + 205,9} = 3,6$$

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).

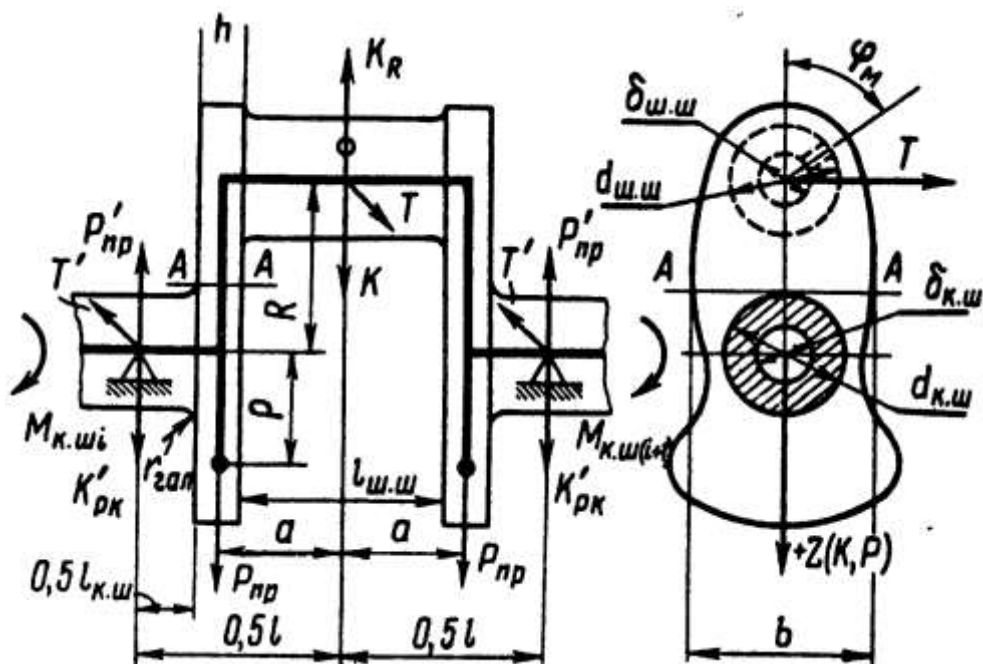


Рисунок 7 – Расчётная схема коленчатого вала

На основании данных динамического расчёта имеем: коленчатый вал полноопорный с симметричными коленами, но с асимметричным расположением противовесов; сила инерции противовеса, расположенного на продолжении щеки, $P_{np} = 5,93$ кН; реакция на левой опоре от противовеса $P'_{np} = -5,93$ кН; центробежная сила инерции вращающихся масс $K_R = -20,635$ кН; радиус кривошипа $R = 46$ мм. С учётом соотношений, приведенных в таблице 14.1 [2] принимаем следующие основные размеры колена вала:

1. коренная шейка – наружный диаметр $d_{к.ш} = 62$ мм, длина $l_{к.ш} = 34$ мм;
2. шатунная шейка – наружный диаметр $d_{ш.ш} = 56$ мм, длина $l_{ш.ш} = 26$ мм;
3. Расчетное сечение А-А щеки – ширина $b = 76$ мм, толщина $h = 22$ мм.

Материал вала – чугун ВЧ 40-10.

Характеристики прочности материала: пределы прочности $\sigma_B = 400$ МПа и текучести $\sigma_T = 300$ МПа и $\tau_T = 160$ МПа, пределы усталости при изгибе $\sigma_{-1} = 150$ МПа, при растяжении-сжатии $\sigma_{-1p} = 90$ МПа и кручении $\tau_{-1} = 120$ МПа, коэффициент приведения цикла при изгибе $\alpha_\sigma = 0,5$, коэффициент приведения при кручении $\alpha_\tau = 0,5$.

При изгибе:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{150}{300} = 0,5$$
$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,5 - 0,5}{1 - 0,5} = 0$$

При кручении:

$$\beta_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_T} = \frac{120}{160} = 0,75$$
$$\frac{\beta_{\tau} - \alpha_{\tau}}{1 - \beta_{\tau}} = \frac{0,75 - 0,5}{1 - 0,75} = 1$$

Удельное давление на поверхности шатунных шеек:

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

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

где $Q_{ш.ш.ср} = 14728 \text{ Н}$ и $Q_{мах} = 23260 \text{ Н}$ – соответственно средняя и максимальная нагрузки на шатунную шейку;

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

$$l'_{ш.ш} = l_{ш.ш} - 2 \cdot r_{гал} \quad (5.93)$$

где $r_{гал} = 0,063 \cdot d_{ш.ш} = 0,063 \cdot 5 \approx 3,5 \text{ мм}$ – радиус галтели.

$$l'_{ш.ш} = 26 - 2 \cdot 3,5 = 19 \text{ мм}$$

$$k_{ш.ш.ср} = \frac{14728}{56 \cdot 19} = 13,84 \text{ МПа}$$

$$k_{ш.ш.мах} = \frac{23260}{56 \cdot 19} = 21,86 \text{ МПа}$$

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 $Q_{к.ш.ср} = Q_{к.ш3ср}^{пр} = 13045 \text{ Н}$ – средняя нагрузка на 3-ю коренную шейку, которая является наибольшей;

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ

Лист

61

$Q_{к.ш.мах} = Q_{к.ш2мах} = 19445 \text{ Н}$ – максимальная нагрузка на 2-ю коренную шейку, которая является наибольшей;

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

$$l'_{к.ш} = l_{к.ш} - 2 \cdot r_{гал} \quad (5.96)$$

где $r_{гал} = 0,06 \cdot d_{к.ш} = 0,06 \cdot 62 = 3,7 \text{ мм}$.

$$l'_{к.ш} = 34 - 2 \cdot 3,7 = 26,6$$

$$k_{к.ш.ср} = \frac{13045}{62 \cdot 26,6} = 7,9 \text{ МПа}$$

$$k_{к.ш.мах} = \frac{19445}{62 \cdot 26,6} = 11,8 \text{ МПа}$$

Расчёт коренной шейки:

- момент сопротивления коренной шейки кручению:

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

$$W_{тк.ш} = \frac{\pi \cdot 62^3 \cdot 10^{-9}}{16} = 46,8 \text{ м}^3$$

- максимальное и минимальное касательное напряжение знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 4-й коренной шейки, на которую воздействует крутящий момент, имеющий наибольший размах $\Delta M_{к.ш.мах}$:

$$\tau_{мах} = \frac{M_{к.ш4мах}}{W_{тк.ш}} \quad (5.98)$$

$$\tau_{мах} = \frac{769 \cdot 10^6}{46,8 \cdot 10^{-6}} = 16,43 \text{ МПа}$$

$$\tau_{мин} = \frac{M_{к.ш4мин}}{W_{тк.ш}} \quad (5.99)$$

$$\tau_{мин} = -\frac{692 \cdot 10^6}{46,8 \cdot 10^{-6}} = -14,78 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений:

$$\tau_m = \frac{\tau_{мах} + \tau_{мин}}{2} \quad (5.100)$$

$$\tau_m = \frac{16,43 - 14,78}{2} = 0,82 \text{ МПа}$$

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

$$\tau_a = \frac{16,43 + 14,78}{2} = 15,61 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ак} = \frac{\tau_a \cdot k_\tau}{\varepsilon_{м\tau} \cdot \varepsilon_{п\tau}} \quad (5.102)$$

где k_τ – коэффициент концентраций напряжений, который вычисляется по формуле:

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

где $q = 0,4$ – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений [2 стр.252];

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

$\varepsilon_{м\tau}$ – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (при $d_{к.ш} = 62$ мм), $\varepsilon_{м\tau} = 0,68$;

$\varepsilon_{п\tau}$ – коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 11.8 [2] с учётом закалки шеек ТВЧ на глубину 2 – 3 мм, $\varepsilon_{п\tau} = 1,2$.

$$k_\tau = 0,6 \cdot [1 + 0,4 \cdot (3 - 1)] = 1,08$$

$$\tau_{ак} = \frac{15,61 \cdot 1,08}{0,68 \cdot 1,2} = 20,66 \text{ МПа}$$

Так как $\tau_{ак}/\tau_m = 25,11 > \beta_\tau - \alpha_\tau/1 - \beta_\tau = 1$, то запас прочности коренной шейки от касательных напряжений определяется по пределу усталости:

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

$$n_\tau = \frac{120}{20,66 + 0,5 \cdot 0,82} = 5,7$$

Расчёт шатунной шейки:

- момент сопротивления шатунной шейки кручению:

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

$$W_{\tau_{ш.ш}} = \frac{\pi \cdot 56^3 \cdot 10^{-9}}{16} = 34,4 \text{ м}^3$$

- максимальное и минимальное касательное напряжение знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 4-й шатунной шейки, на которую воздействует крутящий момент, имеющий наибольший размах $\Delta M_{ш.ш.max}$:

$$\tau_{max} = \frac{M_{ш.ш4max}}{W_{\tau ш.ш}} \quad (5.106)$$

$$\tau_{max} = \frac{848 \cdot 10^6}{34,4 \cdot 10^{-6}} = 24,6 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{ш.ш4min}}{W_{\tau ш.ш}} \quad (5.107)$$

$$\tau_{min} = -\frac{541 \cdot 10^6}{34,4 \cdot 10^{-6}} = -15,69 \text{ МПа}$$

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

$$\tau_m = \frac{24,6 - 15,69}{2} = 4,45 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{24,6 + 15,69}{2} = 20,14 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ак} = \frac{20,14 \cdot 1,08}{0,69 \cdot 1,2} = 26,27 \text{ МПа}$$

где $k_\tau = 1,08$ и $\varepsilon_{пт} = 1,2$ – определены при расчете коренной шейки;

$\varepsilon_{мт}$ – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (при $d_{ш.ш} = 56$ мм), $\varepsilon_{мт} = 0,69$;

Так как $\tau_{ак}/\tau_m = 5,9 > \beta_\tau - \alpha_\tau/1 - \beta_\tau = 1$, то запас прочности шатунной шейки от касательных напряжений рассчитывается по пределу усталости согласно формуле (5.104):

$$n_\tau = \frac{120}{26,27 + 0,5 \cdot 4,45} = 4,21$$

- 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 $W_{\sigma_{ш.ш}} = 0,5 \cdot W_{\tau_{ш.ш}} = 0,5 \cdot 34,4 \cdot 10^{-6} = 17,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

$$\sigma_{max} = \frac{334 \cdot 10^6}{17,24 \cdot 10^{-6}} = 19,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = -\frac{174 \cdot 10^6}{17,24 \cdot 10^{-6}} = -10,1 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_m = \frac{19,4 - 10,1}{2} = 4,64 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{19,4 + 10,1}{2} = 14,75 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{20,14 \cdot 1,8}{0,74 \cdot 1,2} = 29,9 \text{ МПа}$$

где k_σ – коэффициент концентраций напряжений, который рассчитывается по формуле (5.90):

$$k_\sigma = 1 + 0,4 \cdot (3 - 1) = 1,8$$

где $q = 0,4$; $\alpha_{к\sigma} = 3$; $\varepsilon_{пт} = \varepsilon_{п\sigma} = 1,2$ – определены при расчёте коренной шейки; $\varepsilon_{м\sigma}$ – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (при $d_{ш.ш} = 56 \text{ мм}$), $\varepsilon_{м\sigma} = 0,74$.

Так как $\sigma_{ак}/\sigma_m = 6,44 > \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 0$, то запас прочности шатунной шейки от нормальных напряжений определяется по пределу усталости согласно формуле (5.83):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{150}{29,9 + 0,5 \cdot 4,64} = 4,65$$

- общий запас прочности шатунной шейки:

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

$$n_{ш.ш} = \frac{4,65 \cdot 4,21}{\sqrt{4,65^2 + 4,21^2}} = 3,12$$

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 $T'_{\max} = 1804,23$ Н; $T'_{\min} = -2864,89$ Н.

$$M_{к.щ \max} = 0,5 \cdot 1804,23 \cdot (34 + 22) \cdot 10^{-3} = 50,51 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{к.щ \min} = -0,5 \cdot 2864,89 \cdot (34 + 22) \cdot 10^{-3} = -80,21 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

- 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 $W_{тщ}$ – момент сопротивления расчетного сечения А-А, который рассчитывается по формуле:

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

где $\mu = 0,278$ определен при $b/h = 3,75$.

$$W_{тщ} = 0,278 \cdot 76 \cdot 22^2 \cdot 10^{-9} = 10,22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\tau_{\max} = \frac{50,51 \cdot 10^3}{10,22 \cdot 10^{-6}} = 4,94 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\min} = \frac{-80,21 \cdot 10^3}{10,22 \cdot 10^{-6}} = -7,84 \text{ МПа}$$

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

					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		66

$$\tau_m = \frac{4,94 - 7,84}{2} = -1,45 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{4,94 + 7,84}{2} = 6,39 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ак} = \frac{6,39 \cdot 0,672}{0,65 \cdot 0,75} = 8,81 \text{ МПа}$$

где k_τ – коэффициент концентраций напряжений, который рассчитывается по формуле (5.103):

$$k_\tau = 0,6 \cdot [1 + 0,4 \cdot (1,3 - 1)] = 0,672$$

где $q = 0,4$ – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений;

$\alpha_{к\sigma} = 1,3$ – теоретический коэффициент концентрации, определённый по таблице 11.6 [2] с учетом наличия концентрации напряжений у галтели (радиус галтели принят 3,5 мм) при $r_{гал}/h = 3,5/22 = 0,159$;

$\varepsilon_{м\tau}$ – масштабный коэффициент, определённый по таблице 11.7 [2] при $b = 76$ мм, $\varepsilon_{м\tau} = 0,65$;

$\varepsilon_{пт}$ – коэффициент поверхностной чувствительности, определённый по таблице 11.8 [2] для необработанной щеки, $\varepsilon_{пт} = 0,75$.

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

$$n_\tau = \frac{120}{8,81 + 0,5 \cdot (-1,45)} = 14,84$$

- максимальное и минимальное нормальное напряжение щеки:

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

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

где $M_{н.щ max} = 0,25 \cdot [K_{max} + K_R + 2 \cdot (-P'_{пр})] \cdot l_{к.щ} = 104,26 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$M_{н.щ min} = 0,25 \cdot [K_{min} + K_R + 2 \cdot (-P'_{пр})] \cdot l_{к.щ} = -272,29 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$P_{щ max} = 0,5 \cdot (K_{max} + K_R) = 203 \text{ Н}$ и $P_{щ min} = 0,5 \cdot (K_{min} + K_R) = -21947,5 \text{ Н}$;

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

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

$$W_{\sigma_{\text{щ}}} = \frac{75 \cdot 20^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 6,13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$F_{\text{щ}} = b \cdot h = 1672 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ – площадь расчетного сечения А-А.

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{104,26}{6,13 \cdot 10^{-6}} + \frac{203}{1672 \cdot 10^{-6}} = 17,12 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\Sigma \min} = \frac{-272,29}{6,13 \cdot 10^{-6}} + \frac{-21947,5}{1672 \cdot 10^{-6}} = -57,54 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_m = \frac{17,12 - 57,54}{2} = -20,20 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{17,12 + 57,54}{2} = 37,33 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{37,33 \cdot 1,12}{0,7 \cdot 0,75} = 79,64 \text{ МПа}$$

где k_{σ} – эффективный коэффициент концентраций напряжений, который вычисляется по формуле (5.90):

$$k_{\sigma} = 1 + 0,4 \cdot (1,3 - 1) = 1,12$$

где $q = 0,4$; $\alpha_{\text{к}\sigma} = 1,3$; $\varepsilon_{\text{пт}} = \varepsilon_{\text{п}\sigma} = 0,75$ – определены при расчёте касательных напряжений;

$\varepsilon_{\text{м}\sigma}$ – масштабный коэффициент, определенный по таблице 11.7 [2] при $b = 76 \text{ мм}$, $\varepsilon_{\text{м}\sigma} = 0,7$;

Запас прочности щеки от нормальных напряжений рассчитывают по пределу усталости (при $\sigma_m < 0$) согласно формуле (5.83):

$$n_{\sigma} = \frac{150}{79,64 + 0,5 \cdot (-20,20)} = 2,15$$

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

$$n_{\text{щ}} = \frac{2,15 \cdot 14,84}{\sqrt{2,15^2 + 14,84^2}} = 2,13$$

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 $D = 100$ мм, максимальное давление сгорания $p_{zd} = 6,815$ МПа. Материал гильзы цилиндра – чугун: $\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К, $E = 1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,25$.

Толщину стенки гильзы цилиндра выбираем конструктивно: $\delta_r = 8$ мм.

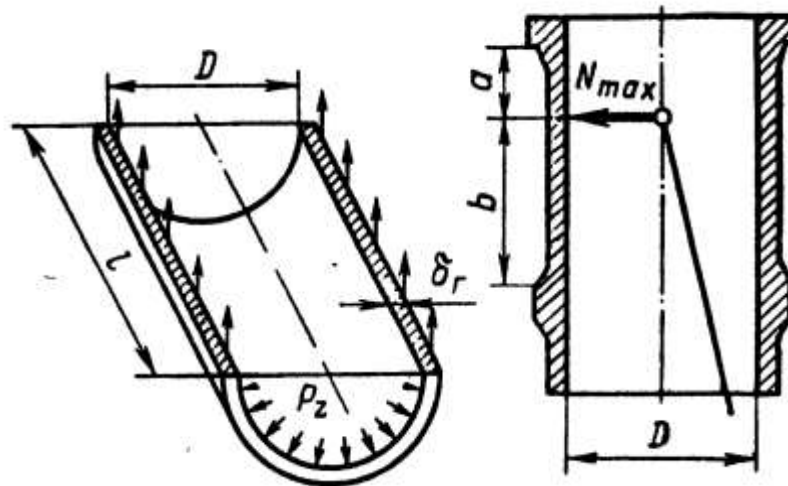


Рисунок 8 – Расчётная схема гильзы цилиндра

Расчётная толщина стенки гильзы:

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

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

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ

Лист

69

$$\delta_{г.р} = 0,5 \cdot 100 \cdot \left[\left(\frac{\sqrt{60 + 0,4 \cdot 6,815}}{\sqrt{60 - 1,3 \cdot 6,815}} \right) - 1 \right] = 5,37 \text{ мм}$$

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

Напряжение растяжения в гильзе от действия максимального давления газов:

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

$$\sigma_p = \frac{6,815 \cdot 100}{2 \cdot 8} = 42,59 \text{ МПа}$$

Температурные напряжения в гильзе:

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

где $\Delta T = 120 \text{ К}$ – температурный перепад между внутренней и наружной поверхностями гильзы.

$$\sigma_t = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 120}{2 \cdot (1 - 0,25)} = 88 \text{ МПа}$$

Суммарные напряжения в гильзе от давления газов и перепада температур:

- на наружной поверхности:

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

$$\sigma'_{\Sigma} = 39,18 + 88 = 127,18 \text{ МПа}$$

- на внутренней поверхности:

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

$$\sigma''_{\Sigma} = 39,18 - 88 = -48,81 \text{ МПа}$$

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

					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		70

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 $D = 100$ мм, площадь поршня $F_{\text{п}} = 0,00785 \text{ м}^2$, максимальное давление сгорания $p_{\text{max}} = p_{\text{зд}} = 6,815$ МПа, число шпилек на один цилиндр $i_{\text{шп}} = 4$, номинальный диаметр шпильки $d = 14$ мм, шаг резьбы $t = 1$ мм, внутренний диаметр резьбы шпильки $d_{\text{в}} = d - 1,4 \cdot t = 14 - 1,4 \cdot 1 = 12,6$ мм. Материал шпильки – сталь 30Х.

Характеристики прочности материала: предел прочности $\sigma_{\text{в}} = 850$ МПа, предел текучести $\sigma_{\text{т}} = 700$ МПа, предел усталости при растяжении-сжатии $\sigma_{-1\text{р}} = 260$ МПа, коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии $\alpha_{\sigma} = 0,14$.

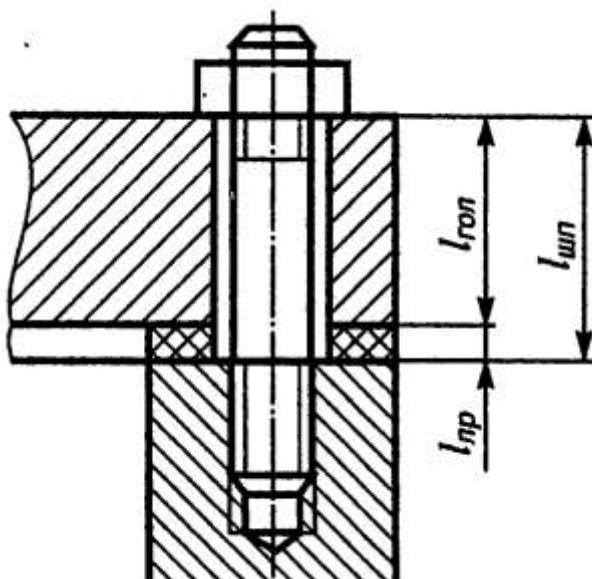


Рисунок 9 – Расчётная схема шпильки

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{260}{700} = 0,371$$

$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,371 - 0,14}{1 - 0,371} = 0,368$$

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

$$F_k = 1,2 \cdot F_{\Pi} \quad (5.123)$$

$$F_k = 1,2 \cdot 0,00785 = 0,00942 \text{ м}^2$$

Сила давления газов, приходящаяся на одну шпильку:

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

$$P'_{z \max} = \frac{6,815 \cdot 0,00942}{4} = 0,01605 \text{ МН}$$

Сила предварительной затяжки:

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

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

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

$$P_{\text{пр}} = 3 \cdot (1 - 0,2) \cdot 0,01605 = 0,0385 \text{ МН}$$

Суммарная сила, растягивающая шпильку без учёта силы P_t :

$$P_{p \max} = P_{\text{пр}} + \chi \cdot P'_{z \max} \quad (5.126)$$

$$P_{p \max} = 0,0385 + 0,2 \cdot 0,01605 = 0,0417 \text{ МН}$$

Минимальная сила, растягивающая шпильку:

$$P_{p \min} = P_{\text{пр}} = 0,0385 \text{ МН}$$

Максимальное и минимальное напряжение, возникающее в шпильке:

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{p \max}}{F_{0p}} \quad (5.127)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{p \min}}{F_{0p}} \quad (5.128)$$

где F_{0p} – площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы, которая рассчитывается по формуле:

$$F_{0p} = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \quad (5.129)$$

$$F_{0p} = \frac{\pi \cdot 0,0126^2}{4} = 0,0001247 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{max} = \frac{0,0353}{0,0001247} = 283,07 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \frac{0,0325}{0,0001247} = 261,3 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_m = \frac{283,07 + 261,3}{2} = 272,18 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{283,07 - 261,3}{2} = 10,88 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{10,88 \cdot 3,22}{0,98 \cdot 0,8} = 44,71 \text{ МПа}$$

где k_σ – коэффициент концентраций напряжений, который рассчитывается по формуле (5.90):

$$k_\sigma = 1 + 0,74 \cdot (4 - 1) = 3,22$$

где $q = 0,74$ – коэффициент чувствительности к концентрации напряжений, определённый по рисунку 11.2 [2] при $\sigma_B = 850$ МПа;

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

$\varepsilon_{м\sigma} = 0,98$ – масштабный коэффициент, определённый по таблице 11.7 [2] при $d = 14$ мм;

$\varepsilon_{п\sigma} = 0,8$ – коэффициент поверхностной чувствительности, определённый по таблице 11.8 [2] при условии грубого обтачивания.

Так как $\sigma_{ак}/\sigma_m = 0,164 < \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 0,368$, то запас прочности шпильки вычисляется по пределу текучести согласно формуле (5.68):

$$n_{т\sigma} = \frac{700}{44,71 + 272,18} = 2,2$$

5.11 Расчёт механизма газораспределения

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 $D = 100$ мм, площадь поршня $F_{\text{п}} = 0,00785$ м², частота вращения при номинальной мощности $n_N = 4000$ мин⁻¹, угловая частота вращения коленчатого вала $\omega = 418,88$ мин⁻¹, угловая частота вращения распределительного вала $\omega_{\text{к}} = 209,44$ рад/с, средняя скорость поршня $V_{\text{п,ср}} = 12,26$ м/с, средняя скорость смеси в проходном сечении седла клапана при максимальном его подъеме $\omega_{\text{вп}} = 76$ м/с.

Механизм газораспределения верхнеклапанный с верхним расположением распределительного вала. Расчет проведен для четырехклапанной головки с двумя впускными клапанами.

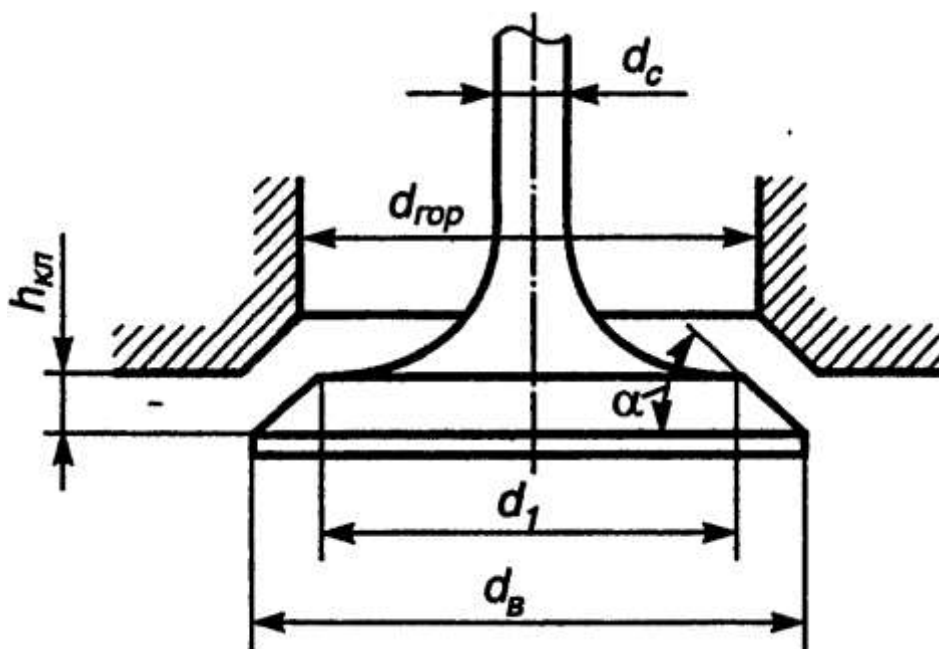


Рисунок 10 – Расчётная схема проходного сечения в клапане

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.

$$F_{\text{кл}} = \frac{12,26 \cdot 0,00785}{1 \cdot 76} = 0,00126 \text{ м}^2 = 12,66 \text{ см}^2$$

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

$$d_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,66}{\pi}} = 4,016 \text{ см}$$

- площадь проходного сечения и диаметр горловины:

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

$$F_{\text{гор}} = 1,12 \cdot 12,66 = 14,1792 \text{ см}^2$$

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

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14,1792}{\pi}} = 4,25 \text{ см}$$

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

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

$$h_{\text{кл max}} = \frac{\sqrt{4,93 \cdot 4,25^2 + 4,44 \cdot 12,66}}{2,22} - 4,25 = 1,18 \text{ мм}$$

Основные размеры кулачка для впускных клапанов:

- радиус начальной окружности кулачка:

$$r_0 = (1,3 \dots 2) \cdot h_{\text{кл max}} = (1,3 \dots 2) \cdot 7,86 = 10,2 \dots 15,72 \text{ мм}$$

Принимаем $r_0 = 16 \text{ мм}$.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ

Лист

75

- максимальный подъём толкателя, приводящего в движение впускной клапан:

$$h_{Tmax} = \frac{h_{клmax} \cdot l_T}{l_{кл}} \quad (5.135)$$

где $l_T = 1$; $l_{кл} = 1$ – приняты по конструктивным соображениям, получается, что $h_{Tmax} = h_{клmax}$.

$$h_{Tmax} = 8,5 \text{ мм}$$

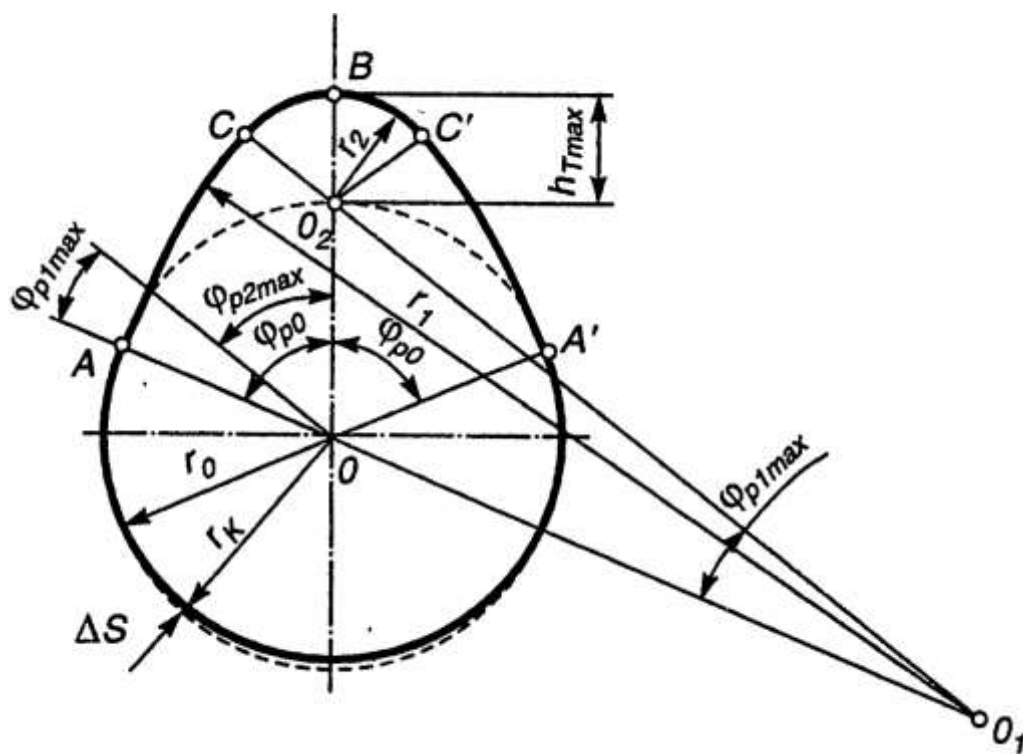


Рисунок 11 – Профиль кулачка

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;

$a = r_0 + h_{Tmax} - r_2 = 16 + 8,5 - 8,5 = 16$ мм;

φ_{p0} – величина угла четырёхтактных двигателей, которая вычисляется по формуле:

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

где $\varphi_{пр} = 22$ град. – угол опережения открытия клапана;

$\varphi_{зп} = 62$ град. – угол запаздывания закрытия клапана.

$$\varphi_{p0} = \frac{22 + 180 + 62}{4} = 66 \text{ град.} = 1,151 \text{ рад}$$

$$r_1 = \frac{16^2 + 16^2 - 8,5^2 - 2 \cdot 16 \cdot 16 \cdot \cos 1,151}{2 \cdot (16 - 8,5 - 16 \cdot \cos 1,151)} = 118,03 \text{ мм}$$

Максимальный угол при подъёме клапана по дуге радиусом r_1 :

$$\varphi_{p1max} = \arcsin\left(\frac{a \cdot \sin \varphi_{p0}}{r_1 - r_2}\right) \quad (5.138)$$

$$\varphi_{p1max} = \arcsin\left(\frac{16 \cdot \sin 1,151}{82,3 - 8,5}\right) = 0,197 \text{ рад} = 11,28 \text{ град.}$$

Максимальный угол при подъёме клапана по дуге радиусом r_2 :

$$\varphi_{p2max} = \varphi_{p0} - \varphi_{p1max} \quad (5.139)$$

$$\varphi_{p2max} = 1,151 - 0,197 = 0,954 \text{ рад} = 54,66 \text{ град.}$$

Подъём клапана по углу поворота распределительного вала:

$$h_{т1} = (r_1 - r_0) \cdot (1 - \cos \varphi_{p1}) \quad (5.140)$$

$$h_{т2} = a \cdot \cos \varphi_{p2} + r_2 - r_0 \quad (5.141)$$

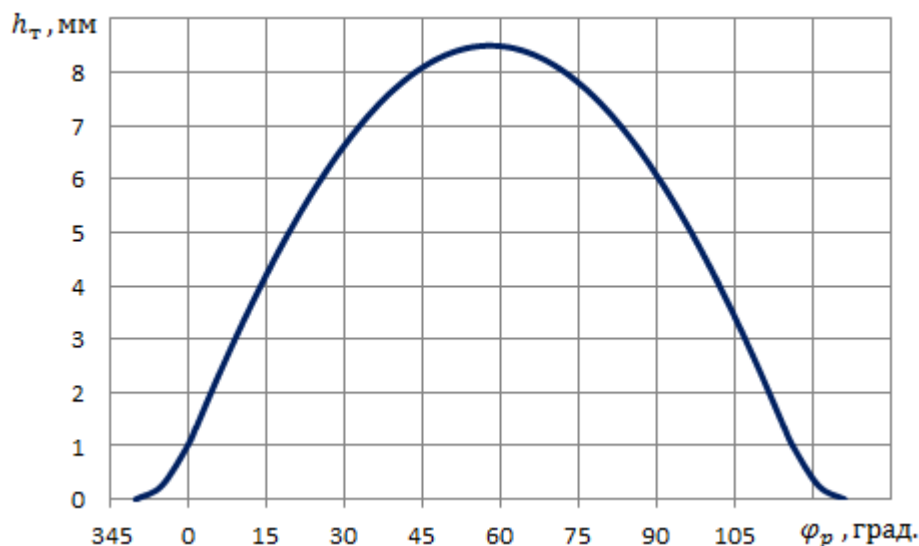


Рисунок 12 – Диаграмма подъёма клапана

Скорость и ускорение клапана:

$$\omega_{т1} = (r_1 - r_0) \cdot \omega_k \cdot \sin \varphi_{p1} \quad (5.142)$$

$$\omega_{т2} = \omega_k \cdot a \cdot \sin \varphi_{p2} \quad (5.143)$$

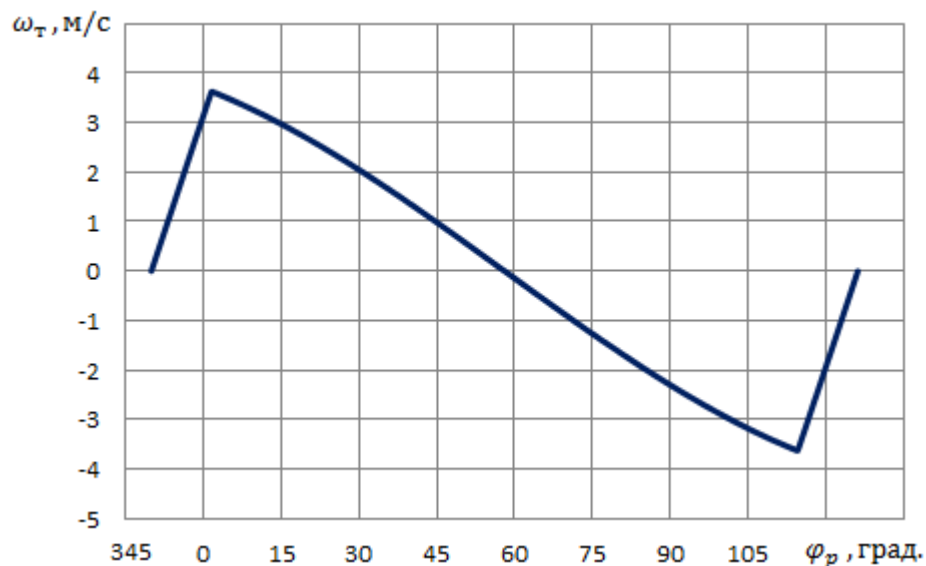


Рисунок 12 – Диаграмма скорости клапана

$$j_{T1} = (r_1 - r_0) \cdot \omega_k^2 \cdot \cos\varphi_{p1} \quad (5.144)$$

$$j_{T2} = -\omega_k^2 \cdot a \cdot \cos\varphi_{p2} \quad (5.145)$$

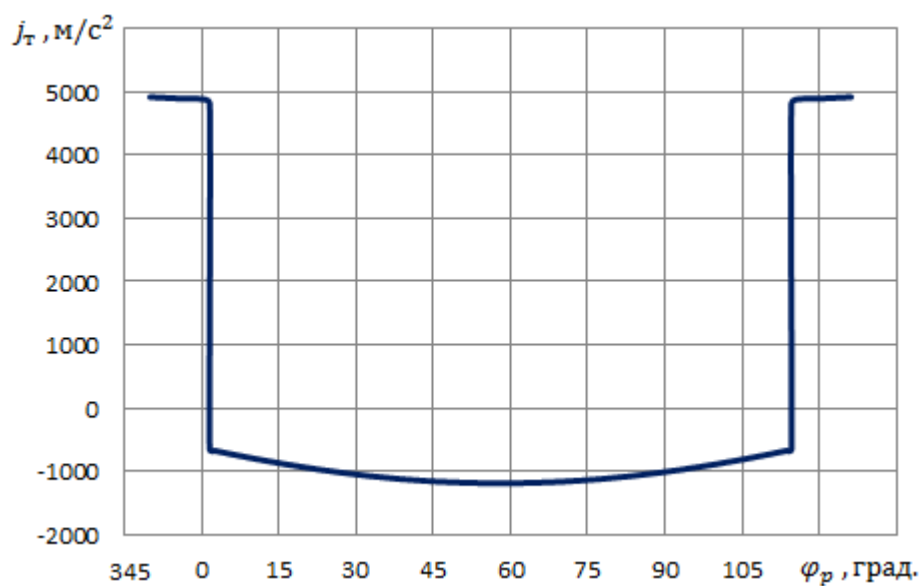


Рисунок 13 – Диаграмма ускорения клапана

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:

$$M_t = \frac{M_{\varphi p}}{6 \cdot n_p} \quad (5.147)$$

$$M_t = \frac{1,5}{6 \cdot 2000} = 12,5 \cdot 10^{-5} \text{ с/мм}$$

$$M_F = M_{h_{\text{кл}}} \cdot 2,22 \cdot d_{\text{гор}} \quad (5.148)$$

$$M_F = 0,1 \cdot 2,22 \cdot 30,5 = 6,771 \text{ мм}^2/\text{мм}$$

$F_{abcd} = 5910 \text{ мм}^2$ – площадь под линией кривой подъёма клапана (рисунок 12) за такт впуска.

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}} dt = 9,615 \cdot 10^{-5} \cdot 6,771 \cdot 5910 = 3,847 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}$$

Средняя площадь проходного сечения клапана:

$$F_{\text{кл.ср}} = \frac{M_F \cdot F_{abcd}}{90} \quad (5.149)$$

$$F_{\text{кл.ср}} = \frac{6,771 \cdot 5910}{90} = 444,63 \text{ мм}^2 = 4,44 \text{ см}^2$$

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.

$$\int_{t_{\text{пр}}}^{t_{\text{зл}}} 9,615 \cdot 10^{-5} \cdot 6,771 \cdot 7105 = 4,625 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}$$

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 $n_p = 0,5 \cdot n_N = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и угловую скорость вращения $\omega_k = 209,44 \text{ рад/с}$ распределительного вала, максимальную высоту подъёма впускного клапана $h_{кл max} = 8,5 \text{ мм}$, диаметр горловины впускного клапана $d_{гор} = 30,5 \text{ мм}$, размеры кулачка с выпуклым профилем: $r_0 = 16 \text{ мм}$, $r_1 = 82,3 \text{ мм}$, $r_2 = 8,5 \text{ мм}$, $h_{т max} = 8,5 \text{ мм}$, $a = 16 \text{ мм}$.

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:

$$M_{кл} = m_{кл} + \frac{1}{3} \cdot m_{пр} + (m_T + m_{шт}) \cdot \left(\frac{l_T}{l_{кл}}\right)^2 + m'_к \quad (5.152)$$

где $m_{кл} = 120 \text{ г}$ – масса комплекта клапана (клапан, тарелка пружины, замок);

$m_{пр} = m_{пр.н} + m_{пр.в} = 50 + 20 = 75 \text{ г}$ – масса пружин;

$m_T = 45 \text{ г}$ – масса толкателя;

$m_{шт} = 0$ – масса штанги;

$m'_k = 0$ – масса коромысла.

$$M_{кл} = 120 + \frac{1}{3} \cdot 75 + (45 + 0) \cdot \left(\frac{1}{1}\right)^2 + 0 = 190 \text{ г}$$

$$P_{пр max} = \frac{1,4 \cdot 190 \cdot 16 \cdot 1 \cdot 272,27^2 \cdot 10^{-6}}{1} = 315,5 \text{ Н}$$

Минимальная сила упругости пружин:

$$P_{пр min} = \frac{K \cdot M_{кл} \cdot (r_0 - r_2) \cdot l_{кл} \cdot \omega_k^2}{l_T} \quad (5.153)$$

$$P_{пр min} = \frac{1,4 \cdot 190 \cdot (16 - 8,5) \cdot 1 \cdot 272,27^2 \cdot 10^{-6}}{1} = 147,89 \text{ Н}$$

Жёсткость пружин:

$$c = K \cdot M_{кл} \cdot \omega_k^2 \quad (5.154)$$

$$c = 1,4 \cdot 190 \cdot 272,27^2 \cdot 10^{-6} = 19,71 \text{ кН/м}$$

Деформация пружин:

- предварительная:

$$f_{min} = \frac{(r_0 - r_2) \cdot l_{кл}}{l_T} \quad (5.155)$$

$$f_{min} = \frac{(16 - 8,5) \cdot 1}{1} = 7,5 \text{ мм}$$

- полная:

$$f_{max} = f_{min} + h_{кл max} \quad (5.156)$$

$$f_{max} = 7,5 + 8,5 = 16 \text{ мм}$$

Распределение усилий между наружной и внутренней пружинами:

- внутренняя пружина:

$$P_{пр.в max} = 0,35 \cdot P_{пр max} \quad (5.157)$$

$$P_{пр.в max} = 0,35 \cdot 315,5 = 110,42 \text{ Н}$$

$$P_{пр.в min} = 0,35 \cdot P_{пр min} \quad (5.158)$$

$$P_{пр.в min} = 0,35 \cdot 147,89 = 51,76 \text{ Н}$$

- наружная пружина:

$$P_{пр.н max} = P_{пр max} - P_{пр.в max} \quad (5.159)$$

$$P_{\text{пр.н max}} = 315,5 - 110,42 = 205,08 \text{ Н}$$

$$P_{\text{пр.н min}} = P_{\text{пр min}} - P_{\text{пр.в min}} \quad (5.160)$$

$$P_{\text{пр.н min}} = 147,89 - 51,76 = 96,13 \text{ Н}$$

Жесткость наружной и внутренней пружин:

$$c_{\text{пр.н}} = \frac{P_{\text{пр.н max}}}{f_{\text{max}}} \quad (5.161)$$

$$c_{\text{пр.н}} = \frac{205,08 \cdot 10^{-3}}{16 \cdot 10^{-3}} = 12,81 \text{ кН/м}$$

$$c_{\text{пр.в}} = \frac{P_{\text{пр.в max}}}{f_{\text{max}}} \quad (5.162)$$

$$c_{\text{пр.в}} = \frac{110,42 \cdot 10^{-3}}{16 \cdot 10^{-3}} = 6,9 \text{ кН/м}$$

Суммарная жесткость пружин:

$$c = c_{\text{пр.н}} + c_{\text{пр.в}} \quad (5.163)$$

$$c = 12,81 + 6,9 = 19,71 \text{ кН/м}$$

Размеры пружин (приняты по конструктивным соображениям): диаметр проволоки $\delta_{\text{пр.н}} = 3,6 \text{ мм}$, $\delta_{\text{пр.в}} = 2,4 \text{ мм}$, средний диаметр пружин $D_{\text{пр.н}} = 29 \text{ мм}$, $D_{\text{пр.в}} = 20 \text{ мм}$.

$$d_{\text{вт}} + \delta_{\text{пр.в}} + 2 = 15 + 2,4 + 2 = 19,4 \text{ мм} < D_{\text{пр.в}} = 20 \text{ мм}$$

$$D_{\text{пр.в}} + \delta_{\text{пр.в}} + \delta_{\text{пр.н}} + 2 = 20 + 2,4 + 3,6 + 2 = 28 \text{ мм} < D_{\text{пр.н}} = 29 \text{ мм}$$

где $d_{\text{вт}} = 15 \text{ мм}$ – 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 $G = 8,3 \text{ МН/см}^2$ – модуль упругости второго рода.

$$i_{\text{р.н}} = \frac{8,3 \cdot 0,24^4 \cdot 1,6}{8 \cdot 205,08 \cdot 10^{-6} \cdot 2,9^3} = 5,57$$

$$i_{p.B} = \frac{8,3 \cdot 0,36^4 \cdot 1,6}{8 \cdot 110,42 \cdot 10^{-6} \cdot 2^3} = 6,23$$

Полное число витков:

$$i_{п.н} = i_{p.н} + 2 \quad (5.166)$$

$$i_{п.н} = 5,57 + 2 = 7,57$$

$$i_{п.в} = i_{p.в} + 2 \quad (5.167)$$

$$i_{п.в} = 6,23 + 2 = 8,23$$

Длина пружин при полностью открытом клапане:

$$L_{H \min} = i_{п.н} \cdot \delta_{пр.н} + i_{p.н} \cdot \Delta_{\min} \quad (5.168)$$

$$L_{B \min} = i_{п.в} \cdot \delta_{пр.в} + i_{p.в} \cdot \Delta_{\min} \quad (5.169)$$

где $\Delta_{\min} = 0,3$ – наименьший зазор между витками пружины при полностью открытом клапане.

$$L_{H \min} = 7,57 \cdot 3,6 + 5,57 \cdot 0,3 = 28,94 \text{ мм}$$

$$L_{B \min} = 8,23 \cdot 2,4 + 6,23 \cdot 0,3 = 21,63 \text{ мм}$$

$$L_{\min} = L_{H \min} = 28,94 \text{ мм}$$

Длина пружин при закрытом клапане:

$$L_0 = L_{\min} + h_{кл \max} \quad (5.170)$$

$$L_0 = 28,94 + 8,5 = 37,44 \text{ мм}$$

Длина свободных пружин:

$$L_{H.CB} = L_{H \min} + f_{\max} \quad (5.171)$$

$$L_{H.CB} = 28,94 + 16 = 44,94 \text{ мм}$$

$$L_{B.CB} = L_{B \min} + f_{\max} \quad (5.172)$$

$$L_{B.CB} = 21,63 + 16 = 37,63 \text{ мм}$$

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 $k'_B = 1,18$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению витка пружины.

$$\tau_{max} = 1,18 \cdot \frac{8 \cdot 110,42 \cdot 20}{\pi \cdot 2,4^3} = 480,05 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = 1,18 \cdot \frac{8 \cdot 51,76 \cdot 20}{\pi \cdot 2,4^3} = 225,02 \text{ МПа}$$

- 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 $k'_H = 1,17$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению витка пружины.

$$\tau_{max} = 1,17 \cdot \frac{8 \cdot 205,08 \cdot 29}{\pi \cdot 3,6^3} = 379,77 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = 1,17 \cdot \frac{8 \cdot 96,13 \cdot 29}{\pi \cdot 3,6^3} = 178,02 \text{ МПа}$$

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

- внутренняя пружина:

$$\tau_m = \frac{480,05 + 225,02}{2} = 352,53 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{480,05 - 225,02}{2} = 127,51 \text{ МПа}$$

Так как концентрация напряжений в витках пружины учитывается коэффициентом k'_B , а $k_\tau / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_H) \approx 1$, то $\tau_{ак} = \tau_a = 127,51 \text{ МПа}$

- наружная пружина:

$$\tau_m = \frac{379,77 + 178,02}{2} = 278,9 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{379,77 - 178,02}{2} = 100,87 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ак} = 100,87 \text{ МПа}$$

Запасы прочности пружин определяются согласно формуле (5.104):

- внутренняя пружина:

$$n_\tau = \frac{350}{127,51 + 0,2 \cdot 352,53} = 1,76$$

где $\alpha_\tau = 0,2$ – коэффициент приведения асимметричного цикла к равноопасному симметричному при касательных напряжениях.

- наружная пружина:

$$n_\tau = \frac{350}{100,87 + 0,2 \cdot 278,9} = 2,23$$

Расчёт пружин на резонанс:

$$n_{с.в} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot \delta_{пр.в}}{i_{р.в} \cdot D_{пр.в}^2} \quad (5.177)$$

$$n_{с.в} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot 2,4}{6,23 \cdot 20^2} = 20884,16$$

$$\frac{n_{с.в}}{n_p} = \frac{20884,16}{2600} = 8,1 \neq 1, 2, 3 \dots$$

$$n_{с.н} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot \delta_{пр.н}}{i_{р.н} \cdot D_{пр.н}^2} \quad (5.178)$$

$$n_{с.н} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \cdot 3,6}{5,57 \cdot 29^2} = 16663,13$$

$$\frac{n_{с.н}}{n_p} = \frac{16663,13}{2600} = 6,4 \neq 1, 2, 3 \dots$$

$$\frac{n_{с.в}}{n_p} = 8,1 \neq \frac{n_{с.н}}{n_p} = 6,4$$

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 $m_{кл} = 120$ г, $m_{пр} = 75$ г, $m_T = 45$ г, $m_{шт} = 0$, $m_k = 0$ г, размеры кулачка $r_0 = 16$ мм, $r_1 = 82,3$ мм, $r_2 = 8,5$, $h_{Tmax} = 8,5$ мм, угловую скорость вращения распределительного вала $\omega_k = 209,44$ рад/с, минимальную силу упругости пружины $P_{пр min} = 147,89$ Н, диаметр горловины впускного клапана $d_{гор} = 30,5$ мм.

Максимальная сила от выпускного клапана, действующая на кулачек:

$$P_{Tmax} = \left[P_{пр min} + \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \cdot (p_r - p'_r) \right] \cdot \frac{l_{кл}}{l_T} + M_T \cdot \omega_k^2 \cdot (r_1 - r_0) \quad (5.179)$$

где d_B – диаметр тарелки выпускного клапана, который вычисляется по формуле:

$$d_B = \frac{d_{ВП}}{1,1} \quad (5.180)$$

где $d_{ВП} = (1,06 \dots 1,12) \cdot d_{гор} = (1,06 \dots 1,12) \cdot 30,5 = 32,3 \dots 34,16$ мм, принимаем $d_{ВП} = 33$ мм

$$d_B = \frac{33}{1,1} = 30 \text{ мм}$$

$p_r = 0,6$ 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 $m'' = 0$ – масса коромысла, приведённая к оси толкателя.

$$M_T = \left(120 + \frac{75}{3}\right) \cdot \left(\frac{1}{1}\right)^2 + 45 + 0 + 0 = 190 \text{ г}$$

$$P_{T \max} = 933,89 \text{ Н}$$

Стрела прогиба распределительного вала:

$$y = 0,8 \cdot \frac{P_{T \max} \cdot a^2 \cdot b^2}{E \cdot l \cdot (d_p^4 - \delta_p^4)} \quad (5.182)$$

где $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости стали;

$l = a + b = 35 + 70 = 105$ мм – длина пролёта распределительного вала, принята по конструктивным соображениям;

$d_p = 2 \cdot r_0 + 2 = 2 \cdot 16 + 2 = 34$ 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.

$$y = 0,8 \cdot \frac{933,89 \cdot 35^2 \cdot 70^2}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 105 \cdot (34^4 - 12^4)} = 0,0001475 \text{ мм}$$

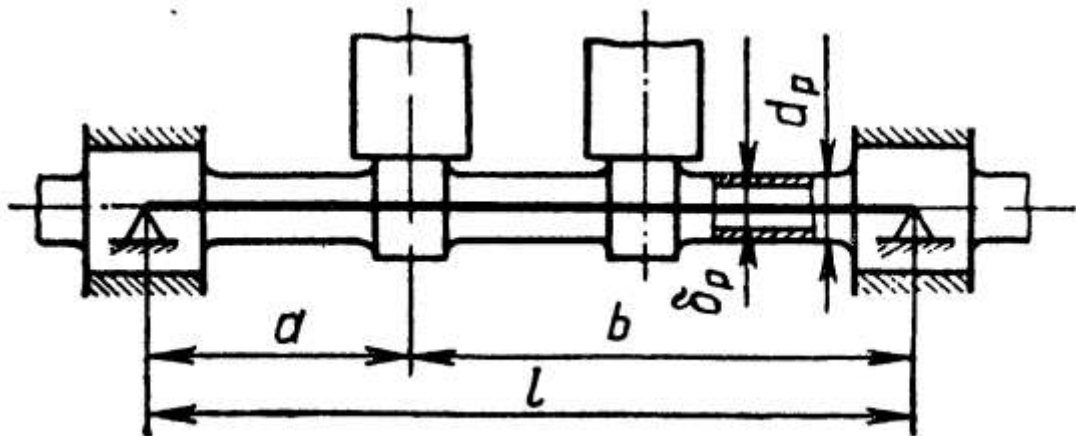


Рисунок 14 – Схема распределительно вала

Напряжение смятия:

$$\sigma_{см} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_{T \max} \cdot E}{b_k \cdot r_1}} \quad (5.183)$$

где $b_k = 15$ мм – ширина кулачка

$$\sigma_{см} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{933,89 \cdot 2,2 \cdot 10^5}{15 \cdot 82,3}} = 170,52 \text{ МПа}$$

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 надежность конструкции, удобство монтажа, регулировки, обслуживания и ремонта.

Данный двигатель имеет систему распределительного впрыска над впускными клапанами. Система имеет электромагнитные форсунки циклового впрыскивания. На рисунке 15 приведена схема системы питания двигателя УМЗ-4216.

					<i>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		88

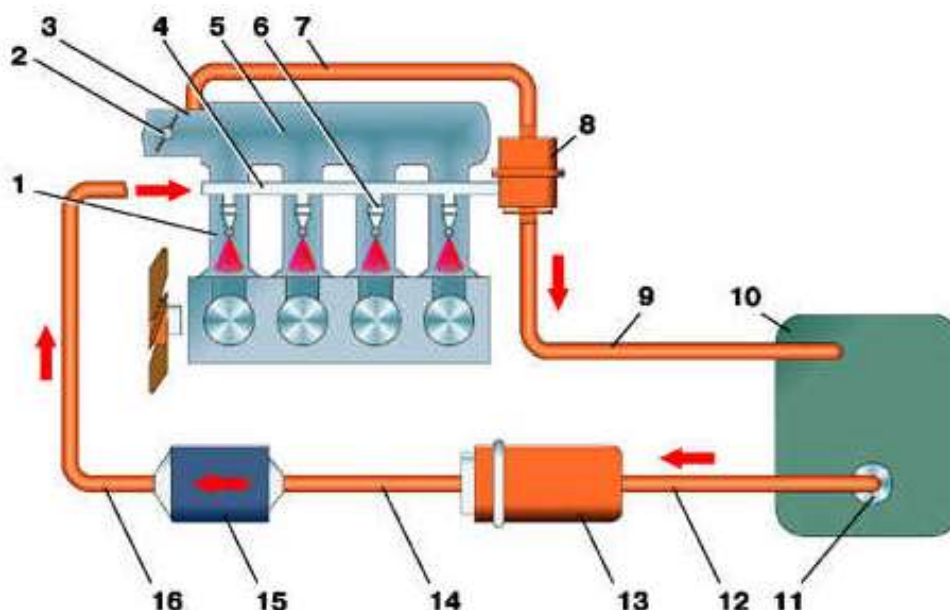


Рисунок 15 – Схема системы питания двигателя:

1 – впускная труба; 2 – воздушная дроссельная заслонка; 3 – дроссель; 4 – топливопровод двигателя; 5 – ресивер; 6 – форсунка; 7 – вакуумный шланг; 8 – редукционный клапан; 9 – шланг слива топлива; 10 – топливный бак; 11 – приемник топливного бака; 12 – топливопровод низкого давления; 13 – топливный насос; 14,16 – топливопровод высокого давления; 15 – фильтр тонкой очистки.

Форсунка представляет собой электромеханический клапан, в котором игла запорного клапана прижата к седлу пружиной. При подаче электрического импульса от блока управления на обмотку электромагнита игла поднимается и открывает отверстие распылителя, через которое топливо подаётся во впускную трубу двигателя. Количество топлива, впрыскиваемой форсункой, зависит от длительности электрического импульса.

Расчёт форсунки сводится к определению диаметра сопловых отверстий.

6.1.1 Расчёт форсунки

По результатам теплового расчёта имеем: удельный эффективный расход топлива $g_e = 315,65 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$, давление в конце впуска $p_a = 0,0973 \text{ МПа}$, частота вращения коленчатого вала $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$, плотность топлива $\rho_T =$

750 кг/м³, эффективная мощность двигателя $Ne = 79$ кВт. Продолжительность подачи топлива в градусах поворота коленчатого вала принимаем равной $\Delta\varphi = 300$ 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 $i = 4$ – число цилиндров; $\tau = 4$ – тактность двигателя.

$$V_{ц} = \frac{315,65 \cdot 79 \cdot 4 \cdot 10^3}{120 \cdot 4000 \cdot 4 \cdot 750} = 69,267 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Время истечения топлива:

$$\Delta t = \frac{\Delta\varphi}{6 \cdot n} \quad (6.2)$$

$$\Delta t = \frac{300}{6 \cdot 4000} = 0,0125 \text{ с}$$

Средняя скорость истечения топлива через сопловые отверстия:

$$w_{\phi} = \sqrt{\left(\frac{2}{\rho_T}\right) \cdot (p_{\phi} - p_a)} \quad (6.3)$$

где $p_{\phi} = 0,3$ МПа – среднее давление впрыска топлива.

$$w_{\phi} = \sqrt{\left(\frac{2}{750}\right) \cdot (0,3 - 0,0973) \cdot 10^6} = 23,24 \text{ м/с}$$

Суммарная площадь сопловых отверстий:

$$f_c = \frac{V_{ц}}{\mu_{\phi} \cdot w_{\phi} \cdot \Delta t \cdot 10^3} \quad (6.4)$$

где $\mu_{\phi} = 0,85$ – коэффициент расхода топлива.

$$f_c = \frac{85,141}{0,85 \cdot 23,24 \cdot 0,00961 \cdot 10^3} = 0,448 \text{ мм}^2$$

Диаметр соплового отверстия:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi \cdot m}} \quad (6.5)$$

где $m = 4$ – число сопловых отверстий.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,448}{\pi \cdot 4}} = 0,377 \text{ мм}$$

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.

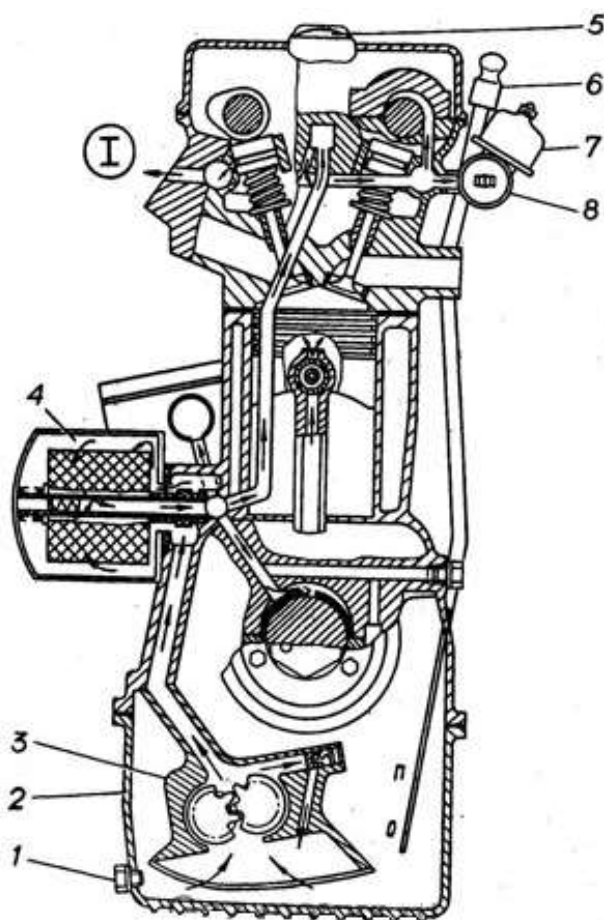


Рисунок 16 – Схема системы смазки двигателя:

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 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.

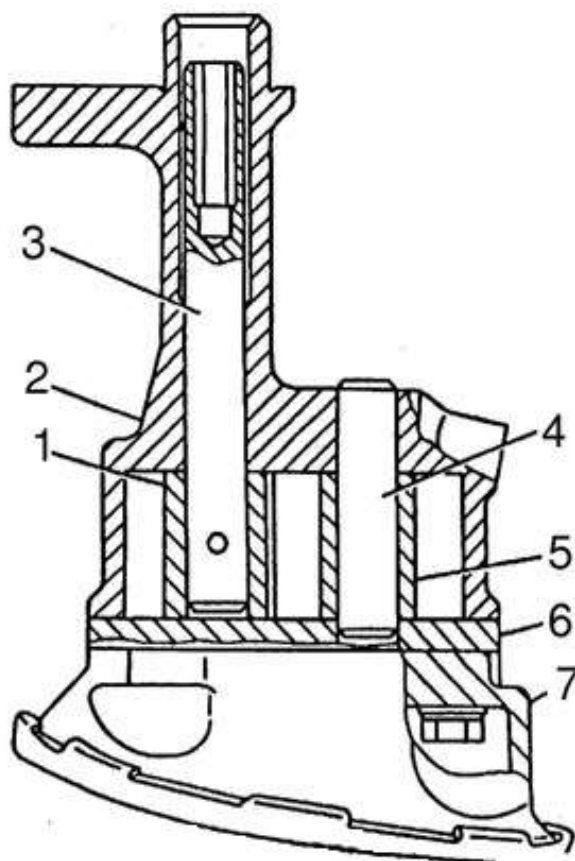


Рисунок 17 – Масляный насос двигателя:

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 $Q_0 = 347,35$ кДж/с.

Количество теплоты, отводимой маслом от двигателя:

$$Q_m = (0,015 - 0,030) \cdot Q_0 \quad (6.6)$$

$$Q_m = 0,023 \cdot Q_0 = 7,98 \text{ кДж/с}$$

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;

$\Delta T_{\text{м}} = 10 \text{ К}$ – температура нагрева масла в двигателе.

$$V_{\text{ц}} = \frac{7,98}{900 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,000423 \text{ м}^3/\text{с}$$

Циркуляционный расход с учётом стабилизации давления масла в системе:

$$V' = 2 \cdot V_{\text{ц}} \quad (6.8)$$

$$V' = 2 \cdot 0,000423 = 0,000847 \text{ м}^3/\text{с}$$

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 $\eta_{\text{н}} = 0,7$.

$$V_{\text{р}} = \frac{0,000847}{0,7} = 0,00121 \text{ м}^3/\text{с}$$

Диаметр начальной окружности шестерни:

$$D_0 = z \cdot m \quad (6.10)$$

где $z = 7$ – число зубьев шестерни;

$m = 5 \text{ мм}$ – модуль зацепления зуба.

$$D_0 = 7 \cdot 0,005 = 0,035 \text{ мм}$$

Диаметр внешней окружности шестерни:

$$D = m \cdot (z + 2) \quad (6.11)$$

$$D = 0,005 \cdot (7 + 2) = 0,045 \text{ мм}$$

Частота вращения шестерни (насоса):

$$n_{\text{н}} = \frac{u_{\text{н}} \cdot 60}{\pi \cdot D} \quad (6.12)$$

где $u_{\text{н}} = 8 \text{ м/с}$ – окружная скорость на внешнем диаметре шестерни.

$$n_{\text{н}} = \frac{8 \cdot 60}{\pi \cdot 0,045} = 3395,3 \text{ мин}^{-1}$$

Длина зуба шестерни:

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_H} \quad (6.13)$$

$$b = \frac{60 \cdot 0,00121}{2 \cdot \pi \cdot 5^2 \cdot 7 \cdot 3395,3 \cdot 10^{-3}} = 0,0194 \text{ м}$$

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса:

$$N_H = \frac{V_p \cdot p}{\eta_{м.н} \cdot 10^3} \quad (6.14)$$

где $p = 40 \cdot 10^4$ Па – рабочее давление масла в системе;

$\eta_{м.н} = 0,9$ – механический КПД масляного насоса.

$$N_H = \frac{0,00121 \cdot 40 \cdot 10^4}{0,9 \cdot 10^3} = 0,538 \text{ кВт}$$

6.2.2 Расчёт масляного радиатора

Масляный радиатор представляет собой теплообменный аппарат для охлаждения масла, циркулирующего в системе смазки двигателя. Данный двигатель имеет водомасляный радиатор.

Расчёт заключается в определении поверхности охлаждения двигателя.

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 $\alpha_1 = 100 \dots 500$ Вт/м² · К – коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам радиатора, принимаем $\alpha_1 = 300$ Вт/м² · К;

$\delta = 0,2$ мм – толщина стенки радиатора;

$\lambda_{\text{теп}} = 100$ Вт/м · К – коэффициент теплопроводности стенки;

$\alpha_2 = 2300 \dots 4100$ Вт/м² · К – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к воде, принимаем $\alpha_2 = 3200$ Вт/м² · К.

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{300} + \frac{0,0002}{100} + \frac{1}{3200}} = 274,13 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Поверхность охлаждения масляного радиатора, омываемая водой:

$$F_M = \frac{Q_M}{K_M \cdot \Delta T_M} \quad (6.16)$$

$$F_M = \frac{7980}{274,13 \cdot 10} = 2,91 \text{ м}^2$$

6.2.3 Расчёт шатунного подшипника

Расчёт подшипников скольжения на основе гидродинамической теории смазки заключается в определении минимальной допустимого зазора между валом и подшипником, при котором сохраняется надежное жидкостное трение. Расчёт производится на режиме максимальной мощности.

На основании данных расчёта шатунного подшипника имеем: диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш} = 56$ мм, рабочая ширина шатунного вкладыша $l'_{ш.ш} = 19$ мм, среднее удельное давление на поверхности шейки $k_{ш.ш.ср} = 13,84$ МПа, частота вращения коленчатого вала $n = 4000$ мин⁻¹.

Диаметральный зазор:

$$\Delta = 0,007 \cdot \sqrt{d_{ш.ш}} \quad (6.17)$$

$$\Delta = 0,007 \cdot \sqrt{56} = 0,0523 \text{ мм}$$

Относительный зазор:

$$\chi = \frac{\Delta}{d_{ш.ш}} \quad (6.18)$$

$$\chi = \frac{0,0523}{56} = 0,00093$$

Коэффициент, учитывающий геометрию шатунной шейки:

$$c = 1 + \frac{d_{ш.ш}}{l'_{ш.ш}} \quad (6.19)$$

$$c = 1 + \frac{56}{19} = 3,94$$

Минимальная толщина масляного слоя:

$$h_{min} = \frac{55 \cdot 10^{-9} \cdot \mu \cdot n \cdot d_{ш.ш}}{k_{ш.ш.ср} \cdot \chi \cdot c} \quad (6.20)$$

где $\mu = 0,014 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ – динамическая вязкость масла, значение выбрано согласно таблице 19.1 [2] (подшипник залит баббитом).

$$h_{min} = \frac{55 \cdot 10^{-9} \cdot 0,014 \cdot 4000 \cdot 56}{13,84 \cdot 0,00093 \cdot 3,94} = 0,0034 \text{ мм}$$

Величина критического слоя масла:

$$h_{кр} = h_{в} + h_{п} \quad (6.21)$$

где $h_{в} = 0,0006 \text{ мм}$ – величина неровностей поверхности шейки после чистового шлифования [2 стр.477];

$h_{п} = 0,001 \text{ мм}$ – величина неровностей поверхности вкладыша после алмазного растачивания [2 стр.477].

$$h_{кр} = 0,0006 + 0,001 = 0,0016 \text{ мм}$$

Коэффициент запаса надежности шатунного подшипника:

$$K = \frac{h_{min}}{h_{кр}} \quad (6.22)$$

$$K = \frac{0,0034}{0,0016} = 2,12$$

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.

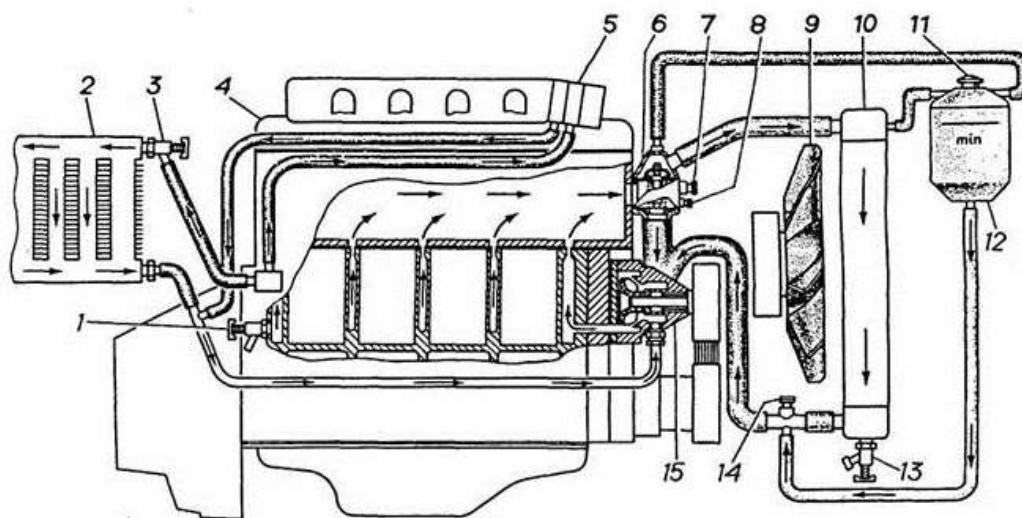


Рисунок 18 – Схема системы охлаждения двигателя:

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 $Q_B = 95258$ Дж/с; средняя теплоемкость жидкости $c_{ж} = 4187$ Дж/кг · К; средняя плотность жидкости $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³; напор, создаваемый насосом, принимаем $p_{ж} = 90$ кПа; частота вращения насоса $n_{в.н} = 4000$ мин⁻¹.

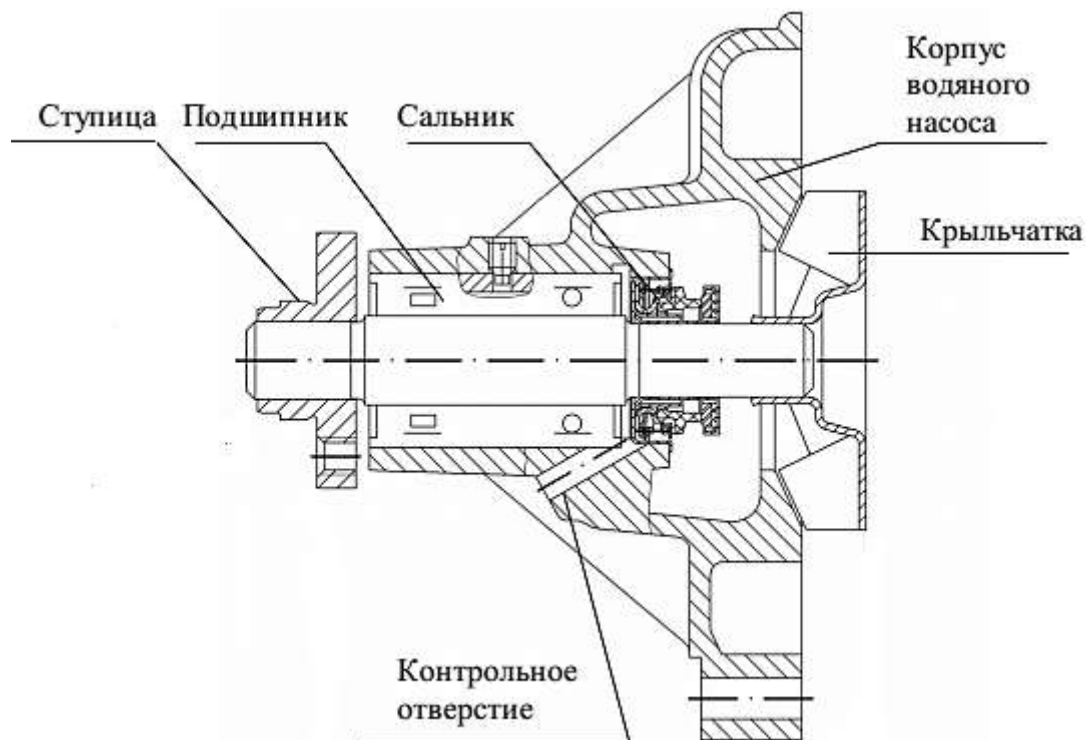


Рисунок 19 – Водяной насос двигателя

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения:

$$G_{ж} = \frac{Q_B}{c_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta T_{ж}} \quad (6.23)$$

где $\Delta T_{ж} = 9$ К – температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции.

$$G_{ж} = \frac{95258}{4187 \cdot 1000 \cdot 9} = 0,00252 \text{ м}^3/\text{с}$$

Расчётная производительность насоса:

$$G_{ж.р} = \frac{G_{ж}}{\eta} \quad (6.24)$$

где $\eta = 0,85$ – коэффициент подачи насоса.

$$G_{ж.р} = \frac{0,00252}{0,85} = 0,00297 \text{ м}^3/\text{с}$$

Радиус входного отверстия крыльчатки:

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{ж.р}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2} \quad (6.25)$$

где $c_1 = 2 \text{ м/с}$ – скорость жидкости на входе;

$r_0 = 0,01 \text{ м}$ – радиус ступицы крыльчатки.

$$r_1 = \sqrt{\frac{0,00297}{\pi \cdot 2} + 0,01^2} = 0,0239 \text{ м}$$

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \cdot \operatorname{ctg}\beta_2} \cdot \sqrt{\frac{p_{ж}}{\rho_{ж} \cdot \eta_h}} \quad (6.26)$$

где $\alpha_2 = 10^\circ$, $\beta_2 = 45^\circ$;

$\eta_h = 0,7$ – гидравлический КПД насоса.

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg}10 \cdot \operatorname{ctg}45} \cdot \sqrt{\frac{90 \cdot 10^3}{1000 \cdot 0,7}} = 16,05 \text{ м/с}$$

Радиус крыльчатки колеса на выходе:

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n_{в.н}} \quad (6.27)$$

$$r_2 = \frac{30 \cdot 16,05}{\pi \cdot 4000} = 0,0383 \text{ м}$$

Окружная скорость входа потока:

$$u_1 = \frac{u_2 \cdot r_1}{r_2} \quad (6.28)$$

$$u_1 = \frac{16,05 \cdot 0,0239}{0,0383} = 10,015 \text{ м/с}$$

Угол между скоростями c_1 и u_1 принимаем $\alpha_1 = 90^\circ$, при этом $\operatorname{tg}\beta_1 = c_1/u_1 = 2/10,015 = 0,19997$, откуда $\beta_1 = 9,06^\circ$.

Ширина лопатки на входе:

$$b_1 = \frac{G_{ж.р}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\sin \beta_1}\right) \cdot c_1} \quad (6.29)$$

где $z = 6$ – число лопаток на крыльчатке насоса;

$\delta_1 = 0,003$ м – толщина лопаток у входа.

$$b_1 = \frac{0,00297}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0,0239 - \frac{6 \cdot 0,003}{\sin 9,06}\right) \cdot 2} = 0,0149 \text{ м}$$

Радиальная скорость потока на выходе из колеса:

$$c_r = \frac{p_{ж} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{ж} \cdot \eta_h \cdot u_2} \quad (6.30)$$

$$c_r = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg} 10}{1000 \cdot 0,7 \cdot 16,05} = 1,41 \text{ м/с}$$

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

$$b_2 = \frac{0,00297}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0,0306 - \frac{6 \cdot 0,003}{\sin 45}\right) \cdot 1,41} = 0,0123 \text{ м}$$

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{в.н} = \frac{G_{ж.р} \cdot p_{ж}}{1000 \cdot \eta_m} \quad (6.32)$$

где $\eta_m = 0,85$ – механический КПД жидкостного насоса.

$$N_{в.н} = \frac{0,00297 \cdot 90 \cdot 10^3}{1000 \cdot 0,85} = 0,315 \text{ кВт}$$

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 $Q_{\text{в}} = Q_{\text{ж}} = 80322$ Дж/кг; средняя теплоемкость воздуха $c_{\text{возд}} = 1000$ Дж/кг · К; объемный расход жидкости, проходящей через радиатор $G_{\text{ж}} = 0,00252$ м³/с; средняя плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}} \quad (6.33)$$

где $\Delta T_{\text{возд}} = 28$ К – температурный перепад воздуха в решетке радиатора.

$$G'_{\text{возд}} = \frac{80322}{1000 \cdot 28} = 4,01 \text{ кг/с}$$

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор:

$$G'_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \quad (6.34)$$

$$G'_{\text{ж}} = 0,00252 \cdot 1000 = 2,52 \text{ кг/с}$$

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 $T_{\text{возд.вх}} = 313$ 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 $T_{\text{ж.вх}} = 363$ К – температура жидкости перед радиатором.

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{363 + (363 - 9)}{2} = 358,5 \text{ К}$$

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{Q_{\text{ж}}}{K \cdot (T_{\text{ср.ж}} - T_{\text{ср.возд}})} \quad (6.37)$$

где $K = 100$ – коэффициент теплопередачи для радиаторов грузовых автомобилей.

$$F = \frac{80322}{100 \cdot (358,5 - 327)} = 25,5 \text{ м}^2$$

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: $G'_{\text{возд}} = 4,01$ кг/с, а его средняя температура $T_{\text{ср.возд}} = 327$ К; напор, создаваемый вентилятором принимаем $\Delta p_{\text{тр}} = 900$ Па.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе:

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_{\text{ср.возд}}} \quad (6.38)$$

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{0,1013 \cdot 10^6}{287 \cdot 327} = 1,079 \text{ кг/м}^3$$

Производительность вентилятора:

$$G_{\text{возд}} = \frac{G'_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}}} \quad (6.39)$$

$$G_{\text{возд}} = \frac{4,01}{1,079} = 3,15 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Фронтальная поверхность радиатора:

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{возд}}}{\omega_{\text{возд}}} \quad (6.40)$$

где $\omega_{\text{возд}} = 6 \dots 30$ м/с – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учёта скорости движения автомобиля, принимаем $\omega_{\text{возд}} = 28,4$ м/с .

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{3,15}{28,4} = 0,111 \text{ м}^2$$

Диаметр вентилятора:

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}} \quad (6.41)$$

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,111}{\pi}} = 0,376 \text{ м}$$

Окружная скорость вентилятора:

$$u = \psi_{\text{л}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{возд}}}} \quad (6.42)$$

где $\psi_{\text{л}} = 3,41$ – безразмерный коэффициент для плоских лопастей.

$$u = 3,41 \cdot \sqrt{\frac{900}{1,079}} = 98,46 \text{ м/с}$$

Частота вращения вентилятора:

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_{\text{вент}}} \quad (6.43)$$

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot 98,46}{\pi \cdot 0,376} = 5000 \text{ мин}^{-1}$$

Таким образом выполнено условие $n_{\text{вент}} = n_{\text{в.н}} = 5000 \text{ мин}^{-1}$ (вентилятор и жидкостный насос имеют общий привод).

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 $\eta_{\text{в}} = 0,4$ – КПД клепаного вентилятора.

$$N_{\text{вент}} = \frac{3,15 \cdot 900}{1000 \cdot 0,4} = 7,1 \text{ кВт}$$

7 СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ И ЕЁ МОДЕРНИЗАЦИЯ

7.1 Стандартная система охлаждения

Система охлаждения жидкостная, закрытая, с принудительной циркуляцией жидкости и расширительным баком, 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.

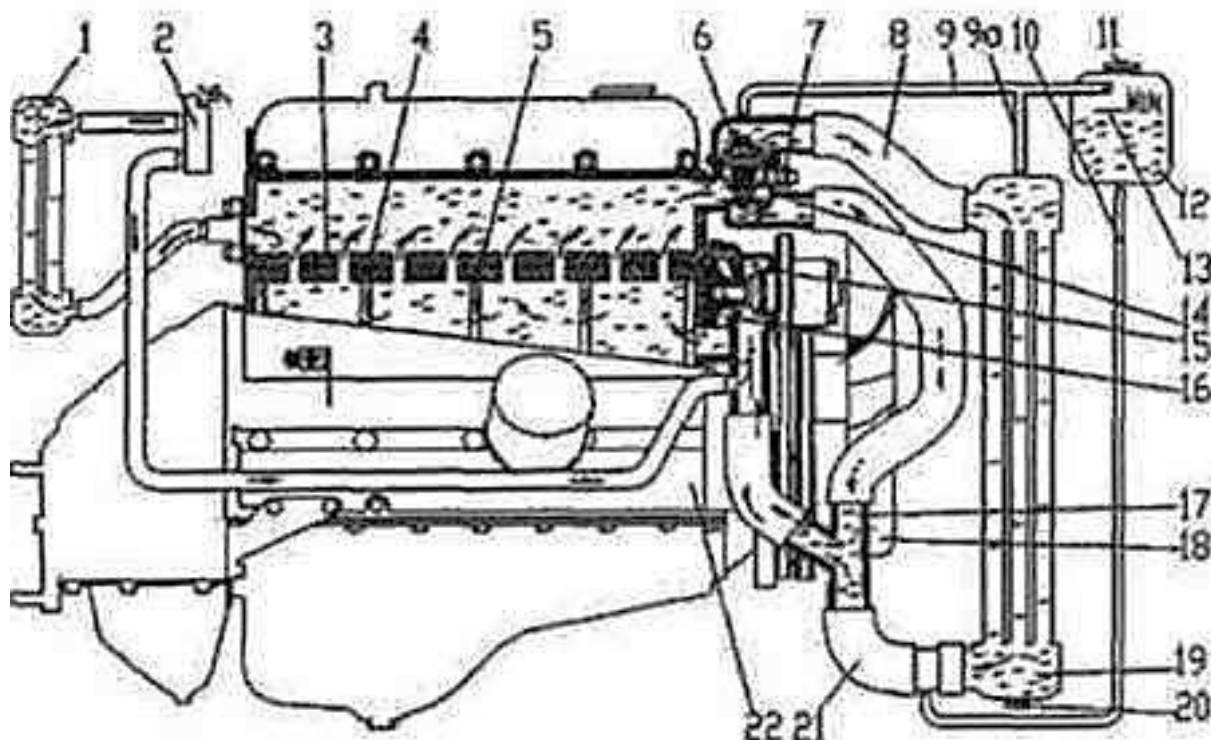


Рис. 20 – Система охлаждения а/м «ГАЗель»

1 – радиатор отопителя	11 – пробка
2 – кран отопителя	12 – бачок расширительный
3 – головка блока цилиндров	13 – отметка "mm"
4 – прокладка	14 – корпус термостата
5 – межцилиндровые каналы для прохода охлаждающей жидкости	15 – насос системы охлаждения
6 – двухклапанный термостат	16 – крыльчатка
7 – датчик указателя температуры охлаждающей жидкости	17 – патрубок соединительный
8 – выпускной трубопровод	18 – вентилятор
9 – пароотводящий патрубок	19 – радиатор
9а – патрубок подвода жидкости к расширительному бачку	20 – сливная пробка радиатора
10 – патрубок отвода жидкости из расширительного бачка	21 – впускной трубопровод
	22 – блок цилиндров
	23 – сливной кран блока цилиндров

Для нормальной работы двигателя, температура охлаждающей жидкости должна поддерживаться в пределах 80° - 90°С. Допустима краткосрочная работа двигателя при температуре охлаждающей жидкости 105°С. Такой режим может возникнуть в жаркое время года при движении автомобиля с максимально возможной нагрузкой на затяжных подъемах или в городских условиях движения с частыми разгонами и остановками.

Поддержание нормальной температуры охлаждающей жидкости осуществляется при помощи двухклапанного термостата с твёрдым наполнителем ТС-107-01, установленного в корпус.

При прогреве двигателя, когда температура охлаждающей жидкости ниже 80°С, действует малый круг циркуляции охлаждающей жидкости. Верхний клапан термостата закрыт, нижний клапан открыт. Охлаждающая жидкость водяным насосом нагнетается в рубашку охлаждения блока цилиндров, откуда через отверстия в верхней плите блока и нижней плоскости головки блока цилиндров жидкость попадает в рубашку охлаждения головки, далее в корпус термостата и через нижний клапан термостата и патрубок соединительный – на вход водяного насоса. Радиатор при этом отключен от основного потока охлаждающей жидкости. Для более эффективного действия системы отопления салона при циркуляции жидкости по малому кругу (такая ситуация может

поддерживаться достаточно долго при низких отрицательных температурах окружающего воздуха) в канале выхода жидкости через нижний клапан термостата имеется дроссельное отверстие диаметром 9 мм. Такое дросселирование приводит к повышению перепада давления на входе и выходе радиатора отопления и более интенсивной циркуляции жидкости через этот радиатор. Кроме того, дросселирование клапана на выходе жидкости через нижний клапан термостата уменьшает вероятность аварийного перегрева двигателя в случае отсутствия термостата, т.к. шунтирующее действие малого круга циркуляции жидкости при этом существенно снижается, поэтому значительная часть жидкости пойдет через радиатор охлаждения. После повышения температуры жидкости до 80°С и более, открывается верхний клапан термостата, а нижний закрывается. Циркуляция охлаждающей жидкости происходит по большому кругу.

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 расширительного бачка под действием возникающего разрежения обратно переходит в замкнутый объём.

На автомобилях ГАЗель 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

По результатам анализа вопроса перегрева двигателя УМЗ-4216 в жаркое время и условиях городских заторов, её причин и разнообразных способов улучшения и модернизации системы охлаждения двигателя, определено, что

одним из наиболее эффективных методов модернизации является установка модифицированного радиатора.

7.2.1 Радиатор

С завода мотор УМЗ-4216 укомплектовывается однорядным или двухрядным радиатором из алюминия. Двигатель УМЗ 4216 конструктивно более энергоёмкий чем, ЗМЗ 405 и поэтому, объективно, нуждается в дополнительном охлаждении, что заводом не было предусмотрено и 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. В основном, материал который используют предприятия при производстве сердцевин современных радиаторов – алюминий. Он обладает примерно вдвое меньшей теплопроводностью, чем медь, практически вышедшая из употребления по причине высокой стоимости. Однако на рынке запчастей предлагается высокое разнообразие именно медных радиаторов.

Но использование материала с большим коэффициентом теплопроводности само по себе еще не гарантирует высокой теплоотдачи радиатора – ведь более важным фактором выступает конструктивные особенности радиатора.

И этому есть причина – теплоотдача радиатора зависит от его конструкции. 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

					П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		107

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 3 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 очень редко и только для грузовых автомобилей и специальной техники. Также как и тип 1, имеют сердцевину из плоскоовальных трубок и лент между ними. Отличие от типа 1 – используется медь, а не алюминий.

Отсюда можно сделать вывод: чтобы улучшить охлаждение мотора УМЗ-4216, необходимо установить современный трёхрядный медный радиатор с

заводскими геометрическими габаритами. Благодаря ему стабилизируется температурный режим двигателя и он будет меньше нагреваться в пробках.

7.2.2 Расчёт радиатора



Рис. 21 – Радиатор медный

Теплопроводность алюминия $\lambda = 236 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, меди $\lambda = 401 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, удельная теплоёмкость меди $c_{\text{меди}} = 0,385 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$, а алюминия $c_{\text{алюм}} = 0,800 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$. 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 $Q_{\text{в}} = Q_{\text{ж}} = 80322 \text{ Дж/кг}$; средняя теплоёмкость воздуха $c_{\text{возд}} = 1000 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$; объемный расход жидкости, проходящей через радиатор $G_{\text{ж}} = 0,00252 \text{ м}^3/\text{с}$; средняя плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}} \quad (7.1)$$

где $\Delta T_{\text{возд}} = 28 \text{ К}$ – температурный перепад воздуха в решетке радиатора.

$$G'_{\text{возд}} = \frac{80322}{1000 \cdot 28} = 4,01 \text{ кг/с}$$

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор:

$$G'_ж = G_ж \cdot \rho_ж \quad (7.2)$$

$$G'_ж = 0,00252 \cdot 1000 = 2,52 \text{ кг/с}$$

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.

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{363 + (363 - 9)}{2} = 358,5 \text{ К}$$

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{Q_ж}{\lambda \cdot \Delta T_{\text{ж}}} \quad (7.5)$$

Медного:

$$F = \frac{80322}{401 \cdot 9} = 22,25 \text{ м}^2$$

Алюминиевого:

$$F = \frac{80322}{236 \cdot 9} = 37,8 \text{ м}^2$$

Поэтому, 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, получится достигнуть большего охлаждения жидкости.

Разница температур жидкости в медном радиаторе:

$$\Delta T_{\text{ж}} = \frac{Q_ж}{\lambda \cdot F} \quad (7.6)$$

$$\Delta T_{\text{ж}} = \frac{80332}{401 \cdot 37,8} = 14,3 \text{ К}$$

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 $\omega_{\text{возд}} = 18 \text{ м/с}$.

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{4,01}{18} = 0,222 \text{ м}^2$$

Радиатор, выполненный из меди имеет меньшую площадь охлаждения, чем алюминиевый при одинаковой теплоотводной способности. С целью повышения 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.

7.2.3 Расчёт вентиляторов



Рис. 22 - Вентиляторы

На двигателе-прототипе установлен один вентилятор с единым с водяным насосом приводом от коленчатого вала. Для улучшения обдува двигателя

предлагается установить два вентилятора меньших диаметров с приводом от электромотора. Привод состоит из электродвигателя и системы управления, которая контролирует интенсивность работы вентилятора охлаждения в зависимости от показаний датчика температуры. Применение электроники дало возможность вывести равномерность охлаждения двигателя на новый качественный уровень по сравнению с инертной "аналоговой" системой на основе вискомуфты.

По данным расчёта жидкостного радиатора массовый расход воздуха, подаваемый вентиляторами: $G'_{\text{возд}} = 4,01$ кг/с, а его средняя температура $T_{\text{ср.возд}} = 327$ К; напор, создаваемый одним вентилятором принимаем $\Delta p_{\text{тр}} = 650$ Па, а так как таких вентиляторов два, то за общий напор принимаем $\Delta p_{\text{тр}} = 1300$ Па.

Фронтальная поверхность радиатора:

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{возд}}}{\omega_{\text{возд}}} \quad (7.8)$$

где $\omega_{\text{возд}} = 6 \dots 30$ м/с – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учёта скорости движения автомобиля, принимаем $\omega_{\text{возд}} = 18$ м/с .

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{4,01}{18} = 0,222 \text{ м}^2$$

Диаметр вентилятора, при условии, что их 2:

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}} \quad (7.9)$$

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,222}{\pi}} = 0,265 \text{ м}$$

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе:

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_{\text{ср.возд}}} \quad (7.10)$$

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{0,1013 \cdot 10^6}{287 \cdot 327} = 1,079 \text{ кг/м}^3$$

Производительность вентиляторов:

$$G_{\text{возд}} = \frac{G'_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}}} \quad (7.11)$$

$$G_{\text{возд}} = \frac{4,01}{1,079} = 3,71 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Окружная скорость каждого вентилятора:

$$u = \psi_{\text{л}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{возд}}}} \quad (7.12)$$

где $\psi_{\text{л}} = 3,41$ – безразмерный коэффициент для плоских лопастей.

$$u = 3,41 \cdot \sqrt{\frac{650}{1,079}} = 83,69 \text{ м/с}$$

Частота вращения вентилятора:

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_{\text{вент}}} \quad (7.13)$$

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot 83,69}{\pi \cdot 0,265} = 6031 \text{ мин}^{-1}$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проведения работы определено, что для нормализации процесса охлаждения двигателя УМЗ-4216 и предотвращения его перегрева в условиях простоя в заторах при высокой температуре воздуха следует модернизировать систему охлаждения двигателя. Медный трёхрядный радиатор сможет увеличить теплоотдачу системы, что позволит эффективнее охлаждать жидкость. В то же время, установка из двух электрических вентиляторов увеличит воздушный поток, проходящий через фронтальную поверхность радиатора, что положительно скажется на способности теплоотдачи тепла от жидкости воздуху.

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>П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		114

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шароглазов, Б.А., Шишков, В.В. Поршневые двигатели: теория моделирования и расчёт процессов. Учеб. Пособие для студентов. – Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2011. – 564 с., ил.
2. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов./А.И., Колчин, В.П., Демидов – 4-е изд., перераб. и доп., 2008 - 495 с., ил.
3. Фарафонов, М.Ф. Автомобильные двигатели: Учебное пособие для студентов-заочников. - Челябинск: ЧГТУ, 1990. – 70 с., ил.
4. Орлин, А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания: конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей.–4-е изд., перераб. и доп.–М.: Машиностроение, 1984. – 384 с., ил.
5. Орлин, А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей–3-е изд., перераб. и доп.–М.: Машиностроение, 1985. – 456 с., ил.
6. Попык, К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей.–3-е изд., перераб. и доп. Учебник для вузов. М., «Высшая школа», 1976 – 352 с., ил.
7. Попык, К.Г. Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей.– 3-е изд., перераб. и доп. 1976 – 400 с., ил.

									Лист
									115
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ				

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1: ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ НА ЭВМ

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ВПУСКА

ДВИГАТЕЛЬ БЕНЗИНОВЫЙ, БЕЗ НАДДУВА
 ДАВЛЕНИЕ В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ..... $P_A = 0.0973$ МПА
 ТЕОРЕТИЧЕСКИ НЕОБХ. КОЛ-ВО ВОЗД.. $LO_1 = 14.8276$ КГ/КГ
 $LO = 0.5119$ КМОЛЬ/КГ
 КОЭФФ. ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ..... $GM = 0.0446$
 ТЕМПЕР. ВОЗД. ПОСЛЕ КОМПРЕССОРА.. $TK_1 = 293.0000$ ГРАД К
 ТЕМПЕР. ВОЗД. ПОСЛЕ ОХЛАЖДЕНИЯ.... $TK = 293.0000$ ГРАД К
 ТЕМПЕР. ВОЗД. В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ..... $TA = 335.4044$ ГРАД К
 УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМ В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ..... $VA = 0.9385$ МЗ/КГ
 ХИМИЧЕСКИЙ КОЭФФ. МОЛЕКУЛ. ИЗМ. $VO_{MAKS} = 1.0814$
 ОБЩАЯ УДЕЛЬН. ИСПОЛЬЗ. ТЕПЛ. СТОР.. $QZ = 2.2767$ МДЖ/КГ
 ДЕЙСТВ. КОЭФФ. МОЛЕКУЛЯРН. ИЗМ.. $VO_{MAKS} = 1.0779$

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

УГОЛ АЛЬФА	ОБЪЕМ	ДАВЛ.СЖАТ.	ТЕМП. СЖАТ.
180.0	.939	.097	335.4
190.0	.934	.098	336.1
200.0	.920	.100	338.0
210.0	.897	.104	341.4
220.0	.864	.109	346.4
230.0	.823	.117	353.1
240.0	.772	.128	361.9
250.0	.714	.142	373.1
260.0	.649	.163	387.4
270.0	.578	.191	405.3
280.0	.503	.231	427.7
290.0	.428	.290	455.7
300.0	.354	.378	490.8
310.0	.284	.512	534.4
320.0	.223	.719	587.9
330.0	.171	1.035	651.1
335.0	.150	1.240	685.1

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СЖАТИЯ $L_{AY} = -0.2441$ МДЖ/КГ

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

УГОЛ АЛЬФА	ОБЪЕМ	ДАВЛЕН	ТЕМПЕР	УГОЛ ФИ	ВЫГОР ТОПЛ	СКОР СГОР	КОЭФ МОЛ.ИЗМ	ОТНОШ ТЕПЛОЕМ
335.0	.150	1.240	685.1	.0	.000	.000	1.000	
340.0	.133	1.474	719.3	5.0	.001	.028	1.000	1.368
345.0	.119	1.785	780.0	10.0	.011	.219	1.001	1.361
350.0	.109	2.330	930.5	15.0	.054	.705	1.004	1.347
355.0	.103	3.297	1236.1	20.0	.162	1.482	1.013	1.326
360.0	.101	4.670	1697.2	25.0	.351	2.243	1.027	1.302
365.0	.103	6.042	2203.7	30.0	.592	2.438	1.046	1.280
370.0	.109	6.815	2587.3	35.0	.810	1.805	1.063	1.264
375.0	.119	6.736	2756.3	40.0	.941	.835	1.073	1.254
380.0	.133	6.074	2756.5	45.0	.989	.217	1.077	1.250
385.0	.150	5.239	2685.5	50.0	.999	.028	1.078	1.249

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СГОРАНИЯ $L_{YZ} = 0.2133$ МДЖ/КГ

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1 – продолжение

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ

УГОЛ АЛЬФА	ОБЪЕМ	ДАВЛ. РАСШ.	ТЕМП. РАСШ.
385.0	.150	5.239	2685.5
395.0	.196	3.724	2482.1
405.0	.252	2.673	2299.2
415.0	.318	1.977	2144.6
425.0	.390	1.516	2017.3
435.0	.465	1.206	1913.4
445.0	.541	.992	1829.2
455.0	.614	.842	1761.0
465.0	.682	.734	1706.1
475.0	.744	.655	1662.1
485.0	.799	.598	1627.3
495.0	.845	.556	1600.2
505.0	.882	.526	1579.7
515.0	.909	.505	1565.1
525.0	.928	.492	1555.6
535.0	.937	.485	1550.9

ДАВЛЕНИЕ КОНЦА РАСШИРЕНИЯ.....РВ= 0.4846 МПА
 ТЕМПЕРАТУРА КОНЦА РАСШИРЕНИЯ.....ТВ= 1550.3710 ГРАД К
 УДЕЛЬНАЯ РАБОТА РАСШИРЕНИЯ.....LZV= 1.1099 МДЖ/КГ
 КОЭФФИЦИЕНТЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ..PKR1= 0.0129
 PKR2= 2.2263

ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА ЦИКЛА.....LI= 1.0792 МДЖ/КГ
 ИНДИКАТОРНЫЙ К П Д.....KPDIN= 0.3675
 СРЕДНЕЕ ИНДИКАТОРНОЕ ДАВЛЕНИЕ.....PI= 1.2884 МПА
 ИНДИКАТОРН. УДЕЛЬНЫЙ РАСХ. ТОПЛ..GI= 222.6269 Г/КВТ*Ч

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ

Листм

117

ПРИЛОЖЕНИЕ 2: РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МАХАНИЗМА НА ЭВМ

Исходные данные

1 Радиус кривошипа, м.....	R= .0460
2 Отношение R/L.....	lam= .2820
3 Обороты коленчатого вала, мин ⁻¹	n=4000.0
4 Масса движущихся частей, кг.....	m= .9750
5 Давление в конце впуска, МПа.....	Pa= .0973
6 Давление выпуска, МПа.....	Pr= .1094
7 Площадь поршня, м ²	Fp= .0078
8 Атмосферное давление, МПа.....	P0= .1013

Массив давлений для углов 190...530

.0980	.1000	.1040	.1090	.1170	.1280	.1420
.1630	.1910	.2310	.2900	.3780	.5120	.7190
1.0350	1.4740	2.3300	4.6700	6.8150	6.0740	4.4210
3.1460	2.2890	1.7230	1.3460	1.0890	.9100	.7830
.6910	.6240	.5750	.5390	.5140	.4970	.4880

Кинематический расчет

a, grad	S, м	V, м/с	J, м/с ²
.0	.0000	.000	16217.87
10.0	.0008	5.155	15815.05
20.0	.0033	10.055	14637.70
30.0	.0072	14.465	12775.91
40.0	.0125	18.186	10369.51
50.0	.0188	21.072	7593.70
60.0	.0259	23.035	4641.49
70.0	.0335	24.049	1704.69
80.0	.0412	24.148	-1044.22
90.0	.0488	23.415	-3467.38
100.0	.0561	21.970	-5472.30
110.0	.0629	19.956	-7016.92
120.0	.0689	17.521	-8108.63
130.0	.0741	14.802	-8797.49
140.0	.0784	11.916	-9164.68
150.0	.0817	8.951	-9307.72
160.0	.0841	5.963	-9324.38
170.0	.0855	2.978	-9297.38
180.0	.0860	.002	-9281.93
190.0	.0855	-2.975	-9297.36
200.0	.0841	-5.960	-9324.36
210.0	.0817	-8.948	-9307.79
220.0	.0784	-11.913	-9164.94
230.0	.0741	-14.799	-8798.03
240.0	.0689	-17.518	-8109.56
250.0	.0629	-19.954	-7018.31
260.0	.0561	-21.968	-5474.19
270.0	.0489	-23.414	-3469.74
280.0	.0412	-24.148	-1046.98
290.0	.0335	-24.050	1701.65
300.0	.0259	-23.037	4638.33
310.0	.0188	-21.075	7590.63
320.0	.0125	-18.190	10366.72
330.0	.0072	-14.469	12773.62
340.0	.0033	-10.060	14636.06
350.0	.0008	-5.160	15814.20
360.0	.0000	-.006	16217.87

ПРИЛОЖЕНИЕ 2 – продолжение

Динамический расчет

grad	Pg, кН	Pj, кН	Pe, кН	N, кН	Ph, кН	Z, кН	T, кН
.0	-.027	-14.450	-14.477	.000	-14.477	-14.477	.000
10.0	-.027	-14.091	-14.118	-.668	-14.134	-13.787	-3.109
20.0	-.027	-13.042	-13.069	-1.221	-13.126	-11.863	-5.617
30.0	-.027	-11.383	-11.410	-1.566	-11.517	-9.098	-7.061
40.0	-.027	-9.239	-9.266	-1.645	-9.411	-6.041	-7.216
50.0	-.027	-6.766	-6.793	-1.447	-6.945	-3.258	-6.133
60.0	-.027	-4.136	-4.162	-1.009	-4.283	-1.208	-4.109
70.0	-.027	-1.519	-1.545	-.409	-1.599	-.145	-1.592
80.0	-.027	.930	.904	.251	.938	-.090	.934
90.0	-.027	3.089	3.063	.866	3.183	-.866	3.063
100.0	-.027	4.876	4.849	1.348	5.033	-2.170	4.542
110.0	-.027	6.252	6.226	1.646	6.439	-3.676	5.287
120.0	-.027	7.225	7.198	1.745	7.407	-5.110	5.362
130.0	-.027	7.839	7.812	1.664	7.987	-6.296	4.915
140.0	-.027	8.166	8.139	1.445	8.267	-7.164	4.125
150.0	-.027	8.293	8.267	1.135	8.344	-7.726	3.151
160.0	-.027	8.308	8.281	.774	8.318	-8.047	2.106
170.0	-.027	8.284	8.257	.391	8.267	-8.200	1.050
180.0	-.027	8.270	8.244	.000	8.244	-8.244	.001
190.0	-.022	8.284	8.262	-.390	8.271	-8.204	-1.049
200.0	-.009	8.308	8.299	-.775	8.335	-8.064	-2.109
210.0	.018	8.293	8.311	-1.141	8.389	-7.768	-3.167
220.0	.051	8.166	8.217	-1.459	8.346	-7.233	-4.163
230.0	.104	7.839	7.943	-1.692	8.122	-6.403	-4.997
240.0	.177	7.226	7.403	-1.794	7.617	-5.256	-5.513
250.0	.270	6.253	6.524	-1.725	6.748	-3.852	-5.540
260.0	.410	4.878	5.287	-1.470	5.488	-2.366	-4.951
270.0	.596	3.092	3.687	-1.042	3.832	-1.043	-3.687
280.0	.861	.933	1.794	-.499	1.862	-.180	-1.853
290.0	1.253	-1.516	-.263	.070	-.272	-.025	.271
300.0	1.837	-4.133	-2.295	.556	-2.362	-.666	2.266
310.0	2.727	-6.763	-4.036	.860	-4.127	-1.935	3.645
320.0	4.102	-9.237	-5.135	.912	-5.216	-3.347	4.000
330.0	6.200	-11.381	-5.182	.712	-5.230	-4.131	3.208
340.0	9.115	-13.041	-3.926	.367	-3.943	-3.563	1.688
350.0	14.799	-14.090	.708	-.034	.709	.692	-.156
360.0	30.336	-14.450	15.886	-.001	15.886	15.886	-.004

ПРИЛОЖЕНИЕ 2 – продолжение

Динамический расчет

grad	Pg, кН	Pj, кН	Pe, кН	N, кН	Ph, кН	Z, кН	T, кН
360.0	30.336	-14.450	15.886	-.001	15.886	15.886	-.004
370.0	44.579	-14.092	30.487	1.440	30.521	29.775	6.706
380.0	39.659	-13.044	26.615	2.485	26.731	24.162	11.434
390.0	28.683	-11.385	17.297	2.374	17.460	13.795	10.702
400.0	20.217	-9.242	10.975	1.948	11.147	7.157	8.546
410.0	14.526	-6.769	7.758	1.652	7.932	3.722	7.004
420.0	10.768	-4.138	6.630	1.607	6.822	1.925	6.544
430.0	8.265	-1.522	6.743	1.783	6.975	.633	6.946
440.0	6.558	.928	7.486	2.081	7.770	-.748	7.734
450.0	5.370	3.087	8.457	2.390	8.788	-2.389	8.458
460.0	4.526	4.874	9.401	2.614	9.757	-4.204	8.805
470.0	3.916	6.251	10.166	2.688	10.516	-6.001	8.635
480.0	3.471	7.224	10.695	2.593	11.004	-7.591	7.967
490.0	3.145	7.838	10.983	2.340	11.230	-8.851	6.912
500.0	2.906	8.166	11.072	1.967	11.245	-9.744	5.613
510.0	2.740	8.293	11.033	1.515	11.137	-10.312	4.207
520.0	2.627	8.308	10.935	1.023	10.983	-10.625	2.782
530.0	2.568	8.284	10.852	.514	10.864	-10.776	1.381
540.0	.054	8.270	8.324	.001	8.324	-8.324	.002
550.0	.054	8.284	8.338	-.394	8.347	-8.280	-1.058
560.0	.054	8.308	8.362	-.781	8.398	-8.125	-2.124
570.0	.054	8.293	8.347	-1.145	8.425	-7.802	-3.179
580.0	.054	8.166	8.220	-1.459	8.348	-7.236	-4.164
590.0	.054	7.840	7.893	-1.681	8.070	-6.363	-4.964
600.0	.054	7.226	7.280	-1.764	7.491	-5.170	-5.421
610.0	.054	6.255	6.308	-1.668	6.525	-3.726	-5.356
620.0	.054	4.879	4.933	-1.371	5.120	-2.209	-4.619
630.0	.054	3.094	3.147	-.890	3.271	-.891	-3.147
640.0	.054	.935	.989	-.275	1.027	-.099	-1.022
650.0	.054	-1.513	-1.460	.386	-1.510	-.136	1.504
660.0	.054	-4.130	-4.076	.988	-4.194	-1.181	4.025
670.0	.054	-6.760	-6.707	1.429	-6.857	-3.214	6.057
680.0	.054	-9.234	-9.180	1.631	-9.324	-5.982	7.153
690.0	.054	-11.379	-11.325	1.556	-11.432	-9.028	7.013
700.0	.054	-13.039	-12.985	1.215	-13.042	-11.785	5.587
710.0	.054	-14.090	-14.036	.665	-14.052	-13.706	3.097
720.0	.054	-14.450	-14.396	.001	-14.396	-14.396	.007

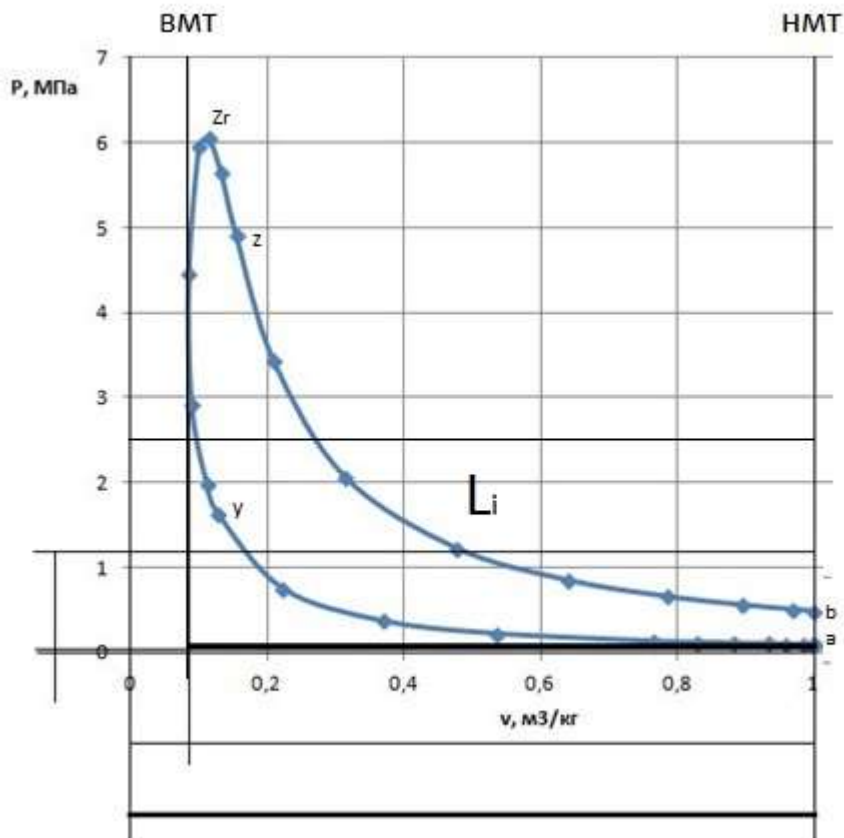
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-408.13.03.03.2019.126 ПЗ

Лист

120

Индикаторная диаграмма P-V



Кинематика поршня

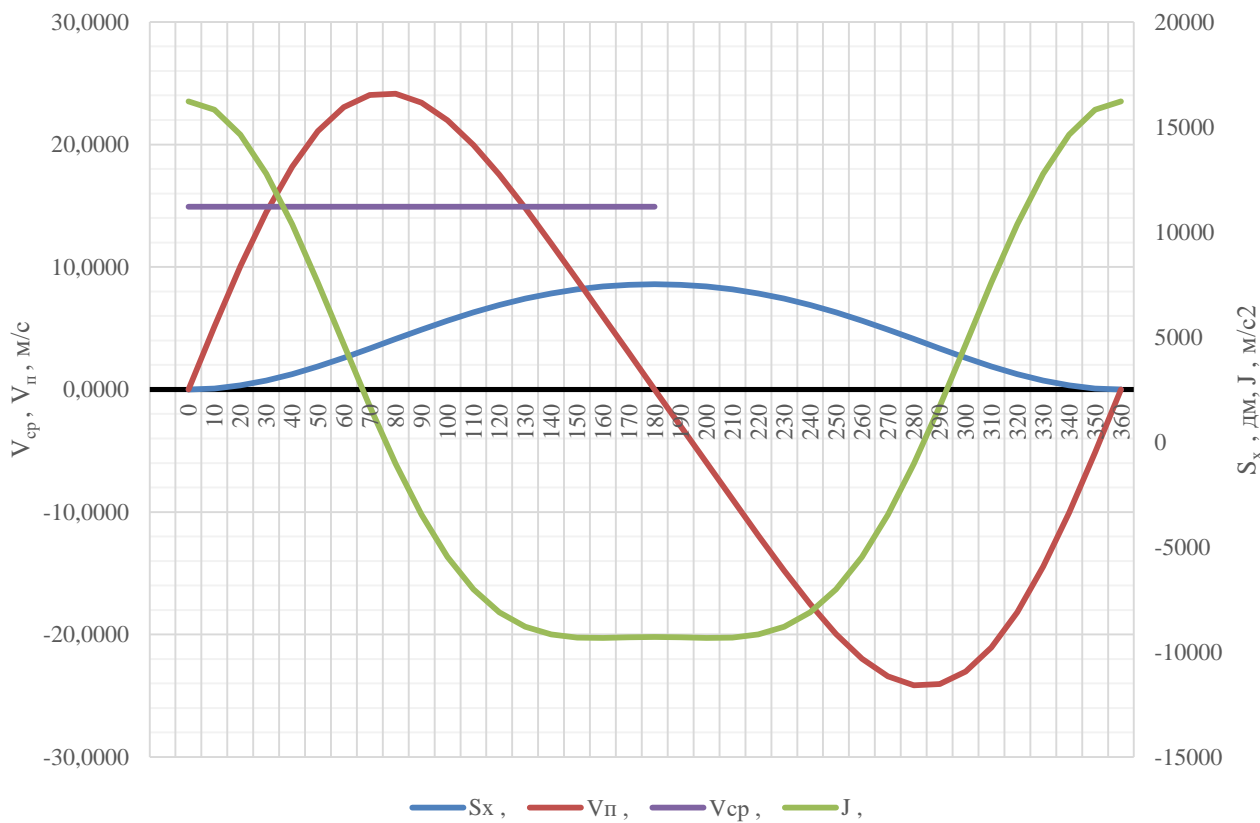
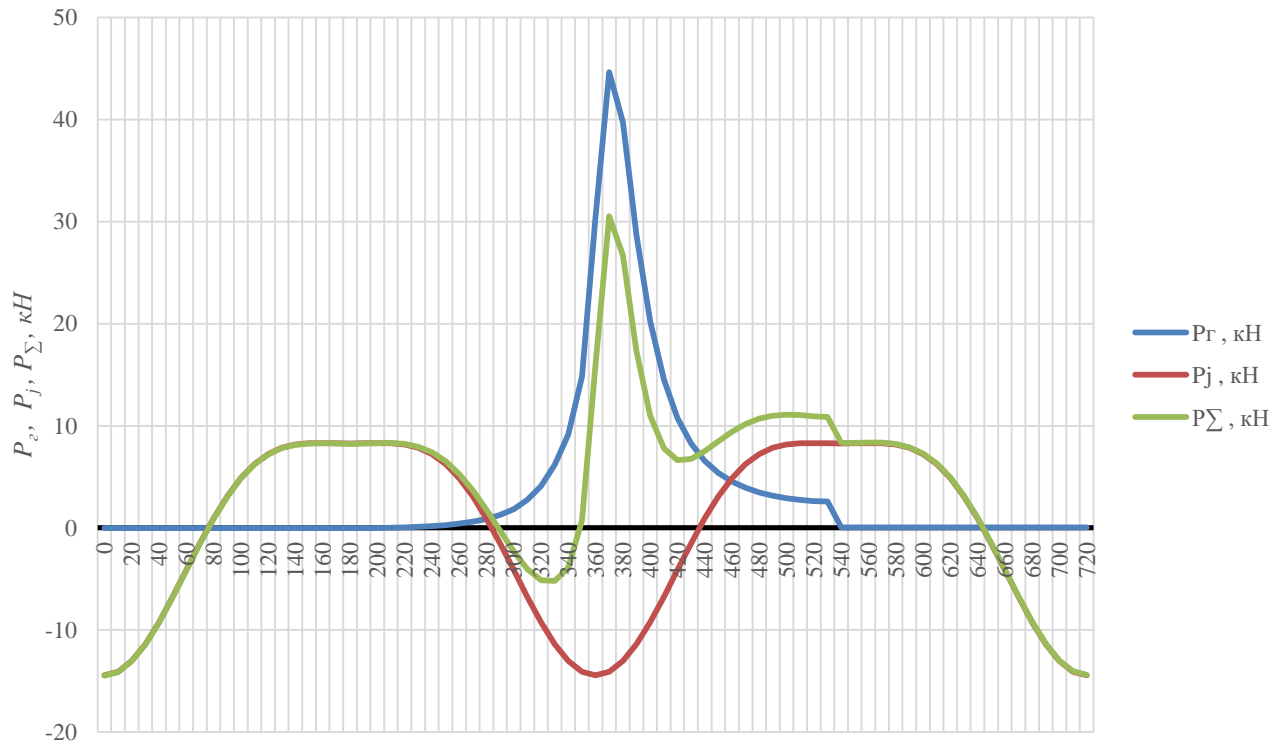
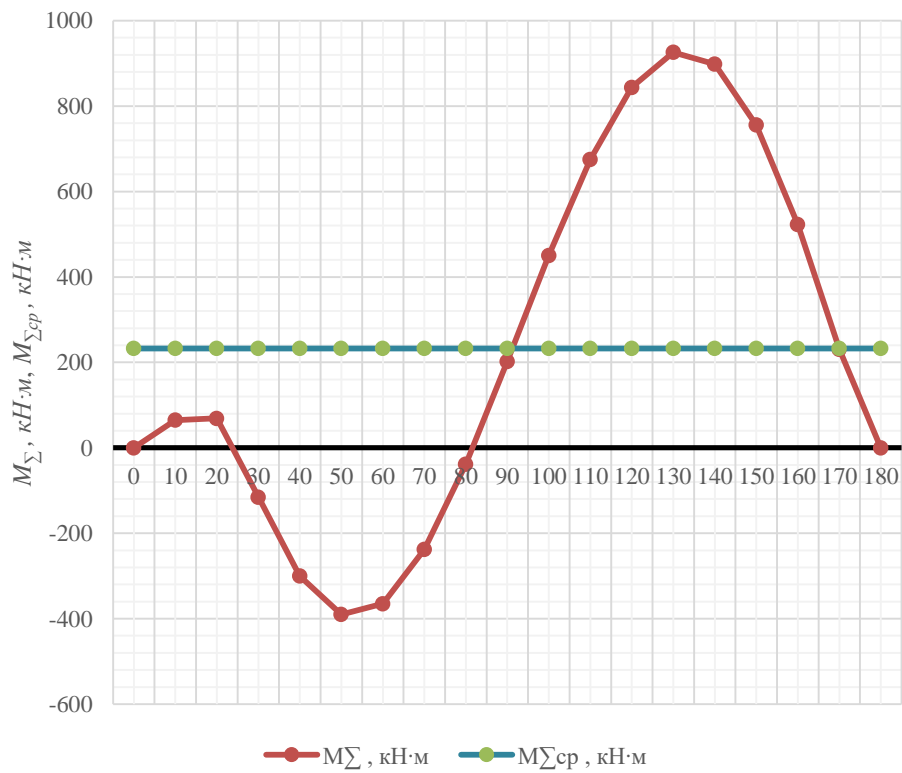


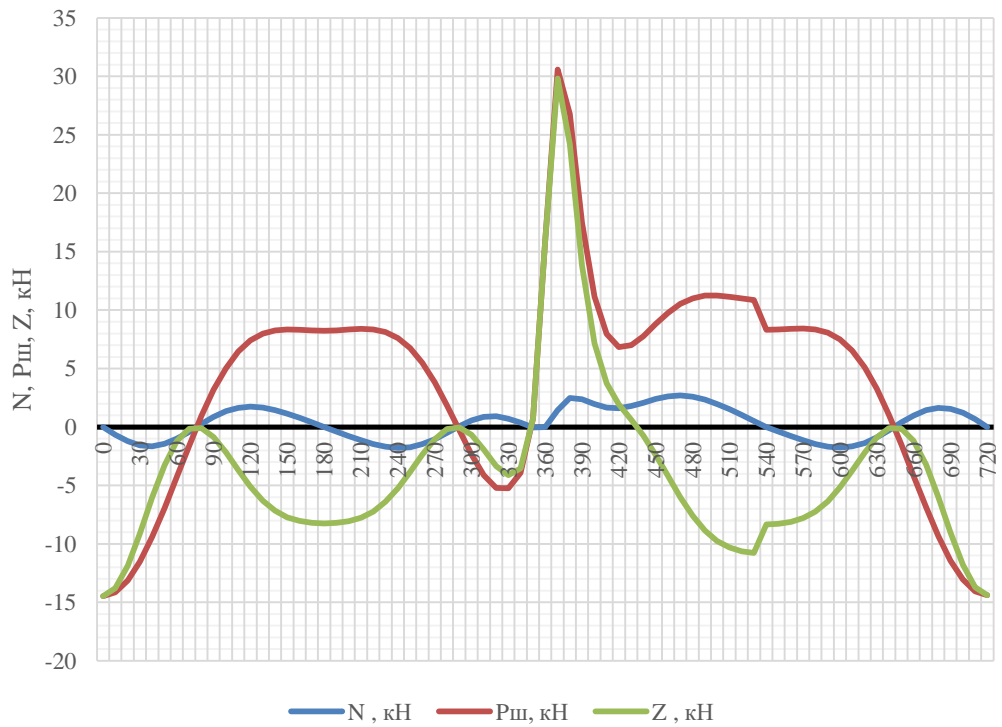
График сил



Графики M_Σ , $M_{\Sigma\text{ср}}$ по углу поворота коленчатого вала



Графики N, Pш, Z по углу поворота коленчатого вала



Графики T1, TΣ, TΣср по повороту коленчатого вала

