

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«КУЗБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Т. Ф. ГОРБАЧЕВА»

Кафедра эксплуатации автомобилей

Составители
А. С. Березин
А. Г. Кульпин
Е. Е. Кульпина

СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ

**Методические указания к курсовому проекту
для бакалавров всех форм обучения**

Рекомендованы учебно-методической комиссией
направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-
технологических машин и комплексов» в качестве электронного издания
для использования в учебном процессе

Кемерово 2016

Рецензенты:

Цыганков Д. В. – кандидат химических наук, доцент кафедры эксплуатации автомобилей

Подгорный А. И. – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой эксплуатации автомобилей, председатель учебно-методической комиссии направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»

Березин Александр Сергеевич

Кульпин Александр Геннадьевич

Кульпина Евдокия Евгеньевна

Силовые агрегаты [Электронный ресурс] : методические указания к курсовому проекту для бакалавров направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» всех форм обучения / сост. : А. С. Березин, А. Г. Кульпин, Е. Е. Кульпина. – Электрон. дан. – Кемерово : КузГТУ, 2016. – Систем. требования : Pentium IV; ОЗУ 256 Мб; Windows XP; мышь. – Загл. с экрана.

Приведены варианты для курсовой работы, методика расчета и примерные оценочные средства для текущего контроля и промежуточной аттестации.

© КузГТУ, 2016

© Березин А. С., Кульпин А. Г.,
Кульпина Е. Е., составление, 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ	7
1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СИЛОВОГО АГРЕГАТА	8
1.1. Расчет параметров рабочего тела.....	8
1.1.1. Средний элементарный состав топлива.....	8
1.1.2. Низшая теплота сгорания топлива	8
1.1.3. Коэффициент избытка воздуха	8
1.1.4. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.....	9
1.1.5. Количество горючей смеси	9
1.1.6. Состав продуктов сгорания	9
1.1.7. Общее количество продуктов сгорания.....	10
1.2. Расчет процесса наполнения.....	10
1.2.1. Температура подогрева свежего заряда.....	10
1.2.2. Плотность заряда на впуске	10
1.2.3. Потери давления на впуске	11
1.2.4. Давление в конце впуска	11
1.2.5. Коэффициент остаточных газов	11
1.2.6. Температура в конце впуска.....	12
1.2.7. Коэффициент наполнения	13
1.3. Расчет процесса сжатия.....	13
1.3.1. Давление в конце сжатия.....	13
1.3.2. Температура в конце впуска.....	13
1.3.3. Средняя мольная теплоемкость свежей смеси.....	14
1.3.4. Средняя мольная теплоемкость остаточных газов	14
1.3.5. Средняя мольная теплоемкость рабочей смеси	14
1.4. Расчет процесса сгорания	14
1.4.1. Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси	14
1.4.2. Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси	15
1.4.3. Количество тепла ΔH_U , потерянного вследствие неполноты сгорания топлива	15
1.4.4. Теплота сгорания рабочей смеси.....	15
1.4.5. Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания.....	15
1.4.6. Коэффициент использования тепла	16
1.4.7. Уравнение сгорания	16

1.4.8. Максимальное давление сгорания.....	17
1.4.9. Степень повышения давления (для бензиновых двигателей)	17
1.5. Расчет процесса расширения	17
1.5.1. Степень предварительного расширения (для дизелей)	17
1.5.2. Степень последующего расширения (для дизелей).....	17
1.5.3. Давление в конце расширения	18
1.5.4. Температура в конце расширения	18
1.5.5. Проверка корректности принятых величин	18
1.6. Индикаторные показатели рабочего цикла.....	19
1.6.1. Теоретическое среднее индикаторное давление.....	19
1.6.2. Среднее индикаторное давление	19
1.6.3. Индикаторный КПД	19
1.6.4. Индикаторный удельный расход топлива	20
1.7. Эффективные показатели рабочего цикла	20
1.7.1. Среднее давление механических потерь.....	20
1.7.2. Среднее эффективное давление	21
1.7.3. Механический КПД.....	21
1.7.4. Эффективный КПД	21
1.7.5. Эффективный удельный расход топлива.....	21
1.7.6. Часовой расход топлива	21
1.8. Основные параметры цилиндра и двигателя	21
1.8.1. Рабочий объем двигателя	21
1.8.2. Рабочий объем цилиндра.....	21
1.8.3. Диаметр поршня	21
1.8.4. Ход поршня	22
1.8.5. Действительные параметры двигателя	22
1.9. Построение индикаторной диаграммы.....	22
1.9.1. Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя	23
1.9.2. Индикаторная диаграмма дизеля.....	24
1.9.3. Коррекция теоретической индикаторной диаграммы	25
1.10. Тепловой баланс.....	28
1.10.1. Общее количество теплоты, введенной в двигатель за 1 с	28
1.10.2. Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с	28
1.10.3. Теплота, передаваемая охлаждающей среде за 1 с.....	28
1.10.4. Теплота, унесенная с отработавшими газами за 1 с	28

1.10.5. Теплота, потерянная вследствие химической неполноты сгорания топлива за 1 с	28
1.10.6. Неучтенные потери тепла.....	29
2. КИНЕМАТИКА.....	29
2.1. Перемещение поршня.....	31
2.2. Скорость поршня	33
2.3. Ускорение поршня.....	34
3. ДИНАМИКА.....	36
3.1. Динамический расчет КШМ.....	36
3.1.1. Построение диаграммы силы давления газов P_r в координатах $P - \varphi$ (давление – угол поворота коленчатого вала)	36
3.2. Определение сил, действующих в КШМ	37
3.2.1. Сила давления газов	37
3.2.2. Удельная сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс	38
3.2.3. Центробежные силы.....	40
3.2.4. Суммарные силы	42
3.2.5. Крутящие моменты цилиндра и двигателя.....	46
3.2.6. Результирующая сила, действующая на шатунную шейку коленчатого вала от одного шатуна	50
3.3. Построение диаграмм износа шатунной шейки коленчатого вала ...	51
4. РАСЧЕТ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ	52
4.1. Расчет поршня	52
4.2. Расчет поршневого кольца. Среднее давление кольца на стенку цилиндра.....	58
4.3. Расчет поршневого пальца.....	59
5. РАСЧЕТ ШАТУННОЙ ГРУППЫ	61
5.1. Расчет поршневой головки шатуна.....	61
5.2. Расчет кривошипной головки шатуна	67
5.3. Расчет стержня шатуна.....	68
5.4. Расчет шатунных болтов	70
6. РАСЧЕТ КОРПУСА ДВИГАТЕЛЯ.....	71
6.1. Гильза цилиндра	71
6.1.1. Расчетная толщина стенки гильзы цилиндра	71
6.2. Шпильки головки блока.....	73
7. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ	74
7.1. Поршень.....	74

7.2. Поршневые кольца.....	75
7.3. Поршневой палец.....	77
7.4. Температурный режим элементов поршневой группы	77
7.4.1. Температура головки поршня двигателя	77
7.4.2. Температура юбки поршня двигателя.....	77
7.4.3. Температура внешнего компрессионного кольца $t_k, ^\circ\text{C}$	77
7.5. Конструктивные массы	78
7.5.1. Конструктивная масса поршневой группы $m_p, \text{кг/м}^2$	78
8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ШАТУННОЙ ГРУППЫ	78
8.1. Поршневая головка шатуна	78
8.2. Кривошипная головка шатуна.....	79
8.3. Стержень шатуна	80
8.4. Шатунные болты.....	81
8.5. Конструктивная масса шатуна $m_{ш}, \text{кг/м}^2$	82
8.6. Температурный режим деталей шатунной группы.....	82
9. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА ДВИГАТЕЛЯ.....	82
9.1. Блок картер	82
9.2. Головка блока цилиндров	83
9.3. Шпильки головки блока.....	84
9.4. Гильза цилиндра	85
9.5. Элементы водяного уплотнения гильзы.....	85
9.6. Элементы воздушного охлаждения двигателя	86
9.7. Температурный режим элементов корпуса двигателя.....	87
9.7.1. Температура стенок цилиндра $t_{ц}, ^\circ\text{C}$	87
9.7.2. Перепад температур между внутренней и наружной поверхностями	88
9.7.3. Предельная температура цилиндра $T_{\text{max}}^ц, ^\circ\text{C}$	88
9.7.4. Предельная температура головки цилиндра $T_{\text{max}}^{гц}, ^\circ\text{C}$	88
СПИСОК РЕОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	88
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	89
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	92
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	95

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по курсу «Силовые агрегаты» состоит из четырех частей. В первой части приводится методика выполнения теплового расчета двигателя и расчета теплового баланса. В этой части определяются основные параметры процессов двигателя. Для контроля правильности вычисления параметров в конце каждого пункта расчета приведены ориентировочные значения пределов изменения данного параметра. Вычисленные по формулам значения должны укладываться в рекомендуемые пределы для данного типа двигателя.

Во второй части приводится методика выполнения кинематического расчета. Здесь определяются текущие значения перемещения поршня, скорости поршня и ускорения поршня в диапазоне углов от 0 до 360 градусов угла поворота коленчатого вала. По результатам расчетов должны быть построены графики.

В третьей части проекта определяются силы и моменты, действующие на кривошипно-шатунный механизм двигателя. По результатам динамического расчета на листе графической части формата А1 приводятся графики полных и удельных сил, а также график суммарного крутящего момента двигателя, полярная диаграмма и диаграмма износа шатунной шейки.

В четвертой части проекта выполняется расчет на прочность деталей двигателя и производится расчет систем. К деталям двигателя для которых производится расчет относятся такие детали как: поршень, поршневые кольца, поршневой палец, шатун, шатунные болты, корпус двигателя, гильза цилиндра и шпилька головки блока цилиндров.

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ
по курсу «Силовые агрегаты»

Фамилия И.О. _____ группа _____

Таблица 1

Наименование параметра	Обозначение	Единицы измерения	Численные значения
1. Тип двигателя	–	–	
2. Назначение	–	–	
3. Тип камеры сгорания	–	–	
4. Способ смесеобразования	–	–	
5. Тип системы охлаждения	–	–	
6. Тип газораспределительного механизма	–	–	
7. Эффективная мощность	N_e	кВт	
8. Номинальная частота вращения коленчатого вала	n_N	мин ⁻¹	
9. Степень сжатия	ε	–	
10. Число и расположение цилиндров	i	–	
11. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	S/D	–	
12. Коэффициент избытка воздуха	α	–	
13. Степень повышения давления	$\lambda = P_Z / P_C$	–	
14. Молекулярная масса топлива	m_T	кг/кмоль	
15. Давление наддува	P_k	МПа	
16. Температура подогрева свежего заряда	ΔT	K (°C)	

Для контроля правильности вычислений параметров в каждом из пунктов приведены ориентировочные значения пределов изменения данного параметра. Вычисленные по формулам значения должны укладываться в рекомендуемые пределы для данного типа двигателя.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СИЛОВОГО АГРЕГАТА

В тепловом расчете определяются параметры характерных точек индикаторной диаграммы для режима максимальной мощности.

Следует иметь в виду, что ошибка, допущенная в вычислении одного из параметров любой точки, приводит к неправильному определению параметров последующих точек рабочего цикла. Поэтому при расчете необходимо не только обеспечить достаточную точность вычислений, но и оценивать, насколько вычисляемые параметры соответствуют параметрам реальных двигателей аналогичного назначения и типа.

1.1. Расчет параметров рабочего тела

1.1.1. Средний элементарный состав топлива

Состав топлива задается массовыми долями углерода, водорода, кислорода. Примерное содержание названных компонентов для бензина и дизельного топлива приведено в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Топливо	Массовые доли		
	С	Н	O _T
Бензин	0,855	0,145	0
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004

1.1.2. Низшая теплота сгорания топлива

Низшая теплота сгорания вычисляется по формуле Менделеева:

$$H_U = 33,91 \cdot C + 125,6 \cdot H - 10,89 \cdot (O_T - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ МДж/кг}, \quad (1.1)$$

где S и W – массовые доли серы и водяных паров в продуктах сгорания, принимаются равными нулю.

1.1.3. Коэффициент избытка воздуха

Численное значение коэффициента избытка воздуха приведено в задании. Если это значение не задано, то для режима максимальной мощности принимаются следующие значения коэффициента избытка воздуха:

- бензиновые двигатели $\alpha = 0,80 \dots 0,96$;
- дизели с неразделенными камерами сгорания $\alpha = 1,5 \dots 1,7$;
- вихрекамерные дизели $\alpha = 1,30 \dots 1,50$;
- предкамерные дизели $\alpha = 1,40 \dots 1,50$.

1.1.4. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right], \text{ кмоль}; \quad (1.2)$$

$$l_0 = L_0 \cdot \mu_B, \text{ кг}, \quad (1.3)$$

где $\mu_B = 28,97$ кг/кмоль – молекулярная масса воздуха.

1.1.5. Количество горючей смеси

Для бензиновых двигателей:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T}, \text{ кмоль}, \quad (1.4)$$

где m_T – молекулярная масса топлива, кг/кмоль; $m_T = 110 \dots 120$ кг/кмоль.

Для дизелей:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0, \text{ кмоль}. \quad (1.5)$$

1.1.6. Состав продуктов сгорания

Состав продуктов сгорания во многом зависит от состава горючей смеси. При сгорании богатых смесей ($\alpha < 1$) продукты сгорания включают в себя CO, CO₂, H₂, H₂O, N₂.

$$M_{CO} = 0,42 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot L_0, \text{ кмоль}, \quad (1.6)$$

где $K = M_{H_2} / M_{CO}$ принимается равным 0,45...0,50.

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO}, \text{ кмоль}; \quad (1.7)$$

$$M_{H_2} = K \cdot M_{CO}, \text{ кмоль}; \quad (1.8)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2}, \text{ кмоль}; \quad (1.9)$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0, \text{ кмоль}. \quad (1.10)$$

При сгорании бедных или стехиометрических смесей ($\alpha \geq 1$) продукты сгорания включают в себя CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 .

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль}; \quad (1.11)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль}; \quad (1.12)$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ кмоль}; \quad (1.13)$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0, \text{ кмоль}. \quad (1.14)$$

1.1.7. Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \sum_{i=1}^{i=n} M_i, \text{ кмоль}. \quad (1.15)$$

При $\alpha < 1$ $M_2 = M_{\text{CO}} + M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2}$.

При $\alpha \geq 1$ $M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}$.

1.2. Расчет процесса наполнения

1.2.1. Температура подогрева свежего заряда

Величина температуры подогрева свежего заряда ΔT зависит от конструкции впускного трубопровода, типа системы охлаждения, скорости вращения коленчатого вала двигателя и может быть принята:

- для бензиновых двигателей $\Delta T = 0 \dots 20^\circ$;
- для дизелей без наддува $\Delta T = 10 \dots 40^\circ$;
- для дизелей с наддувом $\Delta T = (-5) \dots (+10^\circ)$.

1.2.2. Плотность заряда на впуске

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{P_0 \cdot 10^6}{B \cdot T_0}, \text{ кг/м}^3, \quad (1.16)$$

где $P_0 = 0,1$ МПа – атмосферное давление; $T_0 = 293$ К – температура окружающего воздуха; $B = 287$ Дж/кг·град – удельная газовая постоянная

воздуха. Принимается одинаковой для воздушного заряда (дизель) и для топливно-воздушной смеси (карбюраторный двигатель).

При расчете двигателя с наддувом в дальнейшем следует принять $P_0 = P_k$ и $T_0 = T_k$, где T_k – температура компрессора, К.

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{(n_k-1)}{n_k}}, \text{ К}, \quad (1.17)$$

где n_k – показатель компрессора ($n_k = 1,4 \dots 2,0$ для центробежных нагнетателей).

1.2.3. Потери давления на впуске

С достаточной точностью потери давления на впуске могут быть определены из уравнения:

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{\text{ВП}}) \cdot \frac{\omega_{\text{ВП}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{возд}} \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}, \quad (1.18)$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда; $\xi_{\text{ВП}}$ – коэффициент сопротивления впускной системы; $\omega_{\text{ВП}}$ – средняя скорость движения заряда в наиболее узком сечении впускной системы, м/с.

Сумма $(\beta^2 + \xi_{\text{ВП}})$ характеризует сопротивление впускной системы и принимается из диапазона $2,5 \dots 4,0$. Скорость движения воздушного заряда в основном определяется скоростью вращения коленчатого вала, рабочим объемом двигателя и площадью наиболее узкого сечения впускной системы $\omega_{\text{ВП}} = 50 \dots 130$ м/с.

Полученное значение ΔP_a должно укладываться в допустимые пределы:

- для бензиновых двигателей $\Delta P_a = (0,06 \dots 0,2) \cdot P_0$;
- для дизелей $\Delta P_a = (0,04 \dots 0,18) \cdot P_0$.

1.2.4. Давление в конце впуска

$$P_a = P_0 - \Delta P_a, \text{ МПа}. \quad (1.19)$$

1.2.5. Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r}, \quad (1.20)$$

где T_r – температура остаточных газов, К; P_r – давление остаточных газов, МПа; ε – степень сжатия.

Величина степени сжатия в основном определяется свойствами применяемого топлива. Численное значение степени сжатия приведено в задании. Если это значение не задано, то величина степени сжатия для режима максимальной мощности принимаются из таблицы 1.2.

Для бензиновых двигателей степень сжатия определяется октановым числом используемого бензина. Ориентировочно можно принять следующую взаимосвязь допустимой степени сжатия и октанового числа бензина.

Таблица 1.2

Степень сжатия	6,6-7,0	7,1-7,5	7,6-8,5	8,6-9,5	до 12,5
Октановое число	73-76	77-80	81-90	91-100	> 100

При установлении величины T_r необходимо иметь в виду, что при увеличении степени сжатия и обогащения рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении скорости вращения коленчатого вала – возрастает. Температура остаточных газов устанавливается в следующих пределах:

- для бензиновых двигателей $T_r = 900 \dots 1100$ К;
- для дизелей $T_r = 600 \dots 900$ К.

Величина P_r устанавливается в зависимости от числа и расположения выпускных клапанов, сопротивление выпускной системы, фаз газораспределения, скорости вращения коленчатого вала из следующего выражения:

$$P_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot P, \text{ МПа.}$$

Величина коэффициента остаточных газов по результатам расчетов должна составлять:

- для бензиновых двигателей $\gamma_r = 0,05 \dots 0,10$;
- для дизелей $\gamma_r = 0,02 \dots 0,06$.

1.2.6. Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.} \quad (1.21)$$

Величина T_a изменяется в пределах:

- для бензиновых двигателей $T_a = 320 \dots 360$ К;
- для дизелей $T_a = 310 \dots 350$ К.

1.2.7. Коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_0} \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r). \quad (1.22)$$

Величина η_V изменяется в пределах:

- для бензиновых двигателей $\eta_V = 0,70 \dots 0,85$;
- для дизелей $\eta_V = 0,80 \dots 0,90$.

1.3. Расчет процесса сжатия

1.3.1. Давление в конце сжатия

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}, \quad (1.23)$$

где n_1 – средний показатель политропы сжатия.

Величина n_1 зависит от скорости вращения коленчатого вала, рабочего объема цилиндра, степени сжатия. Влияние названных факторов на величину n_1 определяется интенсивностью тепловыделения по мере сгорания рабочей смеси и теплообмена между рабочим теплом и стенками цилиндра, поршня и камеры сгорания. Если суммарное влияние указанных факторов способствует подводу тепла к рабочему телу или сокращению отвода тепла, то это приводит к увеличению среднего показателя политропы сжатия, и наоборот. Значение показателя политропы сжатия n_1 следует определять по среднему показателю адиабаты k_1 . Для этого по номограмме, изображенной на рисунке 1 приложения 1, для соответствующих значений ε и T_a определяется величина k_1 . Значения показателя политропы сжатия устанавливаются в следующих пределах:

- для бензиновых двигателей $n_1 = (k_1 - 0,00) \dots (k_1 - 0,04)$;
- для дизелей $n_1 = (k_1 + 0,02) \dots (k_1 - 0,02)$.

Величина n_1 изменяется в следующих пределах:

- для бензиновых двигателей $n_1 = 1,30 \dots 1,37$;
- для дизелей $n_1 = 1,32 \dots 1,40$.

1.3.2. Температура в конце впуска

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К}. \quad (1.24)$$

1.3.3. Средняя молярная теплоемкость свежей смеси

$$(mc_V)_{to}^{tc} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}, \quad (1.25)$$

где $t_c = T_c - 273$ – температура конца сжатия, °С.

1.3.4. Средняя молярная теплоемкость остаточных газов

$$(mc_V)_{to}^{tc} = \frac{1}{M_2} \left[\sum_{i=1}^{i=n} M_i \cdot (mc_V)_{to}^{tc} i \right], \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}, \quad (1.26)$$

где M_i – количество i -го компонента остаточных газов (см. п. 1.1.6);
 $(mc_V)_{to}^{tc} i$ – средняя молярная теплоемкость i -го компонента остаточных газов:

$$(mc_V)_{to}^{tc} CO = 20,597 + 2,67 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad (1.27)$$

$$(mc_V)_{to}^{tc} CO_2 = 27,941 + 19 \cdot 10^{-3} \cdot t_c - 54,87 \cdot 10^{-7} \cdot t_c^2, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad (1.28)$$

$$(mc_V)_{to}^{tc} H_2 = 20,684 + 0,206 \cdot 10^{-3} \cdot t_c + 5,88 \cdot 10^{-7} \cdot t_c^2, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad (1.29)$$

$$(mc_V)_{to}^{tc} H_2O = 24,953 + 5,359 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad (1.30)$$

$$(mc_V)_{to}^{tc} O_2 = 20,93 + 4,641 \cdot 10^{-3} \cdot t_c - 8,4 \cdot 10^{-7} \cdot t_c^2, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad (1.31)$$

$$(mc_V)_{to}^{tc} N_2 = 20,398 + 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}. \quad (1.32)$$

1.3.5. Средняя молярная теплоемкость рабочей смеси

$$(mc_V)_{to}^{tc} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[(mc_V)_{to}^{tc} + \gamma_r \cdot (mc_V)_{to}^{tc} \right], \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}. \quad (1.33)$$

1.4. Расчет процесса сгорания

1.4.1. Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (1.34)$$

1.4.2. Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (1.35)$$

1.4.3. Количество тепла ΔH_U , потерянного вследствие неполноты сгорания топлива

При $\alpha \geq 1$ $\Delta H_U = 0$.

При $\alpha < 1$:

$$\Delta H_U = 120 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0, \text{ МДж/кг}. \quad (1.36)$$

1.4.4. Теплота сгорания рабочей смеси

$$H_{P.C.} = \frac{H_U - \Delta H_U}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} \cdot 10^3, \text{ кДж/кмоль}. \quad (1.37)$$

1.4.5. Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания

$$\left(mc_V'' \right)_{to}^z = \frac{1}{M_2} \left[\sum_{i=1}^{i=n} M_i \cdot \left(mc_V'' \right)_{to}^z i \right], \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}, \quad (1.38)$$

где M_i – количество i -го компонента продуктов сгорания (см. п. 1.1.6);

$\left(mc_V'' \right)_{to}^z i$ – средняя молярная теплоемкость i -го компонента продуктов сгорания:

$$\left(mc_V'' \right)_{to}^z CO = 22,49 + 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot t_z, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad (1.39)$$

$$\left(mc_V'' \right)_{to}^z CO_2 = 39,123 + 3,349 \cdot 10^{-3} \cdot t_z, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad (1.40)$$

$$\left(mc_V'' \right)_{to}^z H_2 = 19,768 + 1,758 \cdot 10^{-3} \cdot t_z, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad (1.41)$$

$$\left(mc_V'' \right)_{to}^z H_2O = 26,67 + 4,438 \cdot 10^{-3} \cdot t_z, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad (1.42)$$

$$\left(mc_V'' \right)_{to}^z O_2 = 23,723 + 1,55 \cdot 10^{-3} \cdot t_z, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}; \quad (1.43)$$

$$\left(mc_V'' \right)_{to}^z N_2 = 21,951 + 1,457 \cdot 10^{-3} \cdot t_z, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}. \quad (1.44)$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, рассчитанная по формуле (1.37), должна быть определена в виде

$$(mc_V'')_{to}^{tz} = X + Y \cdot t_z. \quad (1.45)$$

1.4.6. Коэффициент использования тепла

Коэффициент использования тепла ξ_z выражает долю H_u , использованную на повышение внутренней энергии рабочего тела и принимаются:

- для бензиновых двигателей $\xi_z = 0,75 \dots 0,85$;
- для дизелей $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$.

Большие значения относятся к двигателям с совершенным смесеобразованием и минимальными потерями тепла рабочего тела из-за передачи его к стенкам цилиндра.

1.4.7. Уравнение сгорания

Для бензиновых двигателей уравнение сгорания имеет вид:

$$\xi_z \cdot H_{P.C.} + (mc_V')_{to}^{tc} \cdot t_c = \mu \cdot (mc_V'')_{to}^{tz} \cdot t_z, \quad (1.46)$$

где μ – коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси.

Для дизельных двигателей уравнение сгорания имеет вид:

$$\xi_z \cdot H_{P.C.} + \left[(mc_V')_{to}^{tc} + 8,315 \cdot \lambda \right] \cdot t_c + 2270 \cdot (\lambda - \mu) = \mu \cdot (mc_p'')_{to}^{tz} \cdot t_z, \quad (1.47)$$

где $(mc_p'')_{to}^{tz} = (mc_V'')_{to}^{tz} + 8,315$, кДж/кмоль·град – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении; λ – степень повышения давления:

- для дизелей с неразделенными камерами сгорания $\lambda = 1,6 \dots 2,5$;
- для дизелей с разделенными камерами сгорания $\lambda = 1,2 \dots 1,8$.

Для решения уравнения необходимо величину $(mc_V'')_{to}^{tz}$ или $(mc_p'')_{to}^{tz}$ (в зависимости от типа двигателя) в нем заменить выражением (1.45). Затем уравнение упростить и привести к виду:

$$a \cdot t_z^2 + b \cdot t_z + c = 0, \quad (1.48)$$

где t_z – температура конца сгорания, °С; a, b, c – константы.

Решение уравнения (1.48) имеет вид:

$$t_z = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \text{ °С}; \quad (1.49)$$

$$T_z = t_z + 273, \text{ К}. \quad (1.50)$$

Температура конца сгорания изменяется в пределах:

– для бензиновых двигателей $T_z = 2400 \dots 2900 \text{ К}$;

– для дизелей $T_z = 1800 \dots 2300 \text{ К}$.

1.4.8. Максимальное давление сгорания

Для бензиновых двигателей

$$P_z = P_c \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T_c}, \text{ МПа}. \quad (1.51)$$

Для дизелей

$$P_z = \lambda \cdot P_c, \text{ МПа}. \quad (1.52)$$

1.4.9. Степень повышения давления (для бензиновых двигателей)

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}. \quad (1.53)$$

1.5. Расчет процесса расширения

1.5.1. Степень предварительного расширения (для дизелей)

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \quad (1.54)$$

1.5.2. Степень последующего расширения (для дизелей)

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (1.55)$$

1.5.3. Давление в конце расширения

Для бензиновых двигателей

$$P_B = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа.} \quad (1.56)$$

Для дизелей

$$P_B = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа,} \quad (1.57)$$

где n_2 – средний показатель политропы расширения.

Величина n_2 зависит от интенсивности теплообменом между рабочим телом и стенками цилиндра, камеры сгорания и днища поршня. Подвод тепла к рабочему телу или сокращение отвода тепла на линии расширения приводит к уменьшению среднего показателя политропы расширения. Величину n_2 можно оценить по величине адиабаты расширения k_2 для соответствующих значений ε , α и T_z по номограммам (рисунок 2, 3 приложения 1). По опытными данным показатель n_2 незначительно отличается от показателя k_2 и, как правило, в меньшую сторону.

1.5.4. Температура в конце расширения

Для бензиновых двигателей

$$T_B = T_z / \varepsilon^{n_2-1}. \quad (1.58)$$

Для дизелей

$$T_B = T_z / \delta^{n_2-1}. \quad (1.59)$$

1.5.5. Проверка корректности принятых величин

В начале расчета процесса впуска (п. 1.2.5) априорно была принята величина T_r . Точность выбора этой величины проверяется по формуле

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt[3]{P_B/P_r}}. \quad (1.60)$$

При расхождении между принятой в п. 1.2.5. температурой остаточных газов и расчетной величиной более 5 % величины T_r и P_r необходимо изменить принятые величины и повторить тепловой расчет.

1.6. Индикаторные показатели рабочего цикла

1.6.1. Теоретическое среднее индикаторное давление

Для бензиновых двигателей

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа.} \quad (1.61)$$

Для дизелей

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_1 - 1}} \right) + \lambda \cdot (\rho - 1) \right], \text{ МПа.} \quad (1.62)$$

1.6.2. Среднее индикаторное давление

$$P_i = \varphi_n \cdot P_i', \text{ МПа,} \quad (1.63)$$

где φ_n – коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Коэффициент φ_n учитывает уменьшение площади индикаторной диаграммы, связанное с опережением открытия и запаздыванием закрытия клапанов:

- для бензиновых двигателей $\varphi_n = 0,94 \dots 0,97$;
- для дизелей $\varphi_n = 0,92 \dots 0,95$.

1.6.3. Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_U \cdot \rho_{\text{возд}} \cdot \eta_V}, \quad (1.64)$$

где P_i – среднее индикаторное давление, МПа; l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; H_U – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг; $\rho_{\text{возд}}$ – плотность заряда, кг/м³; η_V – коэффициент наполнения.

1.6.4. Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_U \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.} \quad (1.65)$$

1.7. Эффективные показатели рабочего цикла

1.7.1. Среднее давление механических потерь

Для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $S/D > 1$:

$$P_M = 0,049 + 0,0152 \cdot V_{\text{П.СР.}}, \text{ МПа.} \quad (1.66)$$

Для бензиновых восьмицилиндровых двигателей:

$$P_M = 0,039 + 0,0132 \cdot V_{\text{П.СР.}}, \text{ МПа.} \quad (1.67)$$

Для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $S/D \leq 1$:

$$P_M = 0,034 + 0,0113 \cdot V_{\text{П.СР.}}, \text{ МПа.} \quad (1.68)$$

Для дизелей с неразделенными камерами:

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \cdot V_{\text{П.СР.}}, \text{ МПа.} \quad (1.69)$$

Для предкамерных дизелей:

$$P_M = 0,103 + 0,0153 \cdot V_{\text{П.СР.}}, \text{ МПа.} \quad (1.70)$$

Для вихрекамерных дизелей:

$$P_M = 0,089 + 0,0135 \cdot V_{\text{П.СР.}}, \text{ МПа,} \quad (1.71)$$

где $V_{\text{П.СР.}}$ – средняя скорость поршня.

Величина $V_{\text{П.СР.}}$ зависит от размеров деталей кривошипно-шатунного механизма и скорости вращения коленвала:

- для бензиновых двигателей легковых автомобилей $V_{\text{П.СР.}} = 12 \dots 15$ м/с;
- для бензиновых двигателей грузовых автомобилей $V_{\text{П.СР.}} = 9 \dots 12$ м/с;
- для дизельных двигателей $V_{\text{П.СР.}} = 6,5 \dots 12$ м/с.

1.7.2. Среднее эффективное давление

$$P_e = P_i - P_M, \text{ МПа.} \quad (1.72)$$

1.7.3. Механический КПД

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i}. \quad (1.73)$$

1.7.4. Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M. \quad (1.74)$$

1.7.5. Эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_U \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.} \quad (1.75)$$

1.7.6. Часовой расход топлива

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч.} \quad (1.76)$$

1.8. Основные параметры цилиндра и двигателя**1.8.1. Рабочий объем двигателя**

$$V_{Л} = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n}, \text{ л.} \quad (1.77)$$

1.8.2. Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{V_{Л}}{i}, \text{ л.} \quad (1.78)$$

1.8.3. Диаметр поршня

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot S/D}}, \text{ мм.} \quad (1.79)$$

1.8.4. Ход поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D}, \text{ мм.} \quad (1.80)$$

Величины S и D следует округлить до четных чисел.

1.8.5. Действительные параметры двигателя

$$V_{\text{Л}} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}, \text{ л;} \quad (1.81)$$

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_{\text{Л}} \cdot n}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт;} \quad (1.82)$$

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ Н·м;} \quad (1.83)$$

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч;} \quad (1.84)$$

$$V_{\text{П.СР}} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}, \text{ м/с.} \quad (1.85)$$

Полученное расчетное значение эффективной мощности необходимо сравнить с ее заданной величиной. Разница между ними должна быть не более 5 %. В противном случае тепловой расчет необходимо повторить, введя необходимые изменения значений P_e , D .

Аналогично полученное значение средней скорости поршня может отличаться от принятого не более чем на 5 %. В противном случае величину $V_{\text{П.СР}}$ нужно изменить и повторить расчет от п. 1.7.

1.9. Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма строится на миллиметровой бумаге форматом 210×297 мм и помещается в пояснительной записке. Масштаб давления и объема выбирается с таким расчетом, чтобы высота индикаторной диаграммы была больше ширины в 1,2...1,7 раз.

Индикаторные диаграммы карбюраторного двигателя и дизеля имеют известные различия, поэтому их построение рассматривается отдельно.

1.9.1. Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя

На оси абсцисс индикаторной диаграммы (рисунок 1) от ее начала откладывается отрезок OA , соответствующий объему камеры сгорания:

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}, \text{ мм.} \quad (1.86)$$

где AB – отрезок, соответствующий рабочему объему цилиндра в выбранном масштабе, мм.

От точки A откладывается отрезок AB , соответствующий рабочему объему цилиндра.

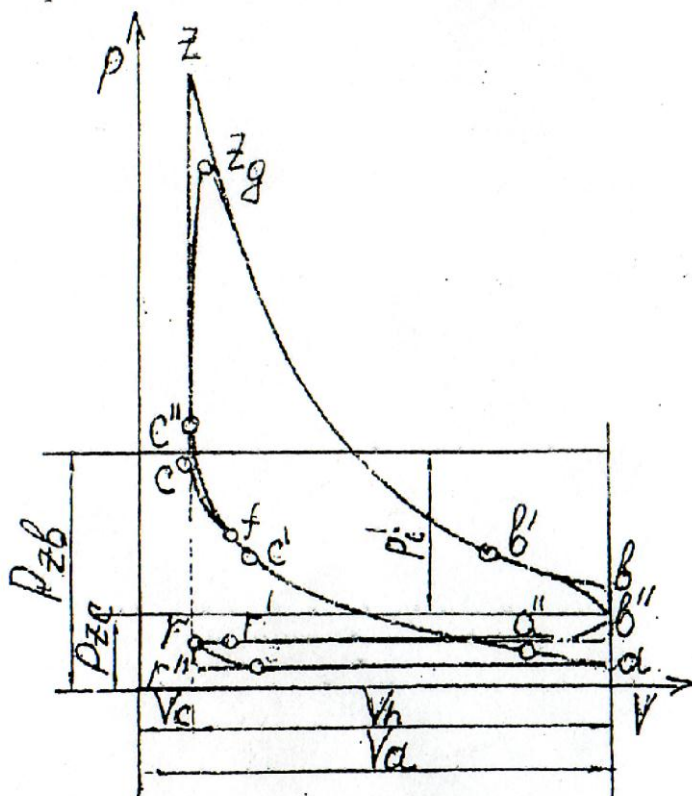


Рисунок 1 – Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя

По данным теплового расчета на диаграмму наносят характерные точки r, a, c, z, b . Построение политроп сжатия и расширения осуществляют следующим образом. На отрезке AB намечают несколько равномерно распределенных точек (не менее 6).

Давления для этих точек определяется из уравнений:

– для политропы сжатия:

$$\frac{P_x}{M_p} = \frac{P_a}{M_p} \cdot \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1}, \text{ мм}; \quad (1.87)$$

– для политропы расширения:

$$\frac{P_x}{M_p} = \frac{P_B}{M_p} \cdot \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2}, \text{ мм}. \quad (1.88)$$

где P_x и V_x – давление и объем в точке X ; M_p – масштаб давления, МПа/мм.

Данные для построения политроп сжатия и расширения целесообразно свести в таблицу 1.3.

Таблица 1.3

№ точки	OX, мм	OB/OX	(OB/OX) ⁿ¹	P _x /M _p , мм	P _x , МПа	(OB/OX) ⁿ²	P _x /M _p , мм	P _x , МПа
1								
2								
.								
.								
.								

Вычисленные значения P_x и V_x наносят в масштабе на диаграмму. Полученные точки соединяют тонкой линией.

По индикаторной диаграмме определяют теоретическое среднее индикаторное давление:

$$P_1' = \frac{F}{AB} \cdot M_p, \text{ МПа}, \quad (1.89)$$

где F – площадь индикаторной диаграммы, мм²; M_p – масштаб давления, МПа/мм.

Значение P_1' , найденное от площади индикаторной диаграммы, не должно отличаться от расчетного значения более чем на 5 %.

1.9.2. Индикаторная диаграмма дизеля

Индикаторная диаграмма дизеля (рисунок 2) строится аналогично индикаторной диаграмме карбюраторного двигателя, за исключением того,

что политропу расширения необходимо строить не от точки Z' , а от точки Z . Отрезок $Z'Z$ определяющий положение точки Z , находится из равенства:

$$Z'Z = OA \cdot (\rho - 1), \text{ мм}, \quad (1.90)$$

где ρ – степень предварительного расширения.

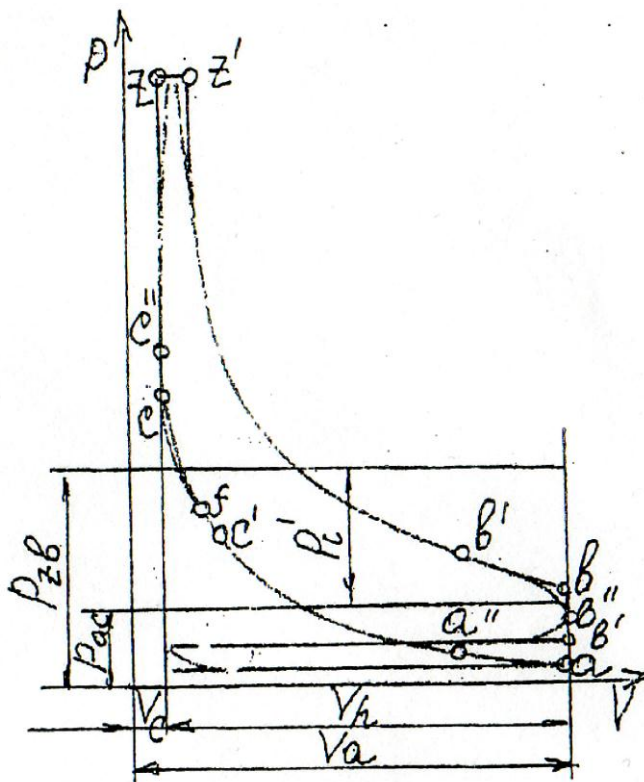


Рисунок 2 – Индикаторная диаграмма дизеля

1.9.3. Коррекция теоретической индикаторной диаграммы

Действительная индикаторная диаграмма отличается от теоретической тем, что процесс сгорания в действительности протекает не мгновенно, а в течение определенного промежутка времени. Кроме того, выпуск отработанных газов и впуск свежего заряда начинаются не в мертвых точках, а с некоторым опережением и заканчиваются с запаздыванием.

В связи с этим необходимо принять фазы газораспределения, принимая во внимание быстроходность двигателя, конструкцию и характеристики впускного и выпускного трактов, рабочий объем двигателя, а также опираясь на прототип. Кроме того, необходимо задаться углом опережения (впрыска топлива) и периодом задержки воспламенения. Ниже приведены диапазоны изменения названных величин:

- 1) угол опережения открытия:
 - впускного клапана $10...30^\circ$;

- выпускного клапана $40 \dots 80^\circ$;
- 2) угол запаздывания закрытия:
 - впускного клапана $40 \dots 80^\circ$;
 - выпускного клапана $15 \dots 60^\circ$;
- 3) для режима максимальной мощности:
 - угол опережения зажигания $30 \dots 40^\circ$;
 - угол опережения впрыска $15 \dots 25^\circ$;
- 4) период задержки воспламенения:
 - для бензина $15 \dots 18^\circ$;
 - для дизельного топлива $8 \dots 12^\circ$.

В связи с тем, что рабочая смесь воспламеняется в цилиндре до прихода поршня в верхнюю мертвую точку, действительное давление конца сжатия (точка С) отличается от расчетного:

$$P_c'' = (1,15 \dots 1,25) \cdot P_c, \text{ МПа.} \quad (1.91)$$

Максимальное давление сгорания в карбюраторном двигателе не достигает расчетного:

$$P_{z\partial} = 0,85 \cdot P_z, \text{ МПа.} \quad (1.92)$$

В дизельном двигателе максимальное давление сгорания достигает расчетного:

$$P_{z\partial} = P_z. \quad (1.93)$$

Положение точки Z_∂ по горизонтали определяется допустимой скоростью нарастания давления:

$$V_p = \frac{P_{z\partial} - P_c''}{\Delta\varphi_2}, \text{ МПа/град,} \quad (1.94)$$

где V_p – скорость нарастания давления; $P_{z\partial}$ – действительное максимальное давление сгорания, МПа; P_c'' – действительное давление конца сжатия, МПа; $\Delta\varphi_2$ – угол поворота коленчатого вала, соответствующий движению поршня от верхней мертвой точки до точки Z_∂ , град п.к.в.

Точка Z_∂ должна быть расположена так, чтобы скорость нарастания давления не превышала:

- для бензиновых двигателей $0,1 \dots 0,4$ МПа/град;
- для дизелей с разделенными камерами сгорания $0,2 \dots 0,5$ МПа/град;
- для дизелей с неразделенными камерами сгорания не более $1,2$ МПа/град.

После определения фаз газораспределения, угла опережения зажигания (впрыска топлива), периода задержки воспламенения, угла $\Delta\varphi_2$ определяют положение поршня, соответствующее названным углам. Для этого используют выражение:

$$AX = \frac{AB}{2} \cdot \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda'}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \text{ мм}, \quad (1.95)$$

где AX – отрезок, определяющий положение искомой точки на индикаторной диаграмме; AB – отрезок, соответствующий рабочему объему цилиндра на индикаторной диаграмме, мм; φ – угол поворота коленчатого вала от верхней мертвой точки, град п.к.в.; λ' – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Величина λ' оказывает некоторое влияние на динамику и габариты двигателя. С уменьшением λ' происходит снижение сил инерции и нормальных сил, но при этом увеличивается высота двигателя и его масса. Значения для некоторых автомобильных двигателей приведены в таблице 2.1.

Результаты вычислений заносятся в таблицу 1.4.

Таблица 1.4

Обозначение точки	Положение точки	φ	$\left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda'}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right]$	AX , мм
r'				
a''				
b'				
a'				
c'				
f				
Z_0				

После этого названные точки наносят на индикаторную диаграмму и соединяют линией $ra'a''c'fc''Z_0b'b''r'r$, являющейся рабочим циклом проектируемого двигателя.

Принятые фазы газораспределения выносят на лист 1 графической части.

1.10. Тепловой баланс

1.10.1. Общее количество теплоты, введенной в двигатель за 1 с

$$Q_0 = \frac{H_U \cdot G_T}{3,6}, \text{ Дж/с}, \quad (1.96)$$

где H_U – низшая теплота сгорания, кДж/кг; G_T – часовой расход топлива, кг/ч. Необходимо принять общее количество теплоты Q_0 за 100 %.

1.10.2. Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с

$$Q_e = 1000 \cdot N_e, \text{ Дж/с}. \quad (1.97)$$

1.10.3. Теплота, передаваемая охлаждающей среде за 1 с

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot [(H_U - \Delta H_U) / (\alpha \cdot H_U)], \text{ Дж/с}. \quad (1.98)$$

где $c = 0,45 \dots 0,53$ – коэффициент пропорциональности; $m = 0,6 \dots 0,7$ – показатель степени; i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, мм; n – скорость вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

1.10.4. Теплота, унесенная с отработавшими газами за 1 с

$$Q_{\Gamma} = \frac{G_T}{3,6} \cdot \left[M_2 \cdot (mc_p)''_0 \cdot t_r - M_1 \cdot (mc_p)'_0 \cdot t_0 \right], \text{ Дж/с}, \quad (1.99)$$

где M_1 и M_2 – количество продуктов сгорания и свежей смеси соответственно (см. п. 1.1.5 и 1.1.7); $(mc_p)''_0 = (mc_v)''_0 + 8,315$, кДж/кг·град – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении (таблица 2, 3 приложения 2); $(mc_p)'_0 = (mc_v)'_0 + 8,315$, кДж/кг·град – средняя молярная теплоемкость свежей смеси при постоянном давлении (таблица 1 приложения 2).

1.10.5. Теплота, потерянная вследствие химической неполноты сгорания топлива за 1 с

$$Q_{\text{н.с.}} = \frac{\Delta H_U \cdot G_T}{3,6}, \text{ Дж/с}, \quad (1.100)$$

где ΔH_U – количество потерянного тепла, кДж/кг (см. п. 1.4.3).

Величины $Q_e, Q_B, Q_\Gamma, Q_{H.C.}$ необходимо выразить в процентах от значения Q_0 .

1.10.6. Неучтенные потери тепла

$$Q_{\text{ост}} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_\Gamma + Q_{H.C.}), \text{ Дж/с (\%)}. \quad (1.101)$$

Величина неучтенных потерь тепла не должна превышать 5 % от общего количества тепла Q_0 . В противном случае тепловой баланс необходимо пересчитать, изменив значения коэффициентов c и m , принятых в пункте 1.10.3.

2. КИНЕМАТИКА

Кинематические исследования кривошипно-шатунного механизма необходимы для дальнейшего выяснения сил, действующих на детали и элементы деталей двигателя, основные параметры которых можно определить расчетом. Детальные исследования кинематики кривошипно-шатунного механизма двигателя из-за переменного режима работы двигателя очень сложны. При определении нагрузок на детали двигателя пользуются упрощенными формулами, полученными для условия равномерного вращения кривошипа, которые дают при расчете достаточную точность и существенно облегчают расчет.

Принципиальные схемы кривошипно-шатунного механизма двигателей автотракторного типа показаны: на рисунке 3, а – центральный кривошипно-шатунный механизм, у которого ось цилиндра пересекает ось коленчатого вала (кривошипа); на рисунке 3, б – дезаксиальный, у которого ось цилиндра не пересекает ось коленчатого вала.

Ось цилиндра смещена относительно оси коленчатого вала на величину α . Такое смещение одной из осей относительно другой позволяет несколько изменить давление на стенку цилиндра и уменьшить скорость поршня у в.м.т. (верхней мертвой точки), что благоприятно сказывается на процессе сгорания и уменьшает износ деталей, а также снижает шум при переносе нагрузки от одной стенки цилиндра на другую при изменении направления движения поршня.

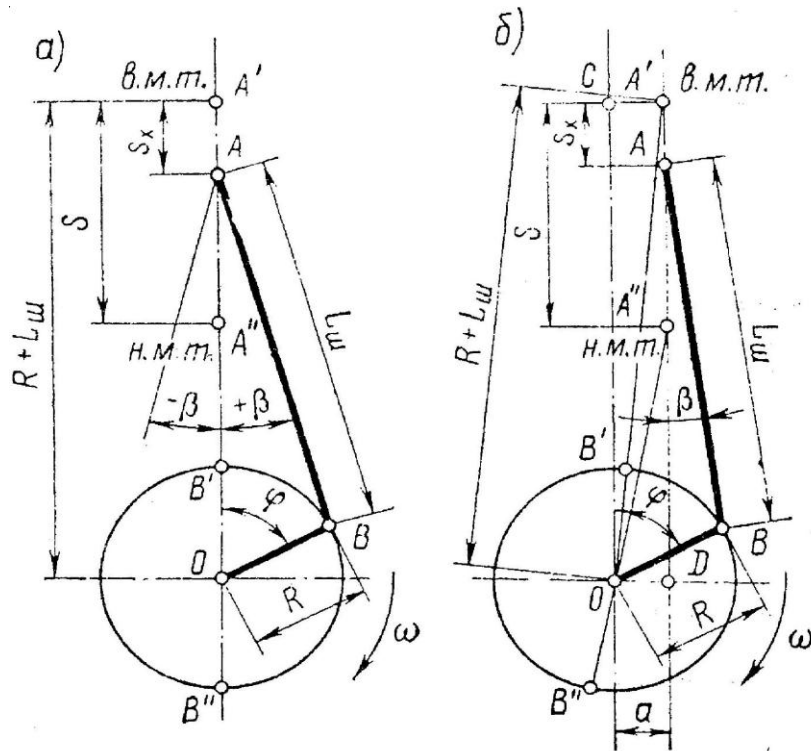


Рисунок 3 – Схемы кривошипно-шатунных механизмов:
а – центрального; б – смещенного (дезаксиального)

На рисунке 3 приведены основные обозначения механизмов:

S_x – текущее перемещение поршня (точка А – ось поршневого пальца);

φ – угол поворота кривошипа OB , отсчитываемой от оси цилиндра ($A'O$) в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке (точка O обозначает ось коленчатого вала; точка B – ось шатунной шейки; точка A' – в.м.т.);

β – угол отклонения шатуна (AB) от оси цилиндра;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала;

$R = OB$ – радиус кривошипа;

$S = 2R = A'A''$ – ход поршня (точка A'' обозначает н.м.т. (нижнюю мертвую точку));

$L_{ш} = AB$ – длина шатуна;

$\lambda' = R/L_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

$R + L_{ш} = A'O$ – расстояние от оси коленчатого вала до в.м.т.

В смещенном кривошипно-шатунном механизме (см. рисунок 3, б) в отличие от принятых обозначений для центрального механизма угол φ поворота кривошипа отсчитывается от прямой CO , параллельной оси $A'D$ и проходящей через ось коленчатого вала, а $S = A'A'' \neq 2R$.

Дезаксиальный механизм характеризуется величиной относительно-го смещения $k = a/R = 0,05...0,15$, где $a = OD$ – величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала.

Величины инерционных усилий, действующих в двигателе, зависят от указанных выше размеров и их соотношений.

Установлено, что с уменьшением $\lambda' = R/L_{ш}$ (за счет увеличения $L_{ш}$) происходит снижение инерционных и нормальных сил, но при этом увеличивается высота и масса двигателя. В связи с этим в автомобильных и тракторных двигателях принимают $\lambda' = 0,23...0,30$. Конкретные значения λ' для некоторых ранее выпускаемых автомобильных и тракторных двигателей приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1

Марка двигателя	λ'	Марка двигателя	λ'
МеМЗ-968	0,28	ЗМЗ-13	0,262
ВАЗ-2101	0,242	ЗМЗ-53	0,257
ВАЗ-2103	0,278	ЗИЛ-4331	0,257
ВАЗ-2106	0,295	КамАЗ-740	0,263
АЗЛК-412	0,261	ЯМЗ-236	0,264
ЗМЗ-24	0,287	А-01м	0,264

Расчет кинематики кривошипно-шатунного механизма сводится к определению пути, скорости и ускорения поршня. При этом принимается, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью ω (если частота вращения коленчатого вала n , об/мин, то $\omega = \pi \cdot n / 30$, 1/с). Это допущение позволяет рассматривать все кинематические величины в виде функциональной зависимости от угла поворота коленчатого вала φ , который при $\omega = const$ пропорционален времени.

2.1. Перемещение поршня

Перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом:

$$S = R \cdot \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda'}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \text{ м.} \quad (2.1)$$

2.2. Скорость поршня

При перемещении поршня скорость его движения является величиной переменной и при постоянной частоте вращения коленчатого вала зависит только от изменения угла поворота кривошипа и отношения $\lambda' = R/L_{ш}$:

$$V_n = dS/dt = \left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \cdot \left(\frac{dS}{d\varphi}\right) = \omega \cdot R \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda'}{2} \cdot \sin 2\varphi\right), \text{ м/с.} \quad (2.3)$$

Значения множителя в уравнении (2.3), заключенного в скобки, в зависимости от λ' и φ приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3

φ°	знак	Значения $\left(\sin\varphi + \frac{\lambda'}{2} \cdot \sin 2\varphi\right)$ 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
30	+	0,604	0,608	0,613	0,617	0,621	0,626	0,630	0,634	–	330
60	+	0,970	0,974	0,979	0,983	0,987	0,992	0,996	1,000	–	300
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	–	270
120	+	0,762	0,758	0,753	0,749	0,745	0,740	0,736	0,732	–	240
150	+	0,396	0,392	0,387	0,383	0,379	0,374	0,370	0,366	–	210
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	–	180

Из уравнения (2.3) следует, что скорость поршня в мертвых точках ($\varphi = 0$ и 180) равна нулю.

При $\varphi = 90^\circ$ $V_n = R \cdot \omega$, а при $\varphi = 270^\circ$ $V_n = -R \cdot \omega$, т.е. в этих точках абсолютные значения скорости поршня равны окружной скорости оси шатунной шейки коленчатого вала.

Максимальная скорость поршня зависит (при прочих равных условиях) от величины λ' , учитывающей конечную длину шатуна, и достигается при $\varphi < 90^\circ (-V_n)$ и $\varphi > 270^\circ (-V_n)$.

С увеличением λ' максимальные значения скорости поршня растут и сдвигаются в сторону мертвых точек:

$$V_{n,\max} \approx \omega \cdot R \sqrt{1 + \lambda'^2}, \text{ м/с.} \quad (2.4)$$

На рисунке 5 представлена кривая изменения скорости поршня в зависимости от φ , рассчитанная аналитическим методом по формуле (2.3).

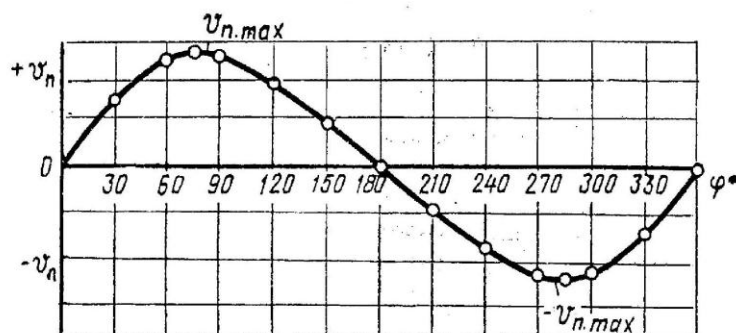


Рисунок 5 – Построение кривых скорости поршня аналитическим методом

Для сравнения быстроходности двигателей в расчетах часто используют среднюю скорость поршня:

$$V_{нсп} = S \cdot n / 30 = 2 \cdot \varphi \cdot R / \pi, \text{ м/с}, \quad (2.5)$$

где S и R выражены в м, n – в об/мин и ω – в рад/с.

Скорость поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме

$$V_n = \omega \cdot R \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda'}{2} \cdot \sin 2\varphi - k \cdot \lambda' \cdot \cos\varphi \right), \text{ м/с}. \quad (2.6)$$

2.3. Ускорение поршня

Ускорение поршня

$$j = \frac{dV_n}{dt} = \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) \cdot \left(\frac{dV_n}{d\varphi} \right) = \omega^2 \cdot R \cdot (\cos\varphi + \lambda' \cdot \cos 2\varphi), \text{ м/с}^2. \quad (2.7)$$

Значение множителя в формуле (2.7), заключенного в скобки, в зависимости от λ' и φ приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4

φ°		Значение $(\cos\varphi + \lambda' \cdot \cos 2\varphi)$ при λ'									φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,240	1,250	1,260	1,270	1,280	1,290	1,300	1,310	+	360
30	+	0,986	0,991	0,996	1,001	1,006	1,011	1,016	1,021	+	330
60	+	0,380	0,375	0,370	0,365	0,360	0,355	0,350	0,345	+	300
90	–	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,290	0,300	0,310	–	270
120	–	0,620	0,625	0,630	0,635	0,640	0,645	0,650	0,655	–	240
150	–	0,746	0,741	0,736	0,731	0,726	0,721	0,716	0,711	–	210
180	–	0,760	0,750	0,740	0,730	0,720	0,710	0,700	0,690	–	180

Максимальное значение ускорения поршня при $\varphi = 0^\circ$:

$$j_{\max} = \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda'), \text{ м/с}^2. \quad (2.8)$$

Минимальное значение ускорения поршня (м/с^2) при: $a/\lambda' < 0,25$
в точке $\varphi = 180^\circ$:

$$j_{\min} = -\omega^2 \cdot R \cdot (1 - \lambda'). \quad (2.9)$$

При $b/\lambda' > 0,25$ в точке $\varphi = \arccos(-1/\lambda')$:

$$j_{\min} = \omega^2 \cdot [\lambda' + 1/8 \cdot \lambda']. \quad (2.9)'$$

Пользуясь уравнением (2.7) и данными таблицы 2.4, аналитическим путем определяем значения ускорения поршня для ряда значений угла в интервале $\varphi = 0 - 360^\circ$ и строят кривую $j = f(\varphi)$ (рисунок 6).

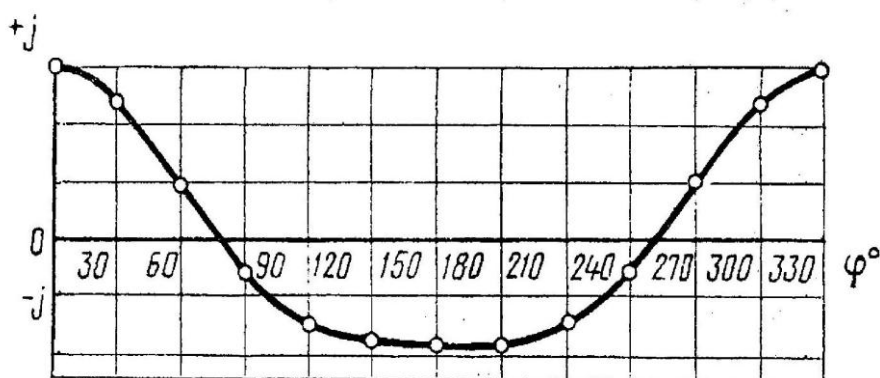


Рисунок 6 – Построение кривых ускорения поршня аналитическим методом

Значения S_x , V_n и j в зависимости от φ , полученные на основании построения графиков, заносят в итоговую таблицу.

Ускорение поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме:

$$j = \omega^2 \cdot R \cdot (\cos \varphi + \lambda' \cdot \cos 2\varphi + k \cdot \lambda' \cdot \sin \varphi), \text{ м/с}^2. \quad (2.10)$$

3. ДИНАМИКА

Целью динамического расчета является определение сил, действующих на кривошипно-шатунный механизм (КШМ) для дальнейшего расчета на прочность деталей двигателя. Результаты расчета выносятся на лист графической части, который должен содержать:

- 1) Индикаторную диаграмму в координатах $P - V$;
- 2) Развернутую диаграмму по углу поворота коленчатого вала в координатах $P - \varphi$;
- 3) Диаграммы: силы инерции P_j , суммарной силы P , силы K , силы, действующей вдоль оси шатуна S , тангенциальной силы T , нормальной силы N ;
- 4) Полярную диаграмму сил, действующих на шатунную шейку $R_{шш}$;
- 5) Диаграмму суммарного крутящего момента $M_{КРΣ}$;
- 6) Диаграмму износа шатунной шейки;
- 7) Диаграмму фаз газораспределения.

3.1. Динамический расчет КШМ

3.1.1. Построение диаграммы силы давления газов P_r в координатах $P - \varphi$ (давление – угол поворота коленчатого вала)

Диаграмма силы давления газов строится на основе индикаторной диаграммы (см. раздел 1 теплового расчета двигателя) и представляет собой график силы давления газов на поршень для различных положений коленчатого вала двигателя. Диаграмму получают путем перестроения индикаторной диаграммы из координат $P - V$ «давление – объем» в координаты «давление – угол поворота коленчатого вала» $P - \varphi$.

Для этого необходимо:

- 1) Построить под индикаторной диаграммой окружность радиусом $R = \frac{S}{2 \cdot m_x}$, мм с центром в точке 0, где m_x – масштаб перемещения поршня, $\frac{\text{мм.хода.поршня}}{\text{мм}}$.

- 2) Отложить от точки 0 в сторону нижней мертвой точки отрезок $00' = \frac{R \cdot \lambda}{2 \cdot m_s}$ – поправку Брикаса.

3) Из полученного центра 0' разбить полуокружность лучами через каждые 30° (рисунок 7).

4) Из точек, полученных на полуокружности провести вертикальные линии до пересечения с индикаторной диаграммой: перенести ординаты

соответствующих точек на координатную сетку $P-\varphi$ для углов $\varphi = 0...720^\circ$ п.к.в. и соединить их плавной кривой.

5) Определить максимальное значение силы P_r , находящиеся в диапазоне углов $\varphi = 360...390^\circ$ п.к.в.

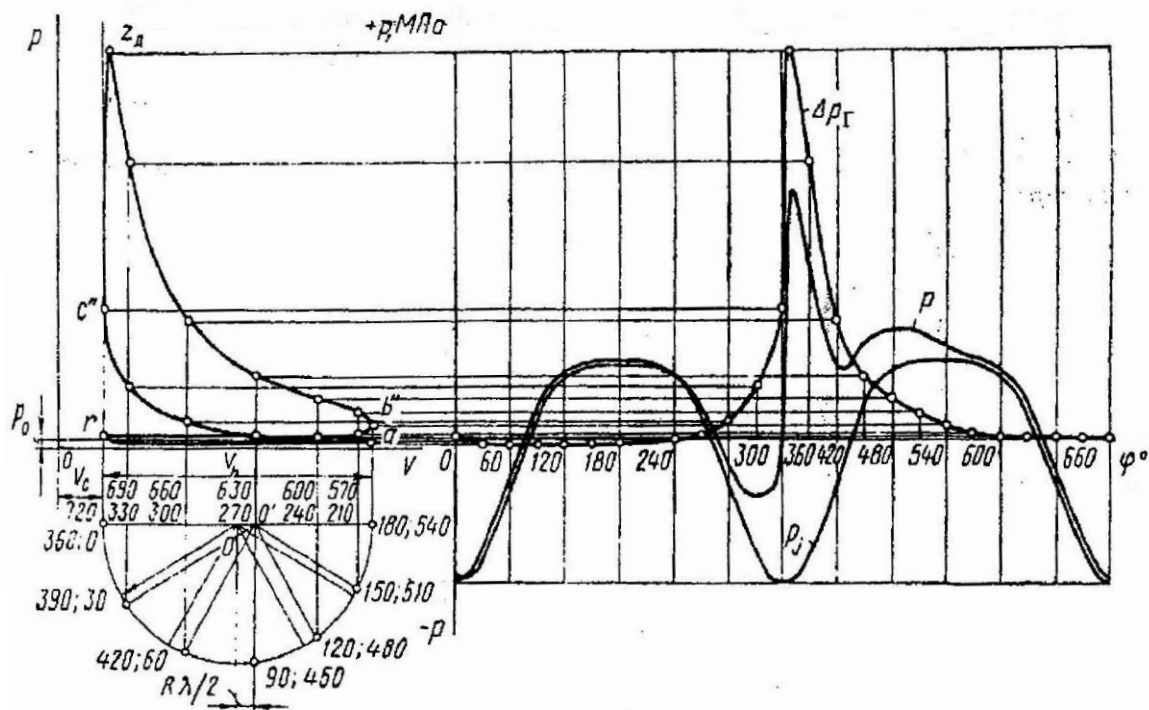


Рисунок 7 – Перестроение (развертка) индикаторной диаграммы в координатах $P-\varphi$

3.2. Определение сил, действующих в КШМ

3.2.1. Сила давления газов

Сила давления газов представляет собой избыточное давление газов на поршень (рисунок 8).

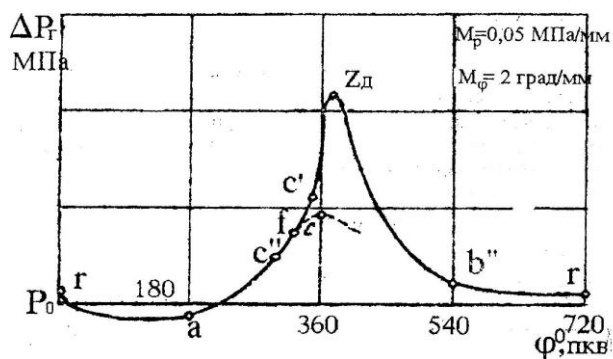


Рисунок 8 – Диаграмма удельных сил давления газов карбюраторного двигателя

$$\Delta P_{\Gamma} = (P_{\Gamma} - P_0), \text{ МПа}, \quad (3.1)$$

где P_{Γ}, P_0 – соответственно давление газов в рассматриваемой точке индикаторной диаграммы и атмосферное давления, МПа (см. п. 1.9 теплового расчета двигателя).

3.2.2. Удельная сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j \cdot j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ кН}, \quad (3.2)$$

где m_j – масса возвратно-поступательно движущихся деталей КШМ, кг.

Удельная сила инерции

$$P_j = \frac{P_j}{F_{\Pi}}, \text{ МПа}, \quad (3.3)$$

где F_{Π} – площадь поршня, м²; j – ускорение поршня, м/с²; R – радиус кривошипа, м; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с.

При выполнении расчетов условно считают, что массу шатуна $m_{ш}$, совершающего сложное движение, можно заменить условными массами $m_{ш.п.}$ и $m_{ш.к.}$. Причем масса $m_{ш.п.}$ сосредоточена на оси поршневого пальца и совершает возвратно-поступательное движение (рисунок 9).

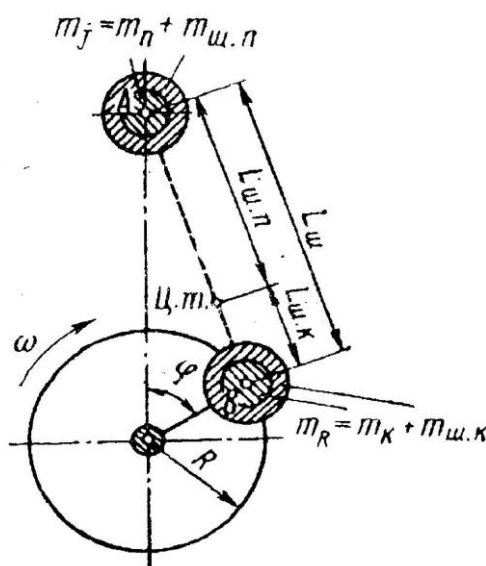


Рисунок 9 – Приведение масс деталей КШМ

Масса же $m_{ш.к.}$ сосредоточена на оси кривошипа в точке В и совершает совместно с массой кривошипа m_k вращательное движение. Массу, сосредоточенную на оси поршневого пальца, тогда можно представить в виде суммы масс:

$$m_j = m_{п.} + m_{ш.п.}, \text{ кг}, \quad (3.4)$$

где $m_{п.}$ – масса поршневой группы, кг.

Масса, сосредоточенная на оси кривошипа для рядных двигателей:

$$m_R = m_k + m_{ш.к.}, \text{ кг}. \quad (3.5)$$

Для V-образных двигателей формула (3.5) будет иметь вид:

$$m_R = m_k + 2m_{ш.к.}, \text{ кг}. \quad (3.6)$$

Рекомендуется принять значения $m_{ш.п.}$ и $m_{ш.к.}$ следующим образом:

$$m_{ш.п.} = 0,275 \cdot m_{ш.}, \quad (3.7)$$

$$m_{ш.к.} = 0,725 \cdot m_{ш.}, \quad (3.8)$$

где $m_{ш.}$ – масса шатуна, кг.

Численные значения масс $m_{п.}$, m_k и $m_{ш.}$ можно определить, зная конструктивную удельную массу (таблица 3.1) и диаметр поршня, D.

Таблица 3.1

Элементы КШМ		Конструктивные массы, кг/м ²			
		Бензиновые ДВС		Дизели	
		D = 60-80 мм	D = 80-100 мм	D = 80-100 мм	D = 100-120 мм
Поршневая группа, $m_{п.}$	Алюминиевый сплав	80-120	100-150	150-200	200-300
	Чугун	150-200	180-250	250-320	300-400
Шатун, $m_{ш.}$		100-150	130-200	250-320	300-400
Колено вала без противовесов, m_k	Стальной кованый вал со стальными шейками	150-180	170-200	200-320	300-400
	Чугунный полый вал с полыми шейками	100-160	150-200	150-320	220-300

$$m'_\Pi = m_\Pi / F_\Pi, \text{ кг/м}^2; \quad (3.9)$$

$$m'_\text{Ш} = m_\text{Ш} / F_\Pi, \text{ кг/м}^2; \quad (3.10)$$

$$m'_\text{к} = m_\text{к} / F_\Pi, \text{ кг/м}^2.$$

Следует помнить, что меньшие значения удельных масс относятся к двигателям, имеющим малые значения $P_{z.\text{max}}$. При $S/D < 1$ конструктивные массы принимают также близкими к нижнему пределу.

Для значений диаметров, не указанных в таблице, можно предложить следующие ориентировочные статистические значения удельных масс (кг/м²) приведенные в таблице 3.1.1.

Таблица 3.1.1

Элементы КШМ	Поршневая группа	Шатун
Бензиновые двигатели с частотой вращения коленчатого вала $n < 4500$ об/мин	$m_\Pi = (1,2 \dots 1,3)D$	$m_\text{Ш} = (1,5 \dots 1,6)D$
Бензиновые двигатели, имеющие $n > 4500$ об/мин	$m_\Pi = (1,3 \dots 1,4)D$	$m_\text{Ш} = (1,9 \dots 2,2)D$
Дизели, имеющие $n < 3000$ об/мин	$m_\Pi = (2,0 \dots 2,2)D$	$m_\text{Ш} = (2,3 \dots 2,5)D$
Дизели, имеющие $n > 3000$ об/мин	$m_\Pi = (1,7 \dots 1,9)D$	$m_\text{Ш} = (1,8 \dots 2,1)D$
Тракторные дизели	$m_\Pi = (2,2 \dots 2,4)D$	$m_\text{Ш} = (2,5 \dots 2,8)D$

Полученные значения удельной силы инерции P_d для углов φ от 0° до 720° с шагом $\Delta\varphi = 30^\circ$ необходимо нанести на развернутую диаграмму сил давления газов.

3.2.3. Центробежные силы

Центробежная сила вращающихся масс КШМ K_R является результатом двух сил K_{RK} и $K_{RШ}$ и направлена по кривошипу (рисунок 10, 11).

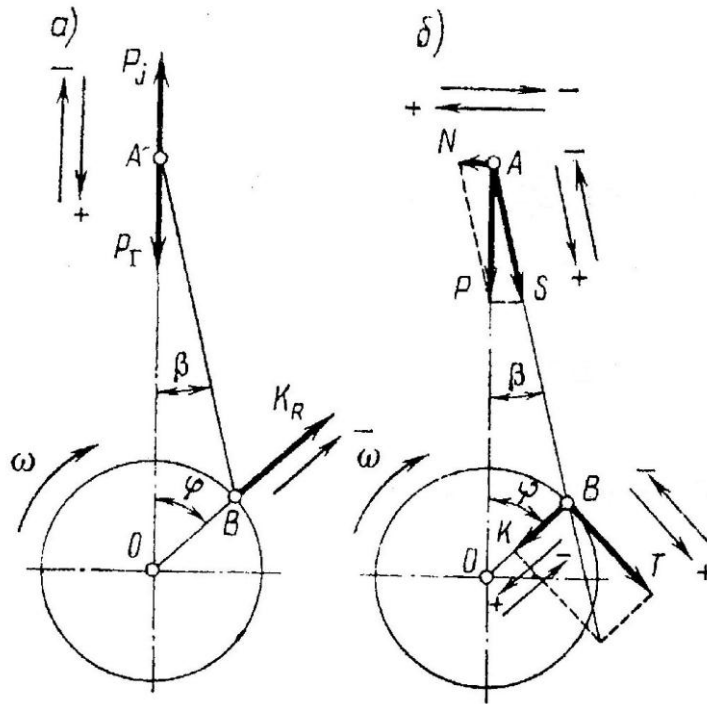


Рисунок 10 – Схема действия сил в КШМ:
а – инерционных и газовых; б – суммарных

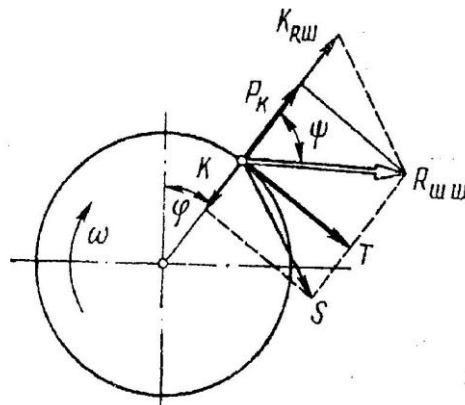


Рисунок 11 – Силы, действующие на шатунную шейку

Для рядных двигателей:

$$K_R = K_{RK} + K_{RШ},$$

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2, \text{ кН.} \quad (3.11)$$

Для V-образных двигателей, имеющих два шатуна на одной шатунной шейке:

$$K_{R\Sigma} = K_{RK} + 2K_{RШ}, \text{ кН.} \quad (3.12)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{RШ} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2 = -0,725 \cdot m_{ш} \cdot R \cdot \omega^2, \text{ кН.} \quad (3.13)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа:

$$K_{RK} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2, \text{ кН.} \quad (3.14)$$

3.2.4. Суммарные силы

Значения суммарных сил необходимо определить для различных положений КШМ в диапазоне углов от 0 до 720° п.к.в. с шагом $\Delta\varphi = 30^\circ$ п.к.в. Результаты расчетов, выполненных в п. 3.2.4. и 3.2.5., оформляют в виде таблицы (таблица 3.2 для рядных двигателей, 3.2.1 – для V-образных).

Удельная суммарная сила, действующая на поршень:

$$P = \Delta P_\Gamma + P_j, \text{ МПа.} \quad (3.15)$$

Удельная нормальная сила, действующая перпендикулярно оси цилиндра:

$$P_N = P \cdot \operatorname{tg}\beta, \text{ МПа.} \quad (3.16)$$

Значения $\operatorname{tg}\beta$ для заданного значения $\lambda' = R/L_{ш}$ приведены в таблице 3.3, 3.4, 3.5, 3.6.

Удельная сила, действующая вдоль шатуна:

$$P_S = P \cdot \frac{1}{\cos\beta}, \text{ МПа.} \quad (3.17)$$

Удельная сила, действующая по радиусу кривошипа:

$$P_K = P \cdot \left(\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \right), \text{ МПа.} \quad (3.18)$$

Удельная тангенциальная сила:

$$P_T = P \cdot \left(\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \right), \text{ МПа.} \quad (3.19)$$

Полная тангенциальная сила:

$$T = P_T \cdot F_{\text{п}}, \text{ кН}, \quad (3.20)$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поршня, м^2 .

Таблица 3.2

φ° , п.к.в.	J , $\text{м}^2/\text{с}^2$	Удельные силы						Полные силы				$M_{\text{кр.ц.}}$, Н·м	
		ΔP_{Γ} , МПа	P_{I_1} , МПа	P , МПа	P_{N_5} , МПа	P_{S_5} , МПа	P_k , МПа	P_T , МПа	T , кН	K , кН	$P'k$, кН		$R_{\text{ш.ш.}}$, кН

Таблица 3.2.1

φ° , п.к.в.	J , $\text{м}^2/\text{с}^2$	Удельные силы						Полные силы						$M_{\text{кр.ц.}}$, Н·м		
		ΔP_{Γ} , МПа	P_{I_1} , МПа	P , МПа	P_{N_5} , МПа	P_{S_5} , МПа	P_k , МПа	P_T , МПа	$T_{\text{л}}$, кН	$T_{\text{п}}$, кН	T , кН	$K_{\text{л}}$, кН	$K_{\text{п}}$, кН		K , кН	$P'k$, кН

Значение $\text{tg}\beta$ для заданного значения $\lambda' = R/L_{\text{ш}}$.

Таблица 3.3

φ° , п.к.в.	знак	$\lambda' = R/L_{\text{ш}}$							знак	φ° , п.к.в.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
0 360		0	0	0	0	0	0	0		360 720
10 370	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	–	350 710
20 380	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	–	340 700
30 390	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	–	330 690
...										
60 420	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	–	300 660
90 450	+	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	–	270 630

φ° , п.к.в.	знак	$\lambda' = R/L_{III}$							знак	φ° , п.к.в.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
120 480	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	-	240 600
150 510	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	-	210 570
180 540		0	0	0	0	0	0	0		180 540

Значение $\frac{1}{\cos\beta}$ для заданного значения $\lambda' = R/L_{III}$.

Таблица 3.4

φ° , п.к.в.	знак	$\lambda' = R/L_{III}$							знак	φ° , п.к.в.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
0 360	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360 720
10 370	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	350 710
20 380	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	+	340 700
30 390	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	+	330 690
...										
60 420	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	+	300 660
90 450	+	1,030	1,032	1,035	1,038	1,041	1,044	1,047	+	270 630
120 480	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	+	240 600
150 510	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	+	210 570
180 540	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	180 540

Значение $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta}$ для заданного значения $\lambda' = R/L_{III}$.

Таблица 3.5

φ° , п.к.в.	знак	$\lambda' = R/L_{III}$							знак	φ° , п.к.в.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
0 360	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360 720

φ° , п.к.в.	знак	$\lambda' = R/L_{III}$							знак	φ° , п.к.в.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
10 370	+	0,978	0,977	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	+	350 710
20 380	+	0,912	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	+	340 700
30 390	+	0,806	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	+	330 690
...										
60 420	+	0,317	0,309	0,301	0,293	0,285	0,277	0,269	+	300 660
90 450	-	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	-	270 630
120 480	-	0,683	0,621	0,699	0,707	0,715	0,723	0,731	-	240 600
150 510	-	0,926	0,929	0,931	0,934	0,937	0,939	0,942	-	210 570
180 540	-	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	180 540

Значение $\sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$ для заданного значения $\lambda' = R/L_{III}$.

Таблица 3.6

φ° , п.к.в.	знак	$\lambda' = R/L_{III}$							знак	φ° , п.к.в.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
0 360	+	0	0	0	0	0	0	0	-	360 720
10 370	+	0,215	0,216	0,218	0,220	0,221	0,223	0,225	-	350 710
20 380	+	0,419	0,423	0,426	0,429	0,432	0,436	0,439	-	340 700
30 390	+	0,605	0,609	0,613	0,618	0,622	0,627	0,631	-	330 690
...										
60 420	+	0,872	0,976	0,981	0,985	0,990	0,995	0,991	-	300 660
90 450	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	270 630
120 480	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	-	240 600
150 510	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	-	210 570
180 540	+	0	0	0	0	0	0	0	-	180 540

Построив графики удельных сил, необходимо произвести проверку правильности выполнения расчетов. Для этого следует графическим способом определить среднее значение тангенциальной силы за цикл.

$$P_{\text{Тср}} = \frac{M_p}{l_T} \cdot (\sum F_1 - \sum F_2), \text{ МПа}; \quad (3.21)$$

$$T_{\text{ср}} = P_{\text{Тср}} \cdot F_{\text{п}} \cdot 10^6, \text{ Н}, \quad (3.22)$$

где M_p – масштаб удельных сил, МПа/мм; l_T – длина диаграммы P_T , мм; $\sum F_1$ – положительная площадь, заключенная между кривой и осью абсцисс на графике сил, мм²; $\sum F_2$ – отрицательная площадь, заключенная между кривой и осью абсцисс на графике сил, мм².

Среднее значение тангенциальной силы $T_{\text{ср}}$ полученное графическим способом, необходимо сравнить со средним значением этой силы по данным теплового расчета.

$$T'_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot P_i \cdot F_{\text{п}} \cdot 10^6}{\pi \cdot \tau}, \text{ Н}, \quad (3.23)$$

где P_i – среднее индикаторное давление, МПа.

Ошибка, допущенная при выполнении расчетов, не должны превышать 5 %.

3.2.5. Крутящие моменты цилиндра и двигателя

Крутящий момент одного цилиндра

$$M_{\text{кр}} = T \cdot R, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.24)$$

Для определения среднего значения крутящего момента двигателя необходимо построить график суммарного крутящего момента двигателя. С этой целью необходимо произвести суммирование крутящих моментов отдельных цилиндров, для чего на график изменения крутящего момента $M_{\text{крц}}$ одного цилиндра накладывают аналогичные графики для других цилиндров с учетом сдвига по фазе рабочих процессов (для двигателей с равномерным чередованием процессов).

Период изменения крутящего момента определяется из выражения

$$\theta = 720/i, \text{ град}, \quad (3.25)$$

где i – число цилиндров.

В общем случае построение графика сводится к разбиению графика крутящего момента для одного цилиндра на столько равных по длине, сколько цилиндров в двигателе с последующим перенесением полученных частей графика на координатную сетку длиной θ . Ординаты полученных графиков суммируются и найденные значения суммарного крутящего момента для различных углов поворота коленчатого вала наносятся на координатную сетку в масштабе M_M (рисунок 12).

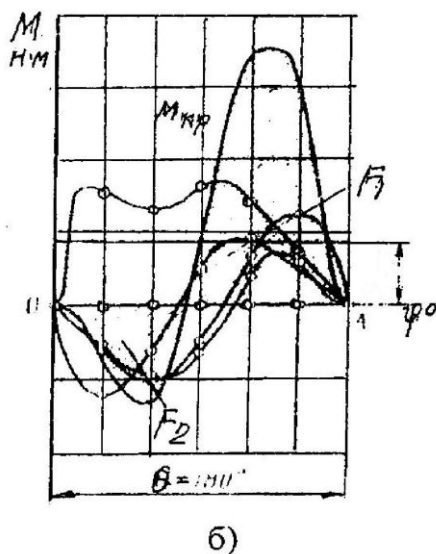
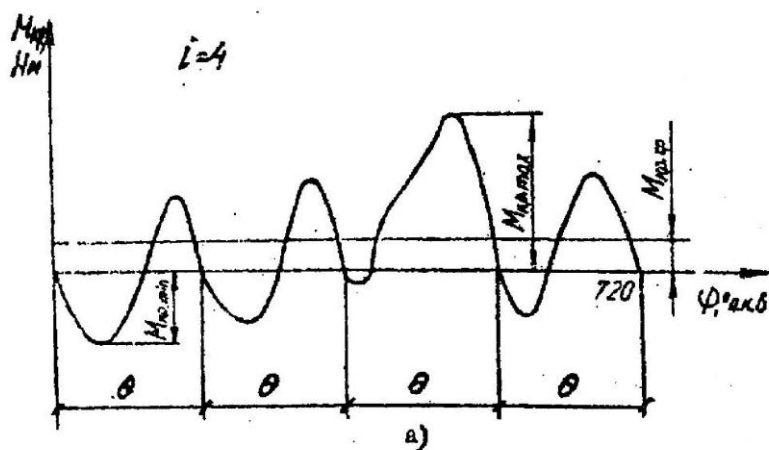


Рисунок 12 – График суммарного момента 4 – цилиндрового двигателя при равномерном чередовании рабочих процессов: а – график момента одного цилиндра; б – построение графика $M_{кр,сум}$

Суммирование значений $M_{\text{кр}}$ следует проводить через каждые 10° угла поворота коленчатого вала. Далее, по графику определяют значение суммарного крутящего момента $M_{\text{кр ср}}$.

$$M_{\text{кр ср}} = \frac{F_1 - F_2}{l_M} \cdot M_M, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.26)$$

где F_1, F_2 – площади, ограниченные графиком суммарного крутящего момента, мм^2 ; l_M – длина графика суммарного крутящего момента, мм .

Следует заметить, что некоторые двигатели характеризуются неравномерным чередованием процессов. Так, например, в двигателе ЯМЗ-236 одновременные процессы в цилиндрах происходят через разные интервалы: $\theta = 90^\circ$ и $\theta = 150^\circ$. Поэтому, для такого двигателя период изменения крутящего момента увеличивается вдвое и составляет

$$\theta_{\text{нпр}} = \theta' + \theta'';$$

$$\theta_{\text{нпр}} = \frac{360 \cdot \tau}{i}, \text{ град.} \quad (3.27)$$

В общем случае последовательность построения графика $M_{\text{кр сум}}$ будет следующая (рисунок 13):

1. График $M_{\text{кр ц}}$ поделить по длине на $\frac{i}{2}$ равных частей;
2. Нанести на новую координатную сетку каждую из полученных частей графика $M_{\text{кр ц}}$;
3. Преобразовать график $M_{\text{кр ц}}$, для чего сместить ось ординат вправо на угол θ' . Перенести отсеченную новой осью ординат начальную часть графика в конец исходного графика;
4. Преобразовать график $M_{\text{кр ц}}'$ вновь поделить на $\frac{i}{2}$ – равных частей и перенести на ту же новую координатную сетку (пункт 2) в дополнение к трем ранее перенесенным частям исходного графика;
5. Просуммировать все i – части исходного и преобразованного графика на новой координатной сетке через каждые 10° . Построить график $M_{\text{кр сум(нпр)}}$;
6. Графоаналитическим способом определить среднее значение суммарного крутящего момента двигателя с неравномерным чередованием вспышек $M_{\text{кр сум(нпр)}}$.

Для проверки правильности построения графика необходимо полученное значение $M_{\text{КРср}}$ сравнить со значением среднего крутящего момента по данным теплового расчета.

$$M'_{\text{КРср}} = \frac{M_e}{\eta_M}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.28)$$

Ошибка, допущенная при выполнении расчетов, не должна превышать 5 %.

$$\Delta = \frac{(M'_{\text{КРср}} - M_{\text{КРср}})}{M'_{\text{КРср}}}, \%. \quad (3.29)$$

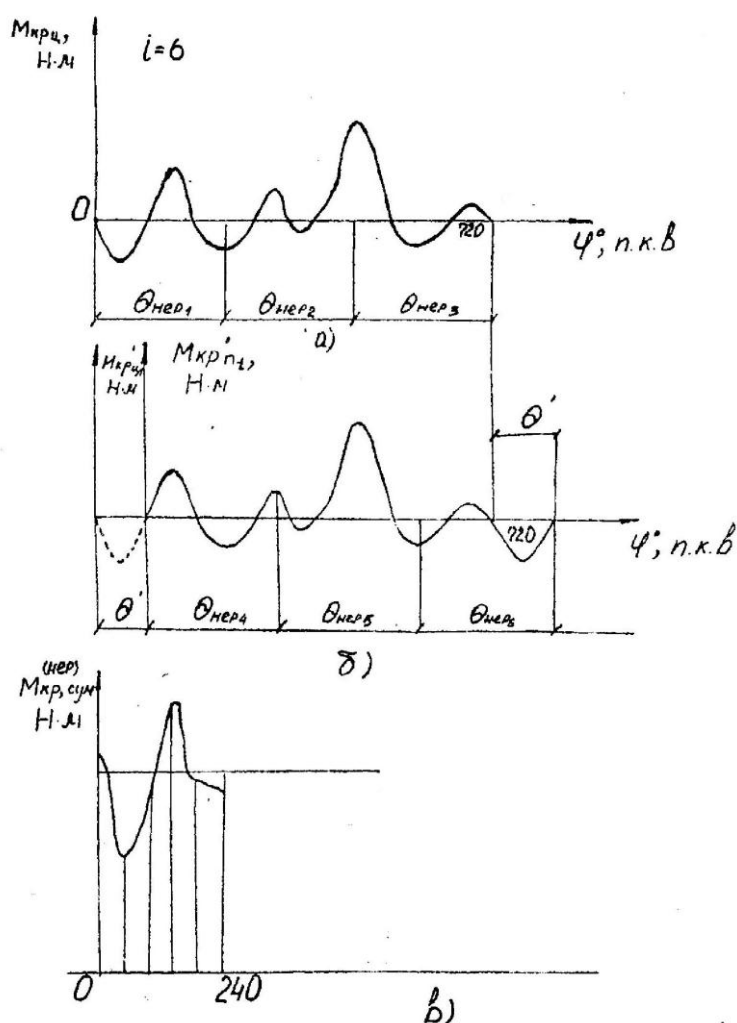


Рисунок 13 – Построение графика $M_{\text{КРсум}}$ при неравномерном чередовании рабочих процессов: а – исходный график $M_{\text{КРц}}$; б – преобразованный график $M_{\text{КРц}}$; в – график суммарного момента $M_{\text{КРсум(нер)}}$

3.2.6. Результирующая сила, действующая на шатунную шейку коленчатого вала от одного шатуна

Результирующая сил R_{III} , действующая на шатунную шейку, определяется как графическим сложением сил, так и аналитически.

$$R_{III} = \sqrt{T^2 + P_K'^2}, \text{ кН}; \quad (3.30)$$

$$P_K' = K + K_{R_{III}}, \text{ кН}, \quad (3.31)$$

где P_K' – суммарная сила, действующая на шатунную шейку по оси кривошипа, кН (см. рисунок 11).

Значение силы R_{III} , вычисленные для различных положений КШМ, необходимо свести в таблицу (таблица 3.2) и построить по ним диаграмму результирующей силы в координатах $R_{III} - \varphi$ (в прямоугольных координатах). По развернутой диаграмме R_{III} необходимо определить $R_{III_{max}}$, $R_{III_{min}}$ и $R_{III_{cp}}$ (рисунок 14).

При выполнении дальнейших расчетов необходимо также построить график R_{III} и в полярных координатах. В этом случае результирующая сила будет определяться графическим сложением сил T и P_K' . Оба графика необходимо выполнить в одном масштабе.

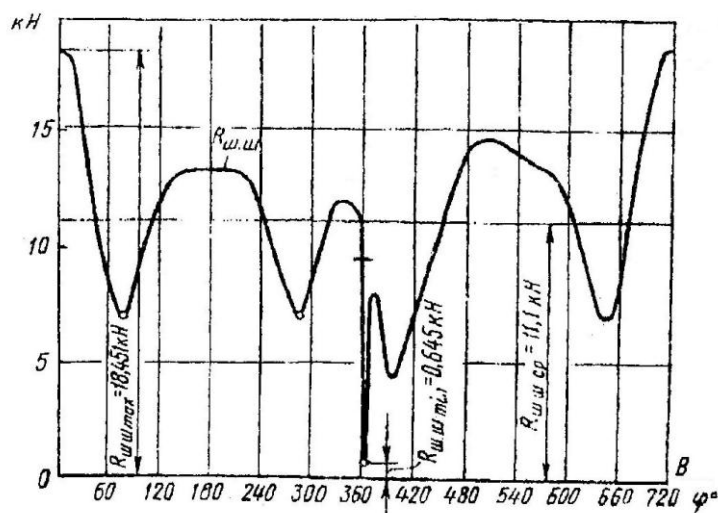


Рисунок 14 – Диаграмма результирующей силы R_{III} в прямоугольных координатах

3.3. Построение диаграмм износа шатунной шейки коленчатого вала

Диаграмма износа шатунной шейки позволяет определить положение наименее нагруженного участка шейки вала, в котором необходимо расположить канал подвода масла к шатунному подшипнику. Предполагается, что износ шейки пропорционален действующей силе и распространяется равномерно на дуге 60° по окружности шейки в обе стороны от точки приложения этой силы.

Для построения диаграммы провести окружность произвольного радиуса, разбить эту окружность на 12 частей (рисунок 15). Отложить в масштабе значение силы $R_{\text{шш}}$ (таблица 3.7) для данного луча от окружности к центру, и для каждого из лучей $O_{\text{ш}}1, \dots, O_{\text{ш}}12$ определить сумму всех результирующих сил $R_{\text{шш}\Sigma j}$, попадающих в сектор, равный 120° . Указанную сумму сил определяют следующим образом:

- переносят лучи с диаграммы износа на полярную диаграмму в центр $O_{\text{ш}}$;
- в обе стороны от луча отложить по 60° и в полученном секторе определить, какие точки полярной диаграммы попали в данный сектор;
- просуммировать все результирующие силы для отмеченных точек, получив $R_{\text{шш}\Sigma j}$ для данного j – луча;
- отложить в выбранном масштабе $M_{R_{\text{шш}}}$ найденное значение $R_{\text{шш}\Sigma j}$ на соответствующем луче от окружности к центру;
- произвести аналогичные построения для других лучей и соединить концы полученных отрезков плавной кривой;
- определить по полученной диаграмме ненагруженный участок, воспользовавшись методом касательных.

По этому методу проводят касательные соответственно к нагрузке в левой части графика ($O_{\text{ш}} - \text{I}$) и в правой части графика ($O_{\text{ш}} - \text{II}$). Под углом 60° от лучей $O_{\text{ш}} - \text{I}$ и $O_{\text{ш}} - \text{II}$ проводят новые лучи $O_{\text{ш}} - \text{I}'$ и $O_{\text{ш}} - \text{II}'$, которые определяют ненагруженный участок шатунной шейки.

Ось масляного отверстия следует проводить через середину ненагруженного участка. Выполнив необходимые построения, нужно определить численное значение угла $\Phi_{\text{М}}$, под которым проходит ось масляного отверстия.

При невозможности провести касательную в правой части графика, ненагруженный участок определяют по минимальным значениям $R_{\text{шш}\Sigma j}$.

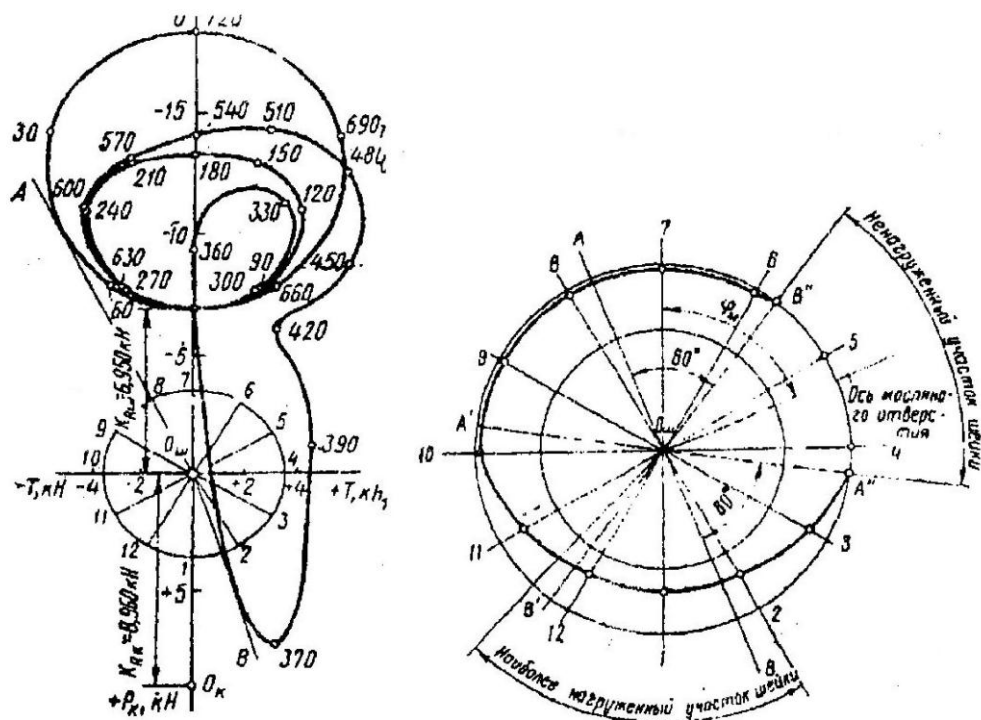


Рисунок 15 – Полярная диаграмма и диаграмма износа шатунной шейки

Таблица 3.7

φ° , п.к.в.	$R_{\text{шш}\Sigma j}$, кН											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0												
30												
60												
...												
690												
720												
$R_{\text{шш}\Sigma j}$												

4. РАСЧЕТ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ

В данном разделе производится расчет следующих деталей двигателя: расчет поршня, поршневых колец, поршневого пальца.

4.1. Расчет поршня

Перед выполнением расчета, необходимо принять основные размеры поршня (рисунок 16) проектируемого двигателя из таблицы 4.1.

Таблица 4.1.

Ориентировочные размеры поршневой группы

Параметр	Бензиновые двигатели	Дизели
Толщина днища поршня, δ , мм	$(0,05...0,10) \cdot D$	$(0,12...0,20) \cdot D$
Высота поршня, H , мм	$(0,8...1,3) \cdot D$	$(1,0...1,7) \cdot D$
Высота верхней части поршня, h_1 , мм	$(0,45...0,75) \cdot D$	$(0,6...1,0) \cdot D$
Высота юбки поршня, $h_{ю}$, мм	$(0,6...0,8) \cdot D$	$(0,6...1,1) \cdot D$
Диаметр бобышки, $d_б$, мм	$(0,3...0,5) \cdot D$	
Расстояние между торцами бобышек, b , мм	$(0,3...0,5) \cdot D$	
Толщина стенки юбки поршня, $\delta_{ю}$, мм	1,5...4,5	2,0...5,0
Толщина стенки головки поршня, s , мм	$(0,05...0,10) \cdot D$	
Расстояние до первой поршневой канавки, e , мм	$(0,06...0,12) \cdot D$	$(0,11...0,20) \cdot D$
Толщина первой кольцевой перемычки $h_{п}$, мм	$(0,03...0,05) \cdot D$	$(0,04...0,07) \cdot D$
Радиальная толщина кольца, t , мм: – компрессионного – маслоъемного	$(0,040...0,045) \cdot D$ $(0,038...0,043) \cdot D$	
Высота кольца, a , мм	2...4	3...5
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии, A_0 , мм	$(2,5...4,0) \cdot t$	$(3,2...4,0) \cdot t$
Радиальный зазор кольца в канавке поршня, Δt , мм: – компрессионного – маслоъемного	0,70...0,95 0,9...1,1	
Внутренний диаметр поршня, d_i , мм	$D - 2 \cdot (s + t + \Delta t)$	
Число масляных отверстий в поршне, n_M	6...12	
Диаметр масляного канала, d_M , мм	$(0,3...0,5) \cdot a$	
Наружный диаметр пальца, $d_{п}$, мм	$(0,22...0,28) \cdot D$	$(0,30...0,38) \cdot D$
Внутренний диаметр поршня, d_B , мм	$(0,65...0,75) \cdot d_n$	$(0,50...0,70) \cdot d_n$
Длина пальца, $l_{п}$, мм: – закрепленного – плавающего	$(0,88...0,93) \cdot D$ $(0,78...0,88) \cdot D$	
Длина втулки шатуна, $l_{ш}$, мм: – с закрепленным пальцем – с плавающим пальцем	$(0,28...0,32) \cdot D$ $(0,33...0,45) \cdot D$	

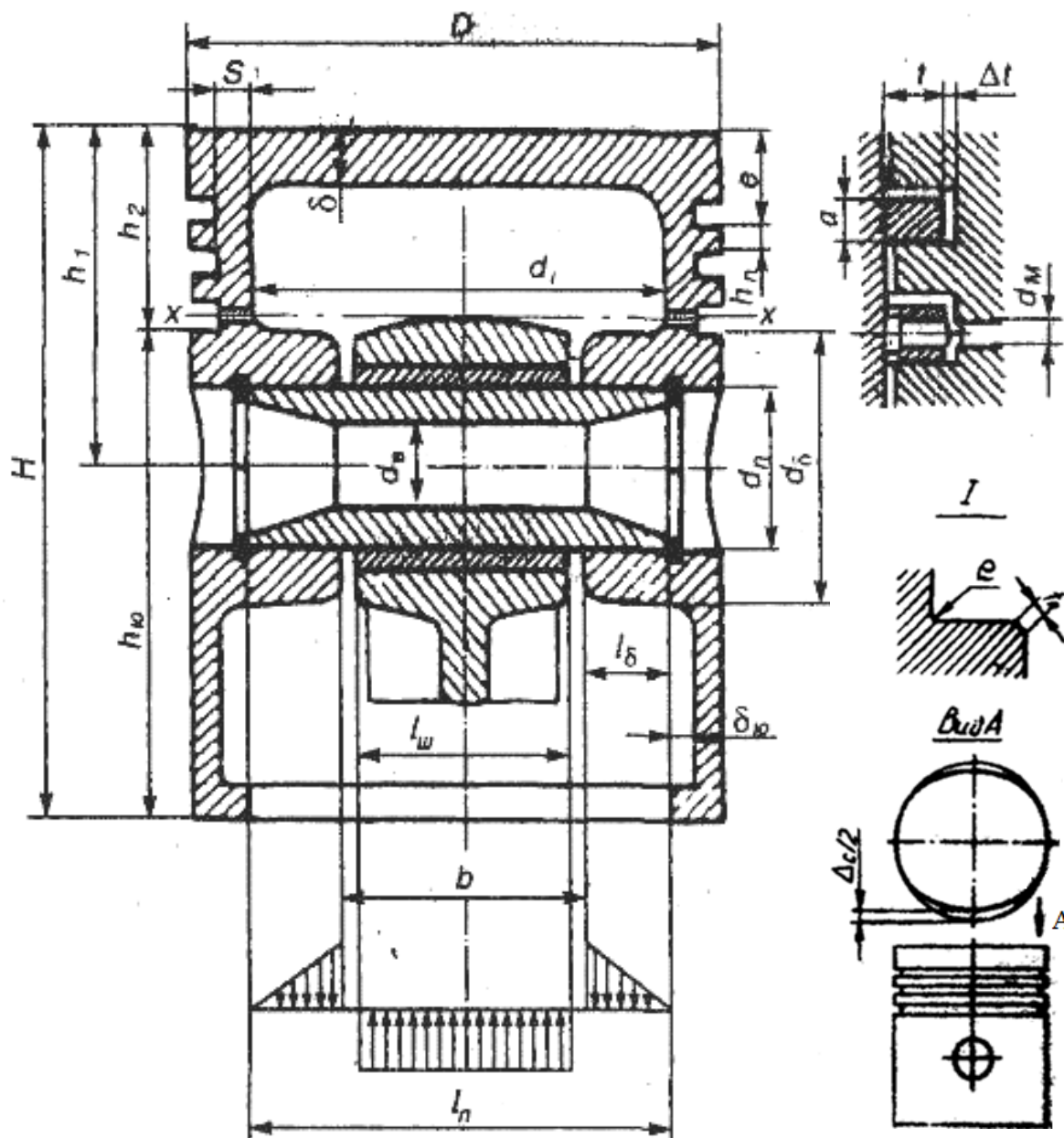


Рисунок 16 – Схема поршня

Напряжение изгиба в днище поршня

$$\sigma_{\text{из}} = p_{Z \max} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2, \text{ МПа}, \quad (4.1)$$

где $p_{Z \max}$ – максимальное давление сгорания, МПа; $r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t)$ – внутренний радиус днища поршня, мм; δ – толщина днища поршня, мм.

Допустимые значения напряжений $[\sigma_{из}]$ лежат в пределах:

- 1) при отсутствии у днища поршня ребер жесткости
 - для поршней из алюминиевых сплавов $[\sigma_{из}] = 20 \dots 25$ МПа;
 - для чугунных поршней $[\sigma_{из}] = 40 \dots 50$ МПа;
- 2) при наличии у поршня ребер жесткости:
 - для алюминиевых поршней $[\sigma_{из}] = 50 \dots 150$ МПа;
 - для чугунных поршней $[\sigma_{из}] = 80 \dots 200$ МПа.

Тепловые напряжения поршней

Тепловые напряжения возникают из-за разности температур внутренней и наружной поверхности поршня.

Тепловые напряжения охлаждаемых чугунных поршней дизелей

$$\sigma_{теп} = \frac{\alpha \cdot E \cdot q \cdot \delta}{200 \cdot \lambda_{теп}}, \text{ МПа}, \quad (4.2)$$

где α – коэффициент линейного расширения материала, 1/град (см. прил. 1); E – модуль упругости материала, МПа; q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²; $\lambda_{мен}$ – коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·К).

Данные для расчета выбирают из приложения 3.

Для четырехтактных дизелей принимается приблизительно

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26n) \cdot P_i, \quad (4.3)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, об/мин (для дизелей максимальное давление газов достигается при работе – на режиме максимальной мощности при $n = n_N$); P_i – среднее индикаторное давление, МПа.

Тепловые напряжения алюминиевых поршней бензиновых двигателей определяются только при измерении, расчет их не производят.

Суммарное напряжение в охлаждаемом чугунном днище поршня дизеля

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{из} + \sigma_{теп}, \text{ МПа}. \quad (4.4)$$

Допустимые суммарные напряжения в чугунных днищах автомобильных двигателей находятся в пределах $[\sigma_{\Sigma}] = 150 \dots 250$ МПа.

Напряжение сжатия в сечении $x-x$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{Z \max}}{F_{x-x}}, \text{ МПа}, \quad (4.5)$$

где $P_{Z \max} = p_z \cdot F_{\Pi}$ – максимальная сила давления газов на днище поршня, МН; F_{x-x} – площадь сечения $x-x$, м²:

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

где $d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t)$ – диаметр поршня по дну канавок, мм;
 $F' = \left[\frac{(d_k - d_i)}{2} \right] \cdot d_m$ – площадь продольного диаметрального сечения масляного канала, м².

Допустимые напряжения на сжатие для алюминиевых поршней составляют: $[\sigma_{\text{сж}}] = 30 \dots 40$ МПа, для чугунных поршней $[\sigma_{\text{сж}}] = 60 \dots 80$ МПа.

Напряжение разрыва в сечении $x-x$

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}}, \text{ МПа}, \quad (4.6)$$

где P_l – максимальная разрывающая сила, МН; F_{x-x} – площадь сечения $x-x$, м². $P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.x.\max}^2 \cdot (1 + \lambda)$, МН; m_{x-x} – масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения $x-x$ и составляет значение $m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) \cdot m_{\Pi}$, кг; $\omega_{x.x.\max}$ – максимальная угловая скорость холостого хода и она составляет значение $\omega_{x.x.\max} = (1,05 \dots 1,20) n_N$.

Допустимые напряжения на разрыв составляют для алюминиевых поршней $[\sigma_p] = 4 \dots 10$ МПа, а для чугунных $[\sigma_p] = 8 \dots 20$ МПа.

Напряжения в верхней кольцевой перемычке

Напряжение среза

$$\tau = 0,0314 \cdot p_{z \max} \cdot \frac{D}{h_{\Pi}}, \text{ МПа}. \quad (4.7)$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 \cdot p_{z\text{max}} \cdot \left(\frac{D}{h_{\text{П}}} \right)^2, \text{ МПа.} \quad (4.8)$$

Сложное напряжение

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4\tau^2}, \text{ МПа.} \quad (4.9)$$

Допустимые напряжения $[\sigma_{\Sigma}]$ в верхних кольцевых перемычках с учетом температурных нагрузок находятся в пределах:

- для поршней из алюминиевых сплавов 30...40 МПа;
- для чугунных поршней 60...80 МПа.

Удельное давление поршня на стенку цилиндра

$$q_1 = \frac{N_{\text{max}}}{(h_{\text{Ю}} \cdot D)}, \text{ МПа;} \quad (4.10)$$

$$q_2 = \frac{N_{\text{max}}}{(H \cdot D)}, \text{ МПа.} \quad (4.11)$$

где N_{max} – максимальная нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности, МН.

Значение N_{max} определяется как: $N_{\text{max}} = PN_{\text{max}} \cdot F_{\text{П}}$, МН.

Для современных автомобильных двигателей значения удельного давления поршня на стенку цилиндра составляют: $q_1 = 0,3...1,0$ МПа и $q_2 = 0,2...0,7$ МПа.

Диаметры головки D_{Γ} и юбки поршня $D_{\text{Ю}}$ с учетом монтажных зазоров

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma}, \text{ мм;} \quad (4.12)$$

$$D_{\text{Ю}} = D - \Delta_{\text{Ю}}, \text{ мм.} \quad (4.13)$$

Численные значения монтажного зазора для поршней, изготовленных из различного материала составляют:

- алюминий $\Delta_{\Gamma} = (0,006 - 0,008) \cdot D$, мм; $\Delta_{\text{Ю}} = (0,001 - 0,002) \cdot D$, мм;
- чугун $\Delta_{\Gamma} = (0,004 - 0,006) \cdot D$, мм; $\Delta_{\text{Ю}} = (0,001 - 0,002) \cdot D$, мм.

Диаметральные зазоры в горячем состоянии

$$\Delta'_r = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}}(T_{\text{ц}} - T_0)] - D_r \cdot [1 + \alpha_{\text{п}}(T_r - T_0)], \text{ мм}; \quad (4.14)$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{п}}(T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}}(T_{\text{ю}} - T_0)], \text{ мм}, \quad (4.15)$$

где $T_{\text{ц}}$ – температура стенок цилиндра, К; T_r – температура головки поршня, К; $T_{\text{ю}}$ – температура юбки поршня, К; T_0 – начальная температура цилиндра и поршня, К.

Температуры $T_{\text{ц}}, T_r, T_{\text{ю}}, T_0$ в зависимости от типа охлаждения выбираются из таблицы 4.2.

Таблица 4.2

Значения температурного режима деталей двигателя для различных способов охлаждения.

Параметр	Водяное охлаждение	Воздушное охлаждение
$T_{\text{ц}}$ – температура стенок цилиндра, К	383-388	443-463
T_r – температура головки поршня, К	473-723	573-873
$T_{\text{ю}}$ – температура юбки поршня, К	403-473	483-613
$T_{\text{к}}$ – температура поршневого кольца, К	473-573	523-723

4.2. Расчет поршневого кольца. Среднее давление кольца на стенку цилиндра

$$P_{\text{ср}} = 0,152 \cdot E \cdot \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \frac{D}{t}}, \text{ МПа}, \quad (4.16)$$

где E – модуль упругости материала, МПа. (приложение 3).

Среднее радиальное давление $P_{\text{ср}}$ составляет:

- для компрессионных колец 0,11...0,37 МПа;
- для маслоъемных колец 0,2...0,4 МПа.

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{\text{изг}} = 2,61 \cdot p_{\text{ср}} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2, \text{ МПа}. \quad (4.17)$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{\text{из}2} = \frac{4 \cdot E \cdot \left(1 - 0,114 \cdot \frac{A_0}{t}\right)}{m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1,4\right) \cdot \frac{D}{t}}, \text{ МПа}, \quad (4.18)$$

где m – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца (при расчете принимается $m = 1,57$).

Допустимые напряжения при изгибе кольца составляют $[\sigma_{\text{из}}] = 220 \dots 450$ МПа.

Монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_k = \Delta'_k + \pi \cdot D \cdot [\alpha_k \cdot (T_k - T_0) - \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)], \text{ мм}, \quad (4.19)$$

где Δ'_k – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя, мм ($\Delta'_k = 0,06 \dots 0,10$ мм); α_k и $\alpha_{\text{ц}}$ – коэффициенты расширения материала кольца и гильзы цилиндра; $T_k, T_{\text{ц}}, T_0$ – соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура, К (принимается по таблице 4.2).

4.3. Расчет поршневого пальца

Расчетная сила, действующая на поршневой палец

$$P = p_{z\text{max}} \cdot F_{\text{п}} + k \cdot P_j, \text{ МН}, \quad (4.20)$$

где k – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца (для бензиновых двигателей $k = 0,76 \dots 0,86$, для дизелей $k = 0,68 \dots 0,81$).

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_{\text{п}} \cdot l_{\text{ш}}}, \text{ МПа}. \quad (4.21)$$

Удельное давление пальца на бобышки

$$q_{\text{б}} = \frac{P}{d_{\text{п}} \cdot (l_{\text{п}} - b)}, \text{ МПа}. \quad (4.22)$$

Для современных автомобильных двигателей $q_{ш} = 20...60$ МПа, и $q_{б} = 15...50$ МПа.

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца

$$\sigma_{из} = \frac{P \cdot (l_{п} + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{ш})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_{п}^3}, \text{ МПа}, \quad (4.23)$$

где $\alpha = \frac{d_{в}}{d_{п}}$ — отношение внутреннего диаметра пальца к наружному.

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_{п}^2}, \text{ МПа}. \quad (4.24)$$

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

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при оваллизации

$$\Delta d_{n\max} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_{п}} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ мм}. \quad (4.25)$$

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

Напряжение оваллизации на внешней поверхности пальца

В горизонтальной плоскости

$$\sigma_{\alpha_0} = \frac{15 \cdot P}{l_{п} \cdot d_{п}} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ МПа}. \quad (4.26)$$

В вертикальной плоскости

$$\sigma_{\alpha_{90}} = -\frac{15 \cdot P}{l_{п} \cdot d_{п}} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ МПа}. \quad (4.27)$$

Напряжение овализации на внутренней поверхности пальца

В горизонтальной плоскости

$$\sigma_{i_0} = -\frac{15 \cdot P}{l_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}}} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ МПа. (4.28)}$$

В вертикальной плоскости

$$\sigma_{i_{90}} = \frac{15 \cdot P}{l_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}}} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ МПа. (4.29)}$$

Наибольшее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости. Это напряжение, посчитанное по формуле (4.35), не должно превышать 300...350 МПа.

5. РАСЧЕТ ШАТУННОЙ ГРУППЫ

В данном разделе производится расчет следующих деталей двигателя: расчет поршневой головки шатуна, кривошипной головки, расчет стержня шатуна и расчет шатунных болтов.

5.1. Расчет поршневой головки шатуна

Исходные данные для расчета шатуна (рисунок 17) принимаются из таблицы 5.1.

Таблица 5.1

Параметр	Бензиновые двигатели	Дизели
Внутренний диаметр поршневой головки шатуна d , мм: – без втулки – с втулкой	$d \approx d_{\text{п}}$ $(1,10 \dots 1,25) \cdot d_{\text{п}}$	
Наружный диаметр головки шатуна $d_{\text{г}}$, мм	$(1,25 \dots 1,65) \cdot d_{\text{п}}$	$(1,3 \dots 1,7) \cdot d_{\text{п}}$
Длина поршневой головки шатуна $l_{\text{ш}}$, мм: – закрепленный палец – плавающий палец	$(0,28 \dots 0,32) \cdot D$ $(0,33 \dots 0,45) \cdot D$	

Параметр	Бензиновые двигатели	Дизели
Минимальная радиальная толщина стенки головки шатуна h_T , мм	$(0,16...0,27) \cdot d_{\Pi}$	
Радиальная толщина стенки втулки S_B , мм	$(0,055...0,085) \cdot d_{\Pi}$	$(0,070...0,085) \cdot d_{\Pi}$

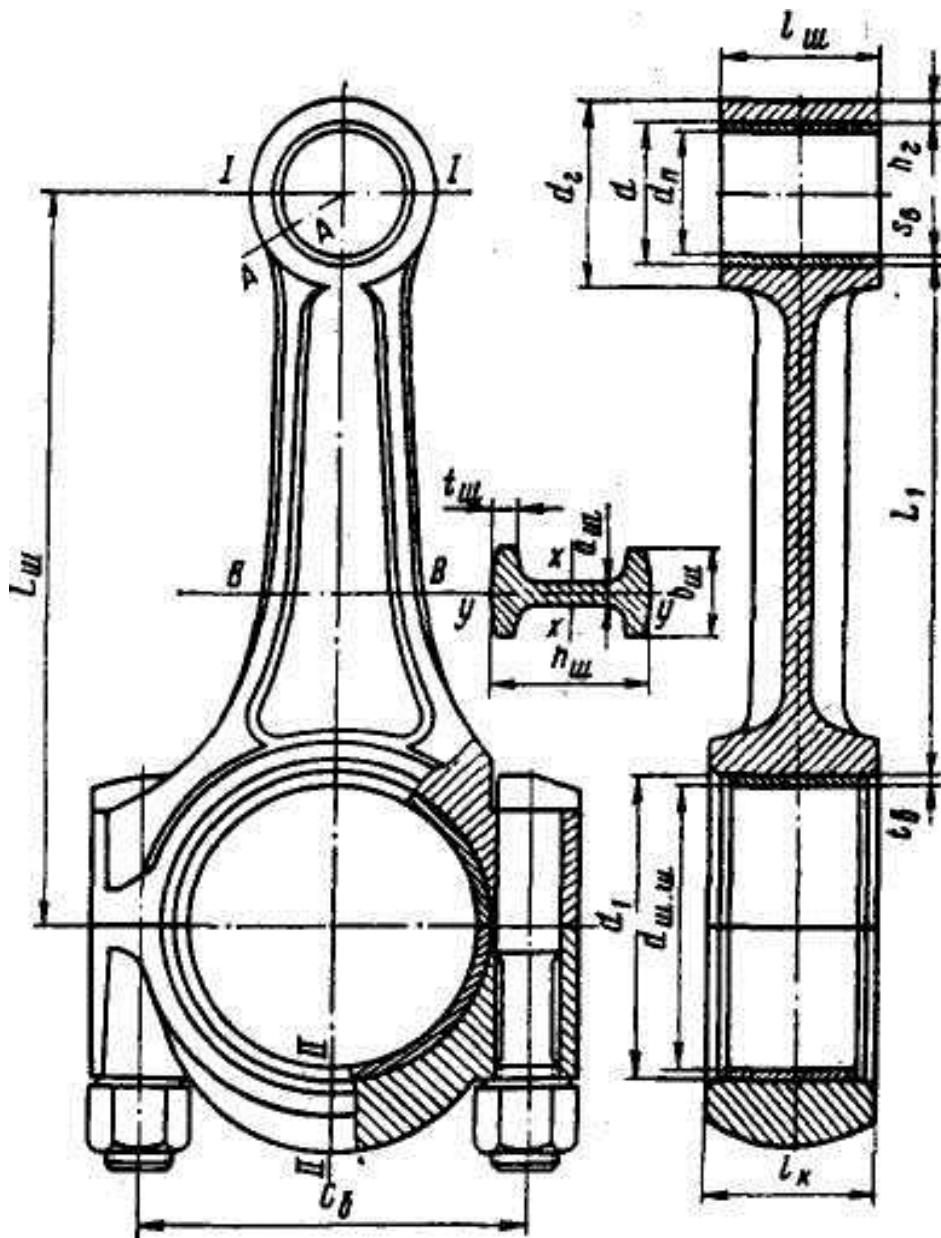


Рисунок 17 – Расчетная схема шатунной группы

Расчет сечения I-I

Максимальное напряжение пульсирующего цикла

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{\Pi} + m_{\text{в.г.}}) \cdot \omega_{\text{х.х.мак}}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{\text{ш}}}, \text{ МПа}, \quad (5.1)$$

где $m_{\text{в.г.}}$ – масса части головки, располагающаяся выше сечения I-I (для бензиновых двигателей $m_{\text{в.г.}} = 0,06 \cdot m_{\text{ш}}$, для дизелей $m_{\text{в.г.}} = 0,08 \cdot m_{\text{ш}}$), кг.

Среднее напряжение и амплитуда напряжений

$$\sigma_{m_0} = \frac{\sigma_{\max}}{2}, \text{ МПа}; \quad (5.2)$$

$$\sigma_{\text{ак}_0} = \frac{\sigma_{m_0} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{м}} \cdot \varepsilon_{\text{п}}}, \text{ МПа}, \quad (5.3)$$

где $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_{\text{в}} - 400)$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; $\varepsilon_{\text{м}} = 0,86$ – масштабный коэффициент; $\varepsilon_{\text{п}} = 0,9$ – коэффициент поверхностной чувствительности; $\sigma_{\text{в}}$ – предел прочности шатуна.

Характеристики материала Сталь 45 приведены в приложении 3.

Запас прочности в сечении I-I определяется по пределу усталости

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{\text{ак}_0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m_0}}, \quad (5.4)$$

где σ_{-1p} – предел усталости при растяжении – сжатии; $\alpha_{\sigma} = 0,12$ – коэффициент приведения цикла при растяжении – сжатии.

Напряжение от запрессованной втулки

Суммарный натяг

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t, \text{ мм}, \quad (5.5)$$

где $\Delta = 0,04$ мм – натяг посадки бронзовой втулки; $\Delta_t = d \cdot (\alpha_{\text{в}} - \alpha_{\text{г}}) \cdot \Delta T$ – температурный натяг, мм; ΔT – средний подогрев головки и втулки, К ($\Delta T = 110$ К).

Удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{\left(\frac{d_{\Gamma}^2 + d^2}{d_{\Gamma}^2 - d^2} + \mu \right)}{E_{\text{ш}}} + \frac{\left(\frac{d^2 + d_{\Pi}^2}{d^2 - d_{\Pi}^2} - \mu \right)}{E_{\text{в}}} \right]}, \text{ МПа,} \quad (5.6)$$

где $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона; $E_{\text{ш}}$ – модуль упругости стального шатуна, МПа; $E_{\text{в}}$ – модуль упругости бронзовой втулки, МПа (см. приложение 3).

Напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности головки

$$\sigma_i = p \cdot \frac{d_{\Gamma}^2 + d^2}{d_{\Gamma}^2 - d^2}, \text{ МПа.} \quad (5.7)$$

Напряжение от суммарного натяга на внешней поверхности головки

$$\sigma_a = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_{\Gamma}^2 - d^2}, \text{ МПа.} \quad (5.8)$$

Расчет сечения А-А

Максимальная сила, растягивающая головку на режиме $n = n_N$

$$P_{jn} = -m_{\Pi} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda), \text{ кН.} \quad (5.9)$$

Нормальная сила и изгибающий момент в сечении 0-0

$$N_{j_0} = -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{\text{ш.з.}}), \text{ Н;} \quad (5.10)$$

$$M_{j_0} = -P_{jn} \cdot r_{\text{cp}} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{\text{ш.з.}} - 0,0297), \text{ Н} \cdot \text{м,} \quad (5.11)$$

где $\varphi_{\text{ш.з.}}$ – угол заделки, град; r_{cp} – средний радиус головки, м:

$$r_{\text{cp}} = \frac{(d_{\Gamma} + d)}{4}.$$

Нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от растягивающей силы

$$N_{j\varphi_{ш.з.}} = N_{j_0} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} - 0,5P_{jn} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}), \text{ Н.} \quad (5.12)$$

$$M_{j\varphi_{ш.з.}} = M_{j_0} + N_{j_0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}), \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (5.13)$$

Напряжение на внешнем волокне от растягивающей силы

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6r_{cp} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2r_{cp} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{\Gamma}}, \text{ МПа,} \quad (5.14)$$

где $K = \frac{E_{ш} \cdot F_{\Gamma}}{E_{ш} \cdot F_{\Gamma} + E_{в} \cdot F_{в}}$ – коэффициент; $F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{ш}$ и

$F_{в} = (d - d_{п}) \cdot l_{ш}$ – соответственно площадь сечения стенок головки и втулок, мм².

Суммарная сила, сжимающая головку

$$P_{сж} = (p_{z_0} - p_0) \cdot F_{п} - m_{п} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ МПа.} \quad (5.15)$$

Нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от сжимающей силы

$$N_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right], \text{ Н;} \quad (5.16)$$

$$M_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot r_{cp} \cdot \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{cp}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right], \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (5.17)$$

Напряжение на внешнем волокне от сжимающей силы

$$\sigma_{a \text{ сж}} = \left[2M_{\text{сж}} \varphi_{\text{ш.з.}} \cdot \frac{6r_{\text{ср}} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2r_{\text{ср}} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{\text{сж}} \varphi_{\text{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{\text{ш}} \cdot h_{\Gamma}}, \text{ МПа}, \quad (5.18)$$

где K – коэффициент, учитывающий наличие запрессованной бронзовой втулки (см. формулу (5.14)).

Максимальное и минимальное напряжения асимметричного цикла

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj}, \text{ МПа}; \quad (5.19)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{a \text{ сж}}, \text{ МПа}. \quad (5.20)$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжения

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2, \text{ МПа}; \quad (5.21)$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2, \text{ МПа}; \quad (5.22)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{м}} \cdot \varepsilon_{\text{п}}}, \text{ МПа}. \quad (5.23)$$

Запас прочности в сечении А-А

Запас прочности в сечении А-А определяем по пределу текучести

$$n_{\Gamma} = \frac{\sigma_{\Gamma}}{\sigma_{\text{ак}} + \sigma_m}, \quad (5.24)$$

где σ_{Γ} – предел текучести материала шатуна, МПа.

5.2. Расчет кривошипной головки шатуна

Максимальная сила инерции

$$P_{jp} = -\omega_{x.x. \max}^2 R[(m_{\text{п}} + m_{\text{ш.п.}})(1 + \lambda) + (m_{\text{ш.к.}} - m_{\text{кр}})] \cdot 10^{-6}, \text{ МН}, \quad (5.25)$$

где $m_{\text{п}}$ – масса поршневой группы, кг; $m_{\text{ш.п.}}$ и $m_{\text{ш.к.}}$ – соответственно массы шатунной группы, совершающие возвратно-поступательное и вращательное движения, кг; $m_{\text{кр}} \approx (0,20 \dots 0,28) \cdot m_{\text{ш}}$ – масса крышки кривошипной головки, кг; $m_{\text{ш}}$ – масса шатунной группы, кг.

Данные для расчета принимаются по таблице 5.5.

Таблица 5.5

Параметр	Диапазон
Диаметр шатунной шейки, $d_{\text{ш.ш.}}$, мм	$(0,56 \dots 0,75) \cdot D$
Толщина стенки вкладыша, $t_{\text{в}}$, мм: – тонкостенного – толстостенного	$(0,03 \dots 0,05) \cdot d_{\text{ш.ш.}}$ $0,01 \cdot d_{\text{ш.ш.}}$
Расстояние между шатунными болтами, $c_{\text{б}}$, мм	$(1,30 \dots 1,75) \cdot d_{\text{ш.ш.}}$
Длина кривошипной головки, $l_{\text{к}}$, мм	$(0,45 \dots 0,95) \cdot d_{\text{ш.ш.}}$

Момент сопротивления расчетного сечения

$$W_{\text{из}} = \frac{l_{\text{к}} \cdot (0,5c_{\text{б}} - r_1)^2}{6}, \text{ М}^3, \quad (5.26)$$

где $r_1 = 0,5(d_{\text{ш.ш.}} + 2t_{\text{в}})$ – внутренний радиус кривошипной головки, м.

Моменты инерции вкладыша и крышки

$$J_{\text{в}} = l_{\text{к}} \cdot t_{\text{в}}^3, \text{ М}^4; \quad (5.27)$$

$$J = l_{\text{к}} \cdot (0,5c_{\text{б}} - r_1)^3, \text{ М}^4. \quad (5.28)$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{\text{из}} = P_{jp} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c_{\text{б}}}{(1 + J_{\text{в}}/J) \cdot W_{\text{из}}} + \frac{0,4}{F_{\text{г}}} \right], \text{ МПа}, \quad (5.29)$$

где $F_{\text{г}} = l_{\text{к}} \cdot 0,5(c_{\text{б}} - d_{\text{ш.ш.}})$ – суммарная площадь крышки и вкладыша в расчетном сечении, м^2 .

Значение $\sigma_{из}$ изменяется в пределах 100...300 МПа.

5.3. Расчет стержня шатуна

Сила, сжимающая шатун (при $\varphi = 370^\circ$)

$$P_{сж} = P_r + P_j, \text{ МН.} \quad (5.30)$$

Сила, растягивающая шатун (при $\varphi = 0^\circ$)

$$P_p = P_r + P_j, \text{ МН.} \quad (5.31)$$

Площадь и моменты инерции расчетного сечения В-В

$$F_{ср} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2t_{ш}), \text{ м}^2; \quad (5.32)$$

$$J_x = \frac{b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2t_{ш})^3}{12}, \text{ м}^4; \quad (5.33)$$

$$J_y = \frac{h_{ш} \cdot b_{ш}^3 - (h_{ш} - 2t_{ш}) \cdot (b_{ш} - a_{ш})^3}{12}, \text{ м}^4. \quad (5.34)$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы

В плоскости качания шатуна

$$\sigma_{maxx} = \frac{K_x P_{сж}}{F_{ср}}, \text{ МПа,} \quad (5.35)$$

где $K_x = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_{ш}^2}{J_x} \cdot F_{ср}$ – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости качания шатуна; $L_{ш} = R/\lambda$ – длина шатуна, м.

В плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср}}}, \text{ МПа}, \quad (5.36)$$

где $K_y = 1 + \frac{\sigma_{\text{в}}}{\pi^2 \cdot E_{\text{ш}}} \cdot \frac{L_1^2}{J_y} \cdot F_{\text{ср}}$ – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна; $L_1 = L - \frac{(d + d_1)}{2}$ – длина стержня шатуна между поршневой и кривошипной головками.

Для современных автомобильных двигателей $\sigma_{\max x}$ и $\sigma_{\max y}$ не должны превышать:

- для углеродистых сталей 160-250 МПа;
- для легированных сталей 200-350 МПа.

Минимальное напряжение от растягивающей силы

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{\text{р}}}{F_{\text{ср}}}, \text{ МПа}. \quad (5.37)$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа}; \quad (5.38)$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа}; \quad (5.39)$$

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа}; \quad (5.40)$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа}; \quad (5.41)$$

$$\sigma_{ак x} = \frac{\sigma_{ax} k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{м}} \varepsilon_{\text{п}}}, \text{ МПа}; \quad (5.42)$$

$$\sigma_{ак y} = \frac{\sigma_{ay} k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{м}} \varepsilon_{\text{п}}}, \text{ МПа}. \quad (5.43)$$

Запас прочности в сечении В-В

Запас прочности в сечении В-В определяем по пределу усталости

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{ак x} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx}}; \quad (5.44)$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{ак y} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my}}. \quad (5.45)$$

Данные для расчета принимаются из таблицы 5.6.

Таблица 5.6

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

5.4. Расчет шатунных болтов

Сила предварительной затяжки болта

$$P_{пр} = (2...3) \frac{P_{jp}}{i_{\sigma}}, \text{ МН}, \quad (5.46)$$

где i_{σ} – число шатунных болтов.

Суммарная сила, растягивающая болт

$$P_{\sigma} = P_{пр} + \frac{\chi \cdot P_{jp}}{i_{\sigma}}, \text{ МН}, \quad (5.47)$$

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

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте

$$\sigma_{\max} = \frac{4P_{\sigma}}{\pi \cdot d_B^2}, \text{ МПа}; \quad (5.48)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}, \text{ МПа}, \quad (5.49)$$

где $d_{\text{в}} = d - 1,4t$ – внутренний диаметр резьбы болта, мм; d – номинальный диаметр болта, мм; t – шаг резьбы, мм.

Среднее напряжение и амплитуды цикла

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа}; \quad (5.50)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа}; \quad (5.51)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{м}} \cdot \varepsilon_{\text{п}}}, \text{ МПа}. \quad (5.52)$$

Запас прочности в сечении А-А

Запас прочности в сечении А-А определяем по пределу текучести

$$n_{\text{T}_0} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{ак}} + \sigma_m}. \quad (5.53)$$

6. РАСЧЕТ КОРПУСА ДВИГАТЕЛЯ

6.1. Гильза цилиндра

6.1.1. Расчетная толщина стенки гильзы цилиндра

Толщина стенки гильзы $\delta_{\text{г}}$ выбирается конструктивно (для бензиновых двигателей $\delta_{\text{г}} = 6...10$ мм, для дизелей $\delta_{\text{г}} = 11...18$ мм):

$$\delta_{\text{г.р.}} = 0,5D \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0,4P_z}{\sigma_z - 1,3P_z}} - 1 \right), \text{ мм}, \quad (6.1)$$

где σ_z – допустимое напряжение на растяжение (для чугунных втулок $\sigma_z = 50...60$ МПа, для стальных втулок $\sigma_z = 80...100$ МПа); P_z – давление газов в конце сгорания, МПа.

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

Напряжение растяжения в гильзе от действия максимального давления газов

$$\sigma_p = \frac{P_{z\max} \cdot D}{2\delta_{\Gamma}}, \text{ МПа}, \quad (6.2)$$

где $P_{z\max}$ – максимальное давление газов, условно отнесенное к положению поршня в Н.М.Т., МПа.

Допустимое напряжение σ_p для гильз цилиндров, выполненных из чугуна, изменяется в пределах 30-60 МПа, а для стальных гильз – 80-120 МПа.

Температурные напряжения в гильзе

$$\sigma_t = \frac{E \cdot \alpha_{\text{ц}} \cdot \Delta T}{2 \cdot (1 - \mu)}, \text{ МПа}, \quad (6.3)$$

где ΔT – перепад температур (по опытным данным $\Delta T = 100 \dots 150$ К); μ – коэффициент Пуассона (для стали $\mu = 0,25 \dots 0,33$, а для чугуна $\mu = 0,23 \dots 0,27$).

Суммарные напряжения в гильзе от давления газов и перепада температур

На наружной поверхности

$$\sigma_{\Sigma}^{\prime} = \sigma_p + \sigma_t, \text{ МПа}. \quad (6.4)$$

На внутренней поверхности

$$\sigma_{\Sigma}^{\prime\prime} = \sigma_p - \sigma_t, \text{ МПа}. \quad (6.5)$$

Суммарное напряжение σ_{Σ}^{\prime} в чугунной гильзе не должно превышать 100-130 МПа, а в стальной 180-200 МПа.

6.2. Шпильки головки блока

Проекция поверхности камеры сгорания на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра

$$F_{\text{к}} = 1,2F_{\text{п}}, \text{ м}^2. \quad (6.6)$$

Сила давления газов, приходящаяся на одну шпильку

$$P'_{z\text{max}} = \frac{p_{z\text{max}} \cdot F_{\text{к}}}{i_{\text{шп}}}, \text{ МН}, \quad (6.7)$$

где $i_{\text{шп}}$ – количество шпилек на один цилиндр.

Сила предварительной затяжки шпильки

$$P_{\text{пр}} = m \cdot (1 - \chi) \cdot P'_{z\text{max}}, \text{ МН}, \quad (6.8)$$

где $m = 3$ – коэффициент затяжки шпильки для соединений с прокладками;
 $\chi = 0,2$ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

Суммарная сила, растягивающая шпильку без учета силы P_t

$$P_{\text{рmax}} = P_{\text{пр}} + \chi \cdot P'_{z\text{max}}, \text{ МН}. \quad (6.9)$$

Минимальная сила, растягивающая шпильку

$$P_{\text{рmin}} = P_{\text{пр}}, \text{ МН}. \quad (6.10)$$

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в шпильке

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{P_{\text{рmax}}}{F_{0\text{р}}}, \text{ МПа}; \quad (6.11)$$

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{P_{\text{рmin}}}{F_{0\text{р}}}, \text{ МПа}, \quad (6.12)$$

где $F_{0\text{р}} = \frac{\pi d_{\text{в}}^2}{4}$ – площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы, м^2 .

Среднее напряжение и амплитуда цикла

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа}; \quad (6.13)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа}; \quad (6.14)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a k_\sigma}{\varepsilon_M \varepsilon_\Pi}, \text{ МПа}. \quad (6.15)$$

Запас прочности шпильки

Запас прочности шпильки определяется по пределу текучести

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ак}} + \sigma_m}. \quad (6.16)$$

Допускаемые запасы прочности изменяются в пределах $n_{T\sigma} = 1,5...2,5$.

7. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ

7.1. Поршень

Данные для расчета принимаются из таблицы 7.1.

Таблица 7.1

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Толщина днища поршня, мм	δ	$(0,05...0,10) \cdot D$	$(0,12...0,20) \cdot D$	1, с.206
Высота поршня, мм	H	$(0,80...1,30) \cdot D$	$(1,00...1,70) \cdot D$ $(1,12...1,45) \cdot D$	1, с.206 5, с.235
Высота от днища поршня до оси поршневого пальца, мм	h_1	$(0,45...0,75) \cdot D$	$(0,60...1,00) \cdot D$	1, с.206
Высота юбки поршня, мм	$h_{\text{ю}}$	$(0,70...1,00) \cdot D$ $(0,68...0,74) \cdot D$	$(0,80...1,25) \cdot D$	4, с. 256 3, с.124
Толщина стенки юбки, мм	$\delta_{\text{ю}}$	1,5...4,5	2,00...5,00	1, с.206
Расстояние до первой поршневой канавки, мм	l	$(0,06...0,12) \cdot D$	$(0,11-0,20) \cdot D$	1, с.206
Толщина первой межколье-вой перемычки, мм	$h_{\text{п}}$	$(0,03...0,05) \cdot D$	$(0,04-0,07) \cdot D$	1, с.206
Наружный диаметр бобышки, мм	$d_{\text{б}}$	$(0,30...0,50) \cdot D$		1, с.206
Ширина разреза юбки порш-	$b_{\text{ю}}$	1,50...2,00		1, с.206

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
ня, мм				
Расстояние между торцами бобышек поршня, мм	b^*	$(0,30...0,50) \cdot D$ $(0,25...0,50) \cdot D$		1, с.206 2, с.49
Рабочая длина бобышки, мм	l_6	$(0,55...0,65) \cdot l_{ш}$		4, с.280
Овальность поперечного сечения, мм	Δc	$(0,10...1,00)$		4, с.279
Толщина стенки головки поршня, мм	S_T	$(0,05...0,10) \cdot D$		1, с.206
Внутренний диаметр поршня, мм	d_i	$D - 2 \cdot (S + t + \Delta t)$ $(0,66...0,80) \cdot D$	$(0,45...0,85) \cdot D$	1, с.206 2, с.49
Ширина фасок на внешних углах кольцевых перемычек, мм	$f_{п}$	$0,20...0,30$		4, с.255
Число масляных отверстий в поршне, шт.	n_m	$6...12$		1, с.206
Радиус галтели в основании кольцевых перемычках, мм	r	$0,20...0,30$		4, с.255
Диаметр масляного канала, мм	d_m	$(0,30...0,50) \cdot a$		1, с.206
Толщина заливных в стенки поршня пластин, мм	$h_{пл}$	$1...2$		1, с.206
Высота головки поршня, мм	h_T	$(0,64...0,70) \cdot h_{ю}$		1, с.206
Выход нижней кромки поршня из цилиндра в НМТ, мм	$\Delta 10$	Не более 30		1, с.206
Зазор между торцом поршневой головки шатуна и торцом бобышки поршня, мм	Δg	$1,50...2,50$		1, с.206
Используемые материалы	–	АЛ 10В АЛ 25 АЛ 30 АК10М2Н КС 245	СЧ 24-25 АК 21	–

Примечание: D – диаметр поршня, мм; h_1 – высота головки поршня, мм. Величину верхней части поршня h_1 выбирают исходя из условия $(h_1 - h_T) > d_6 / 2$.

* Расстояние b между торцами бобышек обычно принимают на 2-3 мм больше $l_{ш}$.

7.2. Поршневые кольца

Сечение поршневых колец представлено на рисунке 18. Данные для расчета принимаются из таблицы 7.2.

Таблица 7.2

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Высота кольца, мм	a	– $2,0...4,0$	$3,0...5,0$ $(0,7...1,0) \cdot D$	1 15, с.240

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии, мм	A_0	$(2,5...4,0) \cdot t$ –	$(3,2...4,0) \cdot t$ $(3,0...3,5) \cdot t$	1 15, с.241
Число колец, шт.: – компрессионных – маслосъемных	j_k	2...4 1...3	3...4 1...3	3, с.159 1
Реальная толщина кольца, мм: – компрессионного – маслосъемного	t	$(0,040...0,045) \cdot D$ $(0,035...0,040) \cdot D$ $(0,038...0,043) \cdot D$		1 5, с.240 1
Радиальный зазор кольца в канавке, мм: – компрессионного – маслосъемного	Δt	0,70...0,95 0,30...0,70 0,50...1,50		1, с.206 4, с.289 4, с.289
Зазор между концами кольца в свободном состоянии, мм	S_0	$(3,00...4,00) \cdot t$		2, с.55
Зазор в замке кольца вставленного в цилиндр, мм	A_3	0,02...0,15 0,06...0,10 $(0,004...0,006) \cdot D$		3, с.159 6, с.113 5, с.24
Используемые материалы	–	СЧ 24; СЧ 30; СЧ 35; СЧ 45; У10А; расширители – сталь 65Г		–

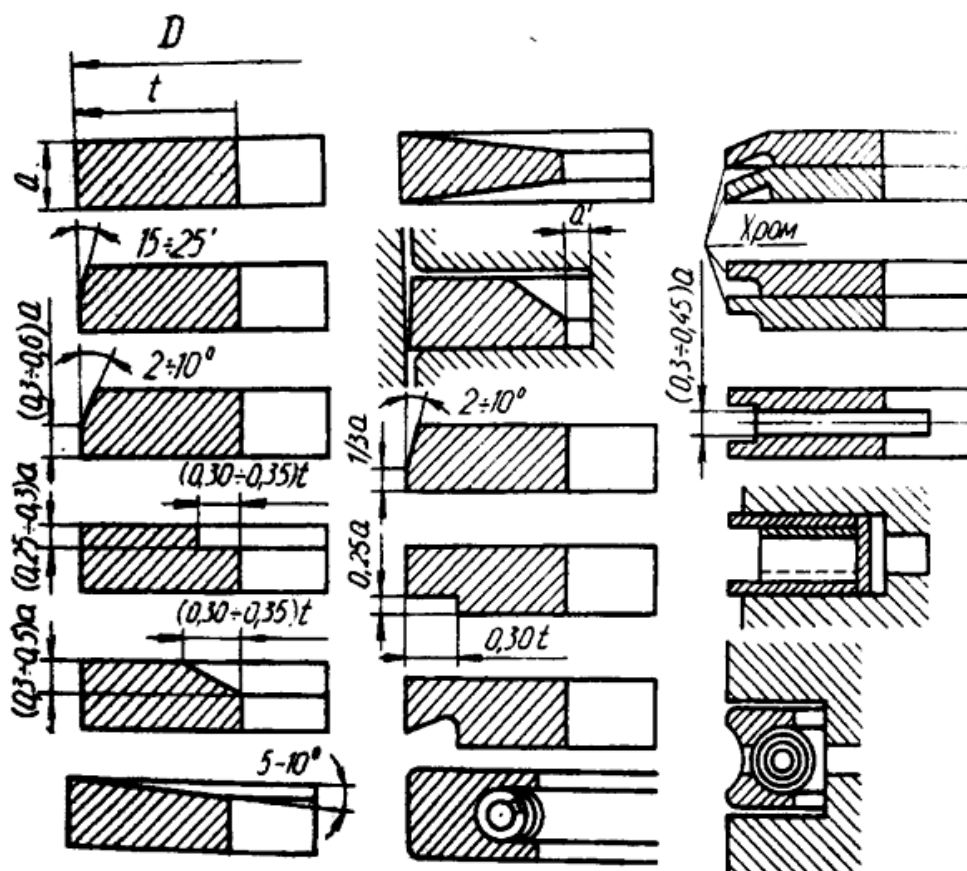


Рисунок 18 – Сечение поршневых колец

7.3. Поршневой палец

Данные для расчета принимаются из таблицы 7.3.

Таблица 7.3

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Наружный диаметр пальца, мм	$d_{\text{п}}$	$(0,22...0,28) \cdot D$ $(0,32...0,3) \cdot D$	$(0,30...0,038) \cdot D$ $(0,31...0,43) \cdot D$	1 2, с.49
Внутренний диаметр пальца, мм	d	$(0,65...0,75) \cdot d_{\text{п}}$	$(0,50...0,70) d_{\text{п}}$	1
Длина пальца, мм: – закрепленного – плавающего	$l_{\text{п}}$	$(0,88...0,93) \cdot D$		1
		$(0,78...0,88) \cdot D$	$(0,80...0,90) \cdot D$	1
Длина втулки шатуна, мм: – закрепленного – плавающего	$l_{\text{ш}}$	$(0,28...0,32) \cdot D$		1
		$(0,33...0,45) \cdot D$		1
Используемые материалы	–	Сталь 20; 15ХА; 40ХА Сталь 12Х2Н4А; 15ХМ		–

7.4. Температурный режим элементов поршневой группы

7.4.1. Температура головки поршня двигателя

Жидкостное охлаждение, $t_{\text{г}}(\text{ж})$:

– алюминий 220-320 °С;

– чугун 180-240 °С.

Воздушное охлаждение, $t_{\text{г}}(\text{в}) = (1,3...1,4) \cdot t_{\text{г}}(\text{ж}), ^\circ\text{С}$.

7.4.2. Температура юбки поршня двигателя

Жидкостное охлаждение, $t_{\text{ю}}(\text{ж})$:

– алюминий 150-200 °С;

– чугун 180-240 °С.

Воздушное охлаждение, $t_{\text{ю}}(\text{в}) = (1,3...1,4) \cdot t_{\text{ю}}(\text{ж}), ^\circ\text{С}$.

7.4.3. Температура внешнего компрессионного кольца $t_{\text{к}}, ^\circ\text{С}$

Жидкостное охлаждение 200-300 °С.

Воздушное охлаждение 250-550 °С.

7.5. Конструктивные массы

7.5.1. Конструктивная масса поршневой группы $m_{\text{п}}$, кг/м²

Бензиновый двигатель:

– для $n < 4500$ мин⁻¹, $m_{\text{п}} = (1,2 \dots 1,3) \cdot D$;

– для $n > 4500$ мин⁻¹, $m_{\text{п}} = (1,3 \dots 1,4) \cdot D$.

Дизель:

– для $n < 3000$ мин⁻¹, $m_{\text{п}} = (2,0 \dots 2,2) \cdot D$;

– для $n > 4000$ мин⁻¹, $m_{\text{п}} = (1,7 \dots 1,9) \cdot D$.

Ориентировочно удельная масса поршня – $m_{\text{п}}$ из алюминиевого сплава составляет 150-300 кг/м²; чугунового поршня – 250-400 кг/м².

8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ШАТУННОЙ ГРУППЫ

Конструктивные размеры шатунной группы представлены на рисунке 19. Данные для расчета принимаются из таблицы 8.1.

8.1. Поршневая головка шатуна

Таблица 8.1

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Внутренний диаметр поршневой головки, мм: – без втулки – с втулкой	d	$d \approx d_{\text{п}}^{*1}$ (1,10...1,25)· D		1 1
Наружный диаметр головки, мм	$d_{\text{г}}$	(1,25...1,65)· $d_{\text{п}}$	(1,30...1,70)· $d_{\text{п}}$	1
Длина поршневой головки шатуна, мм: – закрепленный палец – плавающий палец	$l_{\text{ш}}$	(0,28...0,32)· D (0,33...0,45)· D		1 1
Зазор между пальцем и бронзовой втулкой, мм	Δ_3	(0,0004...0,0015)· $d_{\text{п}}$		4, с.297
Минимальная радиальная толщина стенки головки, мм	$h_{\text{ст}}$	(0,16...0,27)· $d_{\text{п}}^{*2}$ (не менее 4 мм)		1 3, с.167
Радиальная толщина стенки втулки, мм	$S_{\text{в}}^{*3}$	(0,055...0,085)· $d_{\text{п}}$	(0,07...0,085)· $d_{\text{п}}$	1

Примечание: $*1 d_{\text{п}}$ – наружный диаметр поршневого пальца, мм.

$*2$ Втулка из листовой бронзы делают толщиной до 0,8 мм.

$*3$ Минимальная радиальная толщина стенки головки составляет не менее 4 мм.

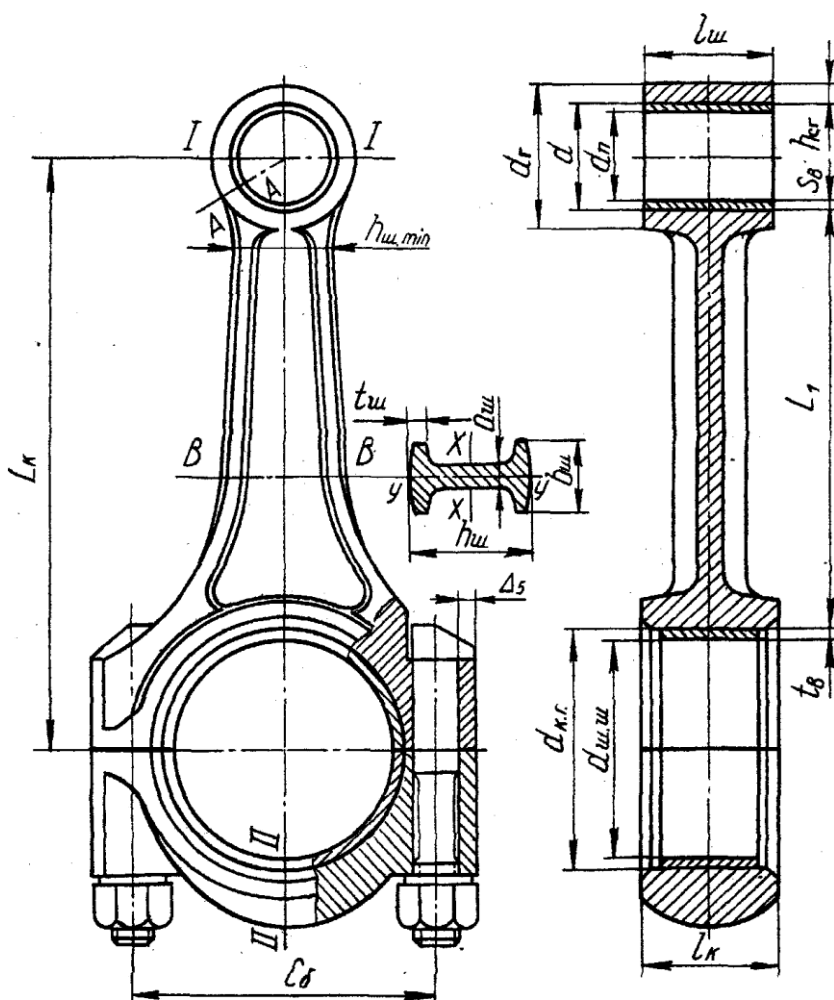


Рисунок 19 – Шатунная группа

8.2. Кривошипная головка шатуна

Эскиз нижних головок шатуна представлен на рисунке 20. Данные для расчета принимаются из таблицы 8.2.

Таблица 8.2

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Ширина шатунного вкладыша, мм	b	$(0,40 \dots 0,60) \cdot d_{\text{ш.ш}}$		7, с.227
Диаметр шатунной шейки, мм	$d_{\text{ш.ш}}$	$(0,56 \dots 0,75) \cdot D$ $(0,66 \dots 0,68) \cdot D$		1 4, с.302
Толщина стенки шатунного вкладыша, мм:				
– тонкостенного	$t_{\text{в}}$	$(0,03 \dots 0,05) \cdot d_{\text{ш.ш}}$		1
– толстостенного		$0,1 \cdot d_{\text{ш.ш}}$		1
Толщина антифрикционного слоя во вкладышах, мм	Δ_8	$0,20 \dots 0,70$		1

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Расстояние между шатунными болтами, мм	C_6	$(1,30 \dots 1,75) \cdot d_{ш.ш}$		1
Длина кривошипной головки, мм	l_k	$(0,45 \dots 0,95) \cdot d_{ш.ш}$		1
Осевой зазор кривошипной головки, мм	S_l	0,10...0,15		1
Минимальная толщина промежутка между отверстием для шатунного болта и вкладышем, мм	Δ_4	1,00...1,50		1
Минимальная толщина между наружной стенкой кривошипной головки шатуна и отверстием под болт, мм	Δ_5	2,00		1
Относительное расстояние центра тяжести шатуна от оси кривошипной головки, мм	$h_{цт}$	$(0,30 \dots 0,34) \cdot L_k$		1

Примечание: при $d_{ш.ш} > 0,66 \cdot D$ необходимо выполнять косой разъем кривошипной головки под углом 30° , 45° или 60° к оси шатуна.

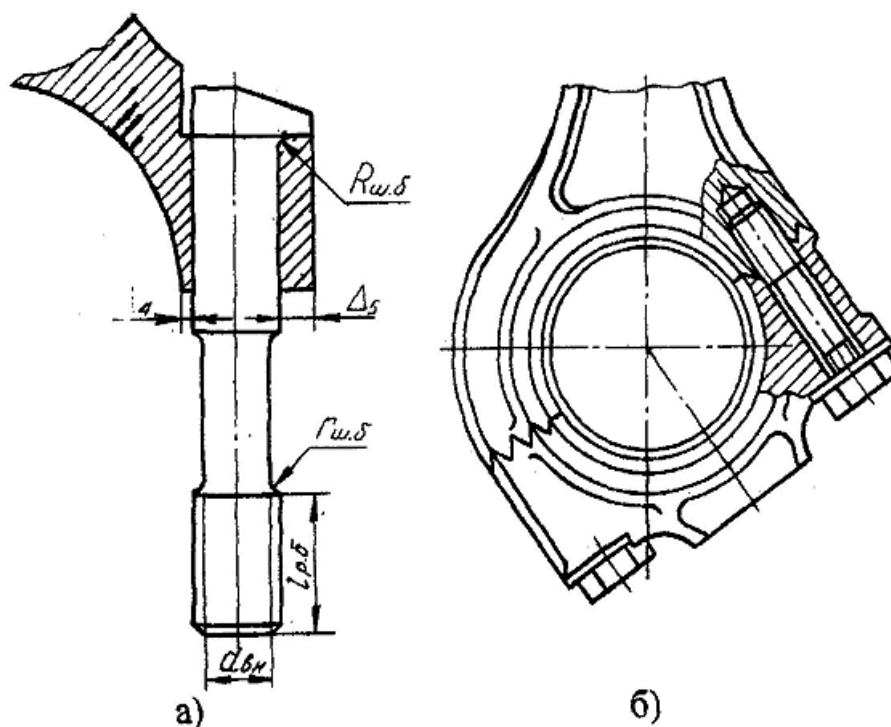


Рисунок 20 – Эскиз нижних головок шатуна: а – с разъемом в горизонтальной плоскости; б – с плоскостью разреза под углом.

8.3. Стержень шатуна

Данные для расчета принимаются из таблицы 8.3.

Таблица 8.3

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Высота двутаврового сечения, мм	$h_{ш}$	$(1,20 \dots 1,40) \cdot h_{ш \min}$		1
Минимальная высота двутаврового сечения стержня, мм	$h_{ш \min}$	$(0,50 \dots 0,55) \cdot d_T$		1
Ширина двутаврового сечения стержня, мм	$b_{ш}$	$(0,50 \dots 0,60) \cdot l_{ш}$	$(0,55 \dots 0,75) \cdot l_{ш}$	1
Толщина наружной полки двутавра, мм	S_2	2,50...4,00	4,00...7,50	1
Толщина внутренней полки двутаврового сечения, мм	S_3	2,50...4,00	4,00...7,50	1
Минимальный зазор между стержнем шатуна и нижней кромкой цилиндра, мм	Δ	3,00...5,00		1
Используемые материалы	–	Сталь 45; 45Г2 Сталь 18ХНВА; 49ХНМА		–

8.4. Шатунные болты

Данные для расчета принимаются из таблицы 8.4.

Таблица 8.4

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Число шатунных болтов на одной шатуне, шт.	i_b	2...4		2, с.57
Радиус перехода от головки шатунного болта к его стержню, мм	$R_{шб}$	$(1,15 \dots 0,20) \cdot d_{шб}$		1
Радиус перехода от резьбы к стержню, мм	$r_{шб}$	$(0,50 \dots 0,60) \cdot d_{шб}$		1
Длина резьбы болта, мм	$l_{рб}$	$\approx 1,50 \cdot d_{шб}$		7, с.224
Внутренний диаметр резьбы болта, мм	$d_{вн}^*$	$d \dots 1,4 \cdot t$		1
Диаметр стержня болта, мм	$d_{шб}^{**}$	$(0,11 \dots 0,13) \cdot D$	$(0,12 \dots 0,14) \cdot D$	1
Используемые материалы	–	Сталь 35; 40Х Сталь 18ХВА; 20ХНЗА		–

Примечание:* d – номинальный диаметр болта, мм, t – шаг резьбы, мм.

** Диаметр стержня болта можно определить как $d_{шб} = (0,80-0,85) \cdot d_{вн}$, а затем результат округляется до значений по ГОСТ.

8.5. Конструктивная масса шатуна $m_{ш}$, кг/м²

Бензиновый двигатель:

– если $n < 4500 \text{ мин}^{-1}$, $m_{ш} = (1,5 \dots 1,6) \cdot D$;

– если $n > 4500 \text{ мин}^{-1}$, $m_{ш} = (1,2 \dots 1,9) \cdot D$.

Дизель:

– если $n < 3000 \text{ мин}^{-1}$, $m_{ш} = (2,3 \dots 2,5) \cdot D$;

– если $n > 4000 \text{ мин}^{-1}$, $m_{ш} = (1,8 \dots 2,1) \cdot D$.

Ориентировочно удельная масса шатуна составляет:

– бензиновый двигатель 100-200 кг/м²;

– дизель 250-400 кг/м².

8.6. Температурный режим деталей шатунной группы

Степень подогрева поршневой головки шатуна составляет $\Delta t_{ш} = 100\text{-}200 \text{ }^\circ\text{C}$.

9. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА ДВИГАТЕЛЯ

9.1. Блок картер

Основные конструктивные размеры элементов корпуса двигателя приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Расстояние между осями соседних цилиндров, мм: – рядный двигатель с сухими гильзами, коренные подшипники скольжения расположены через два цилиндра (двухпролетный коленвал) – рядный двигатель с однопролетным коленчатым валом и с подшипником скольжения	L_o	$(1,20 \dots 1,24) \cdot D$ $(1,20 \dots 1,28) \cdot D$	– $(1,25 \dots 1,30) \cdot D$	1, с.279 9
Толщина перегородок чугунных блоков и стенок водяной рубашки, мм	$h_{чб}$	4...7		1
– V-образный двигатель с последовательным расположением шатунов на шейке вала и с подшипниками скольжения	L_o	$1,33 \cdot D^*$	$(1,47 \dots 1,55) \cdot D$	1

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
– двигатель с роликоподшипниками в качестве коренных опор		$1,30 \cdot D$	$1,30 \cdot D$	1
– двигатель с воздушным охлаждением		$(1,15 \dots 1,36) \cdot D$	–	1
– двухтактный двигатель		–	$(1,58 \dots 1,62) \cdot D$	1
Минимальное расстояние между траекторией головки шатунного болта и внутренней поверхностью стенки картера, мм	X_K	10...15		1
Расстояние между осями шпилек (или болтов) крышки коленчатого вала, мм	X_{KB}	$(1,00 \dots 1,10) \cdot D$		1
Минимальная высота опорной боковой плоскости крышки коленчатого вала, мм	Б	3...8	8...15	4, с.186
Диаметр канала для подвода масла к коренным подшипникам и подшипникам распределительного вала, мм	$d_{МП}$	5,00...8,00		4, с.187
Общая радиальная толщина вкладышей, мм: – стальных – алюминиевых	h_{BK}	$(0,03 \dots 0,04) \cdot d_{кш}$ в 1,5-1,7 раза больше	$(0,045 \dots 0,06) \cdot d_{кш}$ в 1,5-1,7 раза больше	1
Толщина нижней (не несущей) половины картера, мм	h_{2**}	1,00...2,00		1
Толщина стенок цилиндра, мм	δ_2	$(0,05 \cdot D + 2)$	$(0,065 \dots 0,075) \cdot D$	1
Толщина перемычки между отверстием под шпильку и расточку под фланец гильзы, мм	δ_5	2,00...4,00		4, с.191
Используемые материалы		От СЧ18; СЧ40; СЧ24 АСЛ-4; АК12М2		

Примечание: $d_{кш}$ – диаметр коренной шейки коленчатого вала.

* Для среднего подшипника $L_0 = 1,68 \cdot D$.

** В алюминиевом блоке картера толщина стенок соответственно увеличивается на 1-3 мм.

9.2. Головка блока цилиндров

Данные для расчета принимаются из таблицы 9.2, 9.3.

Таблица 9.2

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Толщина огневого днища, мм	$\delta_{ог}$	– –	$(0,05...0,07) \cdot D$ $(0,06...0,08) \cdot D$	5, с.198
Толщина нижней опорной стенки головки, мм	$\delta_{гол*}$	$0,09 \cdot D$	$0,09 \cdot D + 1,5$	1
		$0,05 \cdot D + 1,00$		4, с.200
Толщина стенок водяной рубашки, мм	$\delta_{руб*}$	$2,2 \cdot D + 0,03 \cdot D$		1
		$0,05 \cdot D + 1$		4, с.200
Высота головки, мм: – при нижнем расположении клапанов – при верхнем расположении клапанов	$l_{гол}$	$(0,50...0,60) \cdot D$	–	4, с.199
		$(1,00...2,00) \cdot D$	$(0,50...1,20) \cdot D$	5, с.198
Высота полостей для прохода воды в нижней части головки блока, мм	h_6	12,00...14,00		1
Высота полостей для прохода воды в верхней части головки блока, мм	h_7	5,00...6,00		1
Площадь проекции поверхности камеры сгорания на плоскость перпендикулярную оси, м ² : – при нижних клапанах – при верхних клапанах	F_k	$(1,7...2,2) \cdot F_{п}^{**}$		1
		$(1,1...1,3) \cdot F_{п}$		1
Толщина верхней горизонтальной стенки головки, мм	t_1	$(0,05...0,12) \cdot D$		3, с.331
Толщина наружных стенок головки, мм: – чугун – сталь	–	$(0,05...0,08) \cdot D$		3, с.331
		$(0,045...0,07) \cdot D$		1

Примечание: * При использовании алюминиевых сплавов толщина стенок соответственно увеличивается на 2-3 мм.

** $F_{п}$ – площадь поршня, м².

Таблица 9.3

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Используемые материалы для изготовления головки блока цилиндров	–	СЧ18; СЧ20; АО-5; АС9* АЛ9; АЛ5*; АК4*	–	–

Примечание: * материалы для двигателей с воздушным охлаждением.

9.3. Шпильки головки блока

Данные для расчета принимаются из таблицы 9.4.

Таблица 9.4

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Длина резьбы шпильки, мм Число шпилек на один цилиндр, шт.: – при верхних клапанах – при нижних клапанах	$l_{\text{шп}}^{\text{о*}}$ $i_{\text{шп}}$	$(1,5 \dots 2,0) \cdot d_{\text{шп}}$ 4...6 6...8		1
Используемые материалы	–	Сталь 30Х; 18ХНВА; Сталь 18ХНМА; 20ХНВА		–

Примечание: * в отливках из алюминиевых сплавов $l_{\text{шп}}$ должна быть не менее $2 \cdot d_{\text{шп}}$.

9.4. Гильза цилиндра

Данные для расчета принимаются из таблицы 9.5.

Таблица 9.5

Наименование параметров	Обозначение	Бензиновые двигатели	Дизели	Источник
Высота выступа торца гильзы над опорной плоскостью, мм	Δt	$(0,05 \dots 0,15)$		4, с.190
Длина вставки гильзы, мм	$L_{\text{вг}}$	$(0,25 \dots 0,30) \cdot L_{\text{г}}$, где $L_{\text{г}}$ – длина гильзы, мм		1
Толщина стенки гильзы, мм: – «сухая» гильза – стальная «мокрая» гильза – чугунная «мокрая» гильза	$\delta_{\text{гил}}$	2,00...4,00 4,00...7,00 5,00...9,00		4, с.188
Высота верхнего опорного пояска гильзы, мм	B	$(0,07 \dots 0,1) \cdot D$		1
Зазор между блоком цилиндров и упорной поверхностью пояска гильзы, мм: – для «сухих» гильз – для «мокрых» гильз	Δ_{12}	0,01...0,04 0,05...0,13		3, с.313
Ширина буртика гильзы, выступающего над опорной поверхностью, мм	$\delta_{\text{б}}$	2,00...5,00		3, с.312
Используемый материал	–	СЧ18; СЧ30; СЧ45; СЧ22; Сталь 38ХМЮА		–

9.5. Элементы водяного уплотнения гильзы

Расчетная схема уплотнения мокрой гильзы цилиндра представлена на рисунке 21. Данные для расчета принимаются из таблицы 9.6.

Таблица 9.6

Наименование параметра	Обозначение	Двигатели с диаметром поршня		Источник
		$D < 130$ мм	$D > 130$ мм	
Диаметр резинового кольца, мм	d_p	4,00	6,00	4, с.192
Радиальная глубина канавки, мм	h_k	3,40	5,20	–
Ширина фаски на опорной плоскости картера под гильзу, мм		4,00	6,00	–
Длина фаски опорной плоскости картера под гильзу, мм	ε	8,00	12,00	–
Ширина канавки в гильзе, мм	f_1	6,00	8,00	–
Ширина бортика на гильзе, мм	f_2	2,00	3,00	–

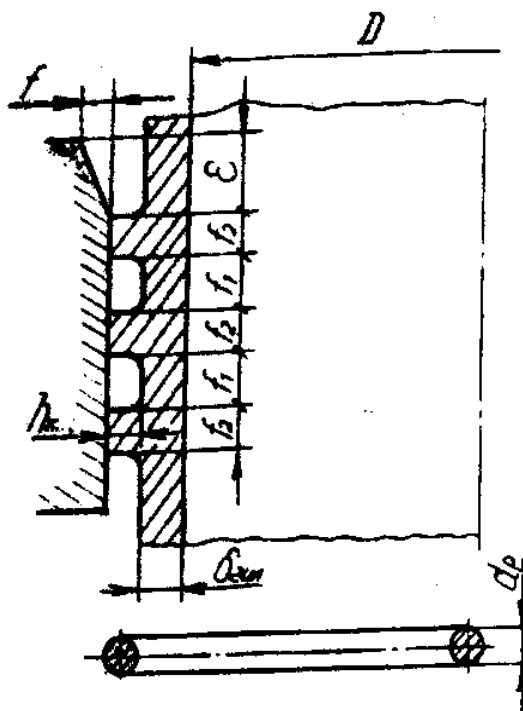


Рисунок 21 – Расчетная схема уплотнения мокрой гильзы цилиндра

9.6. Элементы воздушного охлаждения двигателя

Расчетная схема ребрения цилиндров двигателя воздушного охлаждения представлена на рисунке 22. Данные для расчета принимаются из таблицы 9.7.

Таблица 9.7

Наименование параметра	Обозначение	Стакан цилиндра		Головка цилиндра		Источник
		чугун	алюмин. сплав	чугун	алюмин. сплав	
Высота ребра, мм	h_p	14...30	15...35	15...50	15...75	6, с.97
Шаг оребрения, мм	S_p	6...12	3,5...8	6...12	3,5...8	–
Средняя толщина ребра, мм	δ_p	2...4	1,5...2,5	2...4	1,5...2,5	–
Средняя ширина межреберного канала, мм	l_{mk}	4...8 2...6 4...8 2...6				–
Длина оребрения, мм	l_{op}^*	$(0,45...0,55) \cdot L_{ц}^{**}$				
Толщина ребра у основания, мм	δ_3	2,00...6,00				3, с.317
Толщина ребра на конце, мм	δ_4	1,00...3,00				–
Используемые материалы	–	АЛ5; АЛ10; АЛ30; АК4; СЧ18; СЧ22; СЧ24				–

Примечание: * оребрение цилиндра начинается непосредственно от головки блока.

** $L_{ц}$ – длина цилиндра, мм.

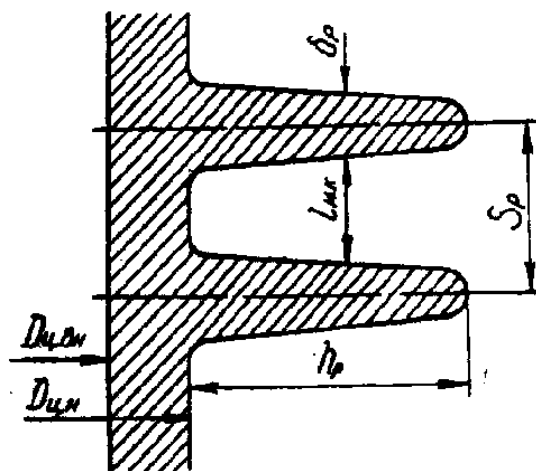


Рисунок 22 – Расчетная схема оребрения цилиндров двигателя воздушного охлаждения

9.7. Температурный режим элементов корпуса двигателя

9.7.1. Температура стенок цилиндра $t_{ц}, ^\circ\text{C}$

Жидкостное охлаждение 110-115 $^\circ\text{C}$.

Воздушное охлаждение 170-190 $^\circ\text{C}$.

9.7.2. Перепад температур между внутренней и наружной поверхностями

Гильзы цилиндра $\Delta T_r = 100-150$ °С.

9.7.3. Предельная температура цилиндра T_{\max}^c , °С

Чугун 220 °С.

9.7.4. Предельная температура головки цилиндра $T_{\max}^{гк}$, °С

Чугун 340-360 °С.

Алюминиевый сплав 240-260 °С.

СПИСОК РЕОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

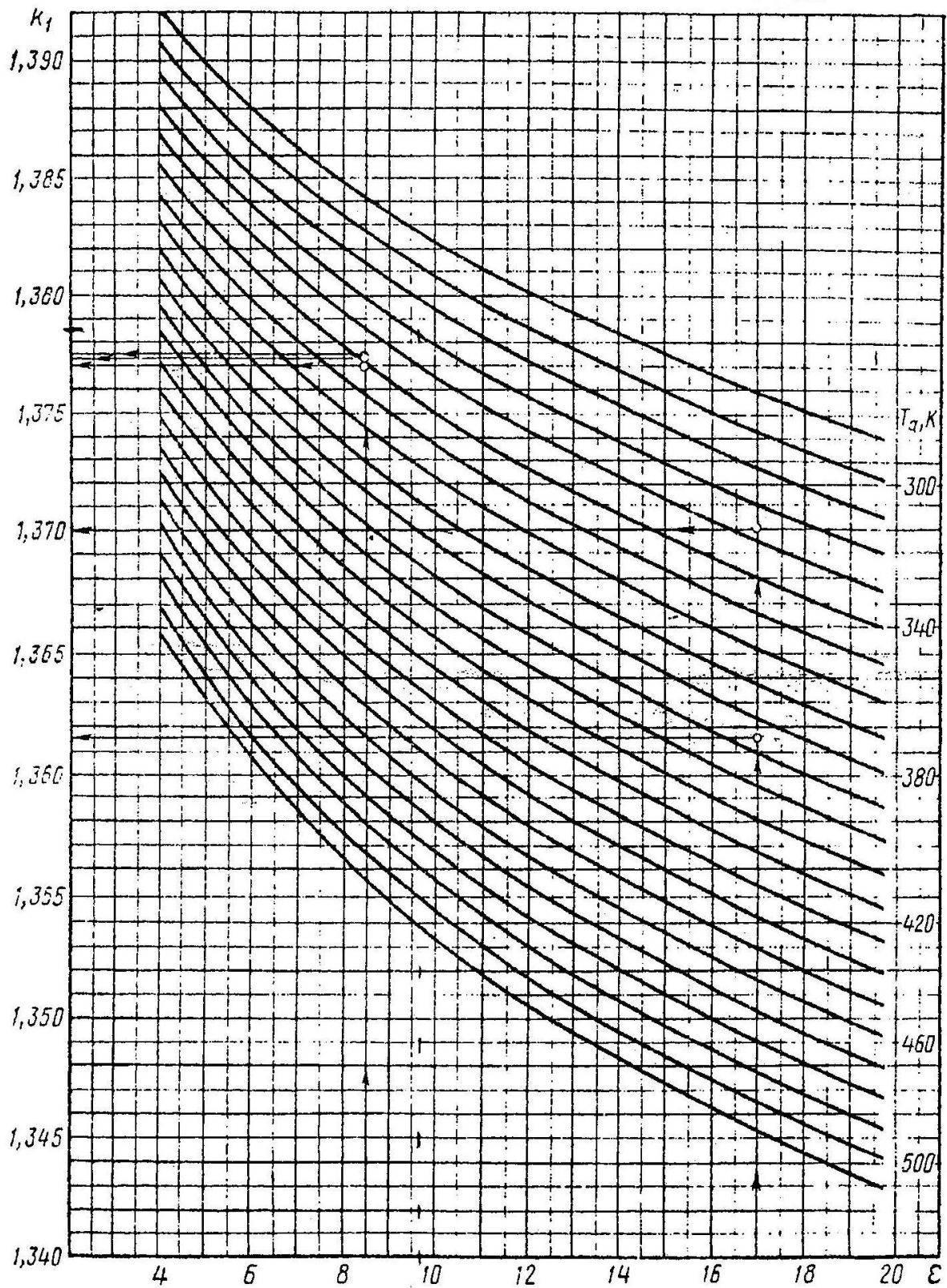
1. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Электронный ресурс]. – М. : Высшая школа, 2008.

2. Двигатели внутреннего сгорания : учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» направления подготовки дипломированных специалистов «Эксплуатация наземного транспорта транспортного оборудования» в 3-х кн. / под ред. В. Н. Луканина, М. Г. Шатрова. – 4-е изд., испр. – М. : Высшая школа, 2010.

3. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. Н. Д. Чайнов и др.; под ред. Н. Д. Чайнова. – М. : Машиностроение, 2011. – 496 с.

4. Теория рабочих процессов, кн. 1 / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров. – М., 2010. – 479 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Рисунок 1 – Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1 .

Пример: $\epsilon = 8,5$; $T_a = 340$ К; $k_1 = 1,377$.

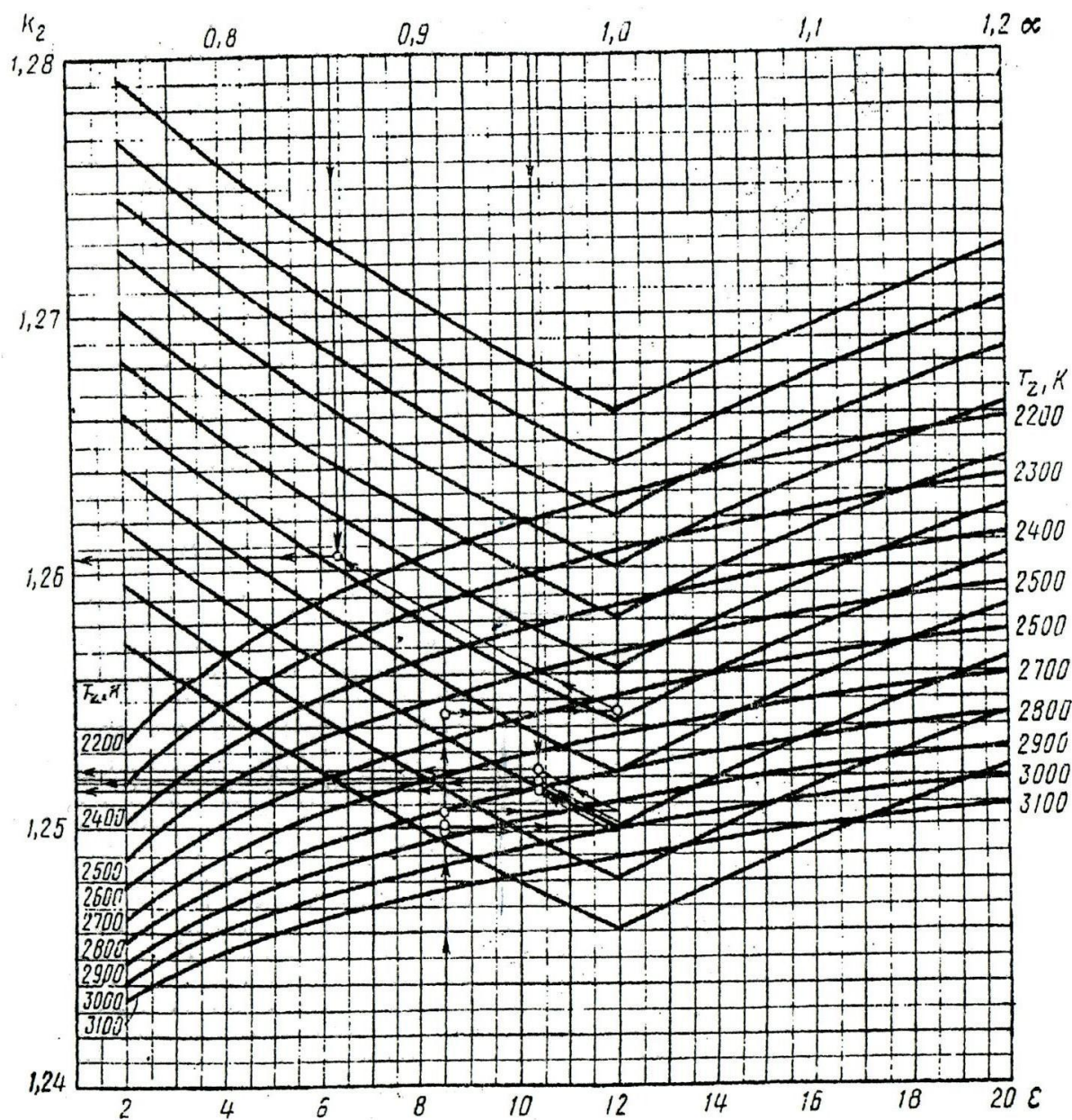
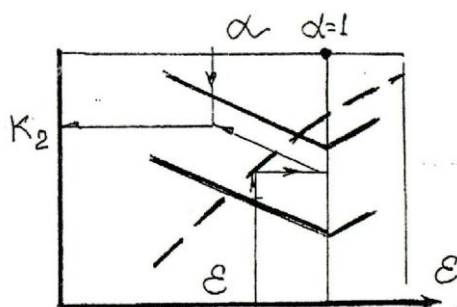


Рисунок 2 – Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2 для карбюраторного двигателя

Пример: для $\alpha = 0,96$; $\epsilon = 8,5$; $T_z = 2850$ К; $k_2 = 1,2516$



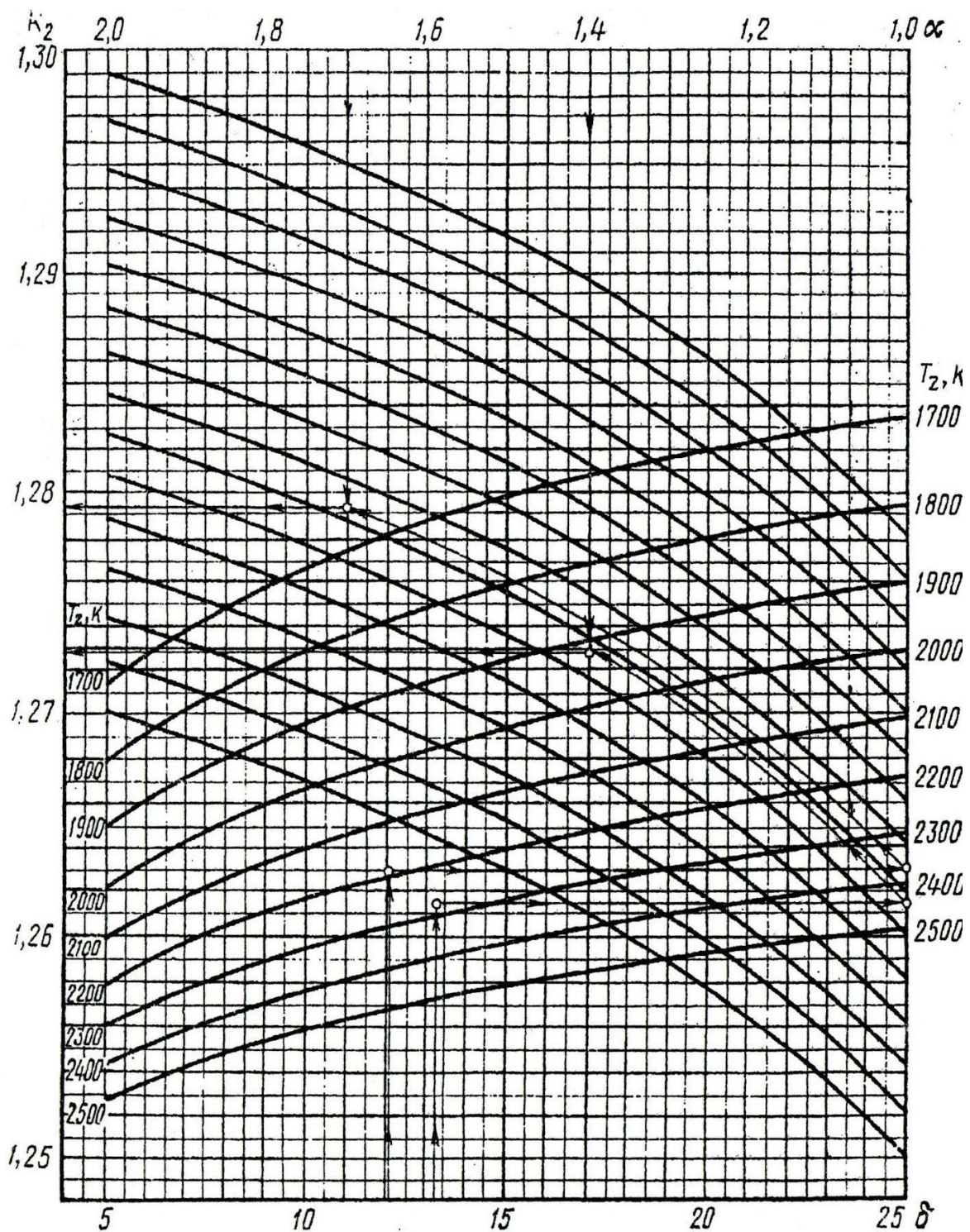


Рисунок 3. Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2 для дизельного двигателя

Пример: для $\delta = 13,28$; $\alpha = 1,4$; $T_z = 2280$ К; $k_2 = 1,2728$

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Таблица 1

$t, ^\circ\text{C}$	Средняя молярная теплоемкость отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль·град)						
	Воздух	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,764	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	12,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,610	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,763	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,425	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682
2100	25,474	27,015	25,063	23,410	25,537	46,283	36,121
2200	25,612	27,169	25,202	23,577	25,666	46,568	36,540
2300	25,746	27,320	25,327	23,744	25,792	46,832	36,942
2400	25,871	27,471	25,449	23,908	25,909	47,079	37,311
2500	25,990	27,613	25,562	24,071	26,022	47,305	37,704
2600	26,120	27,753	25,672	24,234	26,120	47,515	38,060

Таблица 2

Температура T, °C	Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания бензина при α , кДж/(кмоль·град)										
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20
0	21,683	21,786	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	22,973	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777
600	23,507	23,627	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,095	24,798	24,700	24,610
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,838
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,863	28,698	28,548	28,409	28,282
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513

Таблица 3

Температура Т, °С.	Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания дизельного топлива при α , кДж/(кмоль·град)											
	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	24,162	23,985	23,811	23,662	23,583	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	28,417	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

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Таблица 1

Характеристики материалов

Материал	Коэффициент линейного расширения α , 1/град	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{теп}}$, Вт/(м·К)
Сталь	$11,5 \cdot 10^{-6}$	$2,1 \cdot 10^5$	52
Серый чугун	$11 \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^5$	58
Легированный чугун		$(1,0 \dots 1,2) \cdot 10^5$	56
Алюминиевый сплав	$22 \cdot 10^{-6}$	$0,7 \cdot 10^5$	230
Бронза	$16,5 \cdot 10^{-6}$	$1,15 \cdot 10^5$	105

Таблица 2

Механические свойства материала Сталь 45

σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_{-1p} , МПа	σ_m , МПа
800	350	210	420