

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
ФГОУ ВПО «ВЯТСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»
КАФЕДРА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

В. А. ЛИХАНОВ, Р. Р. ДЕВЕТЬЯРОВ

**РАСЧЕТ
АВТОМОБИЛЬНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ**

**Киров
Вятская ГСХА
2008**

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
ФГОУ ВПО «ВЯТСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»
КАФЕДРА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

В. А. ЛИХАНОВ, Р. Р. ДЕВЕТЬЯРОВ

**РАСЧЕТ
АВТОМОБИЛЬНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ**

Учебное пособие

**Киров
Вятская ГСХА
2008**

УДК 631.372

Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р. Расчет автомобильных двигателей: Учебное пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – 176 с.

Учебное пособие «Расчет автомобильных двигателей» предназначено для студентов инженерного факультета Вятской государственной сельскохозяйственной академии, обучающихся по специальностям:

190601 - Автомобили и автомобильное хозяйство;

190603 - Сервис транспортных и технологических машин и оборудования в АП.

В пособии приведены необходимые исходные данные для выполнения курсового проекта или курсовой работы по расчету автомобильных двигателей, указаны алгоритм и методики расчетов, примеры расчетов, объем и сроки выполнения, а также необходимые справочные данные, включающие чертежи разрезов новых автомобильных двигателей.

Пособие разработано академиком Российской Академии транспорта, доктором технических наук, профессором, заведующим кафедрой двигателей внутреннего сгорания **Лихановым В.А.** и доцентом этой же кафедры, кандидатом технических наук **Деветьяровым Р.Р.**, рассмотрено и рекомендовано к печати учебно-методической комиссией инженерного факультета Вятской ГСХА.

Рецензенты: директор Чебоксарского института (филиала) Московского государственного открытого университета, профессор кафедры тракторов и автомобилей **А.П. Акимов** (Чебоксарский институт (филиал) МГОУ); зав. кафедрой тракторов и автомобилей ФГОУ ВПО «Нижегородская ГСХА», профессор **Л.А. Жолобов** (ФГОУ ВПО «Нижегородская ГСХА»).

© Вятская государственная сельскохозяйственная академия, 2008

© В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров, 2008

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение	5
1. Цель, задачи и объем курсового проекта	6
2. Выбор исходных данных	8
3. Тепловой расчет двигателя	11
3.1. Тепловой расчет дизеля	11
3.2. Тепловой расчет карбюраторного двигателя	19
3.3. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива	27
3.4. Тепловой баланс двигателя	35
3.5. Построение свернутой индикаторной диаграммы	37
4. Динамический расчет двигателя	40
5. Кинематический расчет двигателя	52
6. Уравновешивание двигателя	54
7. Расчет и проектирование деталей двигателя	55
7.1. Расчет поршня	55
7.2. Расчет поршневого пальца	61
7.3. Расчет поршневого кольца	64
7.4. Расчет шатунной группы	67
7.4.1. Расчет поршневой головки шатуна	69
7.4.2. Расчет стержня шатуна	73
7.4.3. Расчет кривошипной головки шатуна	75
7.4.4. Расчет шатунных болтов	77
8. Расчет систем двигателя	79
8.1. Расчет системы смазки	79
8.2. Расчет системы охлаждения	81
9. Примеры теплового расчета двигателей	83
9.1. Тепловой расчет дизеля без наддува	83
9.2. Тепловой расчет дизеля с турбонаддувом	89
9.3. Тепловой расчет карбюраторного двигателя	96
9.4. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива	103
9.5. Пример расчета теплового баланса дизеля	111

10. Примеры расчета деталей двигателя	114
10.1. Расчет поршня	114
10.1.1. Расчет поршня карбюраторного двигателя	114
10.1.2. Расчет поршня дизеля	118
10.2. Расчет поршневого пальца	121
10.2.1. Расчет поршневого пальца карбюраторного двигателя	121
10.2.2. Расчет поршневого пальца дизеля	124
10.3. Расчет поршневого кольца	127
10.3.1. Расчет поршневого кольца карбюраторного двигателя	127
10.3.2. Расчет поршневого кольца дизеля	129
10.4. Расчет шатунной группы	131
10.4.1. Расчет поршневой головки шатуна	131
10.4.1.1. Расчет поршневой головки шатуна карбюраторного двигателя	131
10.4.1.2. Расчет поршневой головки шатуна дизеля	136
10.4.2. Расчет стержня шатуна	141
10.4.2.1. Расчет стержня шатуна карбюраторного двигателя	141
10.4.2.2. Расчет стержня шатуна дизеля	143
10.4.3. Расчет кривошипной головки шатуна	146
10.4.3.1. Расчет кривошипной головки шатуна карбюраторного двигателя	146
10.4.3.2. Расчет кривошипной головки шатуна дизеля	147
10.4.4. Расчет шатунных болтов	149
10.4.4.1. Расчет шатунных болтов карбюраторного двигателя	149
10.4.4.2. Расчет шатунных болтов дизеля	151
11. Конструктивная разработка двигателя	153
12. Оформление курсового проекта	155
13. Защита курсового проекта	156
Литература	157
Приложения	158

ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие «Расчет автомобильных двигателей» предназначено для студентов инженерного факультета Вятской государственной сельскохозяйственной академии, обучающихся по специальностям: 190601 - Автомобили и автомобильное хозяйство и 190603 - Сервис транспортных и технологических машин и оборудования в АП.

В пособии приведены необходимые исходные данные для выполнения курсового проекта или курсовой работы по расчету автомобильных двигателей, указаны алгоритм и методики расчетов, а также необходимые справочные данные, включающие примеры графической части и примеры тепловых расчетов двигателей и расчетов проектируемых деталей двигателя.

В первом разделе пособия сформулированы цель, задачи и объем курсового проекта или курсовой работы. Второй раздел посвящен выбору исходных данных для последующих расчетов. Третий раздел содержит методики тепловых расчетов двигателей внутреннего сгорания, а также методику построения индикаторных диаграмм. В четвертом и пятом разделе приведена методика динамического и кинематического расчета двигателя. В шестом разделе приводится методика расчета уравновешенности двигателей. В седьмом разделе приводятся методики расчетов на прочность и проектирования основных деталей двигателей. Восьмой раздел содержит методики расчетов систем двигателей. В девятом и десятом разделах приводятся примеры тепловых расчетов двигателей, а также расчеты деталей и систем двигателей. Одиннадцатый раздел посвящен конструктивной разработке двигателей. В последующих разделах изложены требования к оформлению курсового проекта или курсовой работы и порядок их защиты. В приложениях приводятся: параметры рассчитываемых двигателей, примеры формирования графической части.

Внимательное ознакомление студентов с учебным пособием позволит лучше и в кратчайшие сроки выполнить курсовой проект или курсовую работу за счет использования систематизированных и упорядоченных данных, приведенных в нем.

1. ЦЕЛЬ, ЗАДАЧИ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Выполнение курсового проекта и курсовой работы преследует цель закрепления знаний по описательному разделу курса «Автомобильные двигатели» соответствующим разделам теории двигателей внутреннего сгорания и динамики поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Задачами курсового проектирования являются:

1. Закрепление студентами знаний по всему курсу двигателей в сочетании со знаниями, полученными ранее по ряду общетехнических и специальных курсов, в их практическом применении к проектированию и расчёту двигателя.

2. Развитие творческих способностей и инициативы при решении инженерно-конструкторских задач в области двигателестроения.

3. Привитие навыков в работе по проектированию и производству инженерных расчётов и пользованию справочной литературой.

4. Получение практики по обоснованию принимаемых решений и по критической оценке конструкций в процессе компоновки и конструктивной разработки проекта, а также при составлении расчетно-пояснительной записки.

5. Приобретение будущими специалистами способности к краткому изложению сути и способов решения задач, мотивированному обоснованию принимаемых решений и методов убеждения.

Для выполнения курсового проекта каждому студенту выдаётся руководителем индивидуальное задание. В задании содержатся: марка двигателя, значение заданной частоты вращения коленчатого вала, мощность двигателя, коэффициент избытка воздуха. Те же параметры двигателя задаются студенту для выполнения курсовой работы.

Число и расположение цилиндров, вид охлаждения, способ смесеобразования или форма камеры сгорания выбираются студентом по технической характеристике двигателя.

Содержание этапов и ориентировочный объём работы в процентах от общего объёма, а также количество листов, графиков и чертежей указано в табл. 1.1.

Таблица 1.1

График выполнения курсового проекта (работы)

№ п/п	Содержание этапов	Обычное обучение		Ускоренное обучение	
		в % от объема	кол-во чертежей	в % от объема	кол-во чертежей
1.	Выбор исходных данных	5 %		5 %	
2.	Тепловой расчет, определение основных размеров и параметров двигателя	10 %		10 %	
3.	Построение индикаторных диаграмм, диаграммы фаз газораспределения, схемы КШМ	10 %	0,25	10 %	0,25
4.	Динамический расчет двигателя, построение графиков перемещения, скорости и ускорения поршня	10 %	0,25	10 %	0,25
5.	Расчет и построение графиков действующих сил	10 %	0,5	10 %	0,5
6.	Расчет и построение полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку, диаграммы износа и кривой суммарного крутящего момента	10 %	0,5	10 %	0,5
7.	Уравновешивание двигателя	5 %	эскиз	5 %	эскиз
8.	Расчет деталей двигателя на прочность, разработка чертежа детали	10 %	0,5+ эскиз	10 %	0,5+ эскиз
9.	Расчет систем двигателя	5 %		15 %	
10.	Конструктивная разработка двигателя, чертеж продольного (поперечного) разреза	15 %	1,0	-	-
11.	Оформление расчетно-пояснительной записки	5 %		5 %	
12.	Защита	5 %		5 %	
	Всего	100%	3 листа	100%	2 листа

Отдельные вопросы проектирования (вид разреза двигателя, наименование чертежа детали и др.) определяются студентом по согласованию с руководителем.

2. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Выбор исходных данных производите в следующей последовательности.

Пользуясь номером зачетной книжки и табл. 2.1, выберите марку двигателя и значение частоты вращения коленчатого вала и мощности для выполнения дальнейших расчетов следующим образом:

- выберите марку двигателя в горизонтальной строке табл. 2.1 согласно последней цифре номера зачетной книжки;
- выберите значение частоты вращения коленчатого вала, мощности двигателя и коэффициента избытка воздуха в вертикальной строке табл. 2.1 согласно предпоследней цифре номера зачетной книжки (**по согласованию с преподавателем**);
- установите тип выбранного Вами двигателя (дизель, карбюраторный или с распределенным впрыском топлива);
- определите значение давления наддува, в случае, если выбранный Вами двигатель – дизель, на котором согласно технической характеристике завода-изготовителя устанавливается турбонаддув;
- используйте в расчетах стандартное для двигателя значение степени сжатия ε (приложение);
- используйте в расчетах стандартные показатели состава и качества топлива;
- неуказанные эмпирические значения параметров выбирайте из предложенного ряда или справочных данных с учетом скоростного режима работы двигателя;
- необходимые конструктивные соотношения и характеристики деталей выбирайте из предложенных данных или справочной литературы для **Вашего двигателя**;
- соотношения размеров сборочных единиц выбирайте согласно рекомендациям справочной литературы для двигателей подобных типоразмеров.

Ряд необходимых параметров автомобильных двигателей приведен в приложении.

Во всех спорных вопросах необходимо отдавать предпочтение наиболее новым способам решения задач.

Таблица 2.1

Двигатели и значения частоты вращения коленчатого вала

Предпоследняя цифра № зачетной книжки	Значение частоты вращения, мин ⁻¹ , и номинальной мощности, кВт, для двигателя																
	Последняя цифра № зачетной книжки																
	0			1				2				3			4		
	УМЗ-4218.10 (карбюр.)			ЗМЗ-5143.10 (дизель)				Д-260 (дизель)				ЗМЗ-511.10 (карбюр.)			ЗИЛ-645 (дизель)		
	n, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	n, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	P _к , МПа	n, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	P _к , МПа	n, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	n, мин ⁻¹	N _е , кВт	α
0	2500	48	0,87	2100	47	1,50	0,152	1400	83	1,40	0,152	1800	54	0,87	1900	109	1,22
1	2550	50	0,88	2300	50	1,55	0,154	1450	88	1,45	0,154	1900	58	0,88	2000	113	1,24
2	2600	53	0,89	2500	57	1,60	0,156	1500	92	1,50	0,156	2000	63	0,89	2100	117	1,26
3	2800	57	0,90	2800	61	1,65	0,158	1550	96	1,55	0,158	2200	68	0,90	2200	121	1,28
4	3000	61	0,91	3000	63	1,70	0,160	1600	100	1,60	0,160	2400	75	0,91	2300	125	1,30
5	3200	62	0,92	3200	65	1,75	0,162	1700	105	1,65	0,162	2600	80	0,92	2400	128	1,32
6	3400	66	0,93	3400	67	1,80	0,164	1800	108	1,70	0,164	2800	86	0,93	2500	131	1,34
7	3600	68	0,93	3600	69	1,85	0,166	1900	110	1,75	0,166	3000	88	0,93	2600	133	1,36
8	3800	70	0,94	3800	71	1,90	0,168	2000	112	1,80	0,168	3200	91	0,94	2700	135	1,38
9	4000	72	0,95	4000	72	1,95	0,170	2100	114	1,85	0,170	3400	92	0,95	2800	136	1,40

Продолжение табл. 2.1

Предпоследняя цифра № зачетной книжки	Значение частоты вращения, мин ⁻¹ , и номинальной мощности, кВт, для двигателя																
	Последняя цифра № зачетной книжки																
	5			6			7			8			9				
	ЗМЗ-40524.10 (инжектор)			КамАЗ-740.10 (дизель)			КамАЗ-740.13 (дизель)			ЯМЗ-238Б (дизель)			ВАЗ-21128 (инжектор)				
	п, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	п, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	п, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	Р _{кз} , МПа	п, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	Р _{кз} , МПа	п, мин ⁻¹	N _е , кВт	α
0	2700	56	0,97	1700	115	1,22	1400	140	1,40	0,152	1250	168	1,40	0,152	2800	39	0,98
1	2900	60	0,98	1800	122	1,24	1450	144	1,45	0,154	1300	175	1,45	0,154	3100	45	0,98
2	3100	64	0,99	1900	127	1,26	1500	148	1,50	0,156	1350	180	1,50	0,156	3400	49	0,99
3	3300	70	1,00	2000	132	1,28	1600	156	1,55	0,158	1400	185	1,55	0,158	3700	53	1,00
4	3500	76	1,00	2100	138	1,30	1700	163	1,60	0,160	1500	195	1,60	0,160	4000	57	1,00
5	3700	82	1,00	2200	142	1,32	1800	170	1,65	0,162	1600	202	1,65	0,162	4200	61	1,00
6	3900	88	1,00	2300	147	1,34	1900	177	1,70	0,164	1700	209	1,70	0,164	4400	66	1,00
7	4100	91	1,00	2400	150	1,36	2000	182	1,75	0,166	1800	214	1,75	0,166	4600	70	1,00
8	4300	95	0,99	2500	152	1,38	2100	186	1,80	0,168	1900	218	1,80	0,168	4800	73	0,99
9	4500	98	0,98	2600	154	1,40	2200	191	1,85	0,170	2000	220	1,85	0,170	5000	75	0,98

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

3.1. Тепловой расчет дизеля

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- наличие турбонаддува и давление наддувного воздуха p_k , МПа;
- частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- степень сжатия ε ;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания) N_e , кВт;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива - дизельное топливо «Л» ГОСТ 305-82, средний элементарный состав: $C = 85,7\%$, $H = 13,3\%$, $O = 1\%$.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_n = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг, или } L_o = \frac{l_o}{\mu_B}, \text{ кмоль,}$$

$$\mu_B = 28,96 - \text{ для воздуха.}$$

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}, \text{ кмоль.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия: $p_o = 0,1$ МПа,
 $T_o = 283...293$ К.

Давление надувочного воздуха принимаем в соответствии с заданием p_k , МПа.

Принимаем показатель политропы сжатия в компрессоре $n_k = 1,5 \dots 1,7$.

Определяем температуру воздуха за компрессором

$$T_k = T_o \cdot \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{(n_k-1)}{n_k}}, \text{ К.}$$

Определяем давление и температуру остаточных газов

$$p_r = (0,75 \dots 0,95) \cdot p_k \text{ или } p_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Принимаем $T_r = 700 \dots 900$ К.

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = 0 \dots 40^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_v \cdot T_k}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R_v = 287$ Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \dots 4,0$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 50 \dots 130$ м/с.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}.$$

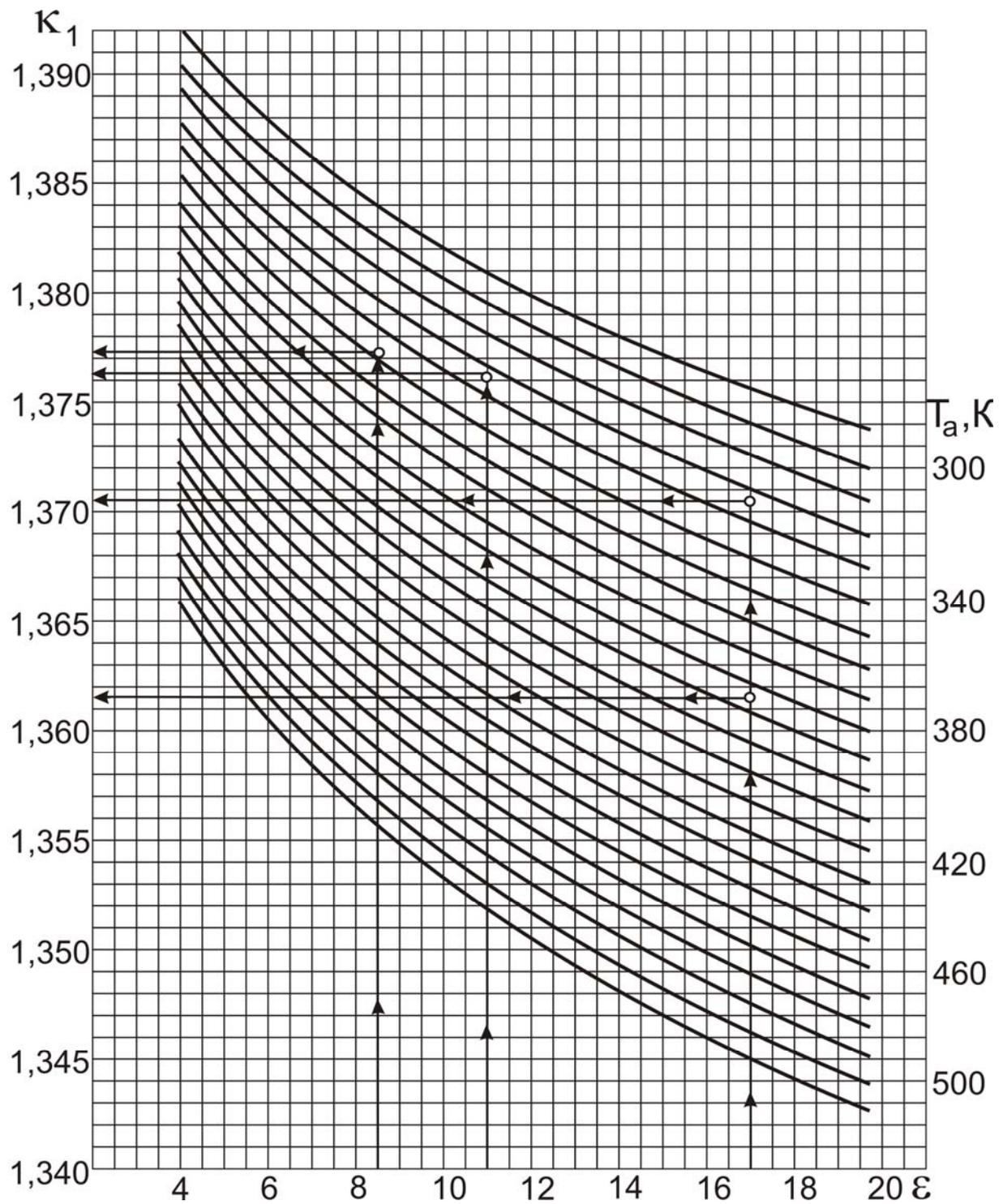


Рис. 3.1. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_k \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_k + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_k}.$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_1 в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от k_1 , который устанавливается в пределах $n_1 = (k_1 + 0,02) \dots (k_1 - 0,02)$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/(кмоль·град).}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r, \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в дизеле при постоянном давлении, при $\alpha \geq 1$

$$\overline{\mu C_{pz}} = \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{\alpha} \right) \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314,$$

кДж/(кмоль·град).

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r, \text{ кмоль.}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,7 \dots 0,9$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке $cz'z$ индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива определится как

$$Q = \xi \cdot Q_H, \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем степень повышения давления в пределах $\lambda = 1,2 \dots 2,5$. В дизелях с наддувом для ограничения максимального давления сгорания берутся меньшие значения λ , чем в дизелях без наддува.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \overline{\mu C_{pz}} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (\overline{\mu C_{vc}} + 8,314 \cdot \lambda).$$

Подставляем имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно T_z и находим его значение, К.

Определяем давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c \cdot \lambda, \text{ МПа.}$$

Определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}.$$

Процесс расширения.

Определяем степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

Показатель политропы расширения n_2 для дизеля определяем по номограмме (рис. 3.2), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 , $n_2 \approx k_2$.

Определение показателя политропы расширения производим следующим образом.

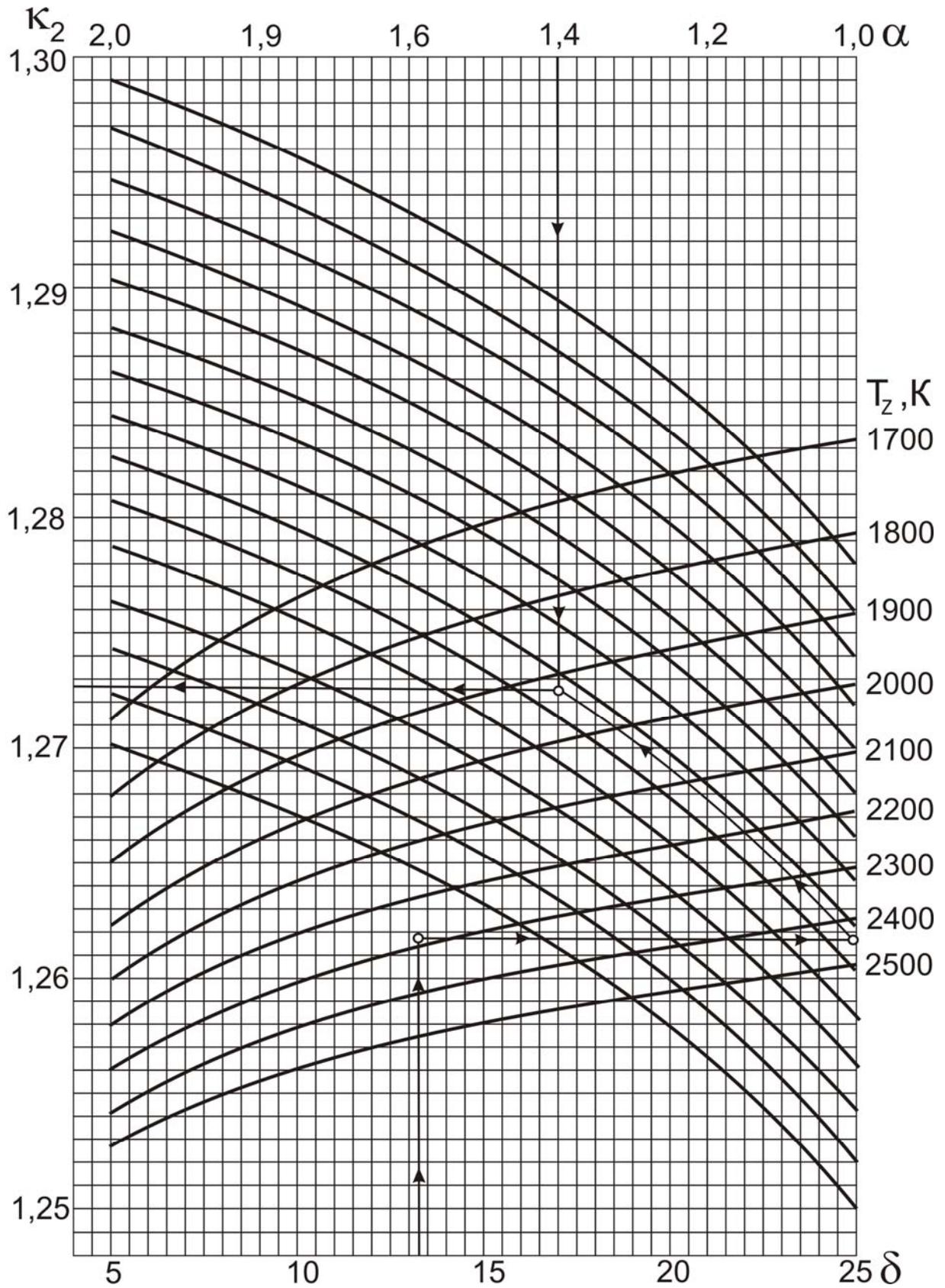


Рис. 3.2. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 для дизеля

По имеющимся значениям δ и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_e}{\sqrt[3]{\frac{p_e}{p_r}}}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,92 \dots 0,95$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v}.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Эффективные показатели дизеля.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.c.p.}$ в пределах 7,0...13,0 м/с для автомобильного дизеля и 6,0...11,0 м/с для тракторного дизеля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,089$, $b = 0,0118$ для дизелей с неразделенными КС и $a = 0,089$, $b = 0,0135$ для дизелей с разделенными КС.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{дв} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D}$ в соответствии со стандарт-

ным значением диаметра и хода поршня для прототипа рассчитываемого двигателя (приложение).

Определяем диаметр цилиндра $D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}}$, мм, а затем

округляем его.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho$, мм, округляем до целого.

Определяем площадь поршня $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, см².

Определяем рабочий объем цилиндра $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$, л.

Определяем среднюю скорость поршня $W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}$, м/с,

сравниваем ее значение с ранее принятым.

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5 %.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%.$$

3.2. Тепловой расчет карбюраторного двигателя

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания) N_e , кВт;
- степень сжатия ε ;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива - бензин АИ-80 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5\%$, $H = 14,5\%$, $\mu_T = 115$ кг/кмоль.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_n = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг,} \quad \text{или} \quad L_o = \frac{l_o}{\mu_B}, \text{ кмоль,}$$

$\mu_B = 28,96$ - для воздуха.

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot L_o \cdot (1 - \alpha), \text{ кмоль.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа и } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов

$$p_r = (1,02 \dots 1,15) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Принимаем $Tr = 900 \dots 1100 \text{ К.}$

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда

$$\Delta t = -5 \dots + 25^\circ.$$

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_b \cdot T_o}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R_b = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэф-

коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \dots 4,0$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 50 \dots 130$ м/с.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a, \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_o \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_o + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_o}.$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_I в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_I в зависимости от k_I , который устанавливается в пределах $n_I = (k_I - 0,01) \dots (k_I - 0,04)$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_I}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_I - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град).}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r, \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в карбюраторном двигателе при постоянном объеме, при $\alpha \leq 1$

$$\overline{\mu C_{vz}} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \text{ кДж/(кмоль град).}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r, \text{ кмоль}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,7 \dots 0,9$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке sz индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг, топлива определится как

$$Q = \xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H), \text{ кДж/кг.}$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания,

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o, \text{ кДж/кг.}$$

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \overline{\mu C_{vz}} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + \overline{\mu C_{vc}} \cdot T_c.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное уравнение относительно T_z и находим его значение, К.

Определяем давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \beta \cdot T_z}{T_c}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zД} = 0,85 \cdot p_z, \text{ МПа.}$$

Определяем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}.$$

Процесс расширения.

Показатель политропы расширения карбюраторного двигателя определяем по номограмме (рис. 3.3), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 , $n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения

$$p_\varepsilon = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_\varepsilon = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_\varepsilon}{\sqrt[3]{\frac{p_\varepsilon}{p_r}}}, \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

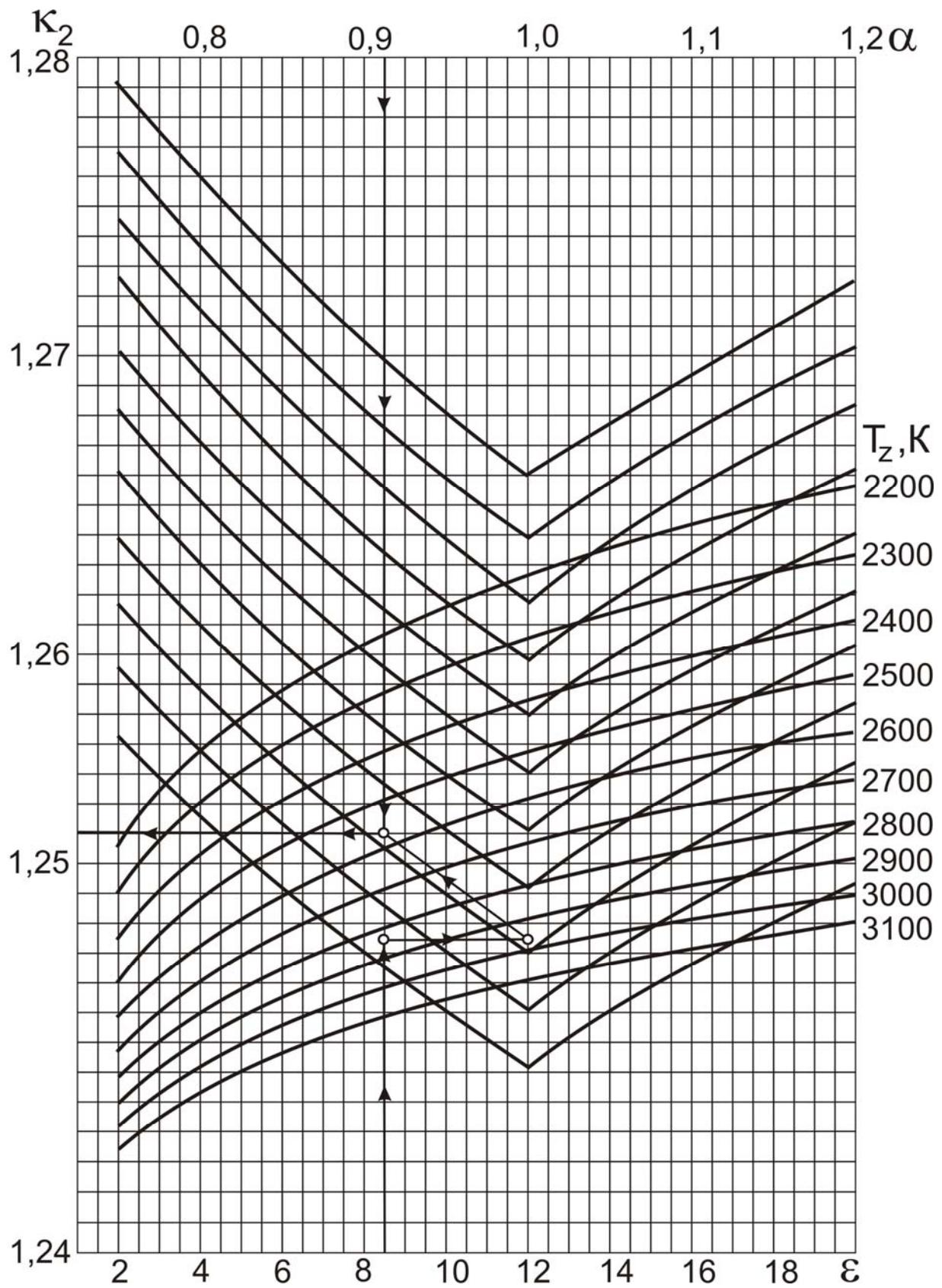


Рис. 3.3. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 для бензинового двигателя

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,94 \dots 0,97$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v}.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт ч.}$$

Эффективные показатели двигателя.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.cр}$ в пределах 12...20 м/с для двигателя легкового автомобиля и 9...16 м/с для двигателя грузового автомобиля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.cр}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,049$, $b = 0,0152$ - для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $\frac{S}{D} > 1$;

$a = 0,039$, $b = 0,0132$ - для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением $\frac{S}{D} < 1$;

$a = 0,034$, $b = 0,0113$ - для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $\frac{S}{D} \leq 1$.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D}$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня для прототипа рассчитываемого двигателя (приложение).

Определяем диаметр цилиндра $D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}}$, мм, а затем округляем его.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho$, мм (округляем до целого).

Определяем площадь поршня $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, см².

Определяем рабочий объем цилиндра $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$, л.

Определяем среднюю скорость поршня $W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}$, м/с, сравниваем ее значение с ранее принятым.

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5%.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%.$$

3.3. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания) N_e , кВт;
- степень сжатия ε ;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива - бензин АИ-95 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5\%$, $H = 14,5\%$, $\mu_T = 115$ кг/кмоль.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_n = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль возд./кг топл.,}$$

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

Определяем количество свежего заряда (горючей смеси)

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль гор. см./кг топл.}$$

Определяем количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o, \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o, \text{ кмоль } CO/\text{кг топл.};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} + 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o, \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.};$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o, \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_o, \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.},$$

где K – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах сгорания, $K = 0,45 \dots 0,50$ – для бензина.

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2},$$

кмоль пр. сг./кг топл.

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа, и } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов для номинального режима работы

$$p_{rn} = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Большие значения p_{rn} принимаются для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала. Меньшие значения p_{rn} принимаются для двигателей с непосредственным впрыском и электронным управлением системы питания.

Для различных скоростных режимов работы двигателя давление остаточных газов определяем по формуле

$$p_r = p_o \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2), \text{ МПа,}$$

$$\text{где } A_p = \frac{(p_{rn} - 1,035 \cdot p_o) \cdot 10^8}{n_n^2 \cdot p_o};$$

n – частота вращения коленчатого вала двигателя (принимается из задания), мин^{-1} ;

p_{rn} - давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа;

n_n - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя (определяется из технической характеристики прототипа рассчитываемого двигателя), мин^{-1} .

Температуру остаточных газов T_r для двигателей с распределенным впрыском определяем по номограмме (рис. 3.4).

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда для номинального скоростного режима

$$\Delta T_n = 0 \dots 20^\circ.$$

Для различных скоростных режимов работы двигателя температуру подогрева свежего заряда определяем по формуле

$$\Delta T = A_T \cdot (110 - 0,0125 \cdot n),$$

где $A_T = \frac{\Delta T_n}{(110 - 0,0125 \cdot n_n)}$.

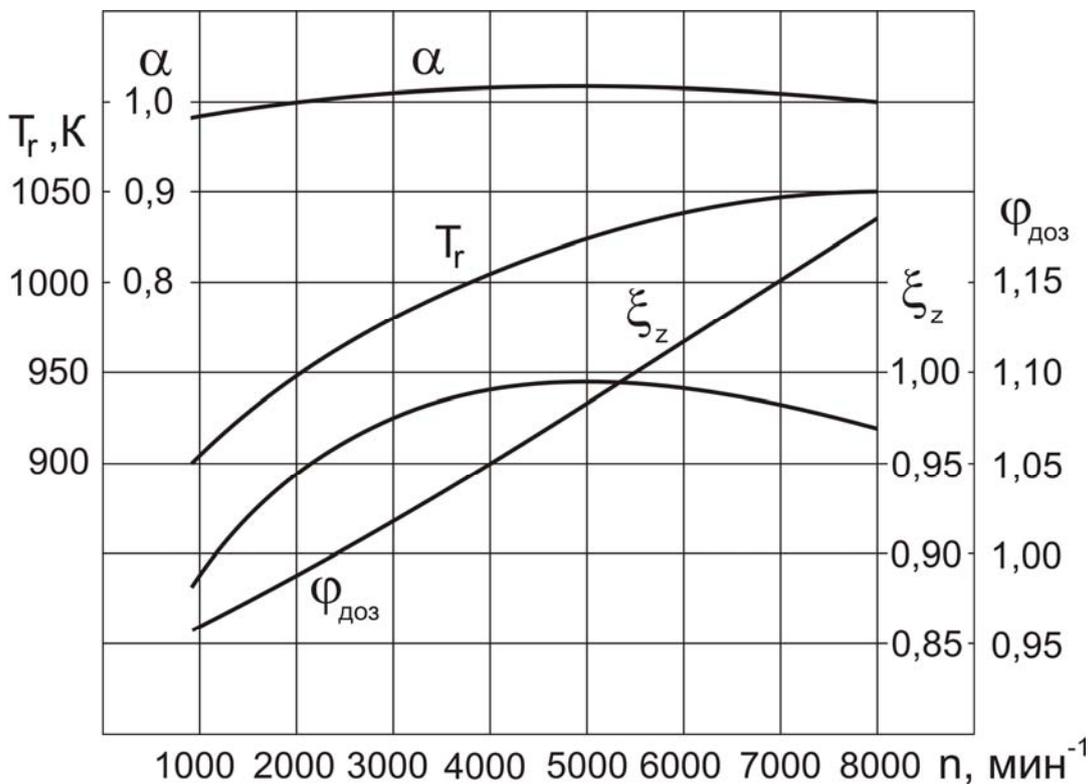


Рис. 3.4. Исходные параметры для теплового расчета двигателя с распределенным впрыском топлива

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_g \cdot T_o}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g=287$ Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \dots 4,0$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 50 \dots 130$ м/с.

Для двигателей с электронным впрыском значения $(\beta^2 + \xi_{en})$ принимаются пониженными в связи с отсутствием карбюратора.

Определяем потери давления на впуске в двигатель на различных скоростных режимах

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2}, \text{ МПа},$$

где $A_n = \frac{\omega_{en}}{n_n}$.

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a, \text{ МПа}.$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r},$$

где $\varphi_{оч}$ - коэффициент очистки, $\varphi_{оч} = 1$ - с учетом продувки цилиндра;

$\varphi_{доз}$ - коэффициент дозарядки цилиндра, зависит от скоростного режима работы двигателя, определяется по номограмме (рис. 3.4).

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К}.$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_o}{(T_o + \Delta T)} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1) \cdot p_o} \cdot (\varepsilon \cdot \varphi_{\text{доз}} \cdot p_a - \varphi_{\text{оч}} \cdot p_r).$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_l в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_l в зависимости от k_l , который устанавливается в пределах $n_l = (k_l - 0,01) \dots (k_l - 0,04)$, при этом необходимо учитывать, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, и, следовательно, n_l уменьшается.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_l}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость в конце сжатия:

- свежей смеси (воздуха)

$$(\mu c_v)_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град),}$$

где $t_c = T_c - 273 \text{ }^\circ\text{C}$;

- остаточных газов $(\mu c_v)_{t_o}^{t_c}$, кДж/(кмоль·град) - определяется методом интерполяции по табл. 3 (приложение) в зависимости от t_c и α ;

- рабочей смеси

$$(\mu c_v')_{t_o}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(\mu c_v)_{t_o}^{t_c} + \gamma_r \cdot (\mu c_v'')_{t_o}^{t_c}], \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град).}$$

Процесс сгорания.

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}.$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{(\mu_o + \gamma_r)}{(1 + \gamma_r)}.$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o, \text{ кДж/кг.}$$

Определяем теплоту сгорания рабочей смеси

$$Q_{\text{раб.см}} = \frac{Q_H - \Delta Q_H}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}, \text{ кДж/(кмоль раб. см).}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания

$$(\mu c_v)_{t_o}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{CO_2} \cdot (\mu c_{vCO_2})_{t_o}^{t_z} + M_{CO} \cdot (\mu c_{vCO})_{t_o}^{t_z} + M_{H_2O} \cdot (\mu c_{vH_2O})_{t_o}^{t_z} + M_{H_2O} \cdot (\mu c_{vH_2O})_{t_o}^{t_z} + M_{H_2} \cdot (\mu c_{vH_2})_{t_o}^{t_z} + M_{N_2} \cdot (\mu c_{vN_2})_{t_o}^{t_z}],$$

где $(\mu c_{vCO_2})_{t_o}^{t_z}$, $(\mu c_{vCO})_{t_o}^{t_z}$, $(\mu c_{vH_2O})_{t_o}^{t_z}$, $(\mu c_{vH_2})_{t_o}^{t_z}$, $(\mu c_{vN_2})_{t_o}^{t_z}$ - средние молярные теплоемкости отдельных газов при постоянном объеме. Определяются по формулам из табл. 2 (приложение) для интервала температур 1501 до 2800 °С.

Определяем коэффициент использования теплоты ξ_z по опытным данным из номограммы (рис. 3.4).

Температура в конце процесса сгорания определяем из уравнения сгорания

$$\xi_z \cdot Q_{\text{раб.см}} + (\mu c_v)_{t_o}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (\mu c_v)_{t_o}^{t_z} \cdot t_z.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно t_z и находим его значение, °С,

$$T_z = t_z + 273, \text{ К.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c}, \text{ МПа.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zД} = 0,85 \cdot p_z, \text{ МПа.}$$

Определяем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}.$$

Процесс расширения.

Показатель адиабаты расширения для двигателя с впрыском топлива определяем по номограмме (рис. 3.3) при заданном ε для соответствующих значений α и T_z , а средний показатель политропы расширения n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты, $n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения

$$p_\varepsilon = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_\varepsilon = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_\varepsilon}{\sqrt[3]{\frac{p_\varepsilon}{p_r}}}, \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем теоретическое среднее индикаторное давление цикла

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

Определяем среднее индикаторное давление цикла

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа,}$$

где ν - коэффициент полноты индикаторной диаграммы, $\nu = 0,95 \dots 0,98$ для двигателей с электронным впрыском топлива.

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_o \cdot \eta_v}.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт ч.}$$

Эффективные показатели двигателя.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,024$, $b = 0,0053$ для высокофорсированных бензиновых двигателей с впрыском топлива и электронным управлением.

Для двигателя с впрыском топлива предварительно принимаем ход поршня S в соответствии с прототипом двигателя (приложение) и определяем среднюю скорость поршня

$$W_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}, \text{ м/с.}$$

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Определяем диаметр цилиндра $D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}}$, мм, а затем округляем его.

$$\text{Определяем площадь поршня } F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100}, \text{ см}^2.$$

$$\text{Определяем рабочий объем цилиндра } V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot 10^6}, \text{ л.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5%.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%$$

3.4. Тепловой баланс двигателя

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя определяется из следующих составляющих

$$Q_o = Q_e + Q_z + Q_v + Q_{н.с.} + Q_{ост.},$$

где Q_o - общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, Дж/с;

Q_e - теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за время 1 с, Дж/с;

Q_2 - теплота, потерянная с отработавшими газами, Дж/с;

$Q_в$ - теплота, передаваемая охлаждающей среде, Дж/с;

$Q_{н.с.}$ - теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, Дж/с;

$Q_{ост.}$ - неучтенные потери теплоты, Дж/с.

Общее количество теплоты определится по формуле

$$Q_o = \frac{Q_H \cdot G_m}{3,6}, \text{ Дж/с};$$

где G_m - часовой расход топлива, $G_m = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}$, кг/ч.

Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, определится по формуле

$$Q_e = 1000 \cdot N_e, \text{ Дж/с}.$$

Теплота, потерянная с отработавшими газами, определится по формуле

$$Q_2 = \frac{G_m}{3,6} \cdot \left[M_2 \cdot \left[(\mu c_v)_{t_o}^{t_r} + 8,315 \right] \cdot t_r - M_1 \cdot \left[(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} + 8,315 \right] \cdot t_k \right], \text{ Дж/с};$$

где $t_r = T_r - 273$, °С;

$(\mu c_v)_{t_o}^{t_r}$ - теплоемкость отработавших газов (определяется из приложения табл. 3 для двигателей с искровым зажиганием, и табл. 4 для дизелей), кДж/(кмоль·град);

$(\mu c_v)_{t_o}^{t_k}$ - теплоемкость свежего заряда. Определяется методом интерполяции исходя из следующих значений:

- при температуре $t_k = 0^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} = 20,759$ кДж/(кмоль·град);

- при температуре $t_k = 100^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} = 20,839$ кДж/(кмоль·град).

Теплота, передаваемая охлаждающей среде, определится по формуле:

- для двигателей с искровым зажиганием

$$Q_в = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \frac{(Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot Q_H}, \text{ Дж/с};$$

- для дизелей $Q_в = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha} \right)$, Дж/с;

где c - коэффициент пропорциональности, $c = 0,45 \dots 0,53$ для

четырехтактных двигателей;

i - число цилиндров;

D - диаметр цилиндра, см;

n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ;

m - показатель степени, $m = 0,5 \dots 0,7$ для четырехтактных двигателей.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, определится по формуле

$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta Q_n \cdot G_m}{3,6}, \text{ Дж/с.}$$

Неучтенные потери теплоты определяются по формуле

$$Q_{ост.} = Q_o - (Q_e + Q_2 + Q_6 + Q_{н.с.}), \text{ Дж/с.}$$

Составляющие теплового баланса сводятся в табл. 3.1, приведенной в расчетно-пояснительной записке.

Таблица 3.1

Основные величины теплового баланса двигателя

Составляющие теплового баланса	Q , Дж/с
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом	
Теплота, эквивалентная эффективной работе	
Теплота, потерянная с отработавшими газами	
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	
Неучтенные потери теплоты	

3.5. Построение свернутой индикаторной диаграммы

Построение свернутой индикаторной диаграммы ДВС производится по данным теплового расчета. Диаграмму следует строить в прямоугольных координатах $p-S$, где p – давление газов в цилиндре, а S – ход поршня. Высота диаграммы должна быть в 1,2...1,7 раза больше ее основания. Для построения рекомендуются следующие масштабы.

Масштабы давления:

- при $p_z \leq 5$ МПа $\mu_p = 0,025$ МПа/мм, при $p_z \geq 5$ МПа $\mu_p = 0,05$ МПа/мм.

Масштабы перемещения поршня:

- при $S \leq 80$ мм $\mu_S = 0,5$ мм S/мм чертежа, при $S \geq 80$ мм $\mu_S = 1$ мм S/мм чертежа.

От начала координат в масштабе μ_S по оси абсцисс откладывают значения приведенной высоты камеры сжатия S_c и хода поршня S (размер по чертежу 100...150 мм). При этом

$$S_c = \left(\frac{S}{\varepsilon - 1} \right) \cdot \mu_s.$$

Абсцисса точки z на индикаторной диаграмме дизеля определяется по уравнению $z'z = S_c \cdot (\rho - 1)$.

По оси ординат в масштабе μ_p откладываются величины давлений в характерных точках a, c, z', z, b, r диаграммы, а также значение p_o .

Построение политроп сжатия и расширения осуществляется по промежуточным точкам (8...10 значений). Значения давлений в промежуточных точках политропы сжатия подсчитываются по

выражению $p_x = p_a \cdot \left(\frac{S_c + S}{S_x} \right)^{n_1}$, а для политропы расширения -

по выражению $p_x = p_b \cdot \left(\frac{S_c + S}{S_x} \right)^{n_2}$.

Рассчитанные значения давлений в промежуточных точках сводятся в табл. 3.2, приведенной в расчетно-пояснительной записке.

Для скругления индикаторной диаграммы необходимо воспользоваться диаграммой фаз газораспределения, которую следует построить в правой верхней части листа. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$ (постоянная КШМ) следует

взять из технической характеристики двигателя или приложения.

**Величины давлений в промежуточных точках
политропы сжатия и политропы расширения**

№ точки	S_x , мм	Политропа сжатия		Политропа расширения	
		$\frac{p_x}{\mu_p}$, мм	p_x , МПа	$\frac{p_x}{\mu_p}$, мм	p_x , МПа
1					
2					
...					
9					
10					

Для перестроения полученной индикаторной диаграммы в развернутом виде графоаналитическим методом под ней строят полуокружность радиусом R , имея в виду, что $S = 2 \cdot R$. Затем полуокружность делят на дуги, охватывающие углы 10° , 15° или 20° , и точки соединяют радиусами с центром. Затем центр смещают вправо на величину $\frac{R \cdot \lambda}{2}$ (поправка Брикса). Из нового центра строят лучи, параллельные ранее проведенным радиусам. Из новых точек на окружности проводят вертикальные линии до их пересечения с линиями индикаторной диаграммы. Точки пересечения дают значения давления газов p_G при этих углах поворота кривошипа. Линию p_o свернутой диаграммы продолжают вправо, обозначая на ней значения углов поворота кривошипа в масштабе $1 \text{ мм} = 2^\circ$. Значения Δp_G (МПа) берут от линии p_o и откладывают на развертке. Полученные точки соединяют плавной кривой.

4. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Для расчета деталей кривошипно-шатунного механизма на прочность и выявление нагрузок на трансмиссию машин необходимо определить величины и характер изменения сил и моментов, действующих в двигателе. С этой целью проводят динамический расчет кривошипно-шатунного механизма в следующем порядке.

1. Индикаторная диаграмма строится на листе бумаги формата А1 в верхнем левом углу.

2. В правом верхнем углу строится диаграмма фаз газораспределения, а под нею схема кривошипно-шатунного механизма (рис. 4.1) с указанием точек приложения и знаков (+, -) действия сил.

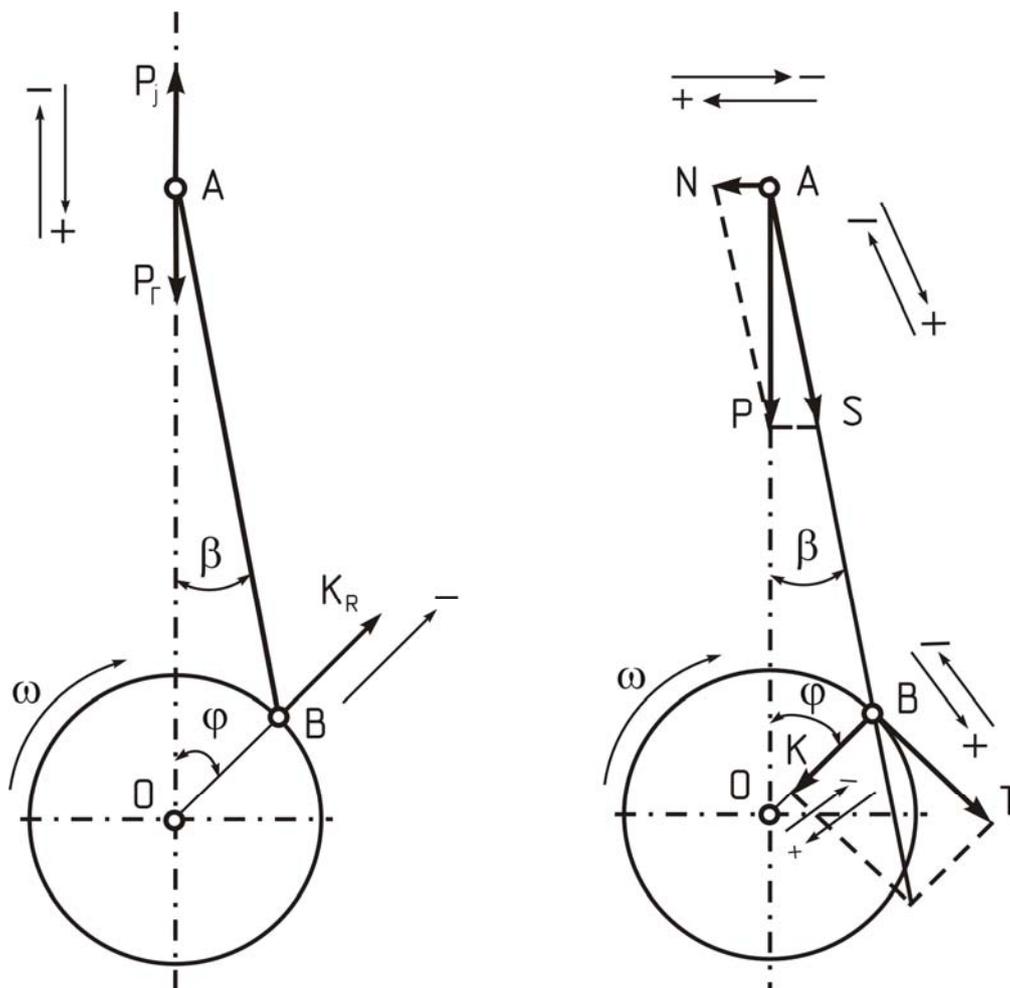


Рис. 4.1. Схемы КШМ с указанием точек приложения и знаков действия сил

3. Построенная скругленная индикаторная диаграмма, пользуясь методом Брикса, развёртывается в диаграмму избыточных сил давления газов Δp_G (МПа) по углу поворота коленчатого вала в масштабе $1 \text{ мм} = 2^\circ$.

4. Ниже полуокружности наносятся координаты и строятся графики перемещения, скорости и ускорения поршня, ширина графиков равна $2 \cdot R$, высота в любом масштабе.

5. Руководствуясь найденными размерами двигателя (S и D), определяется масса частей, движущихся возвратно-поступательно, и масса частей, совершающих вращательное движение. Для этой цели необходимо задаться конструктивными массами поршневой и шатунной группы, используя техническую характеристику двигателя или рассчитать, пользуясь табл. 4.1.

Значения масс поршня, шатуна и коленчатого вала определяются по формуле

$$m = m' \cdot F_n,$$

где m' - конструктивная масса детали, отнесенная к площади поршня, кг/м^2 (принимается из табл. 4.1);

F_n - площадь поршня, м^2 .

Таблица 4.1

**Конструктивные массы деталей, отнесенные
к площади поршня в кг/м^2**

Элементы КШМ	Конструктивная масса	
	Двигатель с искровым зажиганием ДВС ($D = 60 \dots 100 \text{ мм}$)	Дизель ($D = 80 \dots 130 \text{ мм}$)
Поршень (алюминиевый сплав) m_n'	80...150	150...300
Шатун ($m_{ш}'$)	100...200	250...400
Колено вала без противо- весов (m_k'):		
- стальной кованный вал со сплошными шейками;	150...200	200...400
- чугунный литой вал с по- лыми шейками	100...200	150...300

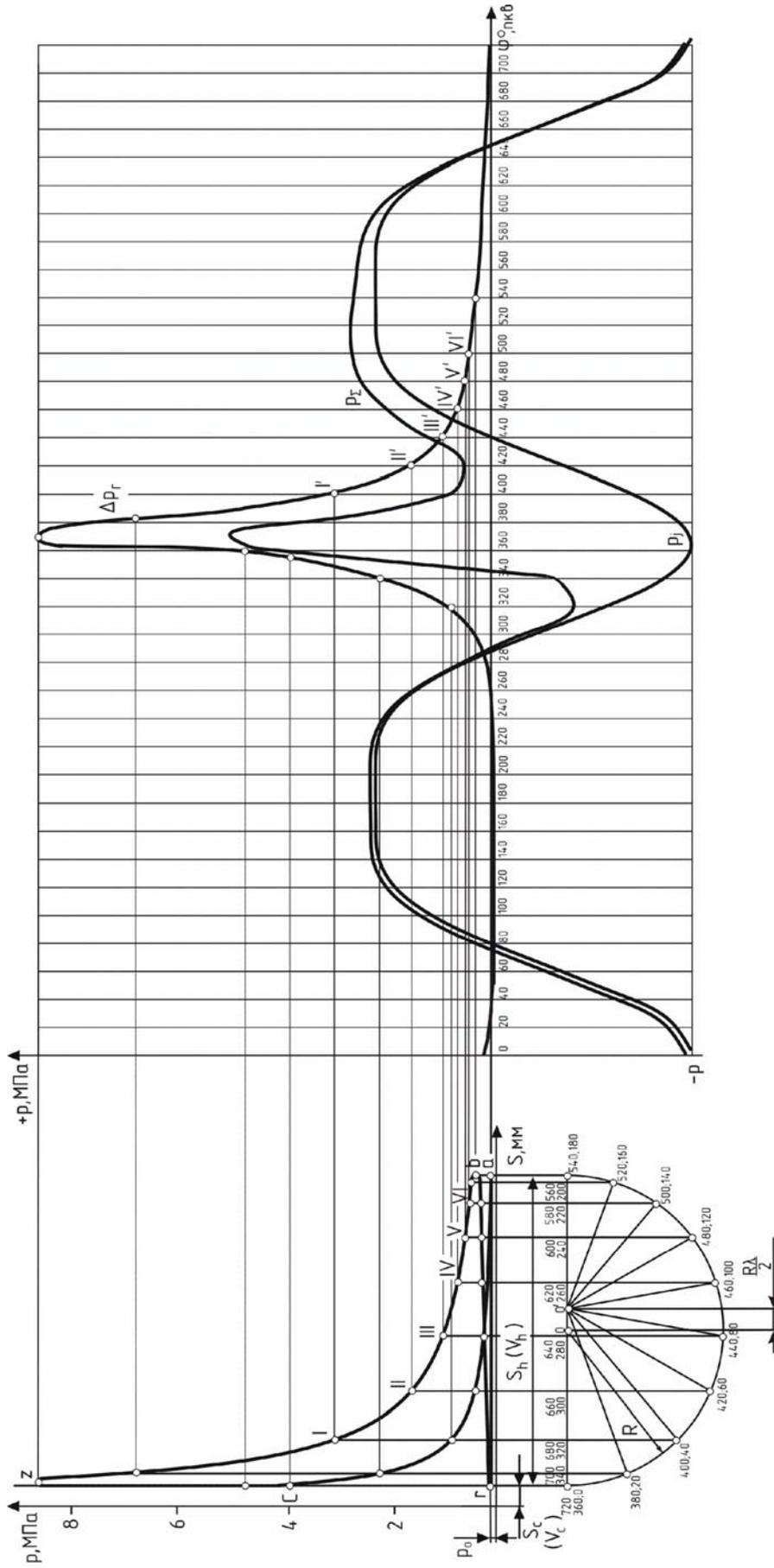


Рис. 4.2. Свернутая и развернутая индикаторная диаграмма двигателя

После этого производится расчет полного значения масс, кг.
Масса частей, движущихся возвратно-поступательно:

$$m_j = m_n + m_{ш.п},$$

где m_n - масса комплекта поршня (поршень + палец), кг;

$m_{ш.п}$ - масса шатуна, приведенная к поршню,

$$m_{ш.п} = (0,2...0,3) \cdot m_{ш},$$

где $m_{ш}$ - масса шатуна, кг.

Масса вращающихся деталей:

- в рядных ДВС - $m_R = m_k + m_{ш.к}$,

где m_k - масса колена без противовесов (масса кривошипа), кг;

$m_{ш.к}$ - масса шатуна, приведенная к коленчатому валу,

$$m_{ш.к} = (0,7...0,8) \cdot m_{ш};$$

- в V - образных двигателях - $m_R = m_k + 2 \cdot m_{ш.к}$.

Соответствие выбранных масс необходимо проверить по значению максимальной удельной силы инерции по формуле

$$p_{j \max} = \frac{P_j}{F_n} = \left(\frac{m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)}{F_n} \right) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа},$$

где R - радиус кривошипа, $R = \frac{S}{2}$, м;

ω - угловая скорость коленчатого вала, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, с⁻¹;

λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (постоянная КШМ);

F_n - площадь поршня, м².

Максимум удельной силы $p_{j \max}$ не должен превышать следующих интервалов:

- для двигателей с искровым зажиганием с числом оборотов $n \leq 4000$ мин⁻¹, $p_{j \max} = 1,4...1,8$ МПа;

- для двигателей с искровым зажиганием с числом оборотов $n \geq 4000$ мин⁻¹, $p_{j \max} = 1,6...2,4$ МПа;

- для дизелей при $n \leq 2000$ мин⁻¹, $p_{j \max} = 0,6...1,4$ МПа;

- для дизелей при $n \geq 2000$ мин⁻¹, $p_{j \max} = 1,2...1,9$ МПа.

Удельную силу инерции движущихся масс определяем по формуле

$$P_j = \frac{P_j}{F_n} = \left(\frac{m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)}{F_n} \right) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа.}$$

6. Производится расчёт сил, действующих в КШМ, Н.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi).$$

Центробежной силы инерции вращающихся масс

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2.$$

Центробежная сила инерции K_R является результирующей двух сил:

- силы инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{R.ш} = -m_{ш.к} \cdot R \cdot \omega^2;$$

- силы инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{R.к} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2.$$

Суммарной силы, действующей на поршень,

$$P_\Sigma = P_\Gamma + P_j,$$

где P_Γ – сила давления газов, $P_\Gamma = \Delta p_\Gamma \cdot F_n$ (Δp_Γ берется из развернутой индикаторной диаграммы).

Нормальной силы, перпендикулярной к оси цилиндра,

$$N = P_\Sigma \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Силы, действующей вдоль шатуна,

$$S = \frac{P_\Sigma}{\cos \beta}.$$

Нормальной силы, действующей вдоль радиуса кривошипа,

$$K = \frac{P_\Sigma \cdot \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Тангенциальной силы, касательной окружности кривошипа,

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

Значения тригонометрических функций для выбранного значения λ рассчитываются или берутся из таблиц приложений. **Расчет всех действующих сил производится через 20° поворота коленчатого вала. В интервале резкого повышения давле-**

ния (приблизительно от 320° до 420° п.к.в.) расчет ведется через 5° п.к.в. Данные расчетов сил для различных углов сводятся в табл. 4.2, приводимую в расчетно-пояснительной записке.

Таблица 4.2

**Расчетные данные давлений и сил, действующих
в кривошипно-шатунном механизме**

φ , п.к.в.	Δp_{Γ} , МПа	p_j , МПа	p_{Σ} , МПа	P_{Γ} , кН (МН)	P_j , кН (МН)	P_{Σ} , кН (МН)	N , кН (МН)	S , кН (МН)	K , кН (МН)	T , кН (МН)	M_i , Н·м
0											
20											
40											
...											
680											
700											
720											

7. По рассчитанным данным строятся графики изменения сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

На верхнем графике строятся изменения сил давления газов Δp_{Γ} , удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс $p_j = \frac{P_j}{F_n}$ и суммарной силы

$$p_{\Sigma} = \Delta p_{\Gamma} + p_j = \Delta p_{\Gamma} + \frac{P_j}{F_n}, \text{ МПа.}$$

Ниже строят значения сил (рекомендуемый масштаб $\mu = \mu_p \cdot F_n$, Н/мм):

- найденной ранее силы P_{Σ} ;
- нормальной силы N , действующей на стенку цилиндра и силы S , действующей вдоль шатуна;
- нормальной силы K , действующей по оси кривошипа и тангенциальной силы T .

Пример первого листа графической части представлен в приложении.

На втором листе графической части выполняется следующее.

Лист формата А1 делится пополам и одна половина занимается полярной диаграммой нагрузки на шатунную шейку, разверткой ее в прямоугольных координатах, диаграммой износа шатунной шейки и кривой суммарного крутящего момента.

8. Для построения полярной диаграммы наносятся прямоугольные координаты силы T по горизонтали и силы K по вертикали (с учетом знаков «+»; «-»). Для принятых в расчетах величин углов φ поворота коленчатого вала строится полярная диаграмма силы S , т.е. откладываются ее составляющие (T – по горизонтали, K – по вертикали), получая последовательно концы вектора S . Полученные точки $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и т.д. последовательно в порядке углов соединяют плавной кривой. Это и есть полярная диаграмма силы S с полюсом в точке O (рис. 4.3).

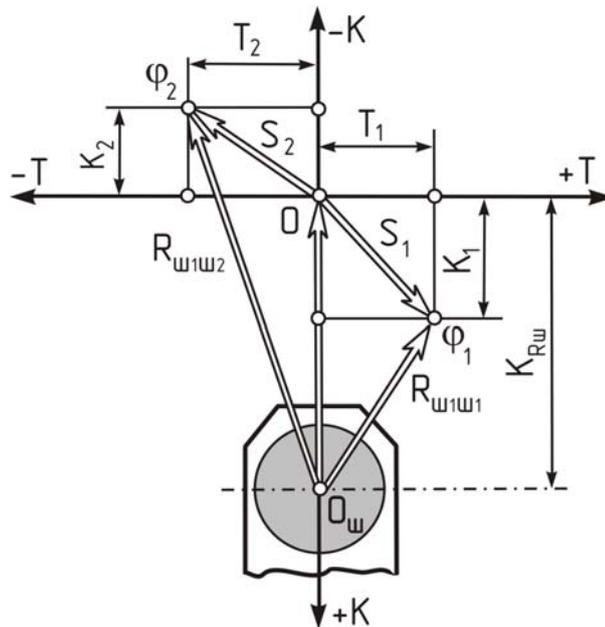


Рис. 4.3. Схема построения полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку

9. Для нахождения результирующей силы $R_{ш.ш}$ на шатунную шейку необходимо полюс O переместить по вертикали вниз на величину вектора $K_{R.ш}$ в соответствующем масштабе диа-

граммы ($K_{R.ш} = -m_{ш.к} \cdot R \cdot \omega^2$ - сила, возникающая вследствие вращения части массы шатуна и постоянная по величине и направлению) и обозначить эту точку $O_{ш}$. Затем вокруг точки $O_{ш}$ проводится окружность любого радиуса, удобнее - радиусом шатунной шейки $R_{ш.ш. min}$. Точка $O_{ш}$ соединяется с точками $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и всеми остальными **через 20°** тонкими прямыми линиями, конец которых должен выходить за пределы окружности. Вектор $O_{ш} - \varphi$ для каждого угла дает и направление, и значение результирующей силы (нагрузки) $R_{ш.ш} = S + K_{R.ш}$ на шатунную шейку.

10. Для построения развертки диаграммы нагрузки $R_{ш.ш}$ в прямоугольные координаты через точку $O_{ш}$ проводится горизонтальная линия, служащая осью углов φ . **Углы φ обозначаются через выбранные 20°** в пределах $0-720^\circ$, и через эти точки проводятся вертикали. Для каждого угла $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ и т.д. берется значение результирующей силы $R_{ш.ш}$ с полярной диаграммы нагрузки и откладывается по вертикали, причем все значения $R_{ш.ш}$ **считаются положительными (откладываются вверх)**. Точки соединяются плавной кривой результирующей силы $R_{ш.ш} = S + K_{R.ш}$. На графике развертки обозначают точки $(R_{ш.ш})_{max}, (R_{ш.ш})_{min}$ и $(R_{ш.ш})_{cp}$.

Тогда средняя удельная нагрузка на подшипник, отнесенная к единице площади его диаметральной проекции, определится

$$k = \frac{(R_{ш.ш})_{cp}}{d_{ш.ш} \cdot l'_{ш.ш}}, \text{ МПа/м,}$$

где $d_{ш.ш}$ - диаметр шатунной шейки;

$l'_{ш.ш}$ - рабочая ширина вкладыша (принимается из прототипа).

11. Пользуясь полярной диаграммой, можно построить диаграмму износа шейки, дающую условное представление о характере износа в предположении, что износ пропорционален усилиям, действующим на шейку, и происходит **в секторе $\pm 60^\circ$** от мгновенного направления силы S .

Для этого ниже полярной диаграммы строится еще одна окружность радиусом $(R_{ш.ш})_{min}$. К внешней стороне окружности

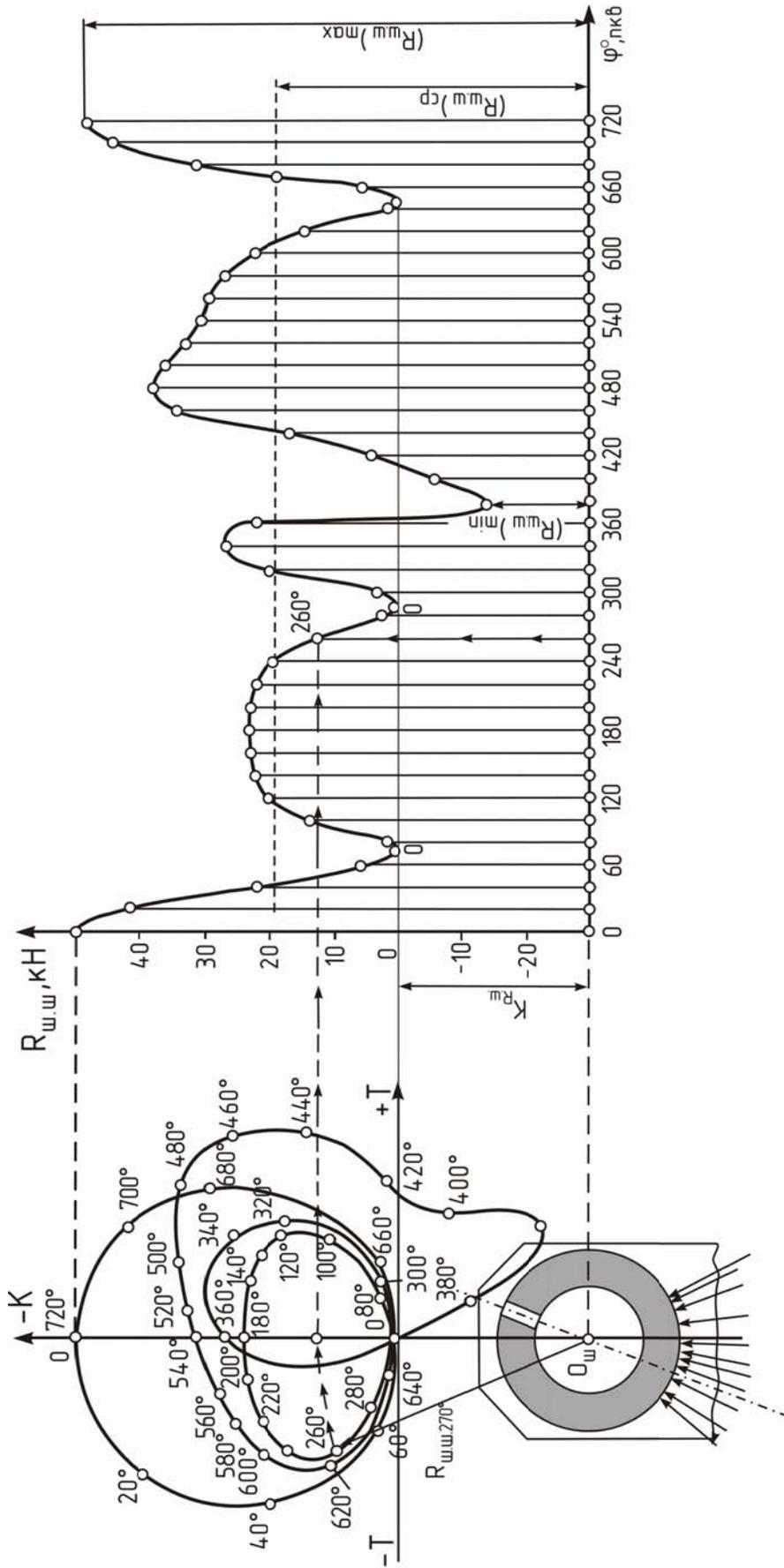


Рис. 4.4. Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку

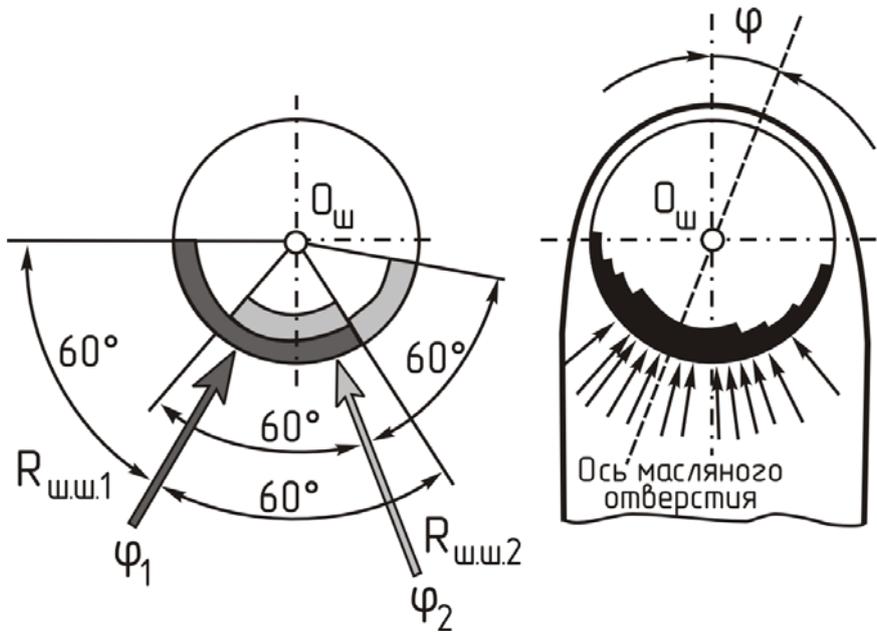


Рис. 4.5. Схема построения диаграммы износа шатунной шейки

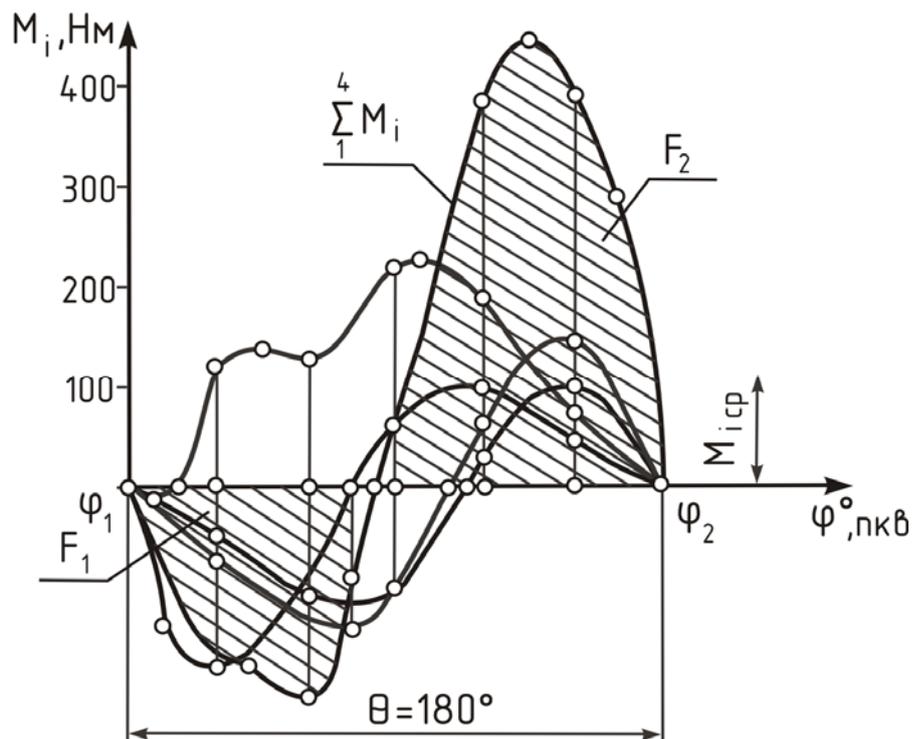


Рис. 4.6. Схема построения кривой суммарного крутящего момента

прикладываются векторы усилий, параллельные соответствующим векторам $O_{ш} - \varphi$ полярной диаграммы (параллельно силам S) так, чтобы линия действия их проходила через центр. Значение усилий $R_{ш.ш.}$ для каждого угла φ берется с развернутой

диаграммы нагрузки, и под углом 60° к направлению каждого усилия в обе стороны проводятся кольцевые полосы, **высота которых пропорциональна этому усилию**. Суммарная площадь этих полосок в итоге представляет собой условную диаграмму износа. На диаграмме износа шейки видна зона наибольших и наименьших давлений на нее. В месте наименьших давлений проводится осевая линия, где должно выводиться отверстие подвода масла к подшипнику (рис. 4.5).

12. Под графиком развернутой диаграммы нагрузки строят кривую суммарного индикаторного крутящего момента (рис.4.6). Для этого по оси абсцисс откладывают значение угла поворота кривошипа φ в пределах Θ от 0° до $\frac{720^\circ}{i}$ (где i – число цилиндров двигателя).

По оси ординат откладывается значение крутящего момента, равное

$$M_i = T \cdot R,$$

в масштабе $\mu_m = \frac{H \cdot m}{мм}$, значение силы T берется с построенного на листе 1 графика или сводной табл. 4.2.

Предполагается, что крутящий момент в отдельных цилиндрах, для четырехтактных двигателей, изменяется одинаково, лишь со сдвигом на угол $\Theta = \frac{720^\circ}{i}$ и $\Theta = \frac{360^\circ}{i}$ - для двухтактных двигателей. Поэтому берется участок силы T в пределах от 0° до $\frac{720^\circ}{i}$, значение ее умножается на радиус кривошипа R и полученные значения крутящего момента откладываются на строящемся графике. Затем берется следующий равный участок силы T и т.д. Таким образом, получается число кривых крутящего момента, равное i .

Кривая суммарного индикаторного крутящего момента многоцилиндрового двигателя на участке Θ получается путем графического суммирования полученного числа i кривых крутящих моментов для отдельных цилиндров. Среднее значение индикаторного момента определится

$$(M_i)_{cp} = \frac{F_2 - F_1}{\Theta}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где F_1 и F_2 – положительная и отрицательная площади диаграммы.

Ввиду того, что при построении диаграммы индикаторного крутящего момента двигателя не учитывались затраты на трение, привод вспомогательных механизмов и т.д., для получения значения действительного эффективного крутящего момента необходимо учесть величину механического КПД

$$(M_e)_{cp} = (M_i)_{cp} \cdot \eta_m, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где η_m - механический КПД двигателя (берется из теплового расчета двигателя).

Полученное значение среднего эффективного крутящего момента следует сопоставить с расчетным значением

$$(M_e)_{расч.} = \frac{9554 \cdot N_e}{n}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\Delta = \frac{(M_e)_{расч.} - (M_e)}{(M_e)_{расч.}} \cdot 100\% \leq 5 \%$$

Отклонение графически полученного значения момента от его расчётного значения не должно превышать $\pm 5 \%$.

Все графики строятся в одном масштабе сил, принятом при построении развернутой индикаторной диаграммы.

Примерный вид диаграмм и содержание графического листа представлены в приложении.

5. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

После выполнения динамического расчета производится кинематический расчет рассматриваемого двигателя.

Для достижения этой цели в расчетно-пояснительной записке необходимо оформить таблицу значений перемещения, скорости и ускорения поршня, рассчитанных **через 20 градусов поворота коленчатого вала** (табл. 5.1).

При расчете значений для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом следует воспользоваться формулами:

- перемещения поршня

$$S = S_I + S_{II} = R \cdot (1 - \cos \varphi) + \frac{R \cdot \lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi);$$

- скорости поршня

$$W = W_I + W_{II} = R \cdot \omega \cdot \sin \varphi + \frac{R \cdot \omega \cdot \lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi;$$

- ускорения поршня

$$J = J_I + J_{II} = R \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi + R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi.$$

При расчете значений для двигателя со смещенным кривошипно-шатунным механизмом следует воспользоваться формулами:

$$S = S_I + S_{II} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) - \kappa \cdot \lambda \cdot \sin \varphi \right];$$

$$W = W_I + W_{II} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi - \kappa \cdot \lambda \cdot \cos \varphi \right);$$

$$J = J_I + J_{II} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi + k \cdot \lambda \cdot \sin \varphi),$$

где e - дезаксиал;

$\kappa = \frac{e}{R}$ - величина относительного смещения, $k = 0,05 \dots 0,15$.

Значения тригонометрических функций для выбранного угла рассчитываются или берутся из таблиц приложений.

Значение радиуса кривошипа R берется в зависимости от рассчитанного ранее значения хода поршня S .

Значение λ берется из технической характеристики двигателя или приложения.

Таблица 5.1

**Данные для построения графиков перемещения,
скорости и ускорения поршня**

φ , П.К.В.	S_I , м	S_{II} , м	S , м	W_I , м/с	W_{II} , м/с	W , м/с	J_I , м/с ²	J_{II} , м/с ²	J , м/с ²
0									
20									
40									
...									
320									
340									
360									

По рассчитанным данным строятся графики изменения перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Для этого ниже свернутой индикаторной диаграммы двигателя наносятся координатные оси. Принимая во внимание, что $S = 2 \cdot R$, проводятся вертикальные линии через точки ВМТ и НМТ на индикаторной диаграмме и горизонтальные линии, служащие осями абсцисс графиков. Значения углов поворота коленчатого вала от 0 до 360 градусов следует равномерно нанести между этими вертикальными линиями. Линия, проведенная через точку ВМТ, одновременно является осью ординат графиков.

Масштаб графиков выбирается с таким расчетом, чтобы равномерно заполнить имеющееся место.

На графиках обозначаются составляющие первого и второго порядков, а также их суммарные значения.

В расчетно-пояснительной записке проводится анализ полученных аналитических и графических данных.

В анализе следует отметить степень соответствия полученных данных перемещения поршня действительному значению, скорости поршня рекомендуемому для данного типа ДВС значению и влияние величины и характера изменения ускорения поршня на механические нагрузки двигателя.

В конце раздела необходимо оценить влияние кинематических параметров КШМ на показатели надежности и долговечности двигателя.

6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

После выполнения кинематического и динамического расчетов производится анализ уравновешенности рассматриваемого двигателя.

Для достижения этой цели в расчетно-пояснительной записке на формате А3 миллиметровой бумаги необходимо в масштабе вычертить эскиз - схему кривошипно-шатунного механизма. На схеме с использованием теоретических знаний курса следует нанести направления действия всех сил и моментов.

Затем записывается условие уравновешенности двигателя с учетом всех сил и моментов.

Далее производится подсчет значений неуравновешенных сил и моментов для случая нахождения поршня первого цилиндра в ВМТ. Полученные численные значения указываются на схеме.

На следующем этапе проводится анализ и дается оценка конструктивной уравновешенности двигателя.

Затем производится выбор наиболее простых мероприятий для уменьшения или полного устранения действия неуравновешенных сил и моментов.

С учетом предыдущих операций определяются **плоскости установки противовесов, их масса (расчетным путем) и удаление от оси шейки**. Предлагаются и обосновываются различные способы крепления дополнительных масс.

В конце раздела следует отметить преимущества и недостатки выбранного способа уравновешивания с точки зрения его влияния на такие показатели двигателя, как:

- наличие шумов и вибраций при работе;
- долговечность;
- металлоемкость;
- технологичность производства;
- удобство обслуживания и ремонта.

7. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

При расчете деталей двигателя на прочность необходимо производить краткое описание конструкций и условий работы детали (тепловой режим, вид нагрузки, расчетный режим двигателя и др.), краткие сведения о технологии изготовления и о материале детали. Помимо расчетных формул, для применяемого метода расчета обязательно должны быть приведены обоснования выбираемых величин со ссылкой на источник.

Для каждой рассчитываемой детали должны быть выполнены эскиз детали со всеми необходимыми для расчета размерами, схемы и эпюры нагружения, эпюры напряжений. Эскизы и графики, необходимые для расчета, выполняются **карандашом на миллиметровой бумаге** в масштабе 1:1.

На всех графиках должны быть подписи, выполненные графическим шрифтом.

7.1. Расчет поршня

Определяем основные размеры поршня, пользуясь данными табл. 7.1. и рис. 7.1.

На основании данных расчетов (теплого, скоростной характеристики и динамического) определяем:

- диаметр цилиндра D , мм;
- ход поршня S , мм;
- действительное максимальное давление сгорания p_z , МПа, при какой-то частоте вращения n , мин⁻¹;
- площадь поршня F_n , см²;
- наибольшую нормальную силу N , МН, при угле φ ;
- массу поршневой группы m_n , кг;
- максимальную частоту вращения холостого хода $n_{х.х. max}$, мин⁻¹;
- значение λ .

Днище поршня рассчитывается на изгиб от действия максимальных газовых усилий $p_{z max}$ как равномерно нагруженная круглая плита, свободно опирающаяся на цилиндр. Как для бензино-

**Основные конструктивные соотношения
размеров элементов поршня**

Наименование элементов поршня	Бензиновые двигатели	Дизели
Толщина днища поршня, δ/D	0,05...0,09	0,12...0,20
Высота поршня, H/D	0,08...1,20	1,00...1,50
Высота огневого (жарового) пояса, e/D	0,06...0,09	0,11...0,20
Толщина первой кольцевой перемычки, h_n/D	0,03...0,05	0,04...0,06
Высота верхней части поршня, h_1/D	0,45...0,75	0,60...1,00
Высота юбки поршня, $h_{ю}/D$	0,60...0,75	0,60...0,70
Внутренний диаметр поршня, d_i	$d_i = D - 2 \cdot (s + t) + \Delta t$	
Толщина стенки головки поршня, s/D	0,05...0,10	0,05...0,10
Толщина стенки юбки поршня, $\delta_{ю}$, мм	1,50...4,50	2,00...5,00
Радиальная толщина кольца, t/D :		
компрессионного	0,035...0,045	0,040...0,045
маслосъемного	0,030...0,043	0,038...0,043
Радиальный зазор кольца в канавке поршня, Δt , мм:		
компрессионного	0,70...0,95	0,70...0,95
маслосъемного	0,90...1,10	0,90...1,10
Высота кольца, a , мм	1,50...4,00	3,00...5,00
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии, A_σ/t	2,5...4,0	3,2...4,0
Число масляных отверстий в поршне, n_m	6...12	6...12
Диаметр масляного канала, d_m/a	0,3...0,5	0,3...0,5
Диаметр бобышки, d_σ/D	0,3...0,5	0,3...0,5
Расстояние между торцами бобышек, b/D	0,3...0,5	0,3...0,5
Наружный диаметр поршневого пальца, d_n/D	0,22...0,28	0,30...0,38
Внутренний диаметр поршневого пальца, d_σ/d_n	0,65...0,75	0,50...0,70
Длина пальца, l_n/D :		
закрепленного	0,85...0,90	0,85...0,90
плавающего	0,78...0,88	0,80...0,85
Длина головки шатуна, $l_{ш}/D$:		
при закрепленном пальце	0,28...0,32	0,28...0,32
при плавающем пальце	0,33...0,45	0,33...0,45

вых двигателей, так и для дизелей наибольшее давление газов достигается при работе на режиме максимальной мощности (номинальный режим).

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учетом соотношений, приведенных в табл. 7.1, принимаем:

- толщину днища поршня δ , мм;
- высоту поршня H , мм;
- высоту юбки поршня $h_{ю}$, мм;
- радиальную толщину кольца t , мм;
- радиальный зазор кольца в канавке поршня Δt , мм;
- толщину стенки головки поршня s , мм;
- величину верхней кольцевой перемычки h_n , мм;
- число и диаметр масляных каналов в поршне n_m и d_m , мм.

Назначаем материал поршня и материал гильзы цилиндра, задаемся значениями коэффициентов их линейного расширения:

- $\alpha = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$ - для чугуна;
- $\alpha = 22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$ - для алюминиевого сплава.

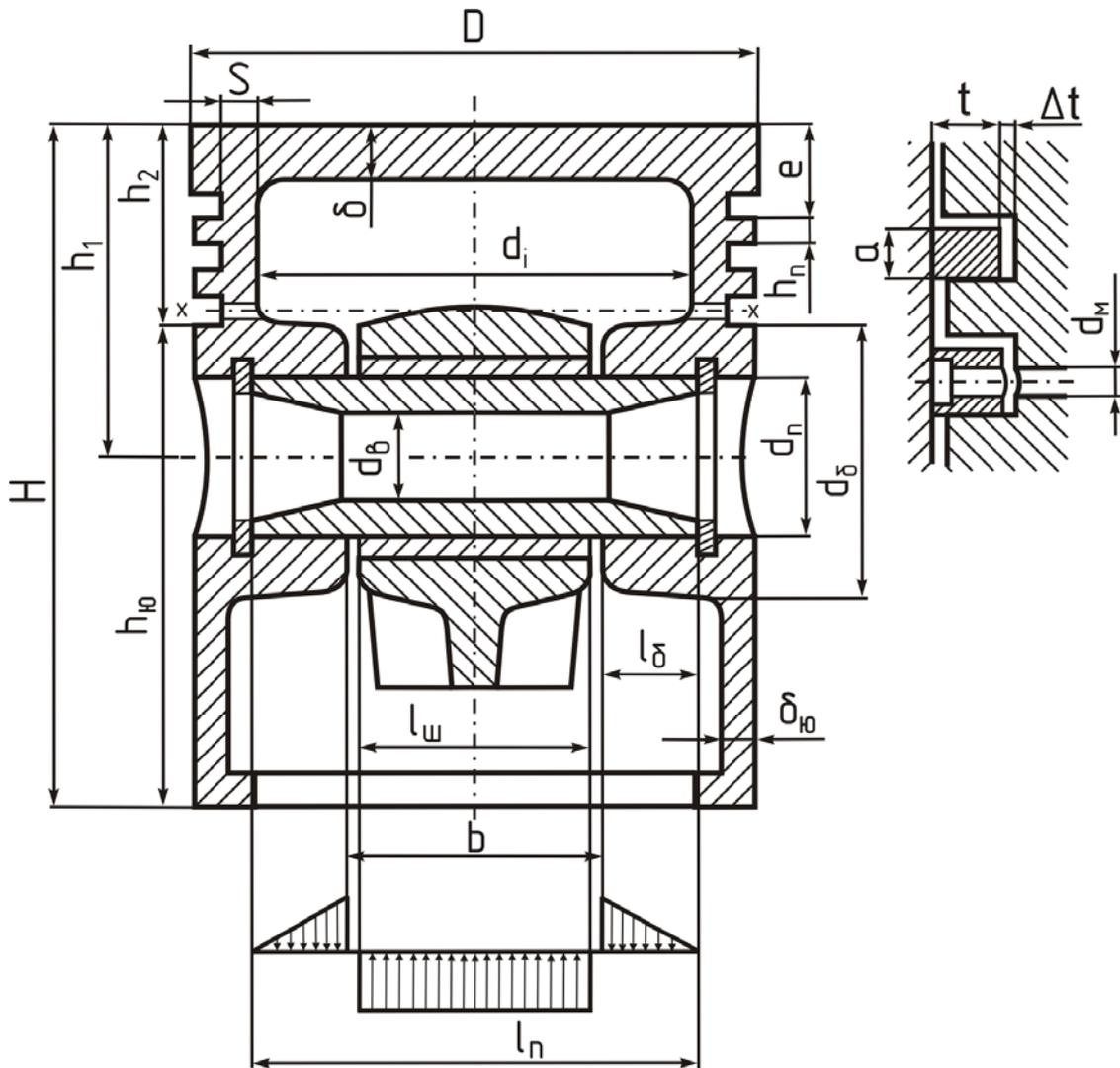


Рис. 7.1. Схема поршня

Напряжение изгиба в днище поршня определяем по формуле (только для бензинового двигателя)

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = p_{z \max} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta}\right)^2, \text{ МПа,}$$

где $M_{из} = \frac{1}{3} \cdot p_{z \max} \cdot r_i^3$ - изгибающий момент, МН·м;

$W_{из} = \frac{1}{3} \cdot r_i \cdot \delta^2$ - момент сопротивления изгибу плоского днища, м³;

$p_{z \max} = p_z$ - максимальное давление сгорания, МПа;

$r_i = \left[\frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) \right]$ - внутренний радиус днища, мм.

При отсутствии у днища ребер жесткости допустимые значения напряжений $[\sigma_{из}]$ лежат в пределах:

- для алюминиевых поршней $[\sigma_{из}] = 20 \dots 25$ МПа;

- для чугунных поршней $[\sigma_{из}] = 40 \dots 50$ МПа.

При наличии ребер жесткости $[\sigma_{из}]$ возрастают:

- для алюминиевых поршней $[\sigma_{из}] = 50 \dots 150$ МПа;

- для чугунных поршней $[\sigma_{из}] = 80 \dots 200$ МПа.

При высоком значении напряжения предлагаем мероприятия по повышению стойкости к изгибу.

Определяем напряжение сжатия в сечении x-x (рис. 7.1):

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{z \max}}{F_{x-x}}, \text{ МПа,}$$

где $P_{z \max} = p_z \cdot F_n$ - максимальная сила давления газов на днище поршня, МН;

F_n - площадь поршня, м²;

F_{x-x} - площадь сечения x-x, м².

При этом площадь сечения x-x равна

$$F_{x-x} = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n_m \cdot F', \text{ м}^2,$$

где d_i - внутренний диаметр поршня, м;

$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t)$ - диаметр поршня по дну канавок, м;

$F' = \frac{(d_k - d_i) \cdot d_m}{2}$ - площадь продольного диаметрального сечения масляного канала, м².

Определяем напряжение разрыва в сечении $x-x$

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}}, \text{ МПа.}$$

Сила инерции возвратно-поступательных масс P_j определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя

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

где m_{x-x} – масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения $x-x$ (рис. 7.1)

$$m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) \cdot m_n, \text{ кг,}$$

m_n – масса поршневой группы, кг;

R – радиус кривошипа, м;

$\omega_{x.x. max}$ – максимальная угловая скорость холостого хода двигателя

$$\omega_{x.x. max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x. max}}{30}, \text{ с}^{-1},$$

$n_{x.x. max}$ – максимальная частота вращения холостого хода двигателя мин⁻¹;

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$.

Определяем напряжения среза кольцевой перемычки

$$\tau = 0,0314 \cdot \frac{p_{z max} \cdot D}{h_n}, \text{ МПа.}$$

Определяем напряжения изгиба кольцевой перемычки

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_{z max} \cdot \left(\frac{D}{h_n} \right)^2, \text{ МПа,}$$

где D и h_n – диаметр цилиндра и толщина верхней кольцевой перемычки, м.

Сложное напряжение определится

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau^2}, \text{ МПа.}$$

Допустимое напряжение σ_{Σ} в верхних кольцевых перемычках с учетом значительных температурных нагрузок находится в пределах:

- для алюминиевых поршней $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40$ МПа;
- для чугунных поршней $[\sigma_{\Sigma}] = 60 \dots 80$ МПа.

Максимальные удельные давления.

Определяем удельные давления юбки поршня и всей высоты поршня на стенку цилиндра

$$q_1 = \frac{N_{max}}{h_{ю} \cdot D}, \text{ МПа};$$

$$q_2 = \frac{N_{max}}{H \cdot D}, \text{ МПа},$$

где $h_{ю}$ – высота юбки поршня, м;

H – высота поршня, м;

N_{max} – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности и определяется по данным динамического расчета, МН.

Для автотракторных двигателей $q_1 = 0,3 \dots 1,0$ МПа и $q_2 = 0,2 \dots 0,7$ МПа.

Определяем условие гарантированной подвижности поршня в горячем состоянии.

В целях предотвращения заклинивания поршней при работе двигателя размеры диаметров головки D_2 и юбки $D_{ю}$ поршня определяют, исходя из наличия необходимых монтажных зазоров Δ_2 и $\Delta_{ю}$ между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии:

- $\Delta_2 = (0,006 \dots 0,008) \cdot D$ и $\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D$ - для алюминиевых поршней с неразрезными юбками;

- $\Delta_2 = (0,004 \dots 0,006) \cdot D$ $\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D$ - для чугунных поршней.

Диаметры головки и юбки поршня с учетом монтажных зазоров определяют по формулам

$$D_2 = D - \Delta_2, \text{ мм};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} \text{ мм}.$$

Правильность установленных размеров D_2 и $D_{ю}$ проверяют в горячем состоянии по формулам

$$\Delta'_2 = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_o)] - D_2 \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_2 - T_o)], \text{ мм};$$

$$\Delta'_{ю} = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_o)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_{ю} - T_o)], \text{ мм},$$

где Δ'_2 и $\Delta'_{ю}$ - диаметральные зазоры в горячем состоянии соответственно между стенкой цилиндра и головкой поршня и между стенкой цилиндра и юбкой поршня, мм;

$\alpha_{ц}$ и α_n - коэффициенты линейного расширения материалов цилиндра и поршня;

- для чугуна $\alpha_n = \alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$;

- для алюминиевых сплавов $\alpha_n = \alpha_{ц} = 22 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$;

$T_{ц}$, T_2 и $T_{ю}$ - соответственно температура стенок цилиндра, головки и юбки поршня в рабочем состоянии, К;

- при жидкостном охлаждении $T_{ц} = 383 \dots 388$ К, $T_2 = 473 \dots 723$ К и $T_{ю} = 403 \dots 473$ К;

- при воздушном охлаждении $T_{ц} = 443 \dots 463$ К, $T_2 = 573 \dots 873$ К и $T_{ю} = 483 \dots 613$ К;

T_o - начальная температура цилиндра и поршня, $T_o = 293$ К.

7.2. Расчет поршневого пальца

Основные конструктивные размеры поршневых пальцев принимаем из табл. 7.1 или по данным прототипа:

- наружный диаметр пальца d_n , мм;
- внутренний диаметр пальца $d_в$, мм;
- длина пальца l_n , мм;
- длина опорной поверхности пальца в головке шатуна $l_{ш}$, мм;
- расстояние между торцами бобышек b , мм.

Назначаем тип и материал поршневого пальца, модуль упругости материала.

Определяем расчетную силу, действующую на палец

$$P = p_{z \max} \cdot F_n + \kappa \cdot P_j, \text{ МН.}$$

Для бензиновых двигателей:

$p_{z \max}$ - максимальное давление газов на номинальном режиме работы, $p_{z \max} = p_z$, МПа;

k - коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца, $k = 0,76 \dots 0,86$;

P_j - сила инерции поршневой группы при $n = n_m$,
 $P_j = -m_n \cdot \omega_m^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}$, МН;

ω_m - угловая скорость при максимальном крутящем моменте, $\omega_m = \frac{\pi \cdot n_m}{30}$, с⁻¹;

n_m - частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин⁻¹.

Для дизеля:

$p_{z \max}$ - максимальное давление газов на номинальном режиме работы, МПа;

k - коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца, $k = 0,68 \dots 0,81$;

P_j - сила инерции поршневой группы при $n = n_n$,
 $P_j = -m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}$, МН;

ω_n - угловая скорость при номинальной частоте вращения,
 $\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30}$, с⁻¹;

n_n - номинальная частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Определяем удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{ш} = \frac{P}{d_n \cdot l_{ш}}, \text{ МПа,}$$

где d_n - наружный диаметр пальца, м;

$l_{ш}$ - длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, м.

Определяем удельное давление пальца на бобышки

$$q_b = \frac{P}{d_n \cdot (l_n - b)}, \text{ МПа,}$$

где l_n - общая длина пальца, м;

b – расстояние между торцами бобышек, м;

$(l_n - b)$ – длина опорной поверхности пальца в бобышках, м.

Для автомобильных двигателей $q_{из} = 20...60$ МПа и $q_{б} = 15...50$ МПа. Нижние пределы для тракторных двигателей.

Определяем напряжение изгиба в среднем сечении пальца

$$\sigma_{из} = \frac{P \cdot (l_n + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{ш})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_n^3}, \text{ МПа,}$$

где $\alpha = \frac{d_в}{d_n}$ – отношение внутреннего диаметра пальца к на-

ружному.

Для автомобильных и тракторных двигателей $[\sigma_{из}] = 100...250$ МПа.

Определяем касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_n^2}, \text{ МПа.}$$

Для автомобильных двигателей $[\tau] = 60...250$ МПа.

Определяем наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

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

где E – модуль упругости материала пальца, $E = (2,0...2,3) \cdot 10^5$ МПа.

Значение $\Delta d_{n \max}$ не должно быть больше $0,02...0,05$ мм.

Определяем напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ МПа;}$$

- в вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ МПа.}$$

Определяем напряжения овализации на внутренней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{МПа};$$

- в вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{МПа}.$$

Наибольшее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости, оно не должно превышать $\sigma_{i0^\circ} = 300 \dots 350$ МПа.

7.3. Расчет поршневого кольца

Основные данные для расчета принимаются из табл. 7.1.

Назначаем материал кольца и определяем модуль упругости материала:

- для серого легированного чугуна, $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа;
- для серого чугуна, $E = 1 \cdot 10^5$ МПа;
- для стали, $E = (2,0 \dots 2,3) \cdot 10^5$ МПа.

Определяем среднее значение давления кольца на стенку цилиндра

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

где E – модуль упругости материала кольца, МПа;

t – радиальная толщина кольца, мм;

A_0 – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях, принимается из табл. 7.1 или $A_0 = 3 \cdot t$, мм.

Допустимое среднее радиальное давление:

- для компрессионных колец, $[p_{cp}] = 0,11 \dots 0,37$ МПа;
- для маслосъемных колец, $[p_{cp}] = 0,20 \dots 0,40$ МПа.

Определяем давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности

$$p = p_{cp} \cdot \mu_k, \text{ МПа,}$$

где μ_k – переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра (табл. 7.2 и 7.3).

Для бензиновых двигателей можно принять грушевидную форму эпюры давления кольца с параметрами, представленными в табл. 7.2.

Для дизелей характерна каплевидная эпюра давления кольца на стенку цилиндра с параметрами, представленными в табл. 7.3.

Таблица 7.2

**Параметры для расчета грушевидной эпюры
давления кольца на стенку цилиндра**

Угол ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент μ_k	1,05	1,04	1,02	1,0	1,02	1,27	1,50
Давление p , МПа							

Таблица 7.3

**Параметры для расчета каплевидной эпюры
давления кольца на стенку цилиндра**

Угол ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент μ_k	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,67	2,85
Давление p , МПа							

По полученным данным строим эпюру давления кольца на стенку цилиндра (рис. 7.2).

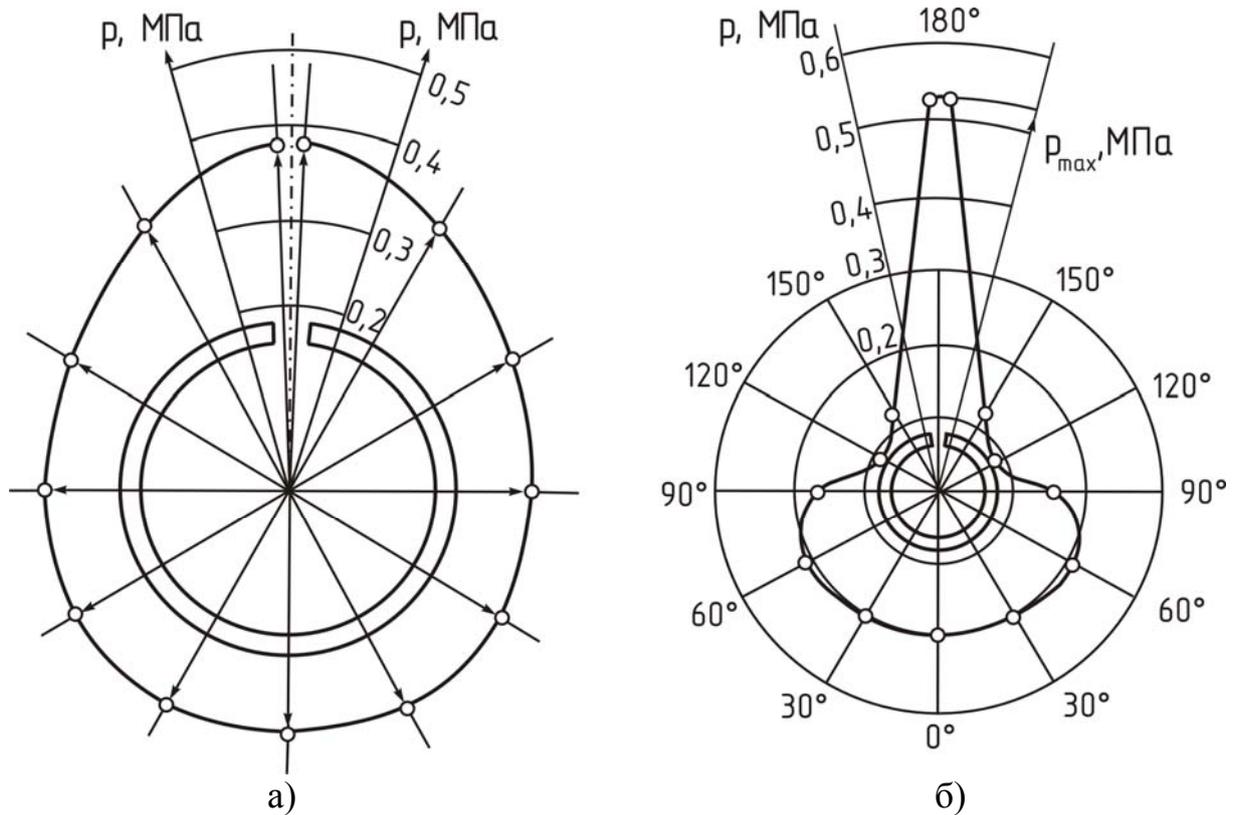


Рис. 7.2. Эпюры сил давления кольца на стенку цилиндра:
 а – грушевидная эпюра давлений (для бензинового двигателя);
 б – каплевидная эпюра давлений (для дизеля)

Определяем напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

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

Определяем напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

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

где m – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца, $m = 1,57$.

Допустимые напряжения при изгибе кольца $[\sigma_{из}] = 220 \dots 450$ МПа и $\sigma_{из2} > \sigma_{из1}$ на 10...30 %.

Определяем монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_{\kappa} = \Delta'_{\kappa} + \pi \cdot D \cdot [\alpha_{\kappa} \cdot (T_{\kappa} - T_o) - \alpha_{\psi} \cdot (T_{\psi} - T_o)], \text{ мм,}$$

где Δ'_k - минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя, $\Delta'_k = 0,06 \dots 0,10$ мм;

α_k и α_y - коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра, 1/К;

T_k , T_y и T_o - соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура, К;

- при жидкостном охлаждении $T_k = 473 \dots 573$ К,
 $T_y = 383 \dots 388$ К;

- при воздушном охлаждении $T_k = 523 \dots 723$ К,
 $T_y = 443 \dots 463$ К;

- $T_o = 293$ К.

7.4. Расчет шатунной группы

Определяем основные размеры шатуна, пользуясь данными табл. 7.4 и рис. 7.3.

Таблица 7.4

Основные конструктивные соотношения размеров элементов шатуна

Величина	Бензиновые двигатели	Дизели
Внутренний диаметр поршневой головки (втулки) d :		
без втулки	$d \approx d_n$	$d \approx d_n$
с втулкой	$(1,10 \dots 1,25) \cdot d_n$	$(1,10 \dots 1,25) \cdot d_n$
Наружный диаметр головки d_{zol}	$(1,25 \dots 1,65) \cdot d_n$	$(1,30 \dots 1,70) \cdot d_n$
Длина поршневой головки шатуна $l_{ш}$:		
с закрепленным пальцем	$(0,28 \dots 0,32) \cdot D$	$(0,28 \dots 0,32) \cdot D$
с плавающим пальцем	$(0,33 \dots 0,45) \cdot D$	$(0,33 \dots 0,45) \cdot D$
Минимальная радиальная толщина стенки головки h_2	$(0,16 \dots 0,27) \cdot d_n$	$(0,16 \dots 0,27) \cdot d_n$
Радиальная толщина стенки втулки s_e	$(0,055 \dots 0,085) \cdot d_n$	$(0,055 \dots 0,085) \cdot d_n$

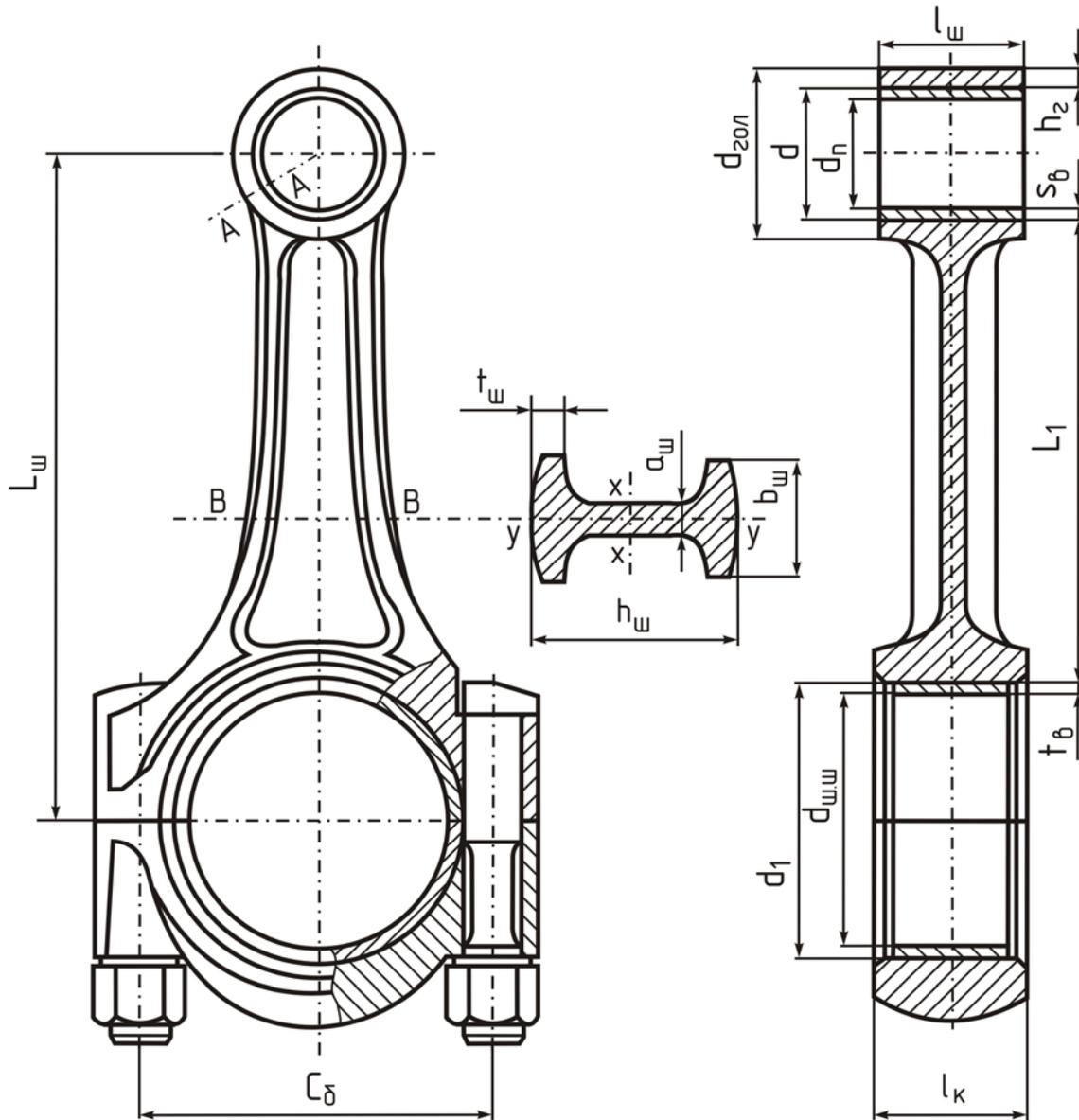


Рис. 7.3. Расчетная схема шатунной группы

Назначаем материал шатуна (сталь) и втулки (бронза).

Определяем для шатуна:

- модуль упругости материала E , МПа;
- коэффициент линейного расширения α , $1/К$;
- предел прочности σ , МПа;
- предел усталости при изгибе σ_{-1} , МПа;
- предел усталости при растяжении σ_{-1p} , МПа;
- предел текучести σ_T , МПа.

Для материала втулки:

- модуль упругости E , МПа;
- коэффициент линейного расширения $\alpha_{вт}$, $1/К$.

7.4.1. Расчет поршневой головки шатуна

Определяем суммарное удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \cdot \left[\left(\frac{\frac{d_{гол}^2 + d^2}{d_{гол}^2 - d^2} + \mu}{E_{ш}} \right) + \left(\frac{d^2 + d_n^2 - \mu}{d^2 - d_n^2} \right) \right]}, \text{ МПа,}$$

где Δ - натяг посадки бронзовой втулки, $\Delta = 0,04 \dots 0,045$ мм;
 $\Delta_t = d \cdot (\alpha_{вт} - \alpha_{гол}) \cdot \Delta T$ - температурный натяг, мм;

$\alpha_{вт}$ - термический коэффициент расширения бронзовой втулки, $\alpha_{вт} = 1,8 \cdot 10^{-5}$ 1/К;

$\alpha_{гол}$ - термический коэффициент расширения стальной головки, $\alpha_{гол} = 1,0 \cdot 10^{-5}$ 1/К;

ΔT - средняя температура подогрева головки и втулки при работе двигателя, $\Delta T = 100 \dots 200$ К;

$d_{гол}$, d и d_n - соответственно наружный и внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки, мм (табл. 7.4);

μ - коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$;

$E_{ш}$ - модуль упругости материала шатуна, $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5$ МПа;

$E_{вт}$ - модуль упругости материала втулки, $E_{вт} = 1,15 \cdot 10^5$ МПа.

Определяем напряжение на наружной поверхности поршневой головки шатуна

$$\sigma_n = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_{гол}^2 - d^2}, \text{ МПа.}$$

Определяем напряжение на внутренней поверхности поршневой головки шатуна

$$\sigma_{вн} = p \cdot \frac{d_{гол}^2 + d^2}{d_{гол}^2 - d^2}, \text{ МПа.}$$

Допустимые значения напряжений $[\sigma_n] = [\sigma_{вн}] = 150$ МПа.

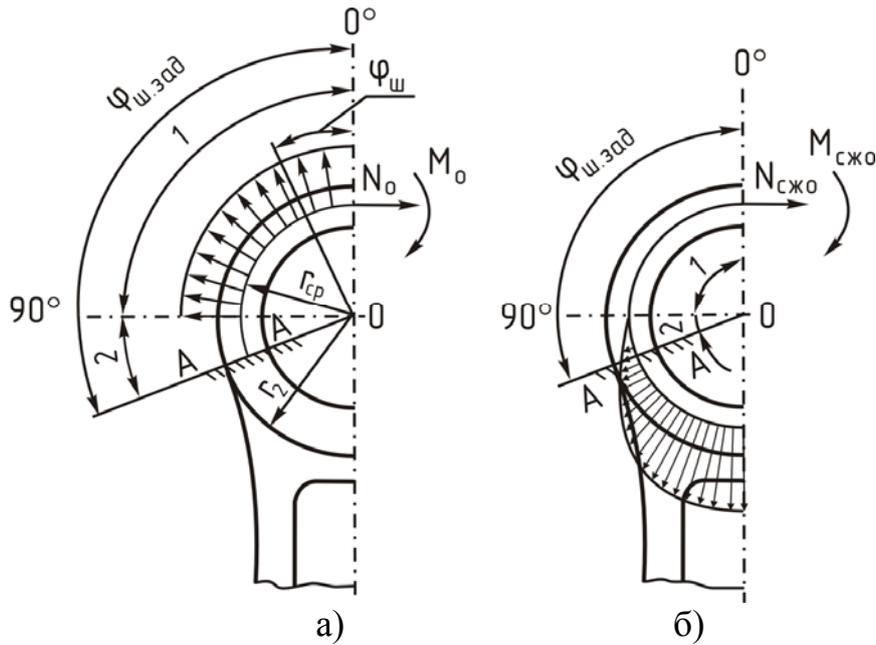


Рис. 7.4. Схема распределения нагрузок на поршневую головку шатуна:

а) при растяжении; б) при сжатии

Определяем суммарную силу инерции поршневой группы

$$P_{jn} = -m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda), \text{ Н},$$

где m_n – масса поршневой группы, кг;

R – радиус кривошипа, м;

ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения,

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30}, \text{ с}^{-1};$$

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Определяем изгибающий момент в вертикальном сечении проушины

$$M_o = -P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш.зад} - 0,0297), \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем величину нормальной силы в этом же сечении

$$N_o = -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш.зад}), \text{ Н}$$

где $\varphi_{ш.зад}$ – угол заделки, $\varphi_{ш.зад} = 90 \dots 130$ град;

$r_{cp} = \frac{d_{гол} + d}{4}$ – средний радиус поршневой головки, м.

Определяем величину нормальной силы в расчетном сечении от растягивающей силы для выбранного угла заделки $\varphi_{ш.зад}$

$$N_{\varphi_{ш.зад}} = N_o \cdot \cos \varphi_{ш.зад} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.зад} - \cos \varphi_{ш.зад}), \text{ Н}.$$

Определяем изгибающий момент в расчетном сечении для выбранного угла заделки $\varphi_{ш. зад}$

$$M_{\varphi_{ш. зад}} = M_o + N_o \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш. зад}) + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш. зад} - \cos \varphi_{ш. зад}), \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем напряжение от растяжения в наружном слое

$$\sigma_{p.n} = \left[2 \cdot M_{\varphi_{ш. зад}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{гол}}{h_{гол} \cdot (2r_{cp} + h_{гол})} + K \cdot N_{\varphi_{ш. зад}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{гол}}, \text{ МПа},$$

где $h_{гол} = \frac{d_{гол} - d}{2}$ – толщина стенки головки, м;

$$K = \frac{E_{ш} \cdot F_{гол}}{E_{ш} \cdot F_{гол} + E_{вт} \cdot F_{вт}} - \text{коэффициент, учитывающий на-}$$

личие запрессованной втулки;

$$F_{гол} = (d_{гол} - d) \cdot l_{ш} - \text{площадь сечения стенок головки, мм}^2;$$

$$F_{вт} = (d - d_n) \cdot l_{ш} - \text{площадь сечения втулки, мм}^2;$$

Определяем суммарную силу, сжимающую головку

$$P_{сж} = (p_z - p_o) \cdot F_n - P_{j \max}, \text{ Н},$$

где $P_{j \max}$ – максимальная сила инерции массы поршневой группы при номинальной частоте вращения,

$$P_{j \max} = m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \text{ Н};$$

φ – угол поворота коленчатого вала при значении p_z ;

F_n – площадь поршня, м²;

p_z – давление сгорания в цилиндре двигателя, МПа:

- для бензинового двигателя $p_z = p_{zД}$;

- для дизеля $p_z = p_{z \max}$.

Определяем нормальную силу для нагруженного участка от сжимающей силы

$$N_{сж \varphi_{ш. зад}} = P_{сж} \cdot \left[\frac{N_{сж о}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш. зад}}{2} - \frac{\varphi_{ш. зад}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш. зад} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш. зад} \right) \right], \text{ Н}.$$

Определяем изгибающий момент для нагруженного участка от сжимающей силы

$$M_{сж\ \varphi\ ш.\ зад} = P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left[\frac{M_{сж\ o}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сж\ o}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.\ зад}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш.\ зад}}{2} - \frac{\varphi_{ш.\ зад}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.\ зад} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.\ зад} \right) \right], \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\frac{N_{сж\ o}}{P_{сж}}$ и $\frac{M_{сж\ o}}{P_{сж} \cdot r_{ср}}$ - определяют по табл. 7.5.

Таблица 7.5

Параметры	Угол заделки $\varphi_{ш.\ зад}$, град						
	100	105	110	115	120	125	130
$\frac{N_{сж\ o}}{P_{сж}}$	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0060	0,0085
$\frac{M_{сж\ o}}{P_{сж} \cdot r_{ср}}$	0	0,00010	0,00025	0,00060	0,00110	0,00180	0,0030

Определяем напряжения в наружном слое от сжимающей силы

$$\sigma_{сж.\ н} = \left[2 \cdot M_{сж\ \varphi\ ш.\ зад} \cdot \frac{6 \cdot r_{ср} + h_{гол}}{h_{гол} \cdot (2 \cdot r_{ср} + h_{гол})} + K \cdot N_{сж\ \varphi\ ш.\ зад} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{гол}}, \text{ МПа.}$$

Определяем запас прочности

$$n_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{р.\ н} - \sigma_{сж.\ н}}{\varepsilon_{\sigma}} + \alpha_{\sigma} \cdot [\sigma_{р.\ н} + \sigma_{сж.\ н} + 2 \cdot \sigma_{вн}]},$$

где σ_{-1p} - предел выносливости материала при растяжении,
 $\sigma_{-1p} = 210$ МПа;

α_{σ} - коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии и зависящий от материала, $\alpha_{\sigma} = 0,12$;

ε_{σ} – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_{\sigma} = 0,7$.

Запас прочности поршневой головки должен быть в пределах $n_{\sigma} = 2,5 \dots 5,0$.

7.4.2. Расчет стержня шатуна

Основными конструктивными параметрами стержня шатуна кроме длины $L_{ш} = \frac{R}{\lambda}$ являются размеры его среднего сечения (рис. 7.3.). Значения этих параметров определяются по табл. 7.6.

Таблица 7.6

Параметры стержня шатуна

Размеры сечения шатуна	Бензиновые двигатели	Дизели
$h_{ш. min}$	$(0,50 \dots 0,55) \cdot d_{гол}$	$(0,50 \dots 0,55) \cdot d_{гол}$
$h_{ш}$	$(1,2 \dots 1,4) \cdot h_{ш. min}$	$(1,2 \dots 1,4) \cdot h_{ш. min}$
$b_{ш}$	$(0,50 \dots 0,6) \cdot l_{ш}$	$(0,55 \dots 0,75) \cdot l_{ш}$
$a_{ш} \approx t_{ш}$	$(2,5 \dots 4,0)$	$(4,0 \dots 7,5)$

Определяем силу инерции, растягивающую шатун при номинальной частоте вращения

$$P_j = -(m_n + 0,275 \cdot m_{ш}) \cdot R \cdot \omega_n^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \text{ МН},$$

где m_n – масса поршневой группы, кг;

$m_{ш}$ – масса шатуна, кг;

ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения,

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30}, \text{ с}^{-1};$$

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Определяем максимальную силу давления газов, сжимающую шатун,

$$P_z = (p_z - p_o) \cdot F_n, \text{ МН},$$

где p_o – атмосферное давление, $p_o = 0,1$ МПа;

p_z – давление сгорания в цилиндре двигателя, МПа:

- для бензинового двигателя $p_z = p_{zД}$;

- для дизеля $p_z = p_{z max}$.

Определяем суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости качания шатуна

$$\sigma_x = \frac{P_z}{F_{ш. ср}} + \frac{\sigma_\epsilon}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{l_{ш}^2}{j_x} \cdot P_z = \frac{P_z}{F_{ш. ср}} \cdot K_x, \text{ МПа},$$

где K_x – коэффициент, учитывающий продольный изгиб, $K_x = 1,15$;

$F_{ш. ср} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})$ – площадь шатуна в расчётном сечении. Определяют после конструктивной проработки шатуна, м².

Значения $h_{ш}, b_{ш}, a_{ш}, t_{ш}$ принимаются из табл. 7.6.

Определяем суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна,

$$\sigma_y = \frac{P_z}{F_{ш. ср}} + \frac{\sigma_\epsilon}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{l_{ш}^2}{4 \cdot j_y} \cdot P_z = \frac{P_z}{F_{ш. ср}} \cdot K_y, \text{ МПа},$$

где K_y – коэффициент, учитывающий продольный изгиб шатуна автомобильного двигателя в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна, $K_y = 1,05$.

Допустимые значения напряжений изгиба лежат в пределах:

- $[\sigma_x] = 160 \dots 250$ МПа;

- $[\sigma_y] = 200 \dots 350$ МПа.

Определяем напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{ш. ср}}, \text{ МПа}.$$

Определяем амплитуду напряжения в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_x - \sigma_p}{2}, \text{ МПа}.$$

Определяем среднее напряжение в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{ср x} = \frac{\sigma_x + \sigma_p}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем амплитуду напряжения в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{a y} = \frac{\sigma_y - \sigma_p}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем среднее напряжение в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{ср y} = \frac{\sigma_y + \sigma_p}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости x

$$n_x = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{a x}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{ср x}}.$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости y

$$n_y = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{a y}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{ср y}},$$

где α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии и зависящий от материала, $\alpha_\sigma = 0,12$;

ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,7$;

σ_{-1p} - предел выносливости материала при растяжении, МПа.

Запасы прочности n_x и n_y для шатунов не должны быть ниже 1,5...2,5.

7.4.3. Расчет кривошипной головки шатуна

Основные конструктивные размеры кривошипной головки шатуна определяются по табл. 7.7.

Определяем силу, отрывающую крышку нижней головки шатуна

$$P_j = -\omega_{x.x. \max}^2 \cdot R \cdot \left[(m_n + m_{ш.н}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр}) \right] \cdot 10^{-6}, \text{ МН},$$

где m_n – масса поршневой группы, кг;

$m_{ш.н}$ – масса шатунной группы, совершающая возвратно-поступательное движение, $m_{ш.н} = (0,2 \dots 0,3) \cdot m_{ш}$, кг;

$m_{ш.к}$ – масса шатунной группы, совершающая вращательное движение, $m_{ш.к} = (0,7 \dots 0,8) \cdot m_{ш}$, кг;

$m_{кр}$ – масса крышки кривошипной головки, $m_{кр} = (0,20 \dots 0,28) \cdot m_{ш}$, кг;

$\omega_{x.x. \max}$ – угловая скорость при максимальной частоте вращения холостого хода, $\omega_{x.x. \max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x. \max}}{30}$, с⁻¹.

Таблица 7.7

Параметры кривошипной головки шатуна

Размеры кривошипной головки	Пределы изменения
Диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш}$	$(0,56 \dots 0,75) \cdot D$
Толщина стенки вкладыша $t_в$: тонкостенного	$(0,03 \dots 0,05) \cdot d_{ш.ш}$
толстостенного	$0,1 \cdot d_{ш.ш}$
Расстояние между шатунными болтами c	$(1,30 \dots 1,75) \cdot d_{ш.ш}$
Длина кривошипной головки $l_к$	$(0,45 \dots 0,95) \cdot d_{ш.ш}$

Определяем напряжения изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{из} = P_j \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c}{\left(1 + \frac{J_в}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_{кр}} \right], \text{ МПа},$$

где c – расстояние между осями шатунных болтов, м;

$J_в$ – момент инерции расчетного сечения вкладыша,

$$J_в = l_к \cdot t_в^3, \text{ М}^4;$$

J – момент инерции расчетного сечения крышки,

$$J = l_к \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^3, \text{ М}^4;$$

W_{uz} – момент сопротивления расчетного сечения,
 $W_{uz} = \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2}{6}, \text{ м}^3;$

r_1 – внутренний радиус кривошипной головки,
 $r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш} + 2 \cdot t_g), \text{ м};$

$d_{ш.ш}$ – диаметр шатунной шейки, м;

t_g – толщина стенки вкладыша, м;

$F_{кр}$ – площадь сечения крышки с вкладышем,
 $F_{кр} = l_k \cdot 0,5 \cdot (c - d_{ш.ш}), \text{ м}^2.$

Допустимое значение напряжения изменяется в пределах
 $[\sigma_{uz}] = 100 \dots 300 \text{ МПа}.$

7.4.4. Расчет шатунных болтов

Считается, что плотность стыка обеспечивается условием

$$P_{np} > P_j,$$

где P_j – сила инерции, отрывающая крышку, МН;

P_{np} – сила предварительной затяжки, МН.

Определяем силу предварительной затяжки

$$P_{np} = \frac{(2 \dots 3) \cdot P_j}{i_{\bar{o}}}, \text{ МН},$$

где $i_{\bar{o}}$ – число шатунных болтов.

Определяем величину суммарной силы, растягивающей болт,

$$P_{\bar{o}} = P_{np} + \frac{\chi \cdot P_j}{i_{\bar{o}}}, \text{ МН},$$

где χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения, $\chi = 0,15 \dots 0,25$.

Определяем максимальное напряжение в болте в сечении по внутреннему диаметру

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot P_{\bar{o}}}{\pi \cdot d_g^2}, \text{ МПа},$$

где d_g – внутренний диаметр резьбы болта, $d_g = d - 1,4 \cdot t$ м;

d – номинальный диаметр болта, м;

t – шаг резьбы, м.

Определяем минимальное напряжение в этом же сечении

$$\sigma_{min} = \frac{4 \cdot P_{np}}{\pi \cdot d_g^2}, \text{ МПа.}$$

Определяем амплитуду напряжения

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем среднее напряжение

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем запас прочности болта для выбранного материала стали

$$n = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a \cdot (K_\sigma / \varepsilon_\sigma) + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{cp}},$$

где K_σ – коэффициент концентрации напряжений, $K_\sigma = 3 \dots 6$;

α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии, $\alpha_\sigma = 0,17$;

ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,9$.

σ_{-1p} – допустимое значение напряжения усталости при растяжении-сжатии для материала болтов, $\sigma_{-1p} = 380$ МПа.

Запас прочности не должен быть ниже $n = 2,0 \dots 2,5$.

8. Расчет систем двигателя

8.1. Расчет системы смазки

Расчет масляного насоса.

Определяем общее количество тепла, отводимого маслом от двигателя

$$Q_m = (0,02...0,3) \cdot Q_o, \text{ кДж/с},$$

где Q_o - общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом (определяется по данным теплового баланса двигателя), Дж/с.

Определяем объем масла, необходимый для отвода данного количества тепла

$$V_m = \frac{Q_m}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где ρ_m - плотность масла, $\rho_m = 900...940 \text{ кг/м}^3$;

c_m - средняя теплоемкость масла, $c_m = 2,094 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$;

ΔT - температура нагрева масла в двигателе, $\Delta T = 10...15 \text{ К}$.

Для стабилизации давления масла в системе двигателя расход масла обычно увеличивают в 2 раза

$$V' = 2 \cdot V_m, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определяем расчетную производительность насоса с учетом утечки и других неизбежных потерь

$$V_p = \frac{V'}{\eta_n}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где η_n - объемный коэффициент подачи, $\eta_n = 0,6...0,8$.

При расчете насоса принимают, что объем зуба шестерни равен объему впадины между зубьями.

$$V = \pi \cdot D_o \cdot h \cdot b, \text{ м}^3,$$

где D_o - диаметр начальной окружности шестерни,

$$D_o = z \cdot m, \text{ м};$$

z - число зубьев шестерни, $z = 6...12$;

m - модуль зацепления, $m = 3...6 \text{ мм}$;

h - высота зуба, $h = 2 \cdot m, \text{ м}$;

b - длина зуба, м.

Определяем частоту вращения шестерни насоса

$$n_n = \frac{u_n \cdot 60}{\pi \cdot D}, \text{ мин}^{-1},$$

где u_n - окружная скорость вращения шестерни, $u_n = 8 \dots 10$ м/с;
 D – диаметр внешней окружности шестерни, $D = m \cdot (z + 2)$, м.

Определяем длину зуба шестерни насоса

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_n}, \text{ м.}$$

Определяем мощность, затрачиваемую на привод масляного насоса,

$$N_n = \frac{V_p \cdot p}{\eta_{м.н} \cdot 10^3}, \text{ кВт},$$

где $\eta_{м.н}$ - механический КПД масляного насоса,
 $\eta_{м.н} = 0,85 \dots 0,90$;

p - рабочее давление масла в системе:

- $p = 0,3 \dots 0,5$ МПа – для бензиновых двигателей;
- $p = 0,3 \dots 0,7$ МПа – для дизелей.

Расчет масляного радиатора.

Определяем площадь поверхности радиатора, учитывая, что при последовательном включении его все тепло, отводимое маслом, передается через радиатор в окружающую среду

$$F_m = \frac{Q_m}{k_m \cdot (t_{м.ср} - t_{воз.ср})}, \text{ м}^2,$$

где k_m – коэффициент теплопередачи от масла к воздуху,
 $k_m = 30 \dots 120$ Вт/(м²·град);

$t_{м.ср}$ – средняя температура масла в радиаторе,
 $t_{м.ср} = 75 \dots 85$ °С;

$t_{воз.ср}$ – средняя температура проходящего воздуха,
 $t_{воз.ср} = 40 \dots 45$ °С.

8.2. Расчет системы охлаждения

Определяем площадь поверхности охлаждения радиатора

$$F_{\text{рад}} = \frac{Q_v}{k \cdot (T_{\text{ж. ср}} - T_{\text{возд. ср}})}, \text{ м}^2,$$

где Q_v - количество теплоты, отводимой жидкостью от двигателя (берется из данных теплового баланса), Дж/с;

k - коэффициент теплопередачи через стенки радиатора, Вт/(м²·К):

- для легковых автомобилей, $k = 140 \dots 180$ Вт/(м²·град);

- для грузовых автомобилей, $k = 80 \dots 100$ Вт/(м²·град);

$T_{\text{ж. ср}}$ - средняя температура жидкости в радиаторе, К;

$T_{\text{возд. ср}}$ - средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, К.

Определяем количество жидкости, проходящей через радиатор,

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_v}{\rho_{\text{ж}} \cdot c_{\text{ж}} \cdot \Delta T_{\text{ж}}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\rho_{\text{ж}}$ - средняя плотность охлаждающей жидкости, $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³ - для воды;

$c_{\text{ж}}$ - средняя теплоемкость жидкости,

$c_{\text{ж}} = 4187$ Дж/(кг·К) - для воды;

$\Delta T_{\text{ж}}$ - температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции в системе охлаждения, $\Delta T_{\text{ж}} = 6 \dots 12$ К.

Определяем массовый расход жидкости, проходящей через радиатор,

$$G'_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}}, \text{ кг/с}.$$

Определяем количество воздуха, проходящего через радиатор,

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}}, \text{ кг/с},$$

где $Q_{\text{возд}}$ - количество теплоты, отводимой от двигателя и передаваемое от жидкости к воздуху, $Q_{\text{возд}} = Q_v$, Дж/с;

$c_{возд}$ - средняя теплоемкость воздуха, $c_{возд} = 1000$ Дж/(кг·К);
 $\Delta T_{возд}$ - температурный перепад воздуха в решетке радиатора, $\Delta T_{возд} = 20 \dots 30$ К.

Определяем среднюю температуру жидкости в радиаторе

$$T_{ж.ср} = \frac{T_{ж.вх} + (T_{ж.вх} - \Delta T_{ж})}{2}, \text{ К,}$$

где $T_{ж.вх}$ - температура жидкости перед входом в радиатор, $T_{ж.вх} = 353 \dots 368$ К.

Определяем среднюю температуру охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор

$$T_{возд.ср} = \frac{T_{возд.вх} + (T_{возд.вх} - \Delta T_{возд.})}{2}, \text{ К,}$$

где $T_{возд.вх}$ - температура воздуха перед радиатором, $T_{возд.вх} = 310 \dots 315$ К.

Определяем мощность, необходимую для привода водяного насоса,

$$N_H = \frac{G_{ж} \cdot p_{ж}}{1000 \cdot \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_n}, \text{ кВт,}$$

где $p_{ж}$ - напор, создаваемый насосом системы охлаждения, $p_{ж} = 0,06 \dots 0,10$ МПа;

η_h - гидравлический КПД насоса, $\eta_h = 0,6 \dots 0,7$;

η_m - механический КПД насоса, $\eta_m = 0,7 \dots 0,9$;

η_n - коэффициент подачи насоса, $\eta_n = 0,8 \dots 0,9$.

9. ПРИМЕРЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЕЙ

9.1. Тепловой расчет дизеля без наддува

Исходные данные:

- тип двигателя - четырехтактный, восьмицилиндровый, V-образный, без наддува;
- частота вращения коленчатого вала $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 17$;
- эффективная мощность $N_e = 154 \text{ кВт}$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,40$;
- вид топлива - дизельное топливо «Л» ГОСТ 305-82, средний элементарный состав: $C = 85,7\%$, $H = 13,3\%$, $O = 1\%$.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$\begin{aligned} Q_n &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,857 + 125,60 \cdot 0,133 - 10,89 \cdot 0,01 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,133 = \\ &= 42,5 \text{ МДж/кг} = 42500 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\begin{aligned} l_o &= \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,133 - 0,01 \right) = 14,52 \text{ кг}, \\ L_o &= \frac{l_o}{\mu_B} = \frac{14,52}{28,96} = 0,501 \text{ кмоль}, \mu_B = 28,96 - \text{ для воздуха}. \end{aligned}$$

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o = 1,40 \cdot 0,501 = 0,702 \text{ кмоль}.$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} = 1,40 \cdot 0,501 + \frac{0,133}{4} + \frac{0,01}{32} = 0,735 \text{ кмоль}.$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия: $p_o = 0,1 \text{ МПа}$, $T_o = 293 \text{ К}$.

Принимаем давление наддувочного воздуха
 $p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа}$.

Определяем температуру воздуха за компрессором

$$T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление и температуру остаточных газов

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o = 1,1 \cdot 0,1 = 0,11 \text{ МПа.}$$

Принимаем $T_r = 800 \text{ К.}$

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = 30^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,19 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 80 \text{ м/с}$.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2} = \frac{2,5 \cdot 80^2 \cdot 1,19 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,0095 \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,1 - 0,0095 = 0,0905 \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = \frac{293 + 30}{800} \cdot \frac{0,11}{17 \cdot 0,0905 - 0,11} = 0,0311.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 30 + 0,0311 \cdot 800}{1 + 0,0311} = 337,4 \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_k \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_k + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_k} = \frac{293 \cdot (17 \cdot 0,0905 - 0,11)}{(293 + 30) \cdot (17 - 1) \cdot 0,1} = 0,81.$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_l в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от k_1 , который устанавливается в пределах $k_1=1,369$,

$$n_1=(k_1+0,02)...(k_1-0,02)=1,368.$$

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,0905 \cdot 17^{1,368} = 4,36 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 337,4 \cdot 17^{1,368-1} = 957 \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 957 = 21,83$$

кДж/(кмоль·град).

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o = 1,40 \cdot 0,0311 \cdot 0,501 = 0,0218 \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r = 0,702 + 0,0218 = 0,724 \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в дизеле при постоянном давлении, при $\alpha \geq 1$

$$\overline{\mu C_{pz}} = \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{\alpha} \right) \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314$$

кДж/(кмоль·град).

$$\begin{aligned} \overline{\mu C_{pz}} &= \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{1,40} \right) \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{1,40} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314 = \\ &= 0,0025 \cdot T_z + 29,17. \end{aligned}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r = 0,735 + 0,0218 = 0,757.$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{0,757}{0,724} = 1,046.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,8$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке $cz'z$ индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива определит-

ся как

$$Q = \xi \cdot Q_H = 0,8 \cdot 42500 = 34000 \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем степень повышения давления $\lambda = 2,2$.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\begin{aligned} \beta \cdot \overline{\mu C_{pz}} \cdot T_z &= \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (\overline{\mu C_{vc}} + 8,314 \cdot \lambda). \\ 1,046 \cdot (0,0025 \cdot T_z + 29,17) \cdot T_z &= \\ &= \frac{34000}{1,40 \cdot 0,501 \cdot (1 + 0,0311)} + 957 \cdot (21,83 + 8,314 \cdot 2,2). \\ 0,0026 \cdot T_z^2 + 30,51 \cdot T_z - 85408 &= 0. \end{aligned}$$

Подставляем имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно T_z и находим его значение, $T_z = 2336,72 \text{ К}$.

Определяем давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 4,36 \cdot 2,2 = 9,60 \text{ МПа.}$$

Определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,046 \cdot 2336,72}{2,2 \cdot 957} = 1,161.$$

Процесс расширения.

Определяем степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1,161} = 14,64.$$

Показатель политропы расширения для дизеля определяем по номограмме (рис. 3.2), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 .

Определение показателя политропы расширения производим следующим образом.

По имеющимся значениям δ и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

$$n_2 = k_2 = 1,273.$$

Определяем давление процесса расширения

$$p_6 = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{9,60}{14,64^{1,273}} = 0,315 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_6 = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2336,72}{14,64^{1,273-1}} = 1123,1 \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5 % для номинального скоростного режима).

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt[3]{\frac{p_6}{p_r}}} = \frac{1123,1}{\sqrt[3]{\frac{0,325}{0,11}}} = 783 \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\% = \frac{800 - 783}{800} \cdot 100\% = 2,1\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

$$p'_i = \frac{4,36}{17 - 1} \cdot \left[2,2 \cdot (1,161 - 1) + \frac{2,2 \cdot 1,161}{1,273 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{14,64^{1,273-1}} \right) - \frac{1}{1,368 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1,368-1}} \right) \right] = 0,941 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,92$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu = 0,941 \cdot 0,92 = 0,87 \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v} = \frac{0,87 \cdot 1,40 \cdot 14,52}{42,5 \cdot 0,81 \cdot 1,19} = 0,432.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,432} = 196,1 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Эффективные показатели дизеля.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.cр} = 9$ м/с для тракторного дизеля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.cр} = 0,089 + 0,0118 \cdot 9 = 0,195 \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,089$, $b = 0,0118$ для дизелей с неразделенными КС.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 0,87 - 0,195 = 0,675 \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,675}{0,870} = 0,776.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,432 \cdot 0,776 = 0,335.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,335} = 252,85 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{дв} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 154}{0,675 \cdot 8 \cdot 2600} = 1,323 \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D} = \frac{120}{120} = 1,0$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня.

Определяем диаметр цилиндра

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,323}{3,14 \cdot 1,0}} = 119,0 \text{ мм.}$$

Округляем диаметр до $D = 120$ мм.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho = 120 \cdot 1,0 = 120$ мм.

Определяем площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2}{4} = 11304 \text{ мм}^2 = 113 \text{ см}^2.$$

Определяем рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2 \cdot 120}{4} = 1,36 \text{ л.}$$

Определяем среднюю скорость поршня

$$W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{120 \cdot 2600}{3 \cdot 10^4} = 10,4 \text{ м/с.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\partial e}} = \frac{0,675 \cdot 8 \cdot 1,36 \cdot 2600}{30 \cdot 4} = 159 \text{ кВт.}$$

$$\Delta = \frac{159 - 154}{159} \cdot 100\% = 3,1\%.$$

9.2. Тепловой расчет дизеля с турбонаддувом

Исходные данные:

- тип двигателя - четырехтактный, шестицилиндровый, V-образный, с турбонаддувом;
- давление наддувного воздуха $p_k = 0,17$ МПа;
- частота вращения коленчатого вала $n = 2100$, мин⁻¹;
- степень сжатия $\varepsilon = 15$;
- эффективная мощность $N_e = 128$ кВт;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,95$;
- вид топлива - дизельное топливо «Л» ГОСТ 305-82, средний элементарный состав: $C = 85,7\%$, $H = 13,3\%$, $O = 1\%$.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$\begin{aligned}
 Q_n &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) = \\
 &= 33,91 \cdot 0,857 + 125,60 \cdot 0,133 - 10,89 \cdot 0,01 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,133 = \\
 &= 42,5 \text{ МДж/кг} = 42500 \text{ кДж/кг}.
 \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,133 - 0,01 \right) = 14,52 \text{ кг},$$

$$\text{или } L_o = \frac{l_o}{\mu_B} = \frac{14,52}{28,96} = 0,501 \text{ кмоль}, \mu_B = 28,96 - \text{ для воздуха.}$$

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o = 1,95 \cdot 0,501 = 0,977 \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} = 1,95 \cdot 0,501 + \frac{0,133}{4} + \frac{0,01}{32} = 1,011 \text{ кмоль.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия: $p_o = 0,1 \text{ МПа}$, $T_o = 288 \text{ К}$.

Принимаем давление надувочного воздуха (в соответствии с заданием) $p_k = 0,17 \text{ МПа}$.

Принимаем показатель политропы сжатия в компрессоре $n_k = 1,65$.

Определяем температуру воздуха за компрессором

$$T_k = T_o \cdot \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{(n_k-1)}{n_k}} = 288 \cdot \left(\frac{0,17}{0,1} \right)^{\frac{1,65-1}{1,65}} = 355 \text{ К.}$$

Определяем давление и температуру остаточных газов

$$p_r = (0,75 \dots 0,95) \cdot p_k = 0,8 \cdot 0,17 = 0,136 \text{ МПа.}$$

Принимаем $T_r = 790 \text{ К}$.

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = 40^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k} = \frac{0,17 \cdot 10^6}{287 \cdot 355} = 1,67 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g = 287$ Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 3,3$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 90$ м/с.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2} = \frac{3,3 \cdot 90^2 \cdot 1,67 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,0223 \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,17 - 0,0223 = 0,148 \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = \frac{355 + 40}{790} \cdot \frac{0,136}{15 \cdot 0,148 - 0,136} = 0,0327.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{355 + 40 + 0,0327 \cdot 790}{1 + 0,0327} = 407,5 \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_k \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_k + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_k} = \frac{355 \cdot (15 \cdot 0,148 - 0,136)}{(355 + 40) \cdot (15 - 1) \cdot 0,17} = 0,79.$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_I в функции ε и T_a , по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_I в зависимости от k_I , который устанавливается в пределах $n_I = (k_I + 0,02) \dots (k_I - 0,02) = 1,381$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_I} = 0,148 \cdot 15^{1,381} = 6,22 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_I - 1} = 407,5 \cdot 15^{1,381 - 1} = 1143,4 \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 1143,4 = 22,15$$

кДж/(кмоль·град).

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o = 1,95 \cdot 0,0327 \cdot 0,501 = 0,032 \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r = 0,977 + 0,032 = 1,01 \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в дизеле при постоянном давлении, при $\alpha \geq 1$

$$\begin{aligned} \overline{\mu C_{pz}} &= \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{\alpha} \right) \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314 = \\ &= \left(20,2 + \frac{0,92}{1,95} \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{1,95} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314 = \\ &= 28,99 + 0,0023 \cdot T_z \text{ кДж/(кмоль·град).} \end{aligned}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r = 1,011 + 0,032 = 1,043 \text{ кмоль.}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{1,043}{1,010} = 1,033.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,9$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке $cz'z$ индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива, определится как

$$Q = \xi \cdot Q_H = 0,9 \cdot 42500 = 38250 \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем степень повышения давления в пределах $\lambda = 1,7$. В дизелях с наддувом для ограничения максимального давления сгорания берутся меньшие значения λ , чем в дизелях без наддува.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\begin{aligned} \beta \cdot \overline{\mu C_{pz}} \cdot T_z &= \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (\overline{\mu C_{vc}} + 8,314 \cdot \lambda); \\ 1,033 \cdot (28,99 + 0,0023 \cdot T_z) \cdot T_z &= \end{aligned}$$

$$= \frac{38250}{1,95 \cdot 0,501 \cdot (1 + 0,0327)} + 1143,4 \cdot (22,15 + 8,314 \cdot 1,7);$$

$$0,0023 \cdot T_z^2 + 29,95 \cdot T_z - 79399,6 = 0.$$

Подставляем имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно T_z и находим его значение, $T_z = 2259,1$ К.

Определяем давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 6,22 \cdot 1,7 = 10,57 \text{ МПа.}$$

Определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,033 \cdot 2259,1}{1,7 \cdot 1143,4} = 1,20.$$

Процесс расширения.

Определяем степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,20} = 12,50.$$

Показатель политропы расширения n_2 для дизеля определяем по номограмме (рис. 3.2), учитывая, что значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 .

Определение показателя политропы расширения производим следующим образом.

По имеющимся значениям δ и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

$$n_2 = k_2 = 1,28.$$

Определяем давление процесса расширения

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{10,57}{12,5^{1,28}} = 0,416 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2259,1}{12,5^{1,28-1}} = 1114 \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для номинального скоростного режима).

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt[3]{\frac{p_6}{p_r}}} = \frac{1114}{\sqrt[3]{\frac{0,416}{0,136}}} = 767,4 \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\% = \frac{790 - 767,4}{790} \cdot 100\% = 2,8\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

$$p'_i = \frac{6,22}{15 - 1} \cdot \left[1,7 \cdot (1,20 - 1) + \frac{1,7 \cdot 1,20}{1,28 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,28 - 1}} \right) - \frac{1}{1,381 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1,381 - 1}} \right) \right] = 1,041 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,96$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu = 0,96 \cdot 1,041 = 0,999 \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v} = \frac{0,999 \cdot 1,95 \cdot 14,52}{42,5 \cdot 1,67 \cdot 0,79} = 0,504.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,504} = 168,1 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Эффективные показатели дизеля.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.c.p.} = 8 \text{ м/с}$ для тракторного дизеля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.} = 0,089 + 0,0118 \cdot 8 = 0,183 \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,089$, $b = 0,0118$ для дизелей с неразделенными КС.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 0,999 - 0,183 = 0,816 \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,816}{0,999} = 0,816.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,504 \cdot 0,816 = 0,411.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,411} = 206,1 \text{ г/кВт·ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\partial в} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 128}{0,816 \cdot 6 \cdot 2100} = 1,494 \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D} = \frac{130}{120} = 1,08$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня.

Определяем диаметр цилиндра

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,494}{3,14 \cdot 1,08}} = 120,78 \text{ мм.}$$

Округляем диаметр до $D = 120$ мм.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho = 120 \cdot 1,08 = 129,6$ мм.

Принимаем ход поршня $S = 130$ мм.

Определяем площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2}{4} = 11304 \text{ мм}^2 = 113 \text{ см}^2.$$

Определяем рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2 \cdot 130}{4} = 1,47 \text{ л.}$$

Определяем среднюю скорость поршня

$$W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{130 \cdot 2100}{3 \cdot 10^4} = 9,1 \text{ м/с.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}} = \frac{0,816 \cdot 6 \cdot 1,47 \cdot 2100}{30 \cdot 4} = 126 \text{ кВт.}$$

$$\Delta = \frac{128 - 126}{128} \cdot 100\% = 1,5\%.$$

9.3. Тепловой расчет карбюраторного двигателя

Исходные данные:

- тип двигателя - четырехтактный, восьмицилиндровый, V-образный, без наддува;
- частота вращения коленчатого вала $n = 3200 \text{ мин}^{-1}$;
- эффективная мощность $N_e = 96 \text{ кВт}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 7,6$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,95$;
- вид топлива - бензин АИ-80 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5\%$, $H = 14,5\%$, $\mu_T = 115 \text{ кг/кмоль}$.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$\begin{aligned} Q_n &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,60 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = \\ &= 43,93 \text{ МДж/кг} = 43930 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,96 \text{ кг},$$

$$\text{или } L_o = \frac{l_o}{\mu_B} = \frac{14,96}{28,96} = 0,516 \text{ кмоль, } \mu_B = 28,96 - \text{ для воздуха.}$$

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T} = 0,95 \cdot 0,516 + \frac{1}{115} = 0,499 \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$\begin{aligned} M_2 &= \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot L_o \cdot (1 - \alpha) = \\ &= 0,95 \cdot 0,516 + \frac{0,145}{4} + 0,21 \cdot 0,516 \cdot (1 - 0,95) = 0,532 \text{ кмоль.} \end{aligned}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа, } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов

$$p_r = (1,02 \dots 1,15) \cdot p_o = 1,15 \cdot 0,1 = 0,115 \text{ МПа.}$$

Принимаем $Tr = 1000 \text{ К}$.

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда

$$\Delta t = 10^\circ.$$

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_g \cdot T_o} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,19 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 3,25$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 85 \text{ м/с}$.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2} = \frac{3,25 \cdot 85^2 \cdot 1,19 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,014 \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a = 0,1 - 0,014 = 0,086 \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = \frac{293 + 10}{1000} \cdot \frac{0,115}{7,6 \cdot 0,086 - 0,115} = 0,0647.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0,0647 \cdot 1000}{1 + 0,0647} = 345,3 \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_o \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_o + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) p_o} = \frac{293 \cdot (7,6 \cdot 0,086 - 0,115)}{(293 + 10) \cdot (7,6 - 1) \cdot 0,1} = 0,79.$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_I в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_I в зависимости от k_I , который устанавливается в пределах $n_I = (k_I - 0,01) \dots (k_I - 0,04) = 1,377$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_I} = 0,086 \cdot 7,6^{1,377} = 1,40 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_I - 1} = 345,3 \cdot 7,6^{1,377 - 1} = 741,8 \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 741,8 \cdot 10^{-3} = 21,45 \text{ кДж/(кмоль·град).}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o = 0,95 \cdot 0,0647 \cdot 0,516 = 0,0317 \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r = 0,499 + 0,0317 = 0,531 \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в карбюраторном двигателе при постоянном объеме при $\alpha \leq 1$

$$\begin{aligned}\overline{\mu C_{vz}} &= (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z = \\ &= (18,4 + 2,6 \cdot 0,95) + (15,5 + 13,8 \cdot 0,95) \cdot 10^{-4} \cdot T_z = 20,87 + 0,00286 \cdot T_z, \\ &\text{кДж/(кмоль град)}.\end{aligned}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r = 0,532 + 0,0317 = 0,564.$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{0,564}{0,531} = 1,062.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,8$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке sz индикаторной диаграммы при сгорании 1кг топлива, определится как

$$Q = \xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H) = 0,8 \cdot (43930 - 3094,71) = 32668,1 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания,

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 119950 \cdot (1 - 0,95) \cdot 0,516 = 3094,71 \text{ кДж/кг}.$$

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\begin{aligned}\beta \cdot \overline{\mu C_{vz}} \cdot T_z &= \frac{\xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + \overline{\mu C_{vc}} \cdot T_c; \\ 1,062 \cdot (20,87 + 0,00286 \cdot T_z) \cdot T_z &= \frac{32668,1}{0,95 \cdot 0,516 \cdot (1 + 0,0647)} + 21,45 \cdot 741,8; \\ 0,003 \cdot T_z^2 + 22,164 \cdot T_z - 78504,26 &= 0.\end{aligned}$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное уравнение относительно T_z и находим его значение, $T_z = 2615,8 \text{ К}$.

Определяем давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \beta \cdot T_z}{T_c} = \frac{1,40 \cdot 1,062 \cdot 2615,8}{741,8} = 5,24 \text{ МПа}.$$

Определяем давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zД} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 5,25 = 4,45 \text{ МПа}.$$

Определяем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{5,24}{1,40} = 3,74.$$

Процесс расширения.

Показатель политропы расширения карбюраторного двигателя определяем по номограмме (рис. 3.3), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 .

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2

$$n_2 = k_2 = 1,253.$$

Определяем давление процесса расширения

$$p_e = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{5,24}{7,6^{1,253}} = 0,41 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_e = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2615,8}{7,6^{1,253-1}} = 1565,8 \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для номинального скоростного режима).

$$T_r = \frac{T_e}{\sqrt[3]{\frac{p_e}{p_r}}} = \frac{1565,8}{\sqrt[3]{\frac{0,41}{0,115}}} = 1024 \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\% = \frac{1024 - 1000}{1024} \cdot 100\% = 2,3\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

$$p'_i = \frac{1,40}{7,6 - 1} \cdot \left[\frac{3,74}{1,253 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{7,6^{1,253 - 1}} \right) - \frac{1}{1,377 - 1} \cdot \left(\frac{1}{7,6^{1,377 - 1}} \right) \right] = 0,997 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,95$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu = 0,997 \cdot 0,95 = 0,947 \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v} = \frac{0,947 \cdot 0,95 \cdot 14,96}{43,93 \cdot 1,19 \cdot 0,79} = 0,326.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,326} = 251,4 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Эффективные показатели двигателя.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.c.p.} = 10$ м/с для двигателя грузового автомобиля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.} = 0,039 + 0,0132 \cdot 10 = 0,171 \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,039$, $b = 0,0132$ для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением $\frac{S}{D} < 1$;

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 0,947 - 0,171 = 0,776 \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,776}{0,947} = 0,819.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,326 \cdot 0,819 = 0,267.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,267} = 306,9 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 96}{0,776 \cdot 8 \cdot 3200} = 0,579 \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D} = \frac{88}{92} = 0,95$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня.

Определяем диаметр цилиндра

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,579}{3,14 \cdot 0,95}} = 91,91 \text{ мм.}$$

Округляем диаметр до $D = 92$ мм.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho = 92 \cdot 0,95 = 87,4$ мм.

Округляем ход поршня до $S = 88$ мм.

Определяем площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 92^2}{4} = 6644 \text{ мм}^2 = 66,44 \text{ см}^2.$$

Определяем рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = \frac{3,14 \cdot 92^2 \cdot 88}{4} = 0,585 \text{ л.}$$

Определяем среднюю скорость поршня

$$W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{88 \cdot 3200}{3 \cdot 10^4} = 9,39 \text{ м/с.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}} = \frac{0,776 \cdot 8 \cdot 0,585 \cdot 3200}{30 \cdot 4} = 96,85 \text{ кВт.}$$

$$\Delta = \frac{96,85 - 96}{96,85} \cdot 100\% = 0,9\%.$$

9.4. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива

Исходные данные:

- тип двигателя - четырехтактный, четырехцилиндровый, с рядным расположением цилиндров;
- частота вращения коленчатого вала $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$;
- эффективная мощность $N_e = 69 \text{ кВт}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 11$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$;
- вид топлива - бензин АИ-95 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5\%$, $H = 14,5\%$, $\mu_T = 115 \text{ кг/кмоль}$.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$\begin{aligned} Q_n &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,60 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = \\ &= 43,93 \text{ МДж/кг} = 43930 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\begin{aligned} L_o &= \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = \\ &= 0,516 \text{ кмоль возд./кг топл.}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_o &= \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = \\ &= 14,957 \text{ кг возд./кг топл.} \end{aligned}$$

Определяем количество свежего заряда (горючей смеси)

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T} = 1 \cdot 0,516 + \frac{1}{115} = 0,5247 \text{ кмоль гор.см./кг топл.}$$

Определяем количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o = \frac{0,855}{12} + 2 \cdot \frac{1-1}{1+0,48} =$$

$$= 0,0712 \text{ кмоль } \text{CO}_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o = 0 \text{ кмоль CO/кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} + 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o = \frac{0,145}{2} + 2 \cdot 0,48 \cdot \frac{1-1}{1+0,48} = \\ = 0,0725 \text{ кмоль } \text{H}_2\text{O/кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o = 0 \text{ кмоль } \text{H}_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_o = 0,792 \cdot 1 \cdot 0,516 \text{ кмоль } \text{N}_2/\text{кг топл.},$$

где K – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах сгорания, принимаем $K = 0,48$ для бензина.

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2} = \\ = 0,0712 + 0 + 0,0725 + 0 + 0,4087 = 0,5524 \text{ кмоль пр. сг./кг топл.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа и } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов для номинального режима работы

$$p_{rH} = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o = 1,10 \cdot 0,1 = 0,11 \text{ МПа.}$$

Для заданного скоростного режима работы двигателя давление остаточных газов определится по формуле

$$p_r = p_o \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2) = 0,11 \cdot (1,035 + 0,1327 \cdot 10^{-8} \cdot 4000^2) = \\ = 0,1056 \text{ МПа,}$$

$$\text{где } A_p = \frac{(p_{rH} - 1,035 \cdot p_o) \cdot 10^8}{n_n^2 \cdot p_o} = \frac{(0,11 - 1,035 \cdot 0,1) \cdot 10^8}{7000^2 \cdot 0,1} = 0,1327;$$

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$;

p_{rH} – давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа;

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, $n_n = 7000 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем температуру остаточных газов T_r по номограмме (рис. 3.4), $T_r = 1000$ К.

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда для номинального скоростного режима

$$\Delta T_n = 6^\circ.$$

Для заданного скоростного режима работы двигателя температура подогрева свежего заряда определится по формуле

$$\Delta T = A_T \cdot (110 - 0,0125 \cdot n) = 0,2667 \cdot (110 - 0,0125 \cdot 4000) = 16^\circ,$$

$$\text{где } A_T = \frac{\Delta T_n}{(110 - 0,0125 \cdot n_n)} = \frac{6}{110 - 0,0125 \cdot 7000} = 0,2667.$$

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_g \cdot T_o} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g = 287$ Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 95$ м/с.

Определяем потери давления на впуске в двигатель на различных скоростных режимах

$$\begin{aligned} \Delta p_a &= \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2} = \\ &= \frac{2,5 \cdot (0,01357^2 \cdot 4000^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6})}{2} = 0,0044 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

$$\text{где } A_n = \frac{\omega_{en}}{n_n} = \frac{95}{7000} = 0,01357.$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a = 0,1 - 0,0044 = 0,0956 \text{ МПа}.$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r} =$$

$$= \frac{293 + 16}{1000} \cdot \frac{1 \cdot 0,1056}{11 \cdot 1,055 \cdot 0,0956 - 1 \cdot 0,1056} = 0,0325,$$

где $\varphi_{оч}$ - коэффициент очистки, $\varphi_{оч} = 1$ с учетом продувки цилиндра;

$\varphi_{доз}$ - коэффициент дозарядки. Определяем по номограмме (рис. 3.4), $\varphi_{доз} = 1,055$.

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 16 + 0,0325 \cdot 1000}{1 + 0,0325} = 331 \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{T_o}{(T_o + \Delta T)} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1) \cdot p_o} \cdot (\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r) = \\ &= \frac{293}{(293 + 16)} \cdot \frac{1}{(11 - 1) \cdot 0,1} \cdot (11 \cdot 1,055 \cdot 0,0956 - 1 \cdot 0,1056) = 0,9519. \end{aligned}$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_I в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_I в зависимости от k_I , который устанавливается в пределах $n_I = (k_I - 0,01) \dots (k_I - 0,04) = 1,375$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_I} = 0,0956 \cdot 11^{1,375} = 2,5844 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_I - 1} = 331 \cdot 11^{1,375 - 1} = 813 \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость в конце сжатия:

- свежей смеси (воздуха)

$$(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c =$$

$$= 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 540 = 22,025 \text{ кДж/(кмоль·град),}$$

где $t_c = T_c - 273^\circ\text{C} = 813 - 273 = 540^\circ\text{C}$;

- остаточных газов $(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_c}$. Определяется методом интерполяции по табл. 3 (приложение).

$$(\mu_{\nu}'')_{t_0}^{t_c} = 24,150 + (24,586 - 24,150) \cdot \frac{40}{100} = 24,324 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)};$$

- рабочей смеси

$$\begin{aligned} (\mu_{\nu}')_{t_0}^{t_c} &= \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(\mu_{\nu})_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \cdot (\mu_{\nu}'')_{t_0}^{t_c}] = \\ &= \frac{1}{1 + 0,0325} \cdot (22,025 + 0,0325 \cdot 24,324) = 22,097 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)}. \end{aligned}$$

Процесс сгорания.

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,5524}{0,5247} = 1,0528.$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{(\mu_o + \gamma_r)}{(1 + \gamma_r)} = \frac{1,0528 + 0,0325}{1 + 0,0325} = 1,0511.$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания,

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o = 119950 \cdot (1 - 1) \cdot 0,516 = 0 \text{ кДж/кг.}$$

Определяем теплоту сгорания рабочей смеси

$$Q_{\text{раб.см}} = \frac{Q_H - \Delta Q_H}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{43930 - 0}{0,5247 \cdot (1 + 0,0325)} = 81089 \text{ кДж/(кмоль раб. см).}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания

$$\begin{aligned} (\mu_{\nu}'')_{t_0}^{t_z} &= \frac{1}{M_2} \cdot [M_{\text{CO}_2} \cdot (\mu_{\nu\text{CO}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{CO}} \cdot (\mu_{\nu\text{CO}}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (\mu_{\nu\text{H}_2\text{O}}'')_{t_0}^{t_z} + \\ &\quad + M_{\text{H}_2} \cdot (\mu_{\nu\text{H}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{N}_2} \cdot (\mu_{\nu\text{N}_2}'')_{t_0}^{t_z}] = \\ &= \frac{1}{0,5524} \cdot [0,0712 \cdot (39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0 + \\ &\quad + 0,0725 \cdot (26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + 0 + 0,4087 \cdot (21,951 + 0,001457 \cdot t_z)] = \\ &= 24,784 + 0,002091 \cdot t_z, \end{aligned}$$

где $(\mu c_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_z}$, $(\mu c_{vCO}'')_{t_0}^{t_z}$, $(\mu c_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_z}$, $(\mu c_{vH_2}'')$, $(\mu c_{vN_2}'')_{t_0}^{t_z}$ - средние молярные теплоемкости отдельных газов при постоянном объеме. Определяются по формулам из табл. 2 (приложение) для интервала температур от 1501 до 2800 °С.

Определяем коэффициент использования теплоты ξ_z по номограмме (рис. 3.4), $\xi_z = 0,988$.

Температура в конце процесса сгорания определяем из уравнения сгорания

$$\xi_z \cdot Q_{\text{раб.см}} + (\mu c_v')_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (\mu c_v'')_{t_0}^{t_z} \cdot t_z.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин

$$0,988 \cdot 81089 + 22,025 \cdot 540 = 1,0511 \cdot (24,784 + 0,002091 \cdot t_z) \cdot t_z;$$

$$0,002198 \cdot t_z^2 + 26,0505 \cdot t_z - 92009 = 0.$$

Решаем полученное квадратное уравнение относительно t_z и находим его значение, $t_z = 2849$ °С.

$$T_z = t_z + 273 = 2849 + 273 = 3122 \text{ К.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c} = \frac{2,5844 \cdot 1,0511 \cdot 3122}{813} = 10,4315 \text{ МПа.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zД} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 10,4315 = 8,8668 \text{ МПа.}$$

Определяем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{10,4315}{2,5844} = 4,036.$$

Процесс расширения.

Показатель адиабаты расширения для двигателя с впрыском топлива определяем по номограмме (рис. 3.3) при заданном ε для соответствующих значений α и T_z , а средний показатель политропы расширения n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты, $n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

$$k_2 = n_2 = 1,248.$$

Определяем давление процесса расширения

$$p_e = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{10,4315}{11^{1,248}} = 0,5232 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_e = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{3122}{11^{1,248-1}} = 1723 \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_e}{\sqrt[3]{\frac{p_e}{p_r}}} = \frac{1723}{\sqrt[3]{\frac{0,5232}{0,1056}}} = 1011 \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\% = \frac{1011 - 1000}{1011} \cdot 100\% = 1,1\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем теоретическое среднее индикаторное давление цикла

$$\begin{aligned} p'_i &= \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = \\ &= \frac{2,5844}{11 - 1} \cdot \left[\frac{4,036}{1,248 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11^{1,248-1}} \right) - \frac{1}{1,375 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11^{1,375-1}} \right) \right] = \\ &= 1,4768 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Определяем среднее индикаторное давление цикла

$$p_i = p'_i \cdot \nu = 1,4768 \cdot 0,98 = 1,4473 \text{ МПа,}$$

где ν - коэффициент полноты индикаторной диаграммы, $\nu = 0,98$.

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_o \cdot \eta_v} = \frac{1,4473 \cdot 1 \cdot 14,957}{43,930 \cdot 1,189 \cdot 0,9519} = 0,4354.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,4354} = 188 \text{ г/кВт ч.}$$

Эффективные показатели двигателя.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.} = 0,024 + 0,0053 \cdot 10,267 = 0,0784 \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,024$, $b = 0,0053$ для высокофорсированных бензиновых двигателей с впрыском топлива и электронным управлением.

Для двигателя с впрыском топлива предварительно принимаем ход поршня $S = 77$ мм в соответствии с прототипом двигателя и определяем среднюю скорость поршня

$$W_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{77 \cdot 4000}{3 \cdot 10^4} = 10,267 \text{ м/с.}$$

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 1,4473 - 0,0784 = 1,3689 \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,3689}{1,4473} = 0,9458.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4354 \cdot 0,9458 = 0,4118.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,4118} = 199 \text{ г/кВт·ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 69}{1,3689 \cdot 4 \cdot 4000} = 0,378 \text{ л.}$$

Определяем диаметр цилиндра

$$D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}} = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{0,378}{3,14 \cdot 77}} = 79,08 \text{ мм.}$$

Округляем диаметр до $D = 80$ мм.

Определяем площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100} = \frac{3,14 \cdot 80^2}{4 \cdot 100} = 50,24 \text{ см}^2.$$

Определяем рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot 10^6} = \frac{3,14 \cdot 80^2 \cdot 77}{4 \cdot 10^6} = 0,3868 \text{ л.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}} = \frac{1,3689 \cdot 4 \cdot 0,3868 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 70,59 \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5%.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{70,59 - 69}{70,59} \cdot 100\% = 2,25\%.$$

9.5. Пример расчета теплового баланса дизеля

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя определяется из следующих составляющих

$$Q_o = Q_e + Q_2 + Q_в + Q_{н.с.} + Q_{ост.}$$

где Q_o - общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, Дж/с;

Q_e - теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за время 1 с, Дж/с;

Q_2 - теплота, потерянная с отработавшими газами, Дж/с;

$Q_в$ - теплота, передаваемая охлаждающей среде, Дж/с;

$Q_{н.с.}$ - теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, Дж/с;

$Q_{ост.}$ - неучтенные потери теплоты, Дж/с.

Определяем часовой расход топлива

$$G_m = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} = 159 \cdot 252,85 \cdot 10^{-3} = 40,20 \text{ кг/ч.}$$

Определяем общее количество теплоты

$$Q_o = \frac{Q_n \cdot G_m}{3,6} = \frac{42500 \cdot 40,20}{3,6} = 474583 \text{ Дж/с.}$$

Определяем теплоту, эквивалентную эффективной работе двигателя,

$$Q_e = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 159 = 159000 \text{ Дж/с.}$$

Определяем теплоту, потерянную с отработавшими газами,

$$\begin{aligned} Q_z &= \frac{G_m}{3,6} \cdot \left[M_2 \cdot \left[(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_r} + 8,315 \right] \cdot t_r - M_1 \cdot \left[(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_k} + 8,315 \right] \cdot t_k \right] = \\ &= \frac{40,20}{3,6} \cdot \left[0,735 \cdot [23,574 + 8,315] \cdot 510 - 0,702 \cdot [20,775 + 8,315] \cdot 20 \right] = \\ &= 128921 \text{ Дж/с,} \end{aligned}$$

где $(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_r}$ определено по табл. 4 приложения (для дизелей) методом интерполяции при $\alpha = 1,40$ и $t_r = T_r - 273 = 783 - 273 = 510 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_r} = 23,533 + (23,938 - 23,533) \cdot \frac{10}{100} = 23,574 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град);}$$

$(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_k}$ определяется методом интерполяции при $t_k = t_0 = T_0 - 273 = 293 - 273 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ и исходя из следующих значений:

- при температуре $t_k = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ $(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_k} = 20,759 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град);}$

- при температуре $t_k = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ $(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_k} = 20,839 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град);}$

$$(\mu_{c_v})_{t_o}^{t_k} = 20,759 + (20,839 - 20,759) \cdot \frac{20}{100} = 20,775 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град).}$$

Определяем теплоту, передаваемую охлаждающей среде для дизеля,

$$Q_e = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right) =$$

$$= 0,48 \cdot 8 \cdot 12,0^{1+2 \cdot 0,67} \cdot 2600^{0,67} \cdot \left(\frac{1}{1,4}\right) = 178451 \text{ Дж/с};$$

где c - коэффициент пропорциональности, $c = 0,48$;

i - число цилиндров, $i = 8$;

D - диаметр цилиндра, $D = 12,0$ см;

n - частота вращения коленчатого вала двигателя,
 $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$;

m - показатель степени, $m = 0,67$.

Определяем теплоту, потерянную из-за химической неполноты сгорания топлива,

$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta Q_n \cdot G_m}{3,6} = 0 \text{ Дж/с.}$$

Определяем неучтенные потери теплоты, которые определяются по формуле

$$Q_{ост.} = Q_o - (Q_e + Q_2 + Q_v + Q_{н.с.}) =$$

$$= 474583 - (159000 + 128921 + 178451) = 8211 \text{ Дж/с.}$$

Результаты расчета теплового баланса сводятся в табл. 3.1.

10. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

10.1. Расчет поршня

10.1.1. Расчет поршня карбюраторного двигателя

На основании данных расчетов (теплового, скоростной характеристики и динамического) определяем: диаметр цилиндра $D = 92$ мм, ход поршня $S = 88$ мм, максимальное давление сгорания $p_z = 5,24$ МПа при частоте вращения $n_n = 3200$ мин⁻¹, площадь поршня $F_n = 66,44$ см², наибольшую нормальную силу $N = 0,00254$ МН при угле $\varphi = 380^\circ$, массу поршневой группы $m_n = 0,7$ кг, максимальную частоту вращения холостого хода $n_{x.x. max} = 4000$ мин⁻¹, значение $\lambda = 0,284$.

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учетом соотношений, приведенных в табл. 7.1, принимаем: толщину днища поршня $\delta = 7,5$ мм, высоту поршня $H = 102$ мм, высоту юбки поршня $h_{ю} = 60$ мм, радиальную толщину кольца $t = 3,8$ мм, радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t = 0,8$ мм, толщину стенки головки поршня $s = 7$ мм, величину верхней кольцевой перемычки $h_n = 3,6$ мм, число и диаметр масляных каналов в поршне $n_m = 10$ и $d_m = 1,2$ мм.

Материал поршня – эвтектический алюминиевый сплав, $\alpha_n = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К; материал гильзы цилиндра – серый чугун, $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Напряжение изгиба в днище поршня

$$\sigma_{уз} = \frac{M_{уз}}{W_{уз}} = p_{z max} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta}\right)^2 = 5,24 \cdot \left(\frac{34,4}{7,5}\right)^2 = 110,24 \text{ МПа},$$

где $M_{уз} = \frac{1}{3} \cdot p_{z max} \cdot r_i^3$ - изгибающий момент, МН·м;

$W_{уз} = \frac{1}{3} \cdot r_i \cdot \delta^2$ - момент сопротивления изгибу плоского днища, м³;

$p_{z max} = p_z = 5,24$ МПа – максимальное давление сгорания;

$$r_i = \left[\frac{D}{2} - (s + t + \Delta t)\right] = \left[\frac{92}{2} - (7 + 3,8 + 0,8)\right] = 34,4 \text{ мм} - \text{внутренний радиус днища.}$$

$$\sigma_{уз} = 110,24 \text{ МПа} < [\sigma_{уз}] = 150 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжение сжатия в сечении $x-x$ (рис. 7.1)

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{z \max}}{F_{x-x}} = \frac{0,0348}{0,00149} = 23,36 \text{ МПа,}$$

где $P_{z \max} = p_z \cdot F_n = 5,24 \cdot 66,44 \cdot 10^{-4} = 0,0348$ МН - максимальная сила давления газов на днище поршня;
 F_n - площадь поршня, $F_n = 66,44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
 F_{x-x} - площадь сечения $x-x$, м^2 .

При этом площадь сечения $x-x$ равна

$$F_{x-x} = \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n_m \cdot F' = \left[\left(\frac{3,14}{4} \right) \cdot (0,0828^2 - 0,0696^2) - 10 \cdot 7,92 \cdot 10^{-6} \right] = 0,00149 \text{ м}^2,$$

где d_i - внутренний диаметр поршня, $d_i = 0,0696$ м;
 $d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 0,092 - 2 \cdot (0,0038 + 0,0008) = 0,0828$ м - диаметр поршня по дну канавок;

$$F' = \frac{(d_k - d_i) \cdot d_m}{2} = \frac{(0,0828 - 0,0696) \cdot 0,0012}{2} = 7,92 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 -$$

площадь продольного диаметрального сечения масляного канала.

Определяем напряжение разрыва в сечении $x-x$

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}} = \frac{0,0035}{0,00149} = 2,35 \text{ МПа.}$$

Сила инерции возвратно-поступательных масс P_j определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.x. \max}^2 \cdot (1 + \lambda) = \\ = [0,35 \cdot 0,044 \cdot 418,67^2 \cdot (1 + 0,284)] \cdot 10^{-6} = 0,0035 \text{ МН,}$$

где m_{x-x} - масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения $x-x$,

$$m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) \cdot m_n = 0,5 \cdot 0,7 = 0,35 \text{ кг,}$$

m_n - масса поршневой группы, $m_n = 0,7$ кг;

R - радиус кривошипа, $R = 0,044$ м;

$\omega_{x.x. \max}$ - максимальная угловая скорость холостого хода двигателя

$$\omega_{x.x. max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x. max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 4000}{30} = 418,67 \text{ с}^{-1},$$

где $n_{x.x. max}$ - максимальная частота вращения холостого хода двигателя, $n_{x.x. max} = 4000 \text{ мин}^{-1}$;

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, $\lambda=0,284$.

Определяем напряжение среза кольцевой перемычки

$$\tau = 0,0314 \cdot \frac{p_{z max} \cdot D}{h_n} = 0,0314 \cdot \frac{5,24 \cdot 0,092}{0,0036} = 4,21 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжение изгиба кольцевой перемычки

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_{z max} \cdot \left(\frac{D}{h_n} \right)^2 = 0,0045 \cdot 5,24 \cdot \left(\frac{0,092}{0,0036} \right)^2 = 15,40 \text{ МПа,}$$

где D и h_n – диаметр цилиндра и толщина верхней кольцевой перемычки, $D = 0,092 \text{ м}$ и $h_n = 0,0036 \text{ м}$.

Сложное напряжение определится

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{15,40^2 + 4 \cdot 4,21^2} = 17,55 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\Sigma} = 17,55 \text{ МПа} < [\sigma_{\Sigma}] = 40 \text{ МПа.}$$

Определяем удельные давления юбки поршня и всей высоты поршня на стенку цилиндра

$$q_1 = \frac{N_{max}}{h_{ю} \cdot D} = \frac{0,00254}{0,06 \cdot 0,092} = 0,46 \text{ МПа};$$

$$q_2 = \frac{N_{max}}{H \cdot D} = \frac{0,00254}{0,102 \cdot 0,092} = 0,27 \text{ МПа,}$$

где $h_{ю}$ – высота юбки поршня, $h_{ю} = 0,06 \text{ м}$;

H – высота поршня, $H = 0,102 \text{ м}$;

N_{max} – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности, $N_{max} = 0,00254 \text{ МН}$.

Для автотракторных двигателей $q_1 = 0,3 \dots 1,0 \text{ МПа}$ и $q_2 = 0,2 \dots 0,7 \text{ МПа}$.

Определяем условие гарантированной подвижности поршня в горячем состоянии.

В целях предотвращения заклинивания поршней при работе двигателя размеры диаметров головки D_z и юбки $D_{ю}$ поршня оп-

ределяют, исходя из наличия необходимых монтажных зазоров Δ_2 и $\Delta_{ю}$ между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии:

$$\Delta_2 = (0,006...0,008) \cdot D = 0,007 \cdot 92 = 0,64 \text{ мм};$$

$$\Delta_{ю} = (0,001...0,002) \cdot D = 0,002 \cdot 92 = 0,18 \text{ мм}.$$

Диаметры головки и юбки поршня с учетом монтажных зазоров определяют по формулам

$$D_2 = D - \Delta_2 = 92 - 0,64 = 91,36 \text{ мм};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 92 - 0,18 = 91,82 \text{ мм}.$$

Правильность установленных размеров D_2 и $D_{ю}$ проверяют в горячем состоянии по формулам

$$\begin{aligned} \Delta'_2 &= D \cdot [1 + \alpha_ц \cdot (T_ц - T_o)] - D_2 \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_2 - T_o)] = \\ &= 92 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (385 - 293)] - 91,36 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (600 - 293)] = \\ &= 0,116 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta'_{ю} &= D \cdot [1 + \alpha_ц \cdot (T_ц - T_o)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_{ю} - T_o)] = \\ &= 92 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (385 - 293)] - 91,82 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (410 - 293)] = \\ &= 0,037 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где Δ'_2 и $\Delta'_{ю}$ - диаметральные зазоры в горячем состоянии соответственно между стенкой цилиндра и головкой поршня и между стенкой цилиндра и юбкой поршня, мм;

$\alpha_ц$ и α_n - коэффициенты линейного расширения материалов цилиндра и поршня:

- для чугуна $\alpha_n = \alpha_ц = 11 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$;

- для алюминиевых сплавов $\alpha_n = \alpha_ц = 22 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$;

$T_ц$, T_2 и $T_{ю}$ - соответственно температура стенок цилиндра, головки и юбки поршня в рабочем состоянии: $T_ц = 385 \text{ К}$, $T_2 = 600 \text{ К}$ и $T_{ю} = 410 \text{ К}$;

T_o - начальная температура цилиндра и поршня, $T_o = 293 \text{ К}$.

Тепловые зазоры обеспечены.

10.1.2. Расчет поршня дизеля

На основании данных расчетов (теплового, скоростной характеристики и динамического) определяем: диаметр цилиндра $D = 120$ мм, ход поршня $S = 120$ мм, максимальное давление сгорания $p_z = 9,60$ МПа при частоте вращения $n_n = 2600$ мин⁻¹, площадь поршня $F_n = 113$ см², наибольшую нормальную силу $N = 0,00697$ МН при угле $\varphi = 390^\circ$, массу поршневой группы $m_n = 2,94$ кг, максимальную частоту вращения холостого хода $n_{x.x. max} = 2930$ мин⁻¹, значение $\lambda = 0,27$.

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учетом соотношений, приведенных в табл. 7.1, принимаем: высоту поршня $H = 120$ мм, высоту юбки поршня $h_{ю} = 80$ мм, радиальную толщину кольца $t = 5,2$ мм, радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t = 0,8$ мм, толщину стенки головки поршня $s = 12$ мм, величину верхней кольцевой перемычки $h_n = 6$ мм, число и диаметр масляных каналов в поршне $n_m = 10$ и $d_m = 2$ мм.

Материал поршня – алюминиевый сплав, $\alpha_n = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К; материал гильзы цилиндра – серый чугун, $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Определяем напряжение сжатия в сечении $x-x$ (рис. 7.1)

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{z max}}{F_{x-x}} = \frac{0,108}{0,0034} = 31,77 \text{ МПа,}$$

где $P_{z max} = p_z \cdot F_n = 9,60 \cdot 113 \cdot 10^{-4} = 0,108$ МН - максимальная сила давления газов на днище поршня;

F_n – площадь поршня, $F_n = 113 \cdot 10^{-4}$ м²;

F_{x-x} - площадь сечения $x-x$, м².

При этом площадь сечения $x-x$ равна

$$F_{x-x} = \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n_m \cdot F' = \left[\left(\frac{3,14}{4} \right) \cdot (0,108^2 - 0,084^2) - 10 \cdot 24 \cdot 10^{-6} \right] = 0,0034 \text{ м}^2,$$

где d_i - внутренний диаметр поршня, $d_i = 0,084$ м;

$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 0,120 - 2 \cdot (0,0052 + 0,0008) = 0,108$ м - диаметр поршня по дну канавок;

$$F' = \frac{(d_k - d_i) \cdot d_m}{2} = \frac{(0,108 - 0,084) \cdot 0,002}{2} = 24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 - \text{пло-}$$

щадь продольного диаметрального сечения масляного канала.

Определяем напряжение разрыва в сечении $x-x$

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}} = \frac{0,0126}{0,0034} = 3,71 \text{ МПа.}$$

Сила инерции возвратно-поступательных масс P_j определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.x. max}^2 \cdot (1 + \lambda) = \\ = [1,764 \cdot 0,06 \cdot 306,67^2 \cdot (1 + 0,27)] \cdot 10^{-6} = 0,0126 \text{ МН,}$$

где m_{x-x} – масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения $x-x$,

$$m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) \cdot m_n = 0,6 \cdot 2,94 = 1,764 \text{ кг,}$$

m_n – масса поршневой группы, $m_n = 2,94$ кг;

R – радиус кривошипа, $R = 0,06$ м;

$\omega_{x.x. max}$ – максимальная угловая скорость холостого хода двигателя

$$\omega_{x.x. max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x. max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2930}{30} = 306,67 \text{ с}^{-1},$$

где $n_{x.x. max}$ – максимальная частота вращения холостого хода двигателя, $n_{x.x. max} = 2930 \text{ мин}^{-1}$;

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, $\lambda = 0,27$.

Определяем напряжения среза кольцевой перемычки

$$\tau = 0,0314 \cdot \frac{p_{z max} \cdot D}{h_n} = 0,0314 \cdot \frac{9,6 \cdot 0,120}{0,006} = 6,03 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжения изгиба кольцевой перемычки

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_{z max} \cdot \left(\frac{D}{h_n} \right)^2 = 0,0045 \cdot 9,6 \cdot \left(\frac{0,120}{0,006} \right)^2 = 17,28 \text{ МПа,}$$

где D и h_n – диаметр цилиндра и толщина верхней кольцевой перемычки, $D = 0,120$ м и $h_n = 0,006$ м.

Сложное напряжение определится

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{17,28^2 + 4 \cdot 6,03^2} = 21,07 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{\Sigma} = 21,07 \text{ МПа} < [\sigma_{\Sigma}] = 40 \text{ МПа}.$$

Определяем удельные давления юбки поршня и всей высоты поршня на стенку цилиндра

$$q_1 = \frac{N_{max}}{h_{ю} \cdot D} = \frac{0,00697}{0,08 \cdot 0,12} = 0,73 \text{ МПа};$$

$$q_2 = \frac{N_{max}}{H \cdot D} = \frac{0,00697}{0,15 \cdot 0,12} = 0,39 \text{ МПа},$$

где $h_{ю}$ – высота юбки поршня, $h_{ю} = 0,08$ м;

H – высота поршня, $H = 0,15$ м;

N_{max} – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности, $N_{max} = 0,00697$ МН.

Для автотракторных двигателей $q_1 = 0,3 \dots 1,0$ МПа и $q_2 = 0,2 \dots 0,7$ МПа.

Определяем условие гарантированной подвижности поршня в горячем состоянии.

В целях предотвращения заклинивания поршней при работе двигателя размеры диаметров головки D_2 и юбки $D_{ю}$ поршня определяют, исходя из наличия необходимых монтажных зазоров Δ_2 и $\Delta_{ю}$ между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии:

$$\Delta_2 = (0,006 \dots 0,008) \cdot D = 0,006 \cdot 120 = 0,72 \text{ мм};$$

$$\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D = 0,002 \cdot 120 = 0,24 \text{ мм}.$$

Диаметры головки и юбки поршня с учетом монтажных зазоров определяют по формулам

$$D_2 = D - \Delta_2 = 120 - 0,72 = 119,28 \text{ мм};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 120 - 0,24 = 119,76 \text{ мм}.$$

Правильность установленных размеров D_2 и $D_{ю}$ проверяют в горячем состоянии по формулам

$$\begin{aligned} \Delta'_2 &= D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_o)] - D_2 \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_2 - T_o)] = \\ &= 120 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] - 119,28 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (493 - 293)] = \\ &= 0,32 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta'_{ю} &= D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_o)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_{ю} - T_o)] = \\ &= 120 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] - 119,76 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (428 - 293)] = \\ &= 0,01 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где Δ'_z и $\Delta'_{ю}$ - диаметральные зазоры в горячем состоянии соответственно между стенкой цилиндра и головкой поршня и между стенкой цилиндра и юбкой поршня, мм;

α_u и α_n - коэффициенты линейного расширения материалов цилиндра и поршня;

- для чугуна $\alpha_n = \alpha_u = 11 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$;

- для алюминиевых сплавов $\alpha_n = \alpha_u = 22 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$;

T_u , T_z и $T_{ю}$ - соответственно температура стенок цилиндра, головки и юбки поршня в рабочем состоянии, $T_u = 388$ К, $T_z = 493$ К и $T_{ю} = 428$ К;

T_o - начальная температура цилиндра и поршня, $T_o = 293$ К.

Тепловые зазоры обеспечены.

10.2. Расчет поршневого пальца

10.2.1. Расчет поршневого пальца карбюраторного двигателя

Основные конструктивные размеры поршневых пальцев принимаем из табл. 7.1 или по данным прототипа. Кроме того, по данным теплового расчета принимаем: максимальное давление сгорания $p_{z \max} = 5,24$ МПа, наружный диаметр пальца $d_n = 26$ мм, внутренний диаметр пальца $d_g = 16$ мм, длина пальца $l_n = 72$ мм, длина опорной поверхности пальца в головке шатуна $l_{ш} = 31$ мм, расстояние между торцами бобышек $b = 28$ мм.

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

Определяем расчетную силу, действующую на палец,

$$P = p_{z \max} \cdot F_n + k \cdot P_j = 5,24 \cdot 66,44 \cdot 10^{-4} - 0,8 \cdot 0,00219 = 0,0331 \text{ МН},$$

где $p_{z \max}$ - максимальное давление сгорания,

$$p_{z \max} = p_z = 5,24 \text{ МПа};$$

k - коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца, $k = 0,8$;

P_j – сила инерции поршневой группы при $n = n_m$,

$$P_j = -m_n \cdot \omega_m^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = 0,7 \cdot 235,5^2 \cdot 0,044 \cdot (1 + 0,284) \cdot 10^{-6} =$$

$$= -0,00219 \text{ МН};$$

ω_m – угловая скорость при максимальном крутящем моменте двигателя, $\omega_m = \frac{\pi \cdot n_m}{30} = \frac{3,14 \cdot 2250}{30} = 235,5 \text{ с}^{-1}$;

n_m – частота вращения при максимальном крутящем моменте, $n_m = 2250 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{uw} = \frac{P}{d_n \cdot l_{uw}} = \frac{0,0331}{0,026 \cdot 0,031} = 41,07 \text{ МПа},$$

где d_n – наружный диаметр пальца, $d_n = 0,026 \text{ м}$;

l_{uw} – длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, $l_{uw} = 0,031 \text{ м}$.

Определяем удельное давление пальца на бобышки

$$q_b = \frac{P}{d_n \cdot (l_n - b)} = \frac{0,0331}{0,026 \cdot (0,072 - 0,028)} = 28,93 \text{ МПа},$$

где l_n – общая длина пальца, $l_n = 0,072 \text{ м}$;

b – расстояние между торцами бобышек, $b = 0,028 \text{ м}$;

$(l_n - b)$ – длина опорной поверхности пальца в бобышках, м.

Для автомобильных двигателей $q_{uw} = 20 \dots 60 \text{ МПа}$ и $q_b = 15 \dots 50 \text{ МПа}$.

Определяем напряжение изгиба в среднем сечении пальца

$$\sigma_{из} = \frac{P \cdot (l_n + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{uw})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_n^3} = \frac{0,0331 \cdot (0,072 + 2 \cdot 0,028 - 1,5 \cdot 0,031)}{1,2 \cdot (1 - 0,615^4) \cdot 0,026^3} =$$

$$= 149,26 \text{ МПа},$$

где $\alpha = \frac{d_v}{d_n} = \frac{16}{26} = 0,615$ – отношение внутреннего диаметра

пальца к наружному.

$$\sigma_{из} = 149,26 < [\sigma_{из}] = 250 \text{ МПа}.$$

Определяем касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_n^2} = \frac{0,85 \cdot 0,0331 \cdot (1 + 0,615 + 0,615^2)}{(1 - 0,615^4) \cdot 0,026^2} =$$

$$= 96,81 \text{ МПа};$$

$$\tau = 96,81 < [\tau] = 250 \text{ МПа}.$$

Определяем наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

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

$$= \frac{1,35 \cdot 0,0331}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,072} \cdot \left(\frac{1 + 0,615}{1 - 0,615} \right)^3 \cdot [0,1 - (0,615 - 0,4)^3] \cdot 10^3 = 0,021 \text{ мм},$$

где E – модуль упругости материала пальца, $E = 2,0 \cdot 10^5$ МПа.

Значение $\Delta d_{n \max}$ не должно быть больше 0,02...0,05 мм.

Определяем напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

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

$$= \frac{15 \cdot 0,0331}{0,072 \cdot 0,026} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + 0,615) \cdot (1 + 0,615)}{(1 - 0,615)^2} - \frac{1}{1 - 0,615} \right] \cdot$$

$$\cdot [0,1 - (0,615 - 0,4)^3] = 67,27 \text{ МПа};$$

- в вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

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

$$= -\frac{15 \cdot 0,0331}{0,072 \cdot 0,026} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + 0,615) \cdot (1 + 0,615)}{(1 - 0,615)^2} + \frac{0,636}{1 - 0,615} \right] \cdot$$

$$\cdot [0,1 - (0,615 - 0,4)^3] = -157,88 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжения овализации на внутренней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{i0^\circ} &= -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1+2 \cdot \alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= -\frac{15 \cdot 0,0331}{0,072 \cdot 0,026} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1+2 \cdot 0,615) \cdot (1+0,615)}{(1-0,615)^2 \cdot 0,615} + \frac{1}{1-0,615} \right] \cdot \\ &\quad \cdot [0,1 - (0,615 - 0,4)^3] = -241,35 \text{ МПа};\end{aligned}$$

- в вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{i90^\circ} &= \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1+2 \cdot \alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 0,0331}{0,072 \cdot 0,026} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1+2 \cdot 0,615) \cdot (1+0,615)}{(1-0,615)^2 \cdot 0,615} - \frac{0,636}{1-0,615} \right] \cdot \\ &\quad \cdot [0,1 - (0,615 - 0,4)^3] = 124,75 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Наибольшее напряжение оваллизации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости

$$\sigma_{i0^\circ} = 241,35 < [\sigma_{i0^\circ}] = 350 \text{ МПа}.$$

10.2.2. Расчет поршневого пальца дизеля

Основные конструктивные размеры поршневых пальцев принимаем из табл. 7.1 или по данным прототипа. Кроме того, по данным теплового расчета принимаем: максимальное давление сгорания $p_{z \max} = 9,6$ МПа, наружный диаметр пальца $d_n = 45$ мм, внутренний диаметр пальца $d_g = 27$ мм, длина пальца $l_n = 100$ мм, длина опорной поверхности пальца в головке шатуна $l_{ш} = 46$ мм, расстояние между торцами бобышек $b = 51$ мм.

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

Определяем расчетную силу, действующую на палец,

$$P = p_{z \max} \cdot F_n + \kappa \cdot P_j = 9,6 \cdot 113 \cdot 10^{-4} - 0,72 \cdot 0,0166 = 0,0965 \text{ МН},$$

$p_{z \max}$ – максимальное давление газов на номинальном режиме работы, $p_{z \max} = p_z = 9,6$ МПа;

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

P_j – сила инерции поршневой группы при $n = n_n$,
 $P_j = -m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = -2,94 \cdot 272,13^2 \cdot 0,06 \cdot (1 + 0,27) \cdot 10^{-6} =$
 $= 0,0166 \text{ МН}$;

ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения,
 $\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2600}{30} = 272,13 \text{ с}^{-1}$;

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала,
 $n_n = 2600 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{ш} = \frac{P}{d_n \cdot l_{ш}} = \frac{0,0965}{0,045 \cdot 0,046} = 46,62 \text{ МПа},$$

где d_n – наружный диаметр пальца, $d_n = 0,045 \text{ м}$;

$l_{ш}$ – длина опорной поверхности пальца в головке шатуна,
 $l_{ш} = 0,046 \text{ м}$.

Определяем удельное давление пальца на бобышки

$$q_{б} = \frac{P}{d_n \cdot (l_n - b)} = \frac{0,0965}{0,045 \cdot (0,1 - 0,051)} = 43,76 \text{ МПа},$$

где l_n – общая длина пальца, $l_n = 0,1 \text{ м}$;

b – расстояние между торцами бобышек, $b = 0,051 \text{ м}$;

$(l_n - b)$ – длина опорной поверхности пальца в бобышках, м.

Для автомобильных двигателей $q_{ш} = 20 \dots 60 \text{ МПа}$ и
 $q_{б} = 15 \dots 50 \text{ МПа}$.

Определяем напряжение изгиба в среднем сечении пальца

$$\sigma_{из} = \frac{P \cdot (l_n + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{ш})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_n^3} = \frac{0,0965 \cdot (0,1 + 2 \cdot 0,051 - 1,5 \cdot 0,046)}{1,2 \cdot (1 - 0,6^4) \cdot 0,045^3} =$$

$$= 134,85 \text{ МПа},$$

где $\alpha = \frac{d_s}{d_n} = \frac{27}{45} = 0,6$ – отношение внутреннего диаметра

пальца к наружному.

$$\sigma_{из} = 134,85 < [\sigma_{из}] = 250 \text{ МПа}.$$

Определяем касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_n^2} = \frac{0,85 \cdot 0,0965 \cdot (1 + 0,6 + 0,6^2)}{(1 - 0,6^4) \cdot 0,045^2} = 91,22 \text{ МПа};$$

$$\tau = 91,22 < [\tau] = 250 \text{ МПа.}$$

Определяем наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

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

$$= \frac{1,35 \cdot 0,0965}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 0,1} \cdot \left(\frac{1 + 0,6}{1 - 0,6} \right)^3 \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] \cdot 10^3 = 0,035 \text{ мм},$$

где E – модуль упругости материала пальца, $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа.

Значение $\Delta d_{n \max}$ не должно быть больше 0,02...0,05 мм.

Определяем напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

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

$$= \frac{15 \cdot 0,0965}{0,1 \cdot 0,045} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + 0,6) \cdot (1 + 0,6)}{(1 - 0,6)^2} - \frac{1}{1 - 0,6} \right] \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] =$$

$$= 72,21 \text{ МПа};$$

- в вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

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

$$= -\frac{15 \cdot 0,0965}{0,1 \cdot 0,045} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + 0,6) \cdot (1 + 0,6)}{(1 - 0,6)^2} + \frac{0,636}{1 - 0,6} \right] \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] =$$

$$= -180,93 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжения овализации на внутренней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{i0^\circ} &= -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1+2 \cdot \alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= -\frac{15 \cdot 0,0965}{0,1 \cdot 0,045} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1+2 \cdot 0,6) \cdot (1+0,6)}{(1-0,6)^2 \cdot 0,6} + \frac{1}{1-0,6} \right] \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] = \\ &= -280,15 \text{ МПа};\end{aligned}$$

- в вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{i90^\circ} &= \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1+2 \cdot \alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 0,0965}{0,1 \cdot 0,045} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1+2 \cdot 0,6) \cdot (1+0,6)}{(1-0,6)^2 \cdot 0,6} + \frac{0,636}{1-0,6} \right] \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] = \\ &= 141,75 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Наибольшее напряжение оваллизации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости

$$\sigma_{i0^\circ} = 280,15 < [\sigma_{i0^\circ}] = 350 \text{ МПа}.$$

10.3. Расчет поршневого кольца

10.3.1. Расчет поршневого кольца карбюраторного двигателя

Основные данные для расчета принимаются из табл. 7.1.

Материал кольца – серый легированный чугун, $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа.

Определяем среднее значение давления кольца на стенку цилиндра

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

$$= 0,152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \frac{10,8}{3,6} \cdot \frac{1}{\left(\frac{92}{3,6} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{92}{3,6}\right)} = 0,15 \text{ МПа},$$

где E - модуль упругости материала кольца, $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа;
 t - радиальная толщина кольца, $t = 3,6$ мм;

A_o - разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях, $A_o = 3 \cdot t = 3 \cdot 3,6 = 10,8$ мм.

$$p_{cp} = 0,15 \text{ МПа} < [p_{cp}] = 0,37 \text{ МПа}.$$

Определяем давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности и заносим в таблицу

$$p = p_{cp} \cdot \mu_k, \text{ МПа},$$

где μ_k - переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра.

**Параметры для расчета эпюры
давления кольца на стенку цилиндра**

Угол ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент μ_k	1,05	1,04	1,02	1,0	1,02	1,27	1,50
Давление p , МПа	0,158	0,156	0,153	0,150	0,153	0,191	0,225

По полученным данным строим эпюру давления кольца на стенку цилиндра (рис. 7.2, а).

Определяем напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot p_{cp} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2 = 2,61 \cdot 0,15 \cdot \left(\frac{92}{3,6} - 1\right)^2 = 236,06 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot E \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot A_o}{t}\right)}{m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot 10,8}{3,6}\right)}{1,57 \cdot \left(\frac{92}{3,6} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{92}{3,6}\right)} = 325,89 \text{ МПа},$$

где m – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца, $m = 1,57$.

$$\sigma_{из} = 325,89 \text{ МПа} < [\sigma_{из}] = 450 \text{ МПа} \text{ и } \sigma_{из2} > \sigma_{из1}.$$

Определяем монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_k = \Delta'_k + \pi \cdot D \cdot [\alpha_k \cdot (T_k - T_o) - \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_o)] = \\ = 0,08 + 3,14 \cdot 92 \cdot [11 \cdot 10^{-6} \cdot (500 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (385 - 293)] = 0,45 \text{ мм},$$

где Δ'_k – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя, $\Delta'_k = 0,08$ мм;

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

T_k , $T_{ц}$ и T_o – соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура, $T_k = 500 \text{ К}$, $T_{ц} = 385 \text{ К}$ и $T_o = 293 \text{ К}$.

10.3.2. Расчет поршневого кольца дизеля

Основные данные для расчета принимаются из табл. 7.1.

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

Определяем среднее значение давления кольца на стенку цилиндра

$$p_{cp} = 0,152 \cdot E \cdot \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} = \\ = 0,152 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \frac{15,6}{\left(\frac{120}{5,2} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{120}{5,2}\right)} = 0,184 \text{ МПа},$$

где E – модуль упругости материала кольца, $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

t – радиальная толщина кольца, $t = 5,2$ мм;

A_0 – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях, $A_0 = 3 \cdot t = 3 \cdot 5,2 = 15,6$ мм.

$$p_{cp} = 0,184 \text{ МПа} < [p_{cp}] = 0,37 \text{ МПа}.$$

Определяем давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности и заносим в таблицу

$$p = p_{cp} \cdot \mu_k, \text{ МПа,}$$

где μ_k – переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра.

**Параметры для расчета эпюры
давления кольца на стенку цилиндра**

Угол ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент μ_k	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,67	2,85
Давление p , МПа	0,193	0,193	0,210	0,166	0,083	0,123	0,524

По полученным данным строим эпюру давления кольца на стенку цилиндра (рис. 7.2, б).

Определяем напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot p_{cp} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2 = 2,61 \cdot 0,184 \cdot \left(\frac{120}{5,2} - 1\right)^2 = 234,06 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot E \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot A_0}{t}\right)}{m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot 15,6}{5,2}\right)}{1,57 \cdot \left(\frac{120}{5,2} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{120}{5,2}\right)} = 335,13 \text{ МПа,}$$

где m – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца, $m = 1,57$.

$$\sigma_{из} = 335,13 \text{ МПа} < [\sigma_{из}] = 450 \text{ МПа} \text{ и } \sigma_{из2} > \sigma_{из1}.$$

Определяем монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_k = \Delta'_k + \pi \cdot D \cdot [\alpha_k \cdot (T_k - T_o) - \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_o)] =$$

$$= 0,08 + 3,14 \cdot 120 \cdot [11 \cdot 10^{-6} \cdot (498 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] = 0,54 \text{ мм,}$$

где Δ'_k – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя, $\Delta'_k = 0,08$ мм;

α_k и α_y - коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра, $\alpha_y = \alpha_k = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$;

T_k , T_y и T_o - соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура, $T_k = 498 \text{ K}$, $T_y = 388 \text{ K}$ и $T_o = 293 \text{ K}$.

10.4. Расчет шатунной группы

10.4.1. Расчет поршневой головки шатуна

10.4.1.1. Расчет поршневой головки шатуна карбюраторного двигателя

Из теплового и динамического расчетов имеем: давление сгорания $p_{zД} = 4,45 \text{ МПа}$ на режиме $n = n_n = 3200 \text{ мин}^{-1}$ при $\varphi = 370^\circ$, массу поршневой группы $m_n = 0,7 \text{ кг}$, массу шатунной группы $m_{ш} = 1,4 \text{ кг}$, максимальную частоту вращения холостого хода $n_{х.х. max} = 4000 \text{ мин}^{-1}$, ход поршня $S = 88 \text{ мм}$, площадь поршня $F_n = 66,44 \text{ см}^2$, значение $\lambda = 0,284$. Из расчета поршневой группы имеем диаметр поршневого пальца $d_n = 26 \text{ мм}$, длину поршневой головки шатуна $l_{ш} = 31 \text{ мм}$. По табл. 7.4. принимаем: наружный диаметр головки $d_{гол} = 33 \text{ мм}$, внутренний диаметр головки $d = 29 \text{ мм}$, радиальную толщину стенки втулки $s_g = 1,6 \text{ мм}$.

Материал шатуна - углеродистая сталь 45Г2; $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_{гол} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ 1/K}$. Материал втулки - бронза; $E_{вт} = 1,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_{вт} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ 1/K}$.

Определяем суммарное удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \cdot \left[\left(\frac{\frac{d_{гол}^2 + d^2}{d_{гол}^2 - d^2} + \mu}{E_{ш}} \right) + \left(\frac{\frac{d^2 + d_n^2}{d^2 - d_n^2} - \mu}{E_{вт}} \right) \right]} =$$

$$= \frac{0,04 + 0,0255}{29 \cdot \left[\left(\frac{32^2 + 29^2}{32^2 - 29^2} + 0,3 \right) \frac{1}{2,2 \cdot 10^5} + \left(\frac{29^2 + 26^2}{29^2 - 26^2} - 0,3 \right) \frac{1}{1,15 \cdot 10^5} \right]} = 18,07 \text{ МПа},$$

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

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_{\text{в}} - \alpha_{\text{гол}}) \cdot \Delta T = 29 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1 \cdot 10^{-5}) \cdot 110 = 0,0255 \text{ мм} - \text{температурный натяг};$$

$\alpha_{\text{в}}$ - термический коэффициент расширения бронзовой втулки, $\alpha_{\text{в}} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$;

$\alpha_{\text{гол}}$ - термический коэффициент расширения стальной головки, $\alpha_{\text{гол}} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$;

ΔT - средняя температура подогрева головки и втулки при работе двигателя, $\Delta T = 110 \text{ К}$;

$d_{\text{гол}}$, d и d_n - соответственно наружный и внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки, $d_{\text{гол}} = 33$ мм, $d = 29$ мм и $d_n = 26$ мм;

μ - коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$;

$E_{\text{ш}}$ - модуль упругости материала шатуна, $E_{\text{ш}} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

$E_{\text{в}}$ - модуль упругости материала втулки, $E_{\text{в}} = 1,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Определяем напряжение на наружной поверхности поршневой головки шатуна

$$\sigma_n = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_{\text{гол}}^2 - d^2} = 18,07 \cdot \frac{2 \cdot 29^2}{33^2 - 29^2} = 122,56 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение на внутренней поверхности поршневой головки шатуна

$$\sigma_{\text{вн}} = p \cdot \frac{d_{\text{гол}}^2 + d^2}{d_{\text{гол}}^2 - d^2} = 18,07 \cdot \frac{33^2 + 29^2}{33^2 - 29^2} = 140,63 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{вн}} = 140,63 < [\sigma_{\text{вн}}] = 150 \text{ МПа}.$$

Определяем суммарную силу инерции поршневой группы

$$P_{jn} = -m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) = -0,7 \cdot 0,044 \cdot 334,93^2 \cdot (1 + 0,284) = -4436,33 \text{ Н},$$

где m_n – масса поршневой группы, $m_n = 0,7$ кг;

R – радиус кривошипа, $R = 0,044$ м;

ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения,

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3200}{30} = 334,93 \text{ с}^{-1};$$

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала,
 $n_n = 3200 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем изгибающий момент в вертикальном сечении проушины

$$\begin{aligned} M_o &= -P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш. зад} - 0,0297) = \\ &= -(-4436,33) \cdot 0,0155 \cdot (0,00033 \cdot 105 - 0,0297) = 0,34 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Определяем величину нормальной силы в этом же сечении

$$\begin{aligned} N_o &= -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш. зад}) = \\ &= -(-4436,33) \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 105) = 2164,93 \text{ Н}, \end{aligned}$$

где $\varphi_{ш. зад}$ – угол заделки, $\varphi_{ш. зад} = 105$ град;

$$r_{cp} = \frac{d_{гол} + d}{4} = \frac{0,033 + 0,029}{4} = 0,0155 \text{ м} - \text{средний радиус}$$

поршневой головки.

Определяем величину нормальной силы в расчетном сечении от растягивающей силы для выбранного угла заделки $\varphi_{ш. зад}$

$$\begin{aligned} N_{\varphi_{ш. зад}} &= N_o \cdot \cos \varphi_{ш. зад} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш. зад} - \cos \varphi_{ш. зад}) = \\ &= 2164,33 \cdot \cos 105^\circ - 0,5 \cdot (-4436,33) \cdot (\sin 105^\circ - \cos 105^\circ) = 2156,37 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Определяем изгибающий момент в расчетном сечении для выбранного угла заделки $\varphi_{ш. зад}$

$$\begin{aligned} M_{\varphi_{ш. зад}} &= M_o + N_o \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш. зад}) + \\ &+ 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш. зад} - \cos \varphi_{ш. зад}) = \\ &= 0,34 + 2164,93 \cdot 0,0155 \cdot (1 - \cos 105^\circ) + \\ &+ 0,5 \cdot (-4436,33) \cdot 0,0155 \cdot (\sin 105^\circ - \cos 105^\circ) = 0,47 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Определяем напряжение от растяжения в наружном слое

$$\sigma_{p.n} = \left[2 \cdot M_{\varphi_{ш. зад}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{гол}}{h_{гол} \cdot (2r_{cp} + h_{гол})} + K \cdot N_{\varphi_{ш. зад}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{гол}} =$$

$$= \left[2 \cdot 0,47 \cdot \frac{6 \cdot 0,0155 + 0,002}{0,002 \cdot (2 \cdot 0,0155 + 0,002)} + 0,718 \cdot 2156,37 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,031 \cdot 0,002} =$$

$$= 46,8 \text{ МПа},$$

$$\text{где } h_{\text{гол}} = \frac{d_{\text{гол}} - d}{2} = \frac{0,033 - 0,029}{2} = 0,002 \text{ м} - \text{толщина стенки}$$

ГОЛОВКИ;

$$K = \frac{E_{\text{ш}} \cdot F_{\text{гол}}}{E_{\text{ш}} \cdot F_{\text{гол}} + E_{\text{вт}} \cdot F_{\text{вт}}} = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 124}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 124 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 93} = 0,718 -$$

коэффициент, учитывающий наличие запрессованной втулки;

$$F_{\text{гол}} = (d_{\text{гол}} - d) \cdot l_{\text{ш}} = (33 - 29) \cdot 31 = 124 \text{ мм}^2 - \text{площадь сече-$$

ния стенок головки;

$$F_{\text{вт}} = (d - d_n) \cdot l_{\text{ш}} = (29 - 26) \cdot 31 = 93 \text{ мм}^2 - \text{площадь сечения}$$

втулки.

Определяем суммарную силу, сжимающую головку,

$$P_{\text{сж}} = (p_z - p_o) \cdot F_n - P_{j \text{ max}} = (4,45 - 0,1) \cdot 0,006644 \cdot 10^6 - 4324,66 =$$

$$= 24576,74 \text{ Н},$$

где $P_{j \text{ max}}$ - максимальная сила инерции массы поршневой группы при номинальной частоте вращения,

$$P_{j \text{ max}} = m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) =$$

$$= 0,7 \cdot 334,93^2 \cdot 0,044 \cdot (\cos 370^\circ + 0,284 \cdot \cos 740^\circ) = 4324,66 \text{ Н};$$

φ - угол поворота коленчатого вала при значении p_z ,
 $\varphi = 370^\circ$;

$$F_n - \text{площадь поршня, } F_n = 0,006644 \text{ м}^2;$$

p_z - давление сгорания в цилиндре двигателя,

$$p_z = p_{zД} = 4,45 \text{ МПа}.$$

Определяем нормальную силу для нагруженного участка от сжимающей силы

$$N_{\text{сж } \varphi \text{ ш. зад}} = P_{\text{сж}} \cdot \left[\frac{N_{\text{сж } o}}{P_{\text{сж}}} + \left(\frac{\sin \varphi_{\text{ш. зад}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш. зад}}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{\text{ш. зад}} - \right. \right.$$

$$\left. \left. - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{ш. зад}} \right) \right] = 24576,74 \cdot (0,0005 + 0,002) = 61,44 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающий момент для нагруженного участка от сжимающей силы

$$M_{сж \varphi_{ш. зад}} = P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left[\frac{M_{сжо}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сжо}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш. зад}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш. зад}}{2} - \frac{\varphi_{ш. зад}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш. зад} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш. зад} \right) \right] =$$

$$= 24576,74 \cdot 0,0155 \cdot (0,0001 + 0,0005 \cdot 1,2588 - 0,002) = -0,48 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\frac{N_{сжо}}{P_{сж}} = 0,0005$ и $\frac{M_{сжо}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} = 0,0001$ определяют по

табл. 7.5.

Определяем напряжения в наружном слое от сжимающей силы

$$\sigma_{сж.н} = \left[2 \cdot M_{сж \varphi_{ш. зад}} \cdot \frac{6 \cdot r_{ср} + h_{гол}}{h_{гол} \cdot (2 \cdot r_{ср} + h_{гол})} + K \cdot N_{сж \varphi_{ш. зад}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{гол}} =$$

$$= \left[2 \cdot (-0,48) \cdot \frac{6 \cdot 0,0155 + 0,002}{0,002 \cdot (2 \cdot 0,0155 + 0,002)} + 0,718 \cdot 61,44 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,031 \cdot 0,002} =$$

$$= -21,58 \text{ МПа}.$$

Определяем запас прочности

$$n_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{р.н} - \sigma_{сж.н}}{\varepsilon_{\sigma}} + \alpha_{\sigma} \cdot [\sigma_{р.н} + \sigma_{сж.н} + 2 \cdot \sigma_{вн}]} =$$

$$= \frac{2 \cdot 210}{\frac{46,8 - (-21,58)}{0,7} + 0,12 \cdot [46,8 + (-21,58) + 2 \cdot 140,63]} = 3,12,$$

где σ_{-1p} - предел выносливости материала при растяжении, $\sigma_{-1p} = 210$ МПа;

α_{σ} - коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии и зависящий от материала, $\alpha_{\sigma} = 0,12$;

ε_{σ} - коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_{\sigma} = 0,7$.

Запас прочности поршневой головки должен быть в пределах $n_{\sigma} = 2,5 \dots 5,0$.

10.4.1.2. Расчет поршневой головки шатуна дизеля

Из теплового и динамического расчетов имеем: максимальное давление сгорания $p_{z \max} = 9,6$ МПа на режиме $n = n_n = 2600$ мин⁻¹ при $\varphi = 370^\circ$, массу поршневой группы $m_n = 2,94$ кг, массу шатунной группы $m_{ш} = 3,39$ кг, максимальную частоту вращения холостого хода $n_{х.х. \max} = 2930$ мин⁻¹, ход поршня $S = 120$ мм, площадь поршня $F_n = 113$ см², значение $\lambda = 0,27$. Из расчета поршневой группы имеем диаметр поршневого пальца $d_n = 45$ мм, длину поршневой головки шатуна $l_{ш} = 46$ мм. По табл. 7.4. принимаем: наружный диаметр головки $d_{гол} = 64$ мм, внутренний диаметр головки $d = 50$ мм, радиальную толщину стенки втулки $s_{в} = 2,5$ мм.

Материал шатуна – сталь 40Х; $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5$ МПа, $\alpha_{гол} = 1 \cdot 10^{-5}$ 1/К. Материал втулки – бронза; $E_{вм} = 1,15 \cdot 10^5$ МПа, $\alpha_{вм} = 1,8 \cdot 10^{-5}$ 1/К.

Определяем суммарное удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \cdot \left[\left(\frac{\frac{d_{гол}^2 + d^2}{d_{гол}^2 - d^2} + \mu}{E_{ш}} \right) + \left(\frac{\frac{d^2 + d_n^2}{d^2 - d_n^2} - \mu}{E_{вм}} \right) \right]} =$$

$$= \frac{0,04 + 0,044}{50 \cdot \left[\left(\frac{\frac{64^2 + 50^2}{64^2 - 50^2} + 0,3}{2,2 \cdot 10^5} \right) + \left(\frac{\frac{50^2 + 45^2}{50^2 - 45^2} - 0,3}{1,15 \cdot 10^5} \right) \right]} = 16,73 \text{ МПа,}$$

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

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_{\text{вм}} - \alpha_{\text{зол}}) \cdot \Delta T = 50 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1 \cdot 10^{-5}) \cdot 110 =$$

$$= 0,044 \text{ мм} - \text{температурный натяг};$$

$\alpha_{\text{вм}}$ - термический коэффициент расширения бронзовой втулки, $\alpha_{\text{вм}} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$;

$\alpha_{\text{зол}}$ - термический коэффициент расширения стальной головки, $\alpha_{\text{зол}} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$;

ΔT - средняя температура подогрева головки и втулки при работе двигателя, $\Delta T = 110 \text{ К}$;

$d_{\text{зол}}$, d и d_n - соответственно наружный и внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки, $d_{\text{зол}} = 64 \text{ мм}$, $d = 50 \text{ мм}$ и $d_n = 45 \text{ мм}$;

μ - коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$;

$E_{\text{ш}}$ - модуль упругости материала шатуна, $E_{\text{ш}} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

$E_{\text{вм}}$ - модуль упругости материала втулки, $E_{\text{вм}} = 1,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Определяем напряжение на наружной поверхности поршневой головки шатуна

$$\sigma_n = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_{\text{зол}}^2 - d^2} = 16,73 \cdot \frac{2 \cdot 50^2}{64^2 - 50^2} = 52,41 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение на внутренней поверхности поршневой головки шатуна

$$\sigma_{\text{вн}} = p \cdot \frac{d_{\text{зол}}^2 + d^2}{d_{\text{зол}}^2 - d^2} = 16,73 \cdot \frac{64^2 + 50^2}{64^2 - 50^2} = 69,14 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{вн}} = 69,14 < [\sigma_{\text{вн}}] = 150 \text{ МПа}.$$

Определяем суммарную силу инерции поршневой группы

$$P_{jn} = -m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) = -2,94 \cdot 0,06 \cdot 272,13^2 \cdot (1 + 0,27) =$$

$$= -16590,33 \text{ Н},$$

где m_n - масса поршневой группы, $m_n = 2,94 \text{ кг}$;

R - радиус кривошипа, $R = 0,06 \text{ м}$;

ω_n - угловая скорость при номинальной частоте вращения,

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2600}{30} = 272,13 \text{ с}^{-1};$$

n_n - номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_n = 2600 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем изгибающий момент в вертикальном сечении проушины

$$M_o = -P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш. зад} - 0,0297) = \\ = -(-16590,33) \cdot 0,0285 \cdot (0,00033 \cdot 110 - 0,0297) = 3,12 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем величину нормальной силы в этом же сечении

$$N_o = -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш. зад}) = \\ = -(-16590,33) \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 110) = 8029,72 \text{ Н},$$

где $\varphi_{ш. зад}$ – угол заделки, $\varphi_{ш. зад} = 110$ град;

$$r_{cp} = \frac{d_{гол} + d}{4} = \frac{0,064 + 0,050}{4} = 0,0285 \text{ м} - \text{средний радиус}$$

поршневой головки.

Определяем величину нормальной силы в расчетном сечении от растягивающей силы для выбранного угла заделки $\varphi_{ш. зад}$

$$N_{\varphi_{ш. зад}} = N_o \cdot \cos \varphi_{ш. зад} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш. зад} - \cos \varphi_{ш. зад}) = \\ = 8029,72 \cdot \cos 110^\circ - 0,5 \cdot (-16590,33) \cdot (\sin 110^\circ - \cos 110^\circ) = 7885,69 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающий момент в расчетном сечении для выбранного угла заделки $\varphi_{ш. зад}$

$$M_{\varphi_{ш. зад}} = M_o + N_o \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш. зад}) + \\ + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш. зад} - \cos \varphi_{ш. зад}) = \\ = 3,12 + 8029,72 \cdot 0,0285 \cdot (1 - \cos 110^\circ) + \\ + 0,5 \cdot (-16590,33) \cdot 0,0285 \cdot (\sin 110^\circ - \cos 110^\circ) = 7,22 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем напряжение от растяжения в наружном слое

$$\sigma_{р.н} = \left[2 \cdot M_{\varphi_{ш. зад}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{гол}}{h_{гол} \cdot (2r_{cp} + h_{гол})} + K \cdot N_{\varphi_{ш. зад}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{гол}} = \\ = \left[2 \cdot 7,22 \cdot \frac{6 \cdot 0,0285 + 0,007}{0,007 \cdot (2 \cdot 0,0285 + 0,007)} + 0,842 \cdot 7885,69 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,046 \cdot 0,007} = \\ = 38,44 \text{ МПа},$$

$$\text{где } h_{гол} = \frac{d_{гол} - d}{2} = \frac{0,064 - 0,050}{2} = 0,007 \text{ м} - \text{толщина стенок}$$

ГОЛОВКИ;

$$K = \frac{E_{ш} \cdot F_{гол}}{E_{ш} \cdot F_{гол} + E_{вм} \cdot F_{вм}} = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 644}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 644 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 230} = 0,842$$

- коэффициент, учитывающий наличие запрессованной втулки;

$F_{гол} = (d_{гол} - d) \cdot l_{ш} = (64 - 50) \cdot 46 = 644 \text{ мм}^2$ - площадь сечения стенок головки;

$F_{вм} = (d - d_n) \cdot l_{ш} = (50 - 45) \cdot 46 = 230 \text{ мм}^2$ - площадь сечения втулки;

Определяем суммарную силу, сжимающую головку,

$$P_{сж} = (p_z - p_o) \cdot F_n - P_{j \max} = (9,6 - 0,1) \cdot 0,0113 \cdot 10^6 - 16179,17 = 91170,83 \text{ Н},$$

где $P_{j \max}$ - максимальная сила инерции массы поршневой группы при номинальной частоте вращения,

$$P_{j \max} = m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) =$$

$$= 2,94 \cdot 272,13^2 \cdot 0,06 \cdot (\cos 370^\circ + 0,27 \cdot \cos 740^\circ) = 16179,17 \text{ Н};$$

φ - угол поворота коленчатого вала при значении p_z , $\varphi = 370^\circ$;

F_n - площадь поршня, $F_n = 0,0113 \text{ м}^2$;

p_z - давление сгорания в цилиндре двигателя, $p_z = p_{z \max} = 9,6 \text{ МПа}$.

Определяем нормальную силу для нагруженного участка от сжимающей силы

$$N_{сж \varphi_{ш. зад}} = P_{сж} \cdot \left[\frac{N_{сж о}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш. зад}}{2} - \frac{\varphi_{ш. зад}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш. зад} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш. зад} \right) \right] = 91170,83 \cdot (0,0009 + 0,0047) = 510,56 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающий момент для нагруженного участка от сжимающей силы

$$M_{сж \varphi_{ш. зад}} = P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left[\frac{M_{сж о}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сж о}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш. зад}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш. зад}}{2} - \frac{\varphi_{ш. зад}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш. зад} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш. зад} \right) \right] =$$

$$= 91170,83 \cdot 0,0285 \cdot (0,00025 + 0,0009 \cdot 1,342 - 0,0047) = -8,42 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\frac{N_{сж о}}{P_{сж}} = 0,0009$ и $\frac{M_{сж о}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} = 0,00025$ - определяют по

табл. 7.5.

Определяем напряжения в наружном слое от сжимающей силы

$$\sigma_{сж. н} = \left[2 \cdot M_{сж \varphi_{ш. зад}} \cdot \frac{6 \cdot r_{ср} + h_{гол}}{h_{гол} \cdot (2 \cdot r_{ср} + h_{гол})} + K \cdot N_{сж \varphi_{ш. зад}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{гол}} =$$

$$= \left[2 \cdot (-8,42) \cdot \frac{6 \cdot 0,0285 + 0,007}{0,007 \cdot (2 \cdot 0,0285 + 0,007)} + 0,842 \cdot 510,56 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,046 \cdot 0,007} = -19,44, \text{ МПа}.$$

Определяем запас прочности

$$n_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{р. н} - \sigma_{сж. н}}{\varepsilon_{\sigma}} + \alpha_{\sigma} \cdot [\sigma_{р. н} + \sigma_{сж. н} + 2 \cdot \sigma_{вн}]} =$$

$$= \frac{2 \cdot 300}{\frac{38,44 - (-19,44)}{0,7} + 0,12 \cdot [38,44 + (-19,44) + 2 \cdot 69,14]} = 5,9,$$

где σ_{-1p} - предел выносливости материала при растяжении, $\sigma_{-1p} = 300$ МПа;

α_{σ} - коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии и зависящий от материала, $\alpha_{\sigma} = 0,12$;

ε_{σ} - коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_{\sigma} = 0,7$.

Запас прочности поршневой головки должен быть в пределах $n_{\sigma} = 2,5 \dots 5,0$.

10.4.2. Расчет стержня шатуна

10.4.2.1. Расчет стержня шатуна карбюраторного двигателя

Определяем силу инерции, растягивающую шатун при номинальной частоте вращения,

$$P_j = -(m_n + 0,275 \cdot m_{ш}) \cdot R \cdot \omega_n^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} =$$

$$= -(0,7 + 0,275 \cdot 1,4) \cdot 0,044 \cdot 334,93^2 \cdot (1 + 0,284) \cdot 10^{-6} = -0,006876 \text{ МН},$$

где m_n – масса поршневой группы, $m_n = 0,7$ кг;

$m_{ш}$ – масса шатуна, $m_{ш} = 1,4$ кг.

ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения,

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3200}{30} = 334,93 \text{ с}^{-1};$$

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_n = 3200 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем максимальную силу давления газов, сжимающую шатун,

$$P_z = (p_z - p_o) \cdot F_n = (4,45 - 0,1) \cdot 66,44 \cdot 10^{-4} = 0,0289 \text{ МН},$$

где p_o – атмосферное давление, $p_o = 0,1$ МПа;

p_z – давление сгорания в цилиндре двигателя,

$$p_z = p_{zД} = 4,45 \text{ МПа}.$$

Определяем суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости качания шатуна

$$\sigma_x = \frac{P_z}{F_{ш. ср}} + \frac{\sigma_v}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{l_{ш}^2}{J_x} \cdot P_z = \frac{P_z}{F_{ш. ср}} \cdot K_x =$$

$$= \frac{0,0289}{216,8 \cdot 10^{-6}} \cdot 1,15 = 153,29 \text{ МПа},$$

где K_x – коэффициент, учитывающий продольный изгиб, $K_x = 1,15$;

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

$$= 0,025 \cdot 0,0186 - (0,0186 - 0,004) \cdot (0,025 - 2 \cdot 0,004) = 216,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

– площадь шатуна в расчётном сечении. Определяют после конструктивной проработки шатуна.

Значения $h_{ш} = 0,025$ м, $b_{ш} = 0,0186$ м, $a_{ш} = t_{ш} = 0,004$ м принимаются из табл. 7.6.

Определяем суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$\begin{aligned}\sigma_y &= \frac{P_2}{F_{ш. ср}} + \frac{\sigma_в}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{l_{ш}^2}{4 \cdot j_y} \cdot P_2 = \frac{P_2}{F_{ш. ср}} \cdot K_y = \\ &= \frac{0,0289}{216,8 \cdot 10^{-6}} \cdot 1,05 = 139,96 \text{ МПа},\end{aligned}$$

где K_y – коэффициент, учитывающий продольный изгиб шатуна в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна, $K_y = 1,05$.

$$\sigma_x = 153,29 \text{ МПа} < [\sigma_x] = 250 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_y = 139,96 \text{ МПа} < [\sigma_y] = 350 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{ш. ср}} = \frac{-0,006876}{216,8 \cdot 10^{-6}} = -31,71 \text{ МПа}.$$

Определяем амплитуду напряжения в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_x - \sigma_p}{2} = \frac{153,29 - (-31,71)}{2} = 92,5 \text{ МПа}.$$

Определяем среднее напряжение в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{ср x} = \frac{\sigma_x + \sigma_p}{2} = \frac{153,29 + (-31,71)}{2} = 60,79 \text{ МПа}.$$

Определяем амплитуду напряжения в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_y - \sigma_p}{2} = \frac{139,96 - (-31,71)}{2} = 85,83 \text{ МПа}.$$

Определяем среднее напряжение в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{ср y} = \frac{\sigma_y + \sigma_p}{2} = \frac{139,96 + (-31,71)}{2} = 54,12 \text{ МПа}.$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости x

$$n_x = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{ax}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{ср x}} = \frac{210}{\frac{92,5}{0,7} + 0,12 \cdot 60,79} = 1,51.$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости y

$$n_y = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{ay}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{ср y}} = \frac{210}{\frac{85,83}{0,7} + 0,12 \cdot 54,12} = 1,63,$$

где α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии и зависящий от материала, $\alpha_\sigma = 0,12$;

ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,7$;

σ_{-1p} – предел выносливости материала при растяжении, $\sigma_{-1p} = 210$ МПа.

Запасы прочности n_x и n_y для шатунов не должны быть ниже 1,5...2,5.

10.4.2.2. Расчет стержня шатуна дизеля

Определяем силу инерции, растягивающую шатун при номинальной частоте вращения

$$P_j = -(m_n + 0,275 \cdot m_{ш}) \cdot R \cdot \omega_n^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} =$$

$$= -(2,94 + 0,275 \cdot 3,39) \cdot 0,06 \cdot 272,13^2 \cdot (1 + 0,27) \cdot 10^{-6} = -0,02185 \text{ МН},$$

где m_n – масса поршневой группы, $m_n = 2,94$ кг;

$m_{ш}$ – масса шатуна, $m_{ш} = 3,39$ кг.

ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения,

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2600}{30} = 272,13 \text{ с}^{-1};$$

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_n = 2600$ мин⁻¹.

Определяем максимальную силу давления газов, сжимающую шатун,

$$P_z = (p_z - p_o) \cdot F_n = (9,6 - 0,1) \cdot 113 \cdot 10^{-4} = 0,1073 \text{ МН},$$

где p_o – атмосферное давление, $p_o = 0,1$ МПа;
 p_z – давление сгорания в цилиндре двигателя,
 $p_z = p_{z\max} = 9,6$ МПа.

Определяем суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости качания шатуна

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{P_z}{F_{ш. ср}} + \frac{\sigma_\epsilon}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{l_{ш}^2}{J_x} \cdot P_z = \frac{P_z}{F_{ш. ср}} \cdot K_x = \\ &= \frac{0,1073}{723 \cdot 10^{-6}} \cdot 1,15 = 170,67 \text{ МПа},\end{aligned}$$

где K_x – коэффициент, учитывающий продольный изгиб,
 $K_x = 1,15$;

$$\begin{aligned}F_{ш. ср} &= h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) = \\ &= 0,0493 \cdot 0,034 - (0,034 - 0,007) \cdot (0,0493 - 2 \cdot 0,007) = 723 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2\end{aligned}$$

– площадь шатуна в расчётном сечении. Определяют после конструктивной проработки шатуна.

Значения $h_{ш} = 0,0493$ м, $b_{ш} = 0,034$ м, $a_{ш} = t_{ш} = 0,007$ м принимаются из табл. 7.6.

Определяем суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна,

$$\begin{aligned}\sigma_y &= \frac{P_z}{F_{ш. ср}} + \frac{\sigma_\epsilon}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{l_{ш}^2}{4 \cdot J_y} \cdot P_z = \frac{P_z}{F_{ш. ср}} \cdot K_y = \\ &= \frac{0,1073}{723 \cdot 10^{-6}} \cdot 1,05 = 155,82 \text{ МПа},\end{aligned}$$

где K_y – коэффициент, учитывающий продольный изгиб шатуна в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна,
 $K_y = 1,05$.

$$\sigma_x = 170,67 \text{ МПа} < [\sigma_x] = 250 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_y = 155,82 \text{ МПа} < [\sigma_y] = 350 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{ш. ср}} = \frac{-0,02185}{723 \cdot 10^{-6}} = -30,22 \text{ МПа}.$$

Определяем амплитуду напряжения в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_x - \sigma_p}{2} = \frac{170,67 - (-30,22)}{2} = 100,44 \text{ МПа.}$$

Определяем среднее напряжение в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{срx} = \frac{\sigma_x + \sigma_p}{2} = \frac{170,67 + (-30,22)}{2} = 70,22 \text{ МПа.}$$

Определяем амплитуду напряжения в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_y - \sigma_p}{2} = \frac{155,82 - (-30,22)}{2} = 93,02 \text{ МПа.}$$

Определяем среднее напряжение в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{срy} = \frac{\sigma_y + \sigma_p}{2} = \frac{155,82 + (-30,22)}{2} = 62,8 \text{ МПа.}$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости x

$$n_x = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{ax}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{срx}} = \frac{300}{\frac{100,44}{0,7} + 0,12 \cdot 70,22} = 1,97.$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости y

$$n_y = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{ay}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{срy}} = \frac{300}{\frac{93,02}{0,7} + 0,12 \cdot 62,8} = 2,14,$$

где α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии и зависящий от материала, $\alpha_\sigma = 0,12$;

ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,7$;

σ_{-1p} – предел выносливости материала при растяжении, $\sigma_{-1p} = 300$ МПа.

Запасы прочности n_x и n_y для шатунов не должны быть ниже 1,5...2,5.

10.4.3. Расчет кривошипной головки шатуна

10.4.3.1. Расчет кривошипной головки шатуна карбюраторного двигателя

Основные конструктивные размеры кривошипной головки шатуна определяются по табл. 7.7.

Определяем силу, отрывающую крышку нижней головки шатуна,

$$P_j = -\omega_{x.x. max}^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.н}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] \cdot 10^{-6} = \\ = -418,66^2 \cdot 0,044 \cdot [(0,7 + 0,35) \cdot (1 + 0,284) + (1,05 - 0,35)] \cdot 10^{-6} = \\ = 0,0158 \text{ МН},$$

где m_n – масса поршневой группы, $m_n = 0,7$ кг;

$m_{ш.н}$ – масса шатунной группы, совершающая возвратно-поступательное движение, $m_{ш.н} = (0,2...0,3) \cdot m_{ш} = 0,25 \cdot 1,4 = 0,35$ кг;

$m_{ш.к}$ – масса шатунной группы, совершающая вращательное движение, $m_{ш.к} = (0,7...0,8) \cdot m_{ш} = 0,75 \cdot 1,4 = 1,05$ кг;

$m_{кр}$ – масса крышки кривошипной головки, $m_{кр} = (0,20...0,28) \cdot m_{ш} = 0,25 \cdot 1,4 = 0,35$ кг;

$\omega_{x.x. max}$ – угловая скорость при максимальной частоте вращения холостого хода,

$$\omega_{x.x. max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x. max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 4000}{30} = 418,66 \text{ с}^{-1};$$

n_n – максимальная частота вращения холостого хода, $n_n = 4000 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем напряжение изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{из} = P_j \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c}{\left(1 + \frac{J_v}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_{кр}} \right] =$$

$$= 0,0158 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,078}{\left(1 + \frac{3,4 \cdot 10^{-10}}{2,57 \cdot 10^{-8}}\right) \cdot 46,13 \cdot 10^{-8}} + \frac{0,4}{0,000368} \right] = 77,8 \text{ МПа}$$

где c – расстояние между осями шатунных болтов,
 $c = 0,078$ м;

$J_{\text{в}}$ – момент инерции расчетного сечения вкладыша,
 $J_{\text{в}} = l_{\text{к}} \cdot t_{\text{в}}^3 = 0,032 \cdot 0,0022^3 = 3,4 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$;

J – момент инерции расчетного сечения крышки,
 $J = l_{\text{к}} \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^3 = 0,032 \cdot (0,5 \cdot 0,078 - 0,0297)^3 = 2,57 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$;

$W_{\text{из}}$ – момент сопротивления расчетного сечения,
 $W_{\text{из}} = \frac{l_{\text{к}} \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2}{6} = \frac{0,032 \cdot (0,5 \cdot 0,078 - 0,0297)^2}{6} = 46,13 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3$;

r_1 – внутренний радиус кривошипной головки,
 $r_1 = 0,5 \cdot (d_{\text{ш.ш}} + 2 \cdot t_{\text{в}}) = 0,5 \cdot (0,055 + 2 \cdot 0,0022) = 0,0297$ м;

$d_{\text{ш.ш}}$ – диаметр шатунной шейки, $d_{\text{ш.ш}} = 0,055$ м;

$t_{\text{в}}$ – толщина стенки вкладыша, $t_{\text{в}} = 0,0022$ м;

$l_{\text{к}}$ – длина кривошипной головки, $l_{\text{к}} = 0,032$ м;

$F_{\text{кр}}$ – площадь сечения крышки с вкладышем,
 $F_{\text{кр}} = l_{\text{к}} \cdot 0,5 \cdot (c - d_{\text{ш.ш}}) = 0,032 \cdot 0,5 \cdot (0,078 - 0,055) = 0,000368 \text{ м}^2$.

$$\sigma_{\text{из}} = 77,8 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{из}}] = 300 \text{ МПа.}$$

10.4.3.2. Расчет кривошипной головки шатуна дизеля

Основные конструктивные размеры кривошипной головки шатуна определяются по табл. 7.7.

Определяем силу, отрывающую крышку нижней головки шатуна,

$$\begin{aligned} P_j &= -\omega_{x.x. \text{ max}}^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{\text{ш.н}}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{\text{ш.к}} - m_{\text{кр}})] \cdot 10^{-6} = \\ &= -306,67^2 \cdot 0,06 \cdot [(2,94 + 0,85) \cdot (1 + 0,27) + (2,54 - 0,85)] \cdot 10^{-6} = \\ &= 0,0367 \text{ МН,} \end{aligned}$$

где m_n – масса поршневой группы, $m_n = 2,94$ кг;

$m_{ш.н}$ – масса шатунной группы, совершающая возвратно-поступательное движение, $m_{ш.н} = (0,2...0,3) \cdot m_{ш} = 0,25 \cdot 3,39 = 0,85$ кг;

$m_{ш.к}$ – масса шатунной группы, совершающая вращательное движение, $m_{ш.к} = (0,7...0,8) \cdot m_{ш} = 0,75 \cdot 3,39 = 2,54$ кг;

$m_{кр}$ – масса крышки кривошипной головки, $m_{кр} = (0,20...0,28) \cdot m_{ш} = 0,25 \cdot 3,39 = 0,85$ кг;

$\omega_{х.х. max}$ – угловая скорость при максимальной частоте вращения холостого хода,

$$\omega_{х.х. max} = \frac{\pi \cdot n_{х.х. max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2930}{30} = 306,67 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем напряжение изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{из} = P_j \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c}{\left(1 + \frac{J_в}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_{кр}} \right] =$$

$$= 0,0367 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,106}{\left(1 + \frac{9,72 \cdot 10^{-10}}{36 \cdot 10^{-9}}\right) \cdot 60 \cdot 10^{-8}} + \frac{0,4}{0,000468} \right] = 176,57 \text{ МПа},$$

где c – расстояние между осями шатунных болтов, $c = 0,106$ м;

$J_в$ – момент инерции расчетного сечения вкладыша, $J_в = l_к \cdot t_в^3 = 0,036 \cdot 0,003^3 = 9,72 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$;

J – момент инерции расчетного сечения крышки, $J = l_к \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^3 = 0,036 \cdot (0,5 \cdot 0,106 - 0,043)^3 = 36 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$;

$W_{из}$ – момент сопротивления расчетного сечения, $W_{из} = \frac{l_к \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2}{6} = \frac{0,036 \cdot (0,5 \cdot 0,106 - 0,043)^2}{6} = 60 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3$;

r_1 – внутренний радиус кривошипной головки,
 $r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш} + 2 \cdot t_g) = 0,5 \cdot (0,08 + 2 \cdot 0,003) = 0,043$ м;

$d_{ш.ш}$ – диаметр шатунной шейки, $d_{ш.ш} = 0,08$ м;

t_g – толщина стенки вкладыша, $t_g = 0,003$ м;

l_k – длина кривошипной головки, $l_k = 0,036$ м;

$F_{кр}$ – площадь сечения крышки с вкладышем,
 $F_{кр} = l_k \cdot 0,5 \cdot (c - d_{ш.ш}) = 0,036 \cdot 0,5 \cdot (0,106 - 0,08) = 0,00046$ м².

$$\sigma_{уз} = 176,57 \text{ МПа} < [\sigma_{уз}] = 300 \text{ МПа.}$$

10.4.4. Расчет шатунных болтов

10.4.4.1. Расчет шатунных болтов карбюраторного двигателя

Принимаем: номинальный диаметр болта $d = 10$ мм, шаг резьбы $t = 1$ мм, число болтов $i_b = 2$. Материал – сталь 40Х.

Считается, что плотность стыка обеспечивается условием

$$P_{np} > P_j,$$

где P_j – сила инерции, отрывающая крышку, $P_j = 0,0158$ МН;
 P_{np} – сила предварительной затяжки, МН.

Определяем силу предварительной затяжки

$$P_{np} = \frac{(2...3) \cdot P_j}{i_b} = \frac{2,5 \cdot 0,0158}{2} = 0,0198 \text{ МН,}$$

где i_b – число шатунных болтов.

Определяем величину суммарной силы, растягивающей болт

$$P_b = P_{np} + \frac{\chi \cdot P_j}{i_b} = 0,0198 + \frac{0,2 \cdot 0,0158}{2} = 0,0214, \text{ МН,}$$

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

Определяем максимальное напряжение в болте в сечении по внутреннему диаметру

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot P_b}{\pi \cdot d_g^2} = \frac{4 \cdot 0,0214}{3,14 \cdot 0,0086^2} = 368,59 \text{ МПа,}$$

где d_g – внутренний диаметр резьбы болта,
 $d_g = d - 1,4 \cdot t = 0,01 - 1,4 \cdot 0,001 = 0,0086$ м;

d – номинальный диаметр болта, $d = 0,01$ м;

t – шаг резьбы, $t = 0,001$ м.

Определяем минимальное напряжение в этом же сечении

$$\sigma_{min} = \frac{4 \cdot P_{np}}{\pi \cdot d_g^2} = \frac{4 \cdot 0,0198}{3,14 \cdot 0,0086^2} = 341,04 \text{ МПа.}$$

Определяем амплитуду напряжения

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{368,59 - 341,04}{2} = 13,78 \text{ МПа.}$$

Определяем среднее напряжение

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{368,59 + 341,04}{2} = 354,82 \text{ МПа.}$$

Определяем запас прочности болта для выбранного материала стали

$$n = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a \cdot \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \right) + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{cp}} =$$

$$= \frac{380}{13,78 \cdot \left(\frac{3}{0,9} \right) + 0,17 \cdot 354,88} = 3,58,$$

где K_σ – коэффициент концентрации напряжений, $K_\sigma = 3$;

α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии, $\alpha_\sigma = 0,17$;

ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,9$.

σ_{-1p} – допустимое значение напряжения усталости при растяжении-сжатии для материала болтов, $\sigma_{-1p} = 380$ МПа.

Запас прочности не должен быть ниже $n = 2,0 \dots 2,5$.

10.4.4.2. Расчет шатунных болтов дизеля

Принимаем: номинальный диаметр болта $d = 14$ мм, шаг резьбы $t = 1,5$ мм, число болтов $i_{\text{б}} = 2$. Материал – сталь 40ХН.

Считается, что плотность стыка обеспечивается условием

$$P_{np} > P_j,$$

где P_j – сила инерции, отрывающая крышку, $P_j = 0,0367$ МН;
 P_{np} – сила предварительной затяжки, МН.

Определяем силу предварительной затяжки

$$P_{np} = \frac{(2...3) \cdot P_j}{i_{\text{б}}} = \frac{2,1 \cdot 0,0367}{2} = 0,0386 \text{ МН},$$

где $i_{\text{б}}$ – число шатунных болтов.

Определяем величину суммарной силы, растягивающей болт,

$$P_{\text{б}} = P_{np} + \frac{\chi \cdot P_j}{i_{\text{б}}} = 0,0386 + \frac{0,15 \cdot 0,0367}{2} = 0,0414 \text{ МН},$$

где χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения, $\chi = 0,15$.

Определяем максимальное напряжение в болте в сечении по внутреннему диаметру

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot P_{\text{б}}}{\pi \cdot d_{\text{в}}^2} = \frac{4 \cdot 0,0414}{3,14 \cdot 0,0119^2} = 372,42 \text{ МПа},$$

где $d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр резьбы болта,
 $d_{\text{в}} = d - 1,4 \cdot t = 0,014 - 1,4 \cdot 0,0015 = 0,0119$ м;

d – номинальный диаметр болта, $d = 0,014$ м;

t – шаг резьбы, $t = 0,0015$ м.

Определяем минимальное напряжение в этом же сечении

$$\sigma_{min} = \frac{4 \cdot P_{np}}{\pi \cdot d_{\text{в}}^2} = \frac{4 \cdot 0,0386}{3,14 \cdot 0,0119^2} = 347,24 \text{ МПа}.$$

Определяем амплитуду напряжения

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{372,42 - 347,24}{2} = 12,59 \text{ МПа}.$$

Определяем среднее напряжение

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{372,42 + 347,24}{2} = 359,83 \text{ МПа.}$$

Определяем запас прочности болта для выбранного материала стали

$$n = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a \cdot \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \right) + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{cp}} =$$

$$= \frac{380}{12,59 \cdot \left(\frac{6}{0,9} \right) + 0,17 \cdot 359,83} = 2,61,$$

где K_σ – коэффициент концентрации напряжений, $K_\sigma = 6$;

α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии, $\alpha_\sigma = 0,17$;

ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,9$.

σ_{-1p} – допустимое значение напряжения усталости при растяжении-сжатии для материала болтов, $\sigma_{-1p} = 380$ МПа.

Запас прочности не должен быть ниже $n = 2,0 \dots 2,5$.

11. КОНСТРУКТИВНАЯ РАЗРАБОТКА ДВИГАТЕЛЯ

Этап конструктивной разработки двигателя осуществляется **только в курсовом проекте** и заключается в выполнении чертежей - поперечного или продольного комбинированных разрезов двигателя по согласованию с руководителем проекта.

Согласно данным, полученным в результате теплового расчета (диаметр цилиндра, ход поршня, длина шатуна) и в ходе расчета деталей и систем двигателя (размеры деталей), а также данным, принятым при рассмотрении уравнивания (наличие и место установки элементов уравнивания), производится предварительная компоновка двигателя на листах миллиметровой бумаги. При компоновке двигателя необходимо обратить особое внимание на провёртываемость двигателя, размещение клапанов, привод газораспределения, выбор расстояний между осями цилиндров, выбор размеров коренных и шатунных шеек коленчатого вала, форму и размеры камеры сгорания. Основные положения компоновки и их взаимосвязь описываются в расчетно-пояснительной записке.

Выполненная на миллиметровке предварительная компоновка предьявляется руководителю проекта для согласования.

Окончательная конструктивная разработка всех элементов двигателя выполняется карандашом, тонкими линиями без штриховки на листах чертежной бумаги формата А1 с соблюдением ГОСТов и СТП ВГСХА.

Основной поперечный разрез двигателя выполняется по оси первого цилиндра с вырезом $1/4$ поршня, находящегося в верхней мёртвой точке. Вспомогательные разрезы делаются по осям клапанов, толкателю, свече, масляному насосу, приводу распределителя зажигания и масляного насоса.

Основной продольный разрез выполняется в плоскости осей цилиндров и оси коленчатого вала. Поршневая и шатунная группы вычерчиваются с разрезами и без разрезов. Вспомогательные разрезы делаются по осям клапанов, по оси кулачкового вала, по осям толкателей, а также по оси водяного насоса и вентилятора.

Необходимость выполнения принятых разрезов обосновывается в тексте расчетно-пояснительной записки.

Выбор вспомогательных разрезов, а также исключение из

разработки некоторых деталей и навесных агрегатов, имеющих на разрезах прототипа, согласовываются с руководителем курсового проекта.

Далее разрабатываются передний и задний концы коленчатого вала, их уплотнения, конструкция базисного подшипника и крепление маховика. При конструктивной разработке необходимо учитывать следующие обстоятельства:

- технологическую возможность выполнения детали;
- доступность к деталям, контролируемым и регулируемым при эксплуатации;
- возможность и последовательность сборки и разборки, центровки и фиксации деталей;
- обеспечение смазки трущихся поверхностей.

Все принятые решения обосновываются в тексте расчетно-пояснительной записки. Делаются ссылки на подобное выполнение конструкции тех или иных типов двигателей.

На всех этапах конструкторской разработки приветствуется использование новейших технических достижений, материалов технической патентной литературы.

Чертежи, выполненные тонкими линиями, предъявляются на просмотр руководителю проекта для проверки. После устранения замечаний производится их обводка, штриховка и окончательное оформление листов.

Законченные листы предъявляются к защите.

12. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Документация курсового проекта (работы) должна включать в себя пояснительную часть объемом 35...50 страниц текста формата А4, выполненную рукописным или машинописным способом, и графическую часть - 3 листа формата А1. Объем курсовой работы - 35...45 страниц и 2 листа формата А1. Оформление документации проекта должно соответствовать требованиям СТП ВГСХА.

Необходимые разделы пояснительной записки:

1. Титульный лист.
2. Задание на курсовое проектирование.
3. Содержание (оглавление).
4. Введение - 1...2 стр.
5. Тепловой расчет двигателя, расчет данных и построение индикаторных диаграмм - 7...10 стр.
6. Динамический расчет двигателя - 3...5 стр.
7. Эскиз (схема) вала и анализ уравновешенности двигателя - 3...5 стр.
8. Расчет и проектирование деталей двигателя, эскиз детали - 5...7 стр.
9. Расчет систем двигателя (для курсовой работы дополнительно эскиз системы) - 5...7 стр.
10. Описание конструктивной разработки двигателя и ее анализ - 3...5 стр.
11. Выводы - 1...2 стр.
12. Список использованной литературы - 10...15 наименований.
13. Приложения (спецификации и т.п.).

Содержание листов графической части:

1. Развернутая и свернутая индикаторные диаграммы, диаграмма фаз газораспределения, график перемещения, скорости и ускорения поршня.
2. График действующих сил и моментов, полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку и диаграмма износа, рабочий чертеж детали.
3. Продольный или поперечный разрез двигателя (согласно данных расчета) - только для курсового проекта.

13. ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Выполненный курсовой проект или курсовая работа представляются студентом руководителю в установленные сроки для проверки, рецензирования и решения вопроса о допуске к защите. Проверенный проект или работа возвращаются студенту для доработки, исправления сделанных замечаний и подготовки к защите.

Курсовой проект, выполненный небрежно, не в полном объеме или при значительном (более 25 %) использовании материалов других курсовых проектов, **к защите не допускается!**

Студент защищает курсовой проект перед комиссией, состоящей из преподавателей кафедры. Защита курсовой работы осуществляется только перед руководителем. При защите студент должен:

1. Сообщить цель, задачи и ход выполнения курсового проекта или курсовой работы.
2. Коротко доложить основные параметры и конструктивные особенности проектированного двигателя.
3. Убедительно обосновать правоту принятых решений и соответствие их полученному заданию.
4. Дать четкие ответы на вопросы, касающиеся протекания рабочих процессов, кинематики, динамики, конструкции и расчета двигателя, а также мотивов решений, принятых в ходе проектирования.
5. Сделать выводы по итогам выполнения курсового проекта (курсовой работы).
6. После защиты проекта чертежи и пояснительная записка с пометкой комиссии об оценке сдаются на кафедру.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артамонов М.Д., Морин М.М., Скворцов Г.А. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей. - М.: Высшая школа, 1978. - 134 с.
2. Архангельский В.М и др. Автомобильные двигатели / Под. ред М.С. Ховаха. - М.: Машиностроение, 1977. - 591 с.
3. Вихерт М.М. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / Под ред. Ю.А. Степанова. - М.: Машиностроение, 1964. – 324 с.
4. Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Пугачев Г.П. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под. ред. Н.Х.Дьяченко. - Л.: Машиностроение, 1974. - 551 с.
5. Журавлев В.Н., Николаева О.И. Машиностроительные стали: Справочник. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1992. – 480 с.
6. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высшая школа, 1971. - 365 с.
7. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высшая школа, 2002. - 496 с.
8. Конструкционные материалы: справочник / Б.Н. Арзамасов, В.А. Брострем, Н.А. Буше и др.; Под общ. ред. Б.Н. Арзамасова. - М.: Машиностроение, 1990. - 688 с.
9. Ленин И.М. Теория автомобильных двигателей. - М.: Машгиз, 1958. - 272 с.
10. Марочник сталей и сплавов / В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова, С.А. Вятин и др.; Под общ. ред. В.Г.Сорокина. - М.: Машиностроение, 1989. - 640 с.
11. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Колос, 1992. - 414 с.
12. Орлин А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей / Под. ред. А.С. Орлина. - М.: Машиностроение, 1972. - 464 с.
13. Фролов К.В. и др. Теория механизмов и механика машин. - М.: Высшая школа, 1998. - 496 с.
14. Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р. Автомобильные двигатели: Учебное пособие. – Киров: Вятская ГСХА, 2005. - 153 с.
15. Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р. Расчет автомобильных двигателей: Учебное пособие. – Киров: Вятская ГСХА, 2007. - 176 с.

ПАРАМЕТРЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Параметр	Марка двигателя									
	УМЗ-4218.10	ЗИЛ-645	Д-260	ЗМЗ-5143.10	ЗМЗ-511.10	КамАЗ-740.13	ЯМЗ-238ДЕ	ВАЗ-21128	ЗМЗ-40524.10	КамАЗ-740.10
Ход поршня S, мм	92	115	125	94	80	120	140	84	86	120
Диаметр цилиндра D, мм	100	110	110	87	92	120	130	82,5	95,5	120
Литраж двигателя V _л , л	2,89	8,74	7,12	2,24	4,25	10,85	14,86	1,796	2,464	10,85
Степень сжатия ε	7,0	18,5	15,1	19,5	7,6	16,5	16,0	11,5	9,4	17,0
Фазы газораспределения:										
открытие впускного клапана;	12	11	16	14	24	10	20	29	14	10
закрытие впускного клапана;	60	51	42	45	64	46	46	73	46	46
открытие выпускного клапана;	54	66	52	50	50	66	66	71	14	66
закрытие выпускного клапана	18	10	18	11	22	10	20	31	46	10
λ	0,295	0,280	0,276	0,298	0,282	0,270	0,267	0,325	0,271	0,270
Масса поршня, кг	0,610		1,670		0,552	1,950	2,850	0,405		2,040
Масса пальца, кг	0,148		0,567		0,148	0,903	1,105	0,104		0,815
Масса шатуна, кг					0,950		5,000	0,770		

ТАБЛИЦЫ ТЕПЛОЕМКОСТЕЙ

Таблица 2

Наименование газа	Формулы для определения средних молярных теплоемкостей отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль·град), для интервала температур 1501...2800 °С
Азот N ₂	$\mu_{c_{vN_2}} = 21,951 + 0,001457 \cdot t$
Водород H ₂	$\mu_{c_{vH_2}} = 19,678 + 0,001758 \cdot t$
Оксид углерода CO	$\mu_{c_{vCO}} = 22,490 + 0,001430 \cdot t$
Углекислый газ CO ₂	$\mu_{c_{vCO_2}} = 39,123 + 0,003349 \cdot t$
Водяной пар H ₂ O	$\mu_{c_{vH_2O}} = 26,670 + 0,004438 \cdot t$

Таблица 3

Температура, °С	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
0	21,683	21,786	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	22,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,836	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

Таблица 4

Температура, °С	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), дизельного топлива при α											
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
0	22,184	22,061	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428	21,374	21,328
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,471	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978

**ПРЕДЕЛЫ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО
ЦИКЛА И ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Параметр	Тип двигателя			
	Дизель без наддува	Дизель с наддувом	Карбюраторный	С впрыском топлива
p_a , МПа	0,075...0,092		0,075...0,090	-
T_a , К	310...350	320...340	340...390	320...370
ΔT	10°...40°	-5°...+10°	0°...20°	
γ_r	0,02...0,05		0,04...0,10	
η_v	0,8...0,94	0,8...0,97	0,7...0,9	0,8...0,96
p_c , МПа	3,5...5,50	-	0,9...2,0	1,0...2,5
T_c , К	700...900	-	600...800	-
p_z , МПа	5,0...12,0	-	3,5...7,5	
$p_{zД}$, МПа	-	-	3,0...6,5	
T_z , К	1800...2300	-	2400...3100	
p_b , МПа	0,25...0,50		0,35...0,60	
T_b , К	1000...1200		1200...1700	
p_i , МПа	0,7...1,1	До 2,2	0,6...1,4	
η_i	0,4...0,5		0,3...0,4	0,35...0,45
g_i , г/кВт·ч	170...210		210...275	180...230
η_m	0,7...0,82	0,8...0,9	0,75...0,92	
p_e , МПа	0,65...0,85	До 2,0	0,6...1,1	До 1,3
η_e	0,28...0,35	0,35...0,42	0,25...0,38	
g_e , г/кВт·ч	200...235		230...310	200...290

φ	Значения $(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)$ при λ								φ
	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	360
10	0,0188	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	0,0196	0,0197	0,0199	350
20	0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	0,0773	0,0779	0,0784	340
30	0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	0,1703	0,1715	0,1728	330
40	0,2836	0,2857	0,2877	0,2898	0,2918	0,2939	0,2960	0,2980	320
50	0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	0,4423	0,4452	0,4482	310
60	0,5900	0,5938	0,5975	0,6013	0,6050	0,6088	0,6125	0,6163	300
70	0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	0,7860	0,7905	0,7949	290
80	0,9428	0,9476	0,9525	0,9573	0,9600	0,9670	0,9719	0,9767	280
90	1,1200	1,1250	1,1300	1,1355	1,1400	1,1450	1,1500	1,1550	270
100	1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	1,3142	1,3191	1,3239	260
110	1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	1,4700	1,4745	1,4789	250
120	1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,6050	1,6088	1,6125	1,6163	240
130	1,7132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	1,7279	1,7308	1,7338	230
140	1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	1,8259	1,8280	1,8300	220
150	1,8960	1,8973	1,8985	1,8000	1,9010	1,9023	1,9035	1,9048	210
160	1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	1,9567	1,9573	1,9578	200
170	1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	1,9892	1,9893	1,9895	190
180	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	180

φ	Знак	Значения $(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi)$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
10	+	0,2146	0,2164	0,2181	0,2198	0,2215	0,2232	0,2240	0,2266	-	350
20	+	0,4191	0,4224	0,4256	0,4288	0,4320	0,4352	0,4384	0,4416	-	340
30	+	0,6039	0,6083	0,6126	0,6169	0,6212	0,6256	0,6299	0,6342	-	330
40	+	0,7610	0,7659	0,7708	0,7757	0,7807	0,7856	0,7905	0,7954	-	320
50	+	0,8842	0,8891	0,8940	0,8989	0,9039	0,9088	0,9137	0,9186	-	310
60	+	0,9699	0,9743	0,9786	0,9829	0,9872	0,9916	0,9959	1,0002	-	300
70	+	1,0168	1,0201	1,0233	1,0265	1,0297	1,0329	1,0361	1,0393	-	290
80	+	1,0258	1,0276	1,0293	1,0310	1,0327	1,0344	1,0361	1,0378	-	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270
100	+	0,9438	0,9420	0,9403	0,9386	0,9369	0,9352	0,9335	0,9300	-	260
110	+	0,8626	0,8593	0,8561	0,8529	0,8497	0,8465	0,8433	0,8401	-	250
120	+	0,7621	0,7577	0,7534	0,7491	0,7448	0,7404	0,7361	0,7318	-	240
130	+	0,6478	0,6429	0,6380	0,6331	0,6281	0,6232	0,6183	0,6134	-	230
140	+	0,5246	0,5197	0,5148	0,5099	0,5049	0,5000	0,4951	0,4902	-	220
150	+	0,3961	0,3917	0,3874	0,3831	0,3788	0,3744	0,3701	0,3658	-	210
160	+	0,2649	0,2616	0,2581	0,2552	0,2520	0,2488	0,2456	0,2424	-	200
170	+	0,1326	0,1308	0,1291	0,1274	0,1257	0,1240	0,1223	0,1206	-	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180

φ	Знак	Значения ($\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi$) при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2500	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2197	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1312	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9910	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,2100	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8094	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5994	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1505	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	-	0,0519	0,0613	0,0613	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	-	280
90	-	0,2400	0,2500	0,2500	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	-	270
100	-	0,3991	0,4085	0,4085	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	-	260
110	-	0,5258	0,5335	0,5335	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	-	250
120	-	0,6200	0,6250	0,6250	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	-	240
130	-	0,6845	0,6862	0,6862	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	-	230
140	-	0,7243	0,7226	0,7226	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	-	220
150	-	0,7460	0,7410	0,7410	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	-	210
160	-	0,7559	0,7482	0,7482	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	-	200
170	-	0,7593	0,7499	0,7499	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	-	190
180	-	0,7600	0,7500	0,7500	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	-	180

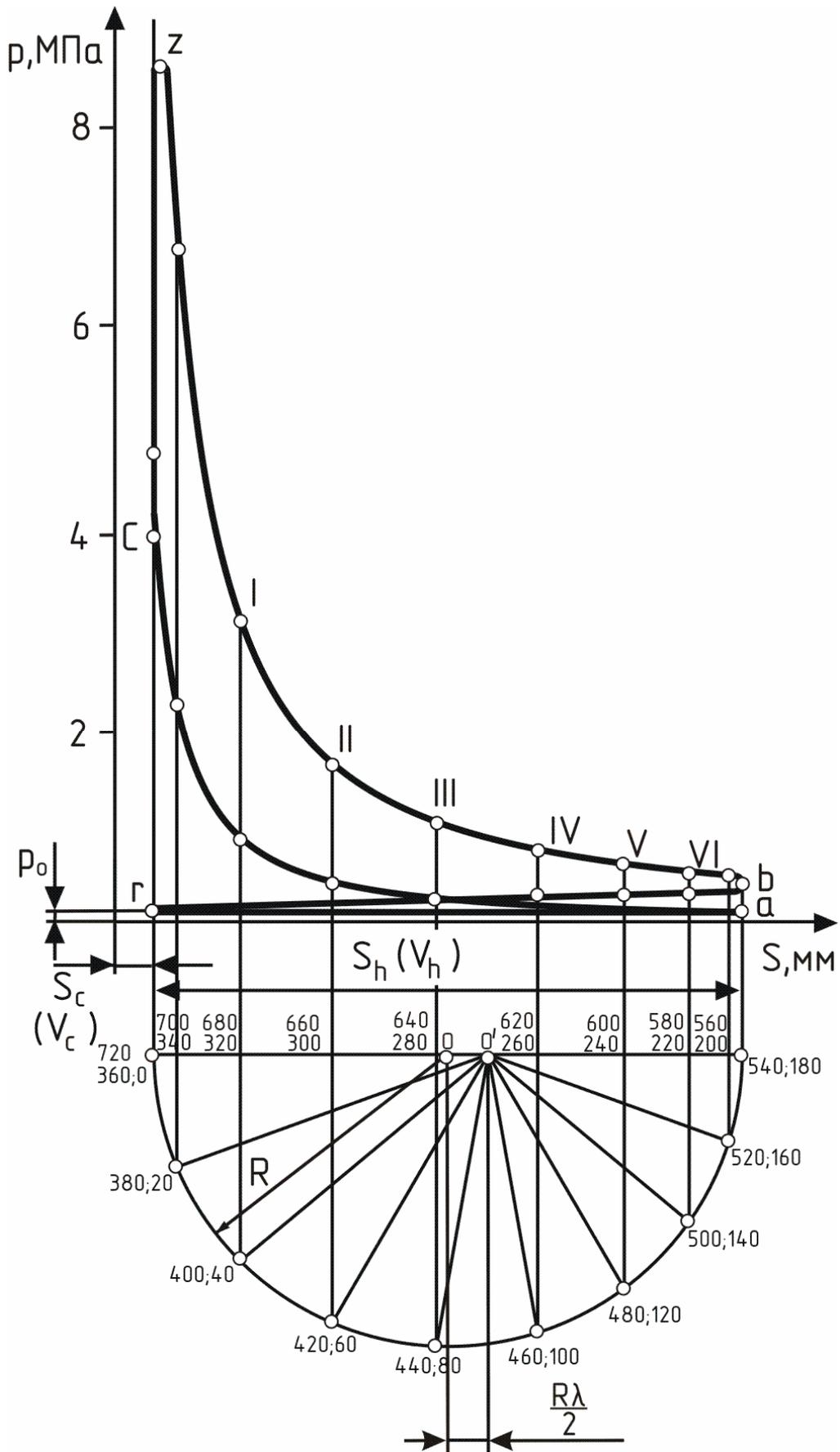
φ	Знак	Значения $tg\beta$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	360
10	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	-	350
20	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	-	340
30	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	-	330
40	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	-	320
50	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	-	310
60	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	-	300
70	+	0,230	0,210	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	-	290
80	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	-	280
90	+	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	-	270
100	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,290	0,306	0,316	-	260
110	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	-	250
120	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	-	240
130	+	0,119	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	-	230
140	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	-	220
150	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,000	-	210
160	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	-	200
170	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	-	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	180

φ	Знак	Значения $\frac{1}{\cos \beta}$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	350
20	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	340
30	+	0,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	330
40	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	320
50	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	310
60	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	300
70	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	290
80	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	280
90	+	1,030	1,032	1,035	1,038	1,041	1,044	1,047	1,050	+	270
100	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	260
110	+	1,026	1,020	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	250
120	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	240
130	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	230
140	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	220
150	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	210
160	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	200
170	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	190
180	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	180

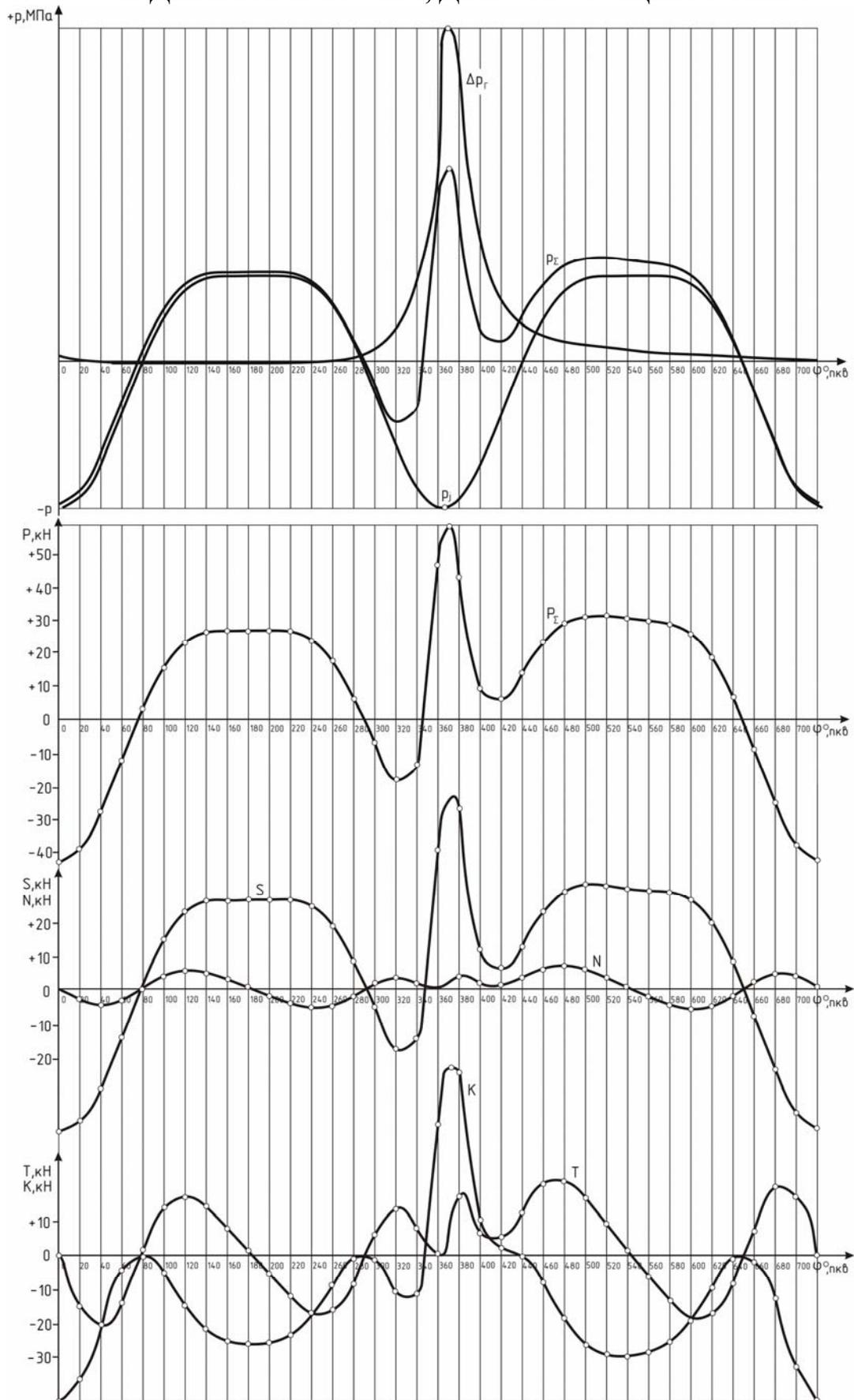
φ	Знак	Значения $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	0,978	0,977	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	+	350
20	+	0,912	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,903	+	340
30	+	0,806	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	0,788	+	330
40	+	0,666	0,662	0,657	0,653	0,649	0,645	0,640	0,636	+	320
50	+	0,500	0,494	0,488	0,482	0,476	0,469	0,463	0,457	+	310
60	+	0,317	0,309	0,301	0,293	0,285	0,277	0,269	0,261	+	300
70	+	0,126	0,117	0,107	0,098	0,088	0,078	0,069	0,059	+	290
80	-	0,064	0,075	0,085	0,095	0,106	0,117	0,127	0,138	-	280
90	-	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	-	270
100	-	0,411	0,422	0,432	0,443	0,453	0,494	0,475	0,485	-	260
110	-	0,558	0,568	0,577	0,586	0,596	0,606	0,615	0,625	-	250
120	-	0,683	0,691	0,699	0,707	0,715	0,723	0,731	0,739	-	240
130	-	0,785	0,792	0,798	0,804	0,810	0,816	0,822	0,829	-	230
140	-	0,866	0,870	0,870	0,879	0,883	0,887	0,892	0,896	-	220
150	-	0,926	0,929	0,931	0,934	0,937	0,939	0,942	0,944	-	210
160	-	0,968	0,969	0,970	0,971	0,973	0,974	0,975	0,976	-	200
170	-	0,992	0,992	0,993	0,993	0,993	0,994	0,994	0,994	-	190
180	-	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	180

φ	Знак	Значения $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	360
10	+	0,215	0,216	0,218	0,220	0,221	0,223	0,225	0,227	-	350
20	+	0,419	0,423	0,426	0,429	0,432	0,436	0,439	0,442	-	340
30	+	0,605	0,609	0,613	0,618	0,622	0,627	0,631	0,636	-	330
40	+	0,762	0,767	0,772	0,777	0,782	0,788	0,793	0,798	-	320
50	+	0,886	0,891	0,896	0,901	0,906	0,912	0,917	0,922	-	310
60	+	0,972	0,976	0,981	0,985	0,990	0,995	0,900	1,004	-	300
70	+	1,018	1,022	1,025	1,029	1,032	1,035	1,039	1,043	-	290
80	+	1,027	1,029	1,030	1,032	1,034	1,036	1,038	1,040	-	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	270
100	+	0,943	0,941	0,939	0,937	0,936	0,934	0,932	0,930	-	260
110	+	0,861	0,858	0,854	0,851	0,847	0,844	0,840	0,837	-	250
120	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	0,728	-	240
130	+	0,646	0,641	0,636	0,631	0,626	0,620	0,615	0,610	-	230
140	+	0,524	0,519	0,513	0,508	0,503	0,498	0,493	0,488	-	220
150	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	0,360	-	210
160	+	0,265	0,261	0,258	0,255	0,252	0,248	0,245	0,242	-	200
170	+	0,133	0,131	0,129	0,127	0,126	0,124	0,122	0,121	-	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	180

СВЕРНУТАЯ ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА ДВИГАТЕЛЯ



РАЗВЕРНУТАЯ ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА И ДИАГРАММА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КШМ



ДИАГРАММЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ, СКОРОСТИ И УСКОРЕНИЯ ПОРШНЯ

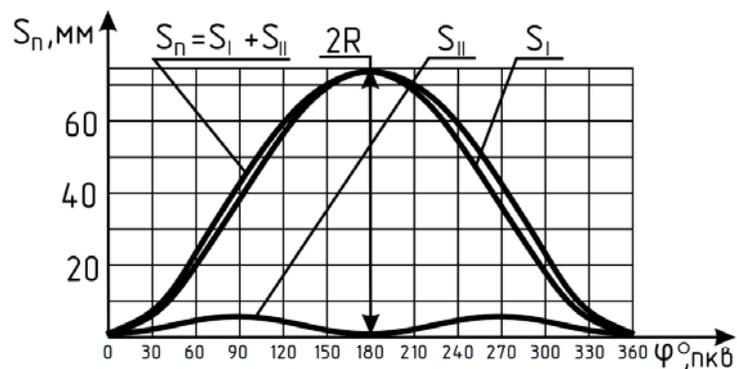


Диаграмма перемещения поршня

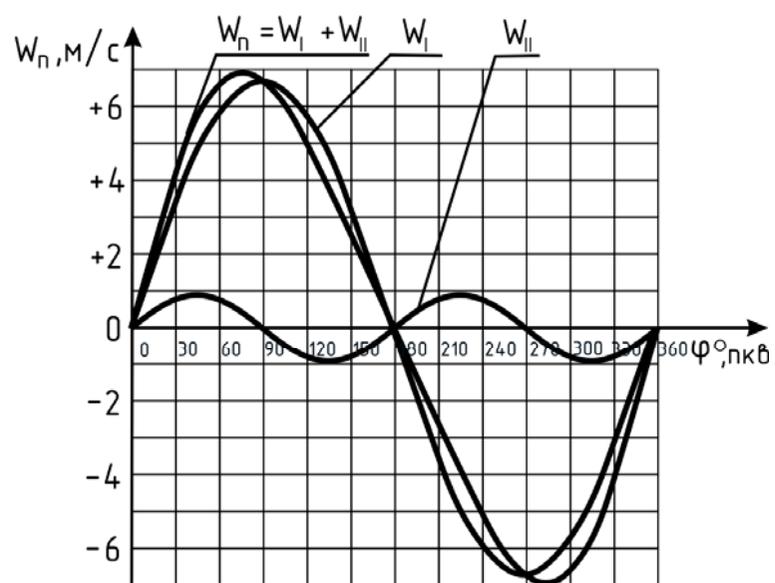


Диаграмма скорости поршня

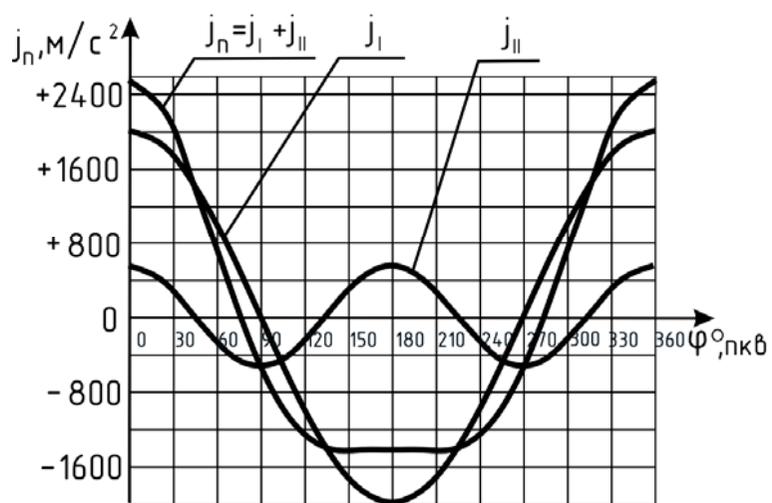
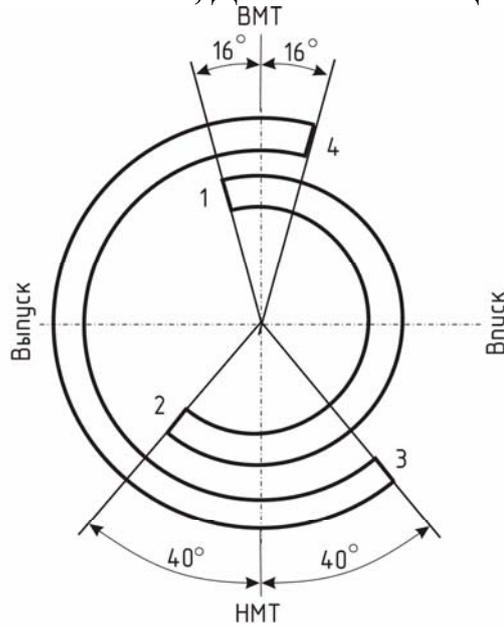
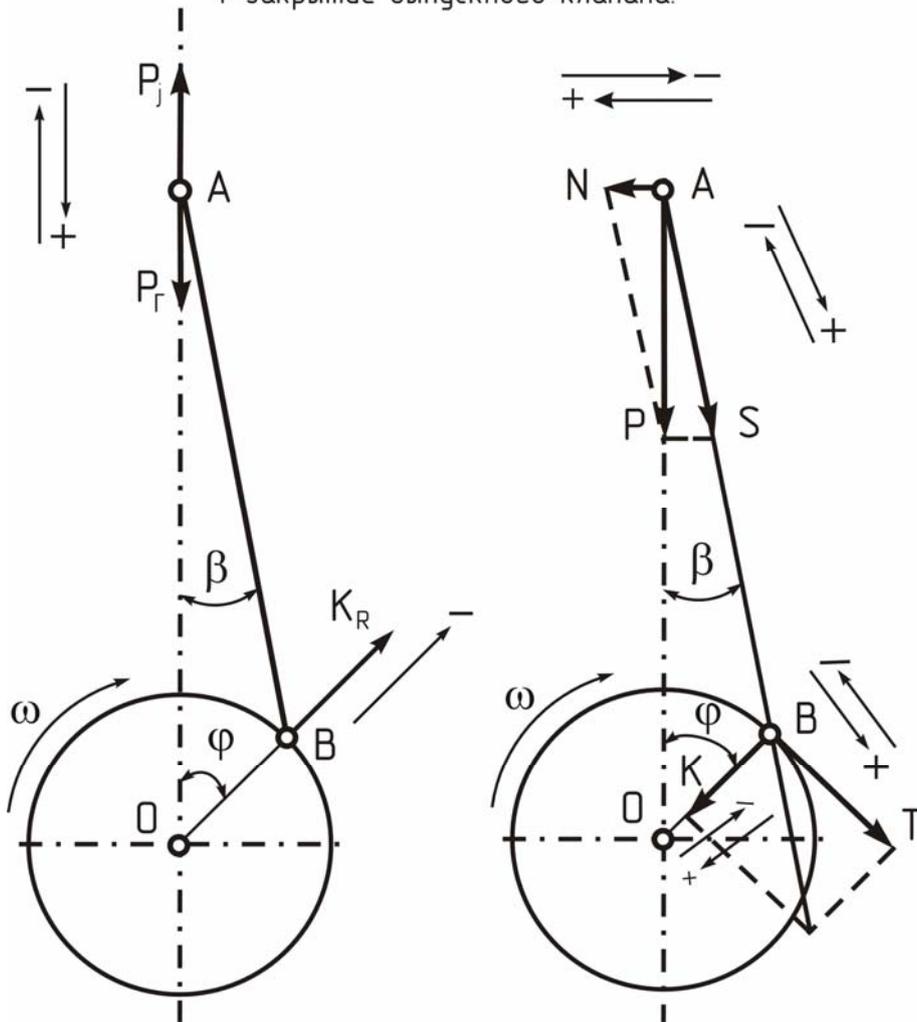


Диаграмма ускорения поршня

**ДИАГРАММА ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ И
СХЕМА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КШМ**



- 1-открытие впускного клапана;
- 2-закрытие впускного клапана;
- 3-открытие выпускного клапана;
- 4-закрытие выпускного клапана.



СОДЕРЖАНИЕ ЛИСТА 1 ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

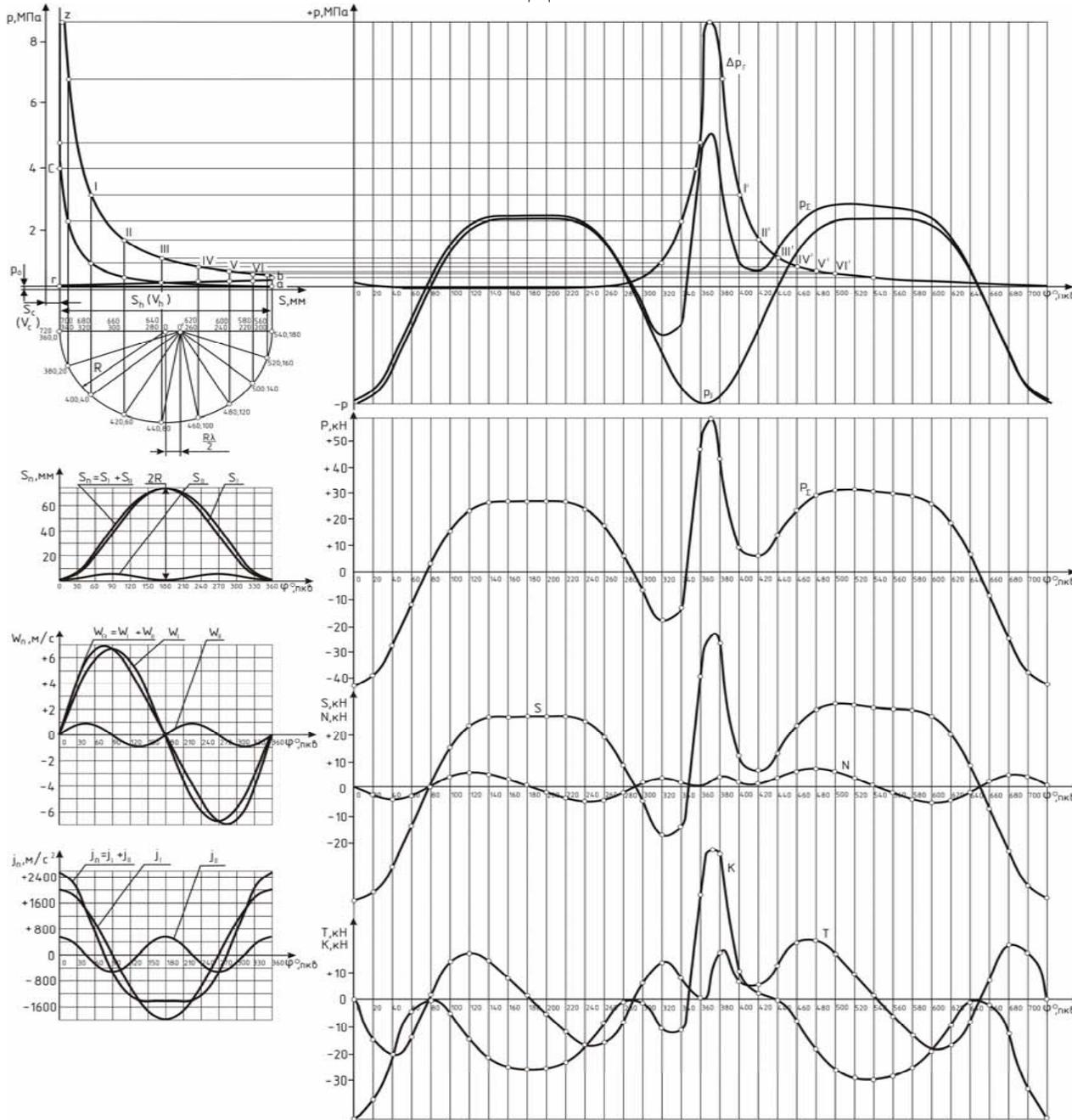
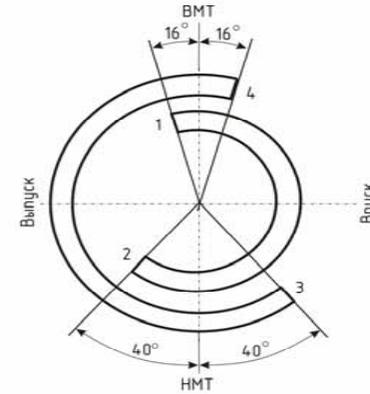
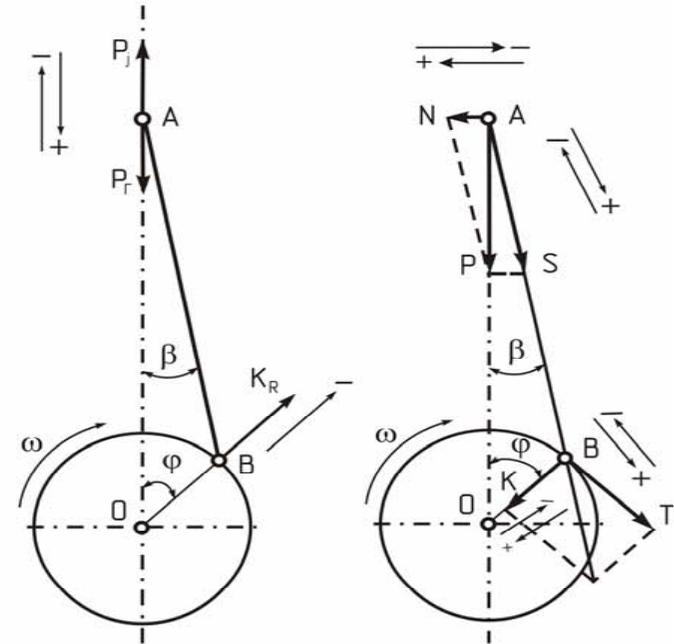


Диаграмма фаз газораспределения

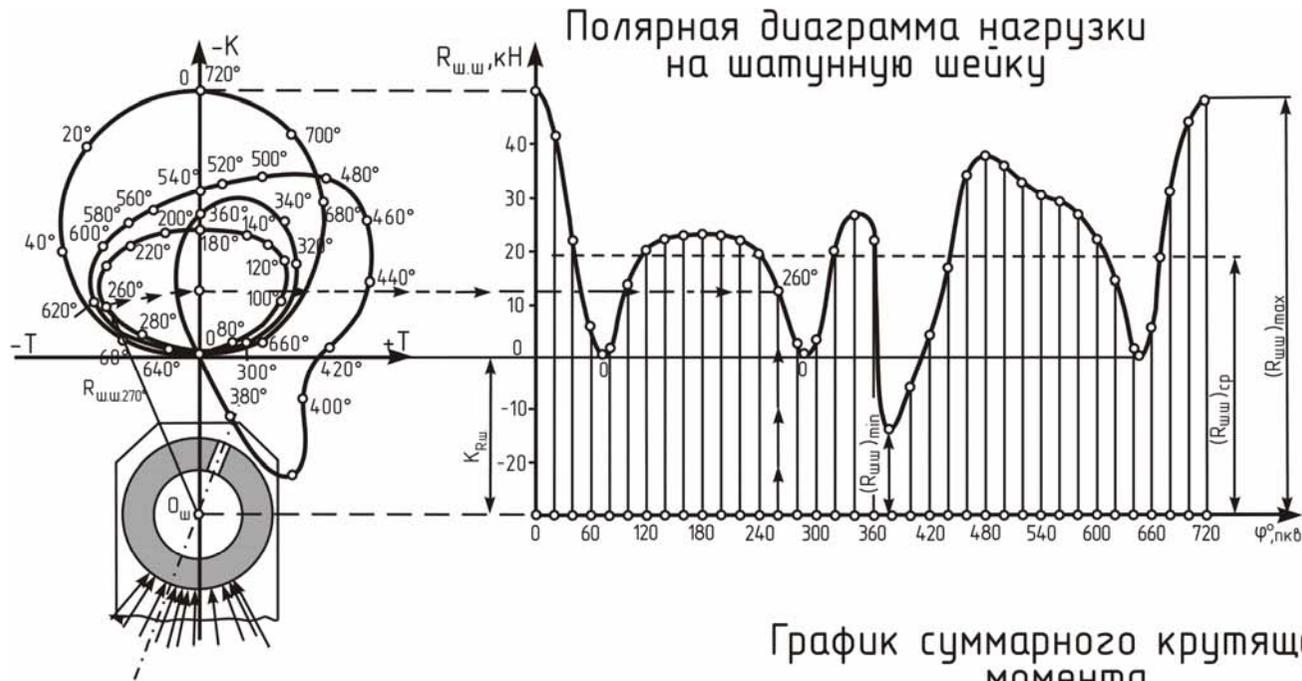


- 1-открытие впускного клапана;
- 2-закрытие впускного клапана;
- 3-открытие выпускного клапана;
- 4-закрытие выпускного клапана.

Схема сил, действующих в КШМ



СОДЕРЖАНИЕ ЛИСТА 2 ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ



Чертеж разрабатываемой детали

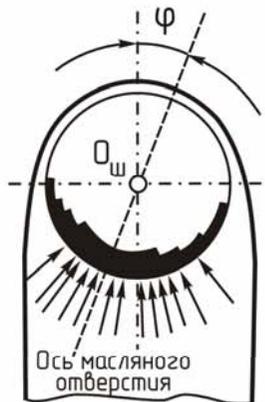
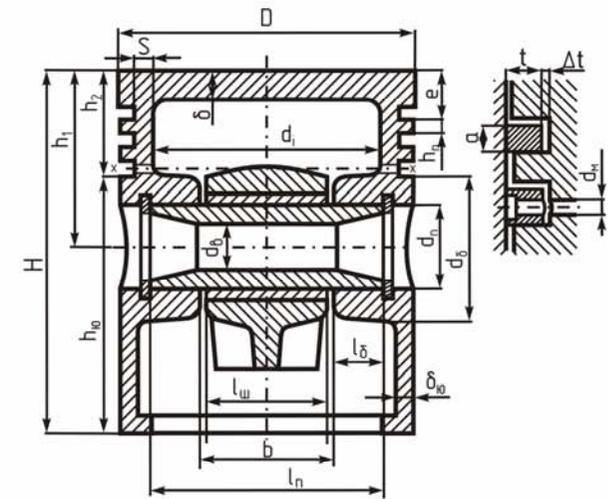
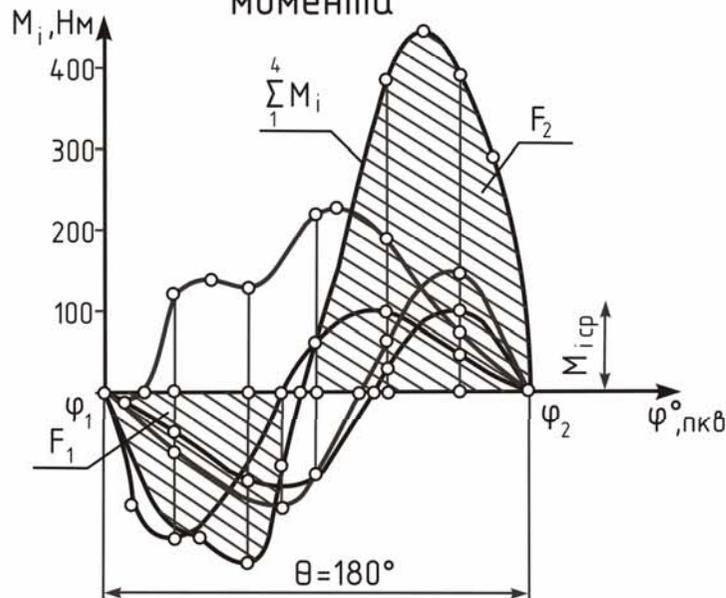


График суммарного крутящего момента



Учебное издание

ЛИХАНОВ
Виталий Анатольевич,
ДЕВЕТЬЯРОВ
Руслан Раифович

**РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЬНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ**

Учебное пособие

Редактор И.В. Окишева

Заказ № . Подписано к печати г.
Формат 60x84, 1/16. Объем усл. печ. л. 11,0. Тираж 300 экз.
Бумага офсетная. Цена договорная. Отпечатано с оригинал-макета.
610017, Киров, Вятская ГСХА, Октябрьский проспект 133.
Отпечатано в типографии ВГСХА, г. Киров, 2008 г.