

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Макушев Андрей Евгеньевич
Должность: Ректор
Дата подписания: 08.08.2023 15:07:13
Уникальный программный ключ:
4c46f2d9ddda3fafb9e57683d11e5a4257b6ddfe

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Чувашский государственный аграрный университет»



ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

Задание и методическое руководство к курсовому проектированию

Чебоксары, 2023

УДК 651.51.8 (075.8)

ББК 65.050

Рецензент: канд. техн. наук, доцент кафедры технической сервис Григорьев А.О.

Энергетические установки автомобилей и тракторов: Задание и методическое руководство к курсовому проектированию /Сост. С.С. Алатырев. – Чебоксары: ФГБОУ ВО Чувашский ГАУ, 2023. – 70 с.

В пособии излагается методика теплового и динамического расчетов автомобильных и тракторных двигателей, а также расчета деталей шатунно-поршневой группы на прочность и обоснование технических параметров их систем смазки и охлаждения.

Предназначается в качестве методического пособия для студентов очного и заочного обучения специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства (специализация – Автомобили и тракторы).

Рассмотрено и одобрено методической комиссией инженерного факультета ФГБОУ ВО Чувашский ГАУ (протокол № 8 от «20» апреля 2023 г.)

© ФГБОУ ВО Чувашский ГАУ, 2023

© С.С. Алатырев, 2023

ПРЕДИСЛОВИЕ

Целью настоящего курсового проекта является закрепление знаний, полученных студентами при изучении дисциплины «Энергетические установки автомобилей и тракторов».

Курсовой проект состоит из четырех частей.

В первой части проекта требуется произвести тепловой расчет двигателя в режиме максимальной мощности, составить тепловой баланс, построить индикаторную диаграмму, рассчитать его скоростную характеристику.

Вторая часть работы посвящена силовому анализу работы кривошипно-шатунного механизма (КШМ). Предусматривает определение сил и моментов, действующих на детали КШМ, построение графиков их изменения в течение одного цикла в цилиндрах двигателя.

Третья часть включает расчет на прочность деталей КШМ: поршня, поршневого кольца, поршневого пальца и стержня шатуна на основе результатов теплового и динамического расчетов.

В четвертой части работы производится расчет параметров двух обслуживающих систем двигателя: смазки и охлаждения.

Ориентировочно объем курсового проекта составит до 20 страниц пояснительной записки формата А4, 3 листа графической части, в том числе 1 лист (формата А1) выделяется для иллюстрации результатов теплового и динамического расчетов, 1 лист (формата А1) – для изображения систем смазки и охлаждения двигателя, 1 лист (формата А1) – схемы для компоновки механизма КШМ.

Исходные данные для курсового проекта студент выбирает из табл. 1 в соответствии с двумя последними цифрами номера зачетной книжки и заносит их в табл. 2.

1 ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Провести тепловой и динамический расчет двигателя внутреннего сгорания, а также прочностной расчет деталей кривошипно-шатунного механизма и расчет систем смазки и охлаждения двигателя с целью обоснования их параметров при исходных данных, приведенных ниже. По результатам расчетов оформить графический материал по перечню, приведенному в Предисловии.

Таблица 1 - Задание на курсовой проект по дисциплине «Энергетические установки автомобилей и тракторов»

№	Последняя цифра шифра зачетной книжки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
1.	Тип двигателя и его назначение	Бензиновый двигатель						Дизельный двигатель				
2.	Диаметр цилиндра D , м	0,092	0,092	0,079	0,079	0,082	0,082	0,110	0,110	0,130	0,130	
3.	Ход поршня S , м	0,092	0,086	0,080	0,080	0,070	0,070	0,115	0,115	0,140	0,140	
4.	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ	0,270	0,270	0,275	0,275	0,280	0,280	0,267	0,267	0,264	0,264	
5.	Число цилиндров i	P-4	P-4	P-4	P-4	P-4	P-4	V-8	V-8	V-8	V-8	
6.	Частота вращения номинальная $n_{ном}$, об/мин	4500	5200	5600	5600	5800	5800	2500	2500	2100	2100	
7.	Число клапанов на цилиндр $i_{кл}$	2	4	2	4	2	4	2	2	2	2	
8.	Средняя скорость заряда в клапане $w_{кл}$, м/с	100	70	100	70	100	70	60	60	55	55	
9.	Коэффициент избытка воздуха α	0,95	1,0	0,95	1,0	0,95	1,0	1,4	1,6	1,4	1,6	
10.	Повышение давления в компрессоре π_k	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,7	1,0	1,7	

Продолжение таблицы 1

11.	Подогрев при впуске ΔT , град.	0	5	-3	10	-5	15	15	20	17	25
12.	Коэффициент сопротивления при впуске, $\beta^2 + \xi$	2,3	2,4	2,3	2,4	2,3	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4
13.	Давление остаточного газа P_r , МПа	0,110	0,108	0,110	0,105	0,110	0,105	0,104	0,174	0,104	0,174
14.	Коэффициент очистки остаточных газов $\varphi_{оч}$	0,93	0,92	0,93	0,92	0,93	0,92	0,97	0,94	0,97	0,94
15.	Коэффициент дозарядки $\varphi_{дз}$	1,02	1,05	1,02	1,05	1,02	1,05	1,02	1,06	1,02	1,06
16.	Предпоследняя цифра шифра зачетной книжки для вариантов 1-6	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
17.	Степень сжатия ε	8,8	8,9	9,0	9,1	9,2	9,3	9,4	9,6	9,8	10,0
18.	Предпоследняя цифра шифра зачетной книжки для вариантов 7-0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
19.	Степень сжатия ε	16,5	16,6	16,7	16,8	16,9	17,0	17,1	17,2	17,3	17,4

1.1 Справочные данные и принятые обозначения

Массовые доли углерода, водорода в 1 кг бензина: $C = 0,855$ кг, $H = 0,145$ кг.

Масса 1 кмоль топлива (бензина) $\mu_t = 190$ кг/кмоль.

Низшая теплота сгорания бензина $H_n = 44000$ кДж/кг.

Массовые доли углерода, водорода, кислорода в 1 кг дизельного топлива: $C = 0,870$ кг, $H = 0,126$ кг, $O = 0,004$ кг.

Масса 1 кмоль топлива (дизельного) $\mu_t = 190$ кг/кмоль.

Низшая теплота сгорания дизтоплива $H_n = 42000$ кДж/кг.

Параметры окружающей атмосферы $P_0 = 0,1$ МПа, $T_0 = 293$ К.

Охлаждение воздуха после компрессора $\Delta T_{\text{охл}} = 0 \text{ К}$.

Молекулярная масса воздуха $\mu_{\text{в}} = 28,97 \text{ кг/кмоль}$.

Удельная газовая постоянная воздуха $R_{\text{в}} = 287 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$

Принятые обозначения:

1) D - диаметр цилиндра, м;

2) $S = 2R$ - ход поршня, м;

3) R - радиус кривошипа, м;

4) ВМТ - верхняя мертвая точка;

5) НМТ - нижняя мертвая точка;

6) τ - число тактов в цикле;

7) φ - угол поворота кривошипа (отсчет - от ВМТ такта впуска);

8) $V_{\text{h}} = \frac{\pi D^2}{4} S$ - рабочий объем цилиндра, м³;

9) $V_{\text{a}} = V_{\text{h}} + V_{\text{c}}$ - полный объем цилиндра, м³;

10) $V_{\text{c}} = \frac{V_{\text{h}}}{\varepsilon - 1}$ - объем камеры сгорания, м³;

11) $\varepsilon = \frac{V_{\text{a}}}{V_{\text{c}}}$ - степень сжатия;

12) $\rho = \frac{V_{\text{z}}}{V_{\text{c}}}$ - степень предварительного расширения для дизеля;

13) P_0, T_0, ρ_0 - давление, температура, плотность атмосферы;

14) $P_{\text{k}}, T_{\text{k}}, \rho_{\text{k}}$ - давление, температура, плотность окружающей среды при наддуве;

15) π_{k} - степень повышения давления при наддуве;

16) ΔT - подогрев воздуха во впускном тракте, К;

17) $\Delta T_{\text{охл}}$ - охлаждение воздуха за компрессором, К;

18) $P_{\text{a}}, T_{\text{a}}, \rho_{\text{a}}$ - давление, температура, плотность в начале сжатия;

19) $P_{\text{c}}, T_{\text{c}}, \rho_{\text{c}}$ - давление, температура и плотность в конце сжатия;

- 20) P_z, T_z, ρ_z - давление, температура, плотность газов в конце сгорания;
- 21) P_b, T_b, ρ_b - те же величины в конце расширения;
- 22) P_r, T_r, ρ_r - давление, температура и плотность остаточного газа;
- 23) M_0 - количество свежего воздуха в цилиндре, кмоль/кг;
- 24) M_1 - количество свежей смеси в цилиндре на кг топлива;
- 25) M_2 - количество продуктов сгорания на кг топлива;
- 26) M_r - количество остаточного газа в цилиндре на кг топлива;
- 27) l_0 - теоретически необходимое количество воздуха (кг) для сгорания 1 кг топлива;
- 28) L_0 - теоретически необходимое количество молей воздуха для сгорания 1 кг топлива;
- 29) α - коэффициент избытка воздуха;
- 30) ΔP_a - аэродинамические потери во впускном тракте, МПа;
- 31) η_v - коэффициент наполнения;
- 32) $\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}$ - коэффициент остаточного газа;
- 33) $\varphi_{дз}$ - коэффициент дозарядки, учитывающий поступление свежего заряда за счет инерционного наддува;
- 34) $\varphi_{оч}$ - коэффициент очистки цилиндра, учитывающий уменьшение массы остаточного газа за счет продувки цилиндра;
- 35) n_1, n_2 - показатели политроп сжатия и расширения в цилиндре;
- 36) n_k - показатель политропы сжатия в турбокомпрессоре;
- 37) U_{α}'' - внутренняя энергия продуктов сгорания, кДж/кмоль;
- 38) I_{α}'' - энтальпия продуктов сгорания, кДж/кмоль;
- 39) λ_r - степень повышения давления при сгорании;
- 40) L - длина шатуна, м;
- 41) $\lambda = \frac{R}{L}$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

42) $m_{\text{п}}$ - масса поршня, кг;

43) $F_{\text{п}}$ - площадь поршня, м²;

44) $m'_{\text{п}} = \frac{m_{\text{п}}}{F_{\text{п}}}$ - удельная масса поршня, кг/м²;

45) $m_{\text{ш}}$ - масса шатуна, кг;

46) $m'_{\text{ш}} = \frac{m_{\text{ш}}}{F_{\text{п}}}$ - удельная масса шатуна, кг/м²;

47) $m'_j = m'_{\text{п}} + 0,275m'_{\text{ш}}$ - удельные массы КШМ, совершающие возвратно - поступательное движение, кг/м²;

48) $m'_R = m'_{\text{шш}} + m'_{\text{шк}} + 2m'_{\text{шпр}}$ - удельные массы, совершающие вращательное движение, кг/м²;

49) $m'_{\text{шш}}$ - удельная масса шатунной шейки, кг/м²;

50) $m'_{\text{шк}} = m'_{\text{ш}} \frac{\rho_{\text{ш}}}{R}$ - удельная масса щеки коленвала, приведенная к радиусу кривошипа, кг/м²;

51) $\rho_{\text{ш}}$ - расстояние центра масс щеки от оси вращения, м;

52) $\omega = \pi n / 30$ - угловая скорость, рад/с;

53) $n_{\text{ном}}$ - номинальная частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности двигателя, мин⁻¹;

54) τ - тактность двигателя.

Таблица 2 - Исходные данные для теплового расчета двигателя

№	Исходные параметры	Значения
1	Тип двигателя	
2	Диаметр цилиндра D, м	
3	Ход поршня S, м	
4	Число цилиндров i	
5	Частота вращения номинальная $n_{\text{ном}}$, об/мин	

6	Число клапанов на цилиндр $i_{\text{кл}}$	
7	Тип охлаждения	
8	Давление окружающей атмосферы P_0 , МПа	
9	Температура окружающей атмосферы T_0 , К	
10	Средняя скорость заряда в клапане $w_{\text{кл}}$, м/с	
11	Коэффициент сопротивления при впуске $\xi + \beta^2$	
12	Коэффициент избытка воздуха α	
13	Коэффициент дозарядки $\varphi_{\text{доз}}$	
14	Коэффициент очистки $\varphi_{\text{оч}}$	
15	Повышение давления в компрессоре при наддуве $\pi_{\text{к}}$	
16	Охлаждение воздуха после компрессора $\Delta T_{\text{охл}}$, К	
17	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ	
18	Состав топлива	
19	Низшая теплота сгорания $H_{\text{н}}$, кДж/кг	
20	Степень сжатия ε	
21	Давление остаточного газа $P_{\text{г}}$, МПа	
22	Температура остаточного газа $T_{\text{г}}$, К	
23	Подогрев при впуске ΔT , К	
24	Угол начала открытия впускного клапана, φ'_a	
25	Угол конца закрытия впускного клапана, φ''_a	
26	Угол начала открытия выпускного клапана, φ'_b	
27	Угол конца закрытия выпускного клапана, φ''_b	
28	Угол, при котором подается искра (топливо), φ'_c	

2 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

На основании исходных данных, приведенных в таблице 1, производим следующие расчеты, предварительно занося их в табл. 2.

2.1 Параметры рабочего тела

2.1.1 Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

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

кмоль воздуха/кг топлива:

$$\ell_0 = \mu_B L_0, \text{ кг воздуха/кг топлива.}$$

2.1.2 Рассчитываем количество свежего заряда (воздуха):

$$M_0 = \alpha L_0, \text{ кмоль воздуха /кг топлива.}$$

2.1.3 Рассчитываем количество горючей смеси:

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль/кг.}$$

2.2 Параметры отработавших газов

2.2.1 При $\alpha < 1$ количество отдельных компонентов продуктов сгорания в расчете на 1 кг топлива равно:

$$\text{оксида углерода } M_{CO} = 0,416 \frac{1-\alpha}{1+k} L_0, \text{ кмоль/кг;}$$

$$\text{углекислого газа } M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO}, \text{ кмоль/кг;}$$

$$\text{водорода } M_{H_2} = kM_{CO}, \text{ кмоль/кг;}$$

$$\text{водяного пара } M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2}, \text{ кмоль/кг;}$$

азота $M_{N_2} = 0,792\alpha L_0$, кмоль/кг;

кислорода $M_{O_2} = 0$,

где k - экспериментальный коэффициент, зависящий от отношения углерода C и водорода H в топливе, определяется по формуле:

$$k \approx 1,12\sqrt{\frac{H}{C}}.$$

2.2.2 При $\alpha \geq 1$ количество отдельных компонентов продуктов сгорания в расчете на 1 кг топлива:

оксида углерода $M_{CO} = 0$; углекислого газа $M_{CO_2} = \frac{C}{12}$, кмоль; водорода

$M_{H_2} = 0$; водяного пара $M_{H_2O} = \frac{H}{2}$, кмоль; азота $M_{N_2} = 0,792\alpha L_0$,

кмоль; кислорода $M_{O_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0$, кмоль.

2.2.3 Общее количество продуктов сгорания дизельного топлива и бензина:

$$M_2 = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}, \text{ кмоль/кг.}$$

2.2.4 Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}; \mu_0 = 1,02 \dots 1,06 \text{ – для дизелей, } \mu_0 = 1,02 \dots 1,12 \text{ – для бензиновых ДВС.}$$

2.3 Расчет такта впуска ($0 \leq \varphi \leq 180^\circ$)

2.3.1 Определяем потери давления во впускном тракте при впуске:

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi) \frac{w_{кл}^2}{2} \rho_0 \cdot 10^{-6}, \text{ МПа.}$$

При расчете двигателя без наддува плотность воздуха равна:

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R_B T_0} 10^6, \text{ кг/м}^3.$$

Давление воздуха после турбокомпрессора:

$$P_{\kappa} = P_0 \pi_{\kappa}, \text{ МПа.}$$

При расчете двигателя с наддувом плотность воздуха после компрессора

равна: $\rho_k = \frac{P_k}{R_B (T_k - \Delta T_{охл})} 10^6$, кг/м³, и она используется при расчете ΔP_a .

Температура воздуха после турбокомпрессора

$$T_{\kappa} = T_0 \pi_{\kappa}^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, \text{ К}; \quad n_{\kappa} = 1,4 \div 1,8.$$

Остальные параметры: $(\beta^2 + \xi)$, $w_{кл}$, T_0 - заданы.

2.3.2 Рассчитываем давление в конце впуска в цилиндре двигателя:

без наддува $P_a = P_0 - \Delta P_a$, МПа,

с наддувом $P_a = P_{\kappa} - \Delta P_a$, МПа.

2.3.3 Рассчитываем коэффициент остаточного газа в двигателе:

без наддува $\gamma_r = \frac{(T_0 + \Delta T) \varphi_{оч} P_r}{T_r (\varphi_{дз} \varepsilon P_a - \varphi_{оч} P_r)}$,

с наддувом $\gamma_r = \frac{(T_{\kappa} + \Delta T - \Delta T_{охл}) \varphi_{оч} P_r}{T_r (\varphi_{дз} \varepsilon P_a - \varphi_{оч} P_r)}$.

Предварительно принимается $T_r = 600 \dots 900$ К – для дизелей с наддувом и без наддува, $T_r = 900 \dots 1100$ К – для бензиновых ДВС.

2.3.4 Определяем температуру в конце впуска в двигателе:

без наддува $T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$, К;

с наддувом $T_a = \frac{T_{\kappa} + \Delta T - \Delta T_{охл} + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$, К.

2.3.5 Рассчитываем коэффициент наполнения двигателя:

$$\text{без наддува } \eta_v = \frac{T_0 (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon P_a - \varphi_{\text{оч}} P_r)}{(T_0 + \Delta T)(\varepsilon - 1) P_0},$$

$$\text{с наддувом } \eta_v = \frac{T_k (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon P_a - \varphi_{\text{оч}} P_r)}{(T_k + \Delta T - \Delta T_{\text{охл}})(\varepsilon - 1) P_k}.$$

2.4 Расчет такта сжатия ($180^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$)

2.4.1 Давление в конце сжатия: $P_c = \varphi_{\text{доз}} P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$, МПа,

2.4.2 Температура в конце сжатия: $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$ К,

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

где n_1 - показатель политропы сжатия.

2.4.3 Показатель политропы сжатия n_1 определяется по эмпирической зависимости:

$$\text{для дизельных двигателей } n_1 = 1,41 - \frac{5}{3 \cdot n_{\text{ном}}} - (0,01 \dots 0,02),$$

$$\text{для бензиновых двигателей } n_1 = 1,41 - \frac{5}{3 \cdot n_{\text{ном}}},$$

где $n_{\text{ном}}$ — номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, с^{-1} .

Показатель политропы сжатия: для дизелей без наддува $n_1 = 1,34 \dots 1,42$; для дизелей с наддувом $n_1 = 1,35 \dots 1,38$; для бензиновых двигателей $n_1 = 1,30 \dots 1,39$.

2.5 Расчет участка подвода тепла

В результате расчета этого участка должны быть определены значения T_z и P_z после подвода тепла.

2.5.1 Определение параметров процесса сгорания в дизельных двигателях.

2.5.1.1 Температура газов в конце процесса сгорания t_z определяется из уравнения сгорания:

$$\left(\mu C_{v_1} + 8,314\lambda_c\right)t_c + \frac{\xi \cdot H_H}{\alpha L_o \cdot (1 + \gamma_r)} = \mu C'_p t_z \bar{\mu}.$$

2.5.1.2 Коэффициент действительного молекулярного изменения рабочей смеси определяется из уравнения:

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

Для дизеля $\bar{\mu} = 1,01 \dots 1,05$, т. е. число молей продуктов сгорания и остаточных газов до 5% больше числа молей свежего заряда и остаточных газов.

2.5.1.3 μC_{v_1} - средняя мольная теплоемкость свежего заряда, кДж/(кмоль град):

$$\mu C_{v_1} = \mu C_{v_0} + \alpha' t_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} t_c.$$

2.5.1.4 $\mu C'_p$ - средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания дизельного топлива при постоянном давлении:

$$\mu C'_p = (\mu C'_v + 8,314).$$

2.5.1.5 Средняя мольная теплоемкость при постоянном объеме для продуктов сгорания жидкого (дизельного) топлива при температуре до 3000°C и $\alpha = 1,0 \dots 2,0$:

$$\mu C'_v = \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha}\right) + \left(\frac{13,8}{\alpha} + 15,5\right) 10^{-4} t_z.$$

В уравнении сгорания для дизелей ξ - коэффициент использования тепла принимается $\xi = 0,70 \div 0,90$.

После определения t_z рассчитываем: $T_z = t_z + 273$, К.

Температура в конце процесса сгорания для автотракторных дизельных двигателей находится в пределах $T_z = (1800 \dots 2500)$ К.

2.5.2 Определение параметров процесса сгорания в бензиновых и газовых двигателях.

2.5.2.1 Уравнение сгорания для бензиновых двигателей имеет вид:

$$\mu C_{v_1} \cdot t_c + \xi \cdot \frac{H_H - \Delta H_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} = \mu C'_v t_z \bar{\mu}.$$

2.5.2.2 μC_{v_1} - средняя молярная теплоемкость свежего заряда при постоянном объеме: $\mu C_{v_1} = (20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} t_c)$, кДж/(кмоль град).

2.5.2.3 $\mu C'_v$ - средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при $\alpha = 0,8 \dots 1,0$; определяется из выражения:

$$\mu C'_v = (18,4 + 2,6\alpha) + (15,5 + 13,8\alpha) 10^{-4} t_z, \text{ кДж/(кмоль град)}.$$

Коэффициент использования тепла ξ принимается: для бензиновых двигателей $\xi = 0,85 \dots 0,95$.

Для и бензиновых двигателей $\bar{\mu} = 1,02 \dots 1,12$, определяется по п. 2.5.1.2.

2.5.2.4 ΔH_H - потери тепла в связи с неполнотой сгорания из-за недостатка кислорода определяются по уравнению:

$$\Delta H_H = 120 \cdot 10^3 (1 - \alpha) L_0, \text{ кДж/кг}.$$

Все величины, входящие в уравнение сгорания, за исключением $\mu C'_v$ и t_z , известны. Если обозначить левую (известную) часть уравнения через S' и подставить значение $\mu C'_v$ из уравнения сгорания, получим:

$$t_z = \frac{S'}{\bar{\mu}(A' + B't_z)}, \text{ } ^\circ\text{C}, \text{ или } \bar{\mu}B't_z^2 + \bar{\mu}A't_z - S' = 0$$

(здесь $A' = 18,4 + 2,6\alpha$; $B' = (15,5 + 13,8\alpha) 10^{-4}$; $S' = \mu C_{v_1} t_c + \xi \frac{H_H - \Delta H_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)}$).

Решив квадратное уравнение, определим температуру в конце процесса сгорания t_z , которая для бензиновых ДВС в зависимости от сорта топлива, состава смеси, степени сжатия и других факторов находится в пределах $T_z = 2500 \dots 3000$ К.

2.5.2.5 Определим давление в цилиндре после подвода тепла по формуле:

$$P_z = \lambda_r P_c, \text{ МПа},$$

где λ_{Γ} – степень повышения давления при подводе тепла.

Для дизелей с разделенными камерами сгорания (вихрекамерных и предкамерных) и дизелей с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием $\lambda_{\Gamma} = 1,2 \dots 1,8$, для дизелей с разделенной камерой сгорания и объемным смесеобразованием $\lambda_{\Gamma} = 1,6 \dots 2,5$.

Для бензиновых двигателей степень повышения давления рекомендуется принимать в пределах $\lambda_{\Gamma} = 2,5 \dots 4,0$.

Величину степени повышения давления выбирают из условий экономичности и жесткости работы двигателя. При больших значениях λ_{Γ} двигатель будет работать более экономично, однако чрезмерное повышение λ_{Γ} увеличивает жесткость работы и, следовательно, износ деталей двигателя. В зависимости от коэффициента избытка α , тем выше λ_{Γ} .

2.6 Расчет такта расширения ($360^{\circ} \leq \varphi \leq 540^{\circ}$)

2.6.1 Для бензиновых двигателей давление и температура в конце расширения:

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа}; T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К}.$$

2.6.2 Показатель политропы расширения n_2 может быть определен по эмпирической зависимости:

$$\text{для двигателей с искровым зажиганием } n_2 = 1,26 + \frac{5}{3n_{\text{ном}}},$$

$$\text{для дизелей } n_2 = 1,22 + \frac{13}{6n_{\text{ном}}} - 0,02.$$

В этих формулах $n_{\text{ном}}$ подставляется в с^{-1} . Показатель политропы расширения для автотракторных дизелей находится в пределах $n_2 = 1,18 \dots 1,30$. При

этом меньшие значения относятся к дизелям с более высокой степенью сжатия и большей быстроходностью.

Для дизельных двигателей определяем:

2.6.3 Степень предварительного расширения:

$$\rho = \frac{\bar{\mu} T_z}{\lambda_r T_c}.$$

2.6.4 Степень последующего расширения:

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

2.6.5 Давление и температуру в конце расширения:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа,}$$

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

2.7 Расчет такта выпуска ($540^\circ \leq \varphi \leq 720^\circ$)

На данном такте $P_r \approx const$.

2.8 Индикаторные параметры рабочего цикла

2.8.1 Для бензинового двигателя, работающего по циклу $V = const$, теоретическое индикаторное давление, равно:

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

2.8.2 Для дизельного двигателя, работающего по смешанному циклу, теоретическое среднее индикаторное давление равно:

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

Действительное среднее индикаторное давление всех типов ДВС

$$P_i = \bar{\varphi} P_i',$$

где $\bar{\varphi}$ - коэффициент, учитывающий «скругление» индикаторной диаграммы ($0,92 \leq \bar{\varphi} \leq 0,97$).

2.8.3 Рассчитываем индикаторную мощность и индикаторный крутящий момент двигателя по формуле:

$$N_i = \frac{P_i V_h i n_{ном}}{30 \tau} = \frac{P_i V_{л} n_{ном}}{120}, \text{ кВт}$$

(здесь $V_{л} = \frac{\pi D^2}{4} S i \cdot 10^3$, л);

$$M_i = \frac{3N_i}{\pi n_{ном}} 10^4, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Значения D (м), S (м), i , $n_{ном}$ (об/мин), – заданы. Для четырехтактных двигателей коэффициент тактности $i=4$.

2.8.4 Определяем индикаторный КПД и удельный индикаторный расход топлива:

$$\eta_i = \frac{P_i l_0 \alpha}{H_n \rho_k \eta_v};$$

$$g_i = \frac{3600}{H_n \eta_i}, \text{ г/кВтч}.$$

Здесь P_i в МПа, H_n в МДж, η_v из п.2.3.5.

2.9 Эффективные параметры рабочего цикла

2.9.1 Рассчитываем среднее давление механических потерь (работу, затрачиваемую на трение и привод вспомогательных агрегатов, приходящуюся на единицу рабочего объема):

$$P_m = A_m + B_m V_{п.ср}, \text{ МПа},$$

где A_m и B_m - коэффициенты (табл. 3), зависящие от числа цилиндров и от отношения хода поршня к диаметру цилиндра и типа камеры сгорания;

$$V_{п.ср.} = Sn_{ном}/30 - \text{средняя скорость поршня, м/с.}$$

Таблица 3 – Значения коэффициентов A_m и B_m

Тип двигателя	A_m	B_m
Карбюраторный $S/D > 1, i \leq 6$	0,049	0,0152
Карбюраторный $S/D < 1, i = 8$	0,039	0,0132
Карбюраторный $S/D \leq 1, i \leq 6$	0,034	0,0113
Четырехтактный дизель с неразделенными камерами	0,089	0,0118
Предкамерный дизель	0,103	0,0153
Дизель с вихревыми камерами	0,089	0,0135

2.9.2 Рассчитываем среднее эффективное давление (эффективную работу, снимаемую с единицы рабочего объема):

$$P_e = P_i - P_m, \text{ МПа.}$$

2.9.3 Рассчитываем механический КПД:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i}.$$

Его величина составляет: для бензиновых ДВС $\eta_m = 0,70 \dots 0,85$, для дизельных ДВС с наддувом $\eta_m = 0,80 \dots 0,90$, без наддува $\eta_m = 0,70 \dots 0,82$.

2.9.4 Определяем эффективную мощность:

$$N_e = \frac{P_e V_L n_{ном}}{120}, \text{ кВт.}$$

2.9.5 Определяем эффективный КПД:

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

Для дизелей $\eta_e = 0,35 \dots 0,40$, для бензиновых двигателей $\eta_e = 0,18 \dots 0,30$.

2.9.6. Определяем эффективный удельный расход топлива по формуле:

$$g_e = g_{e_N} = \frac{3600}{H_H \eta_e}, \text{ г/кВтч.}$$

Он составляет для бензиновых ДВС $g_e = 300 \dots 370$ г/кВтч, для дизелей $g_e = 190 \dots 240$ г/кВтч.

2.9.7 Эффективный крутящий момент:

$$M_e = \frac{3}{\pi} \frac{N_e}{n_{\text{ном}}} 10^4, \text{ Нм.}$$

(здесь $n_{\text{ном}}$ подставляется в об/мин).

2.9.8 Расход топлива:

$$G_T = N_e g_e 10^{-3}, \text{ кг/час.}$$

2.9.9 Литровая мощность:

$$N_L = \frac{N_e}{V_L}, \text{ кВт/дм}^3.$$

2.10 Построение индикаторных диаграмм в координатах p - V

После определения параметров рабочего тела в характерных точках цикла строится теоретическая индикаторная диаграмма в координатах p - V . На оси абсцисс (рис. 1, 2) откладывается произвольный отрезок, изображающий в каком-либо масштабе объем камеры сжатия V_c . Этот отрезок принимается за единицу. Далее откладываются в принятом масштабе объемы:

$$V_z = \rho V_c \text{ и } V_a = \varepsilon V_c = V_c + V_h.$$

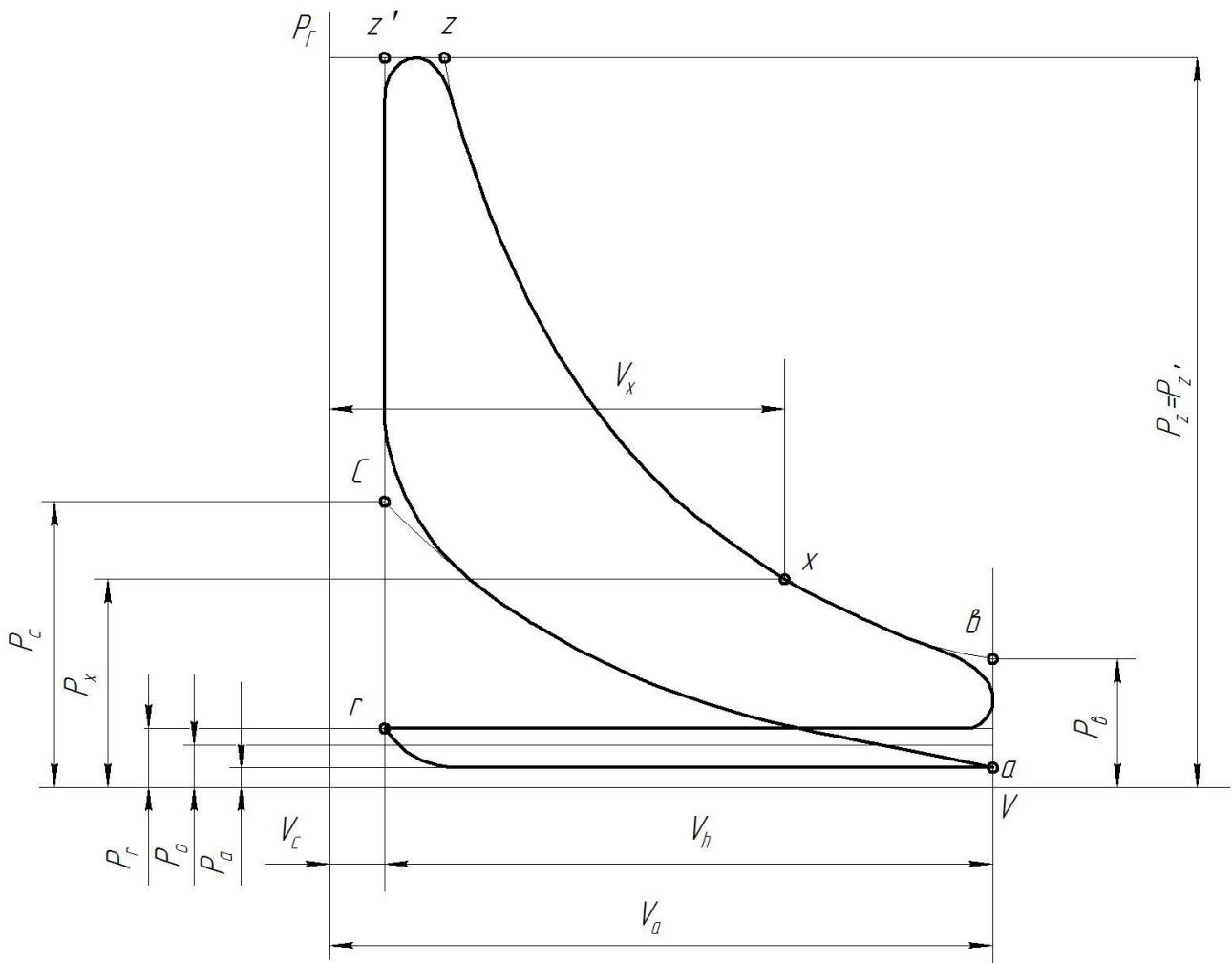


Рисунок 1 – Построение индикаторной диаграммы дизельного двигателя

Выбрав масштаб давления, на оси ординат откладывают величины p_o , p_a , $p'_z = p_z$, p_b и p_r . Обычно масштаб давлений выбирают так, чтобы высота диаграммы была больше длины в 1,2...1,5 раза. Можно рекомендовать масштаб объема из следующих соображений: абсолютное значение объема камеры сгорания V_c принять: 10 мм – для индикаторной диаграммы дизеля, 20 мм - для индикаторной диаграммы бензинового.

Через точки r , a , z' и z проводят прямые, параллельные оси абсцисс. Точки c и z' , b и a соединяют прямыми, параллельными оси ординат. Точка a и c соединяются линией процесса политропы сжатия, а точки z и b - линией процесса политропы расширения.

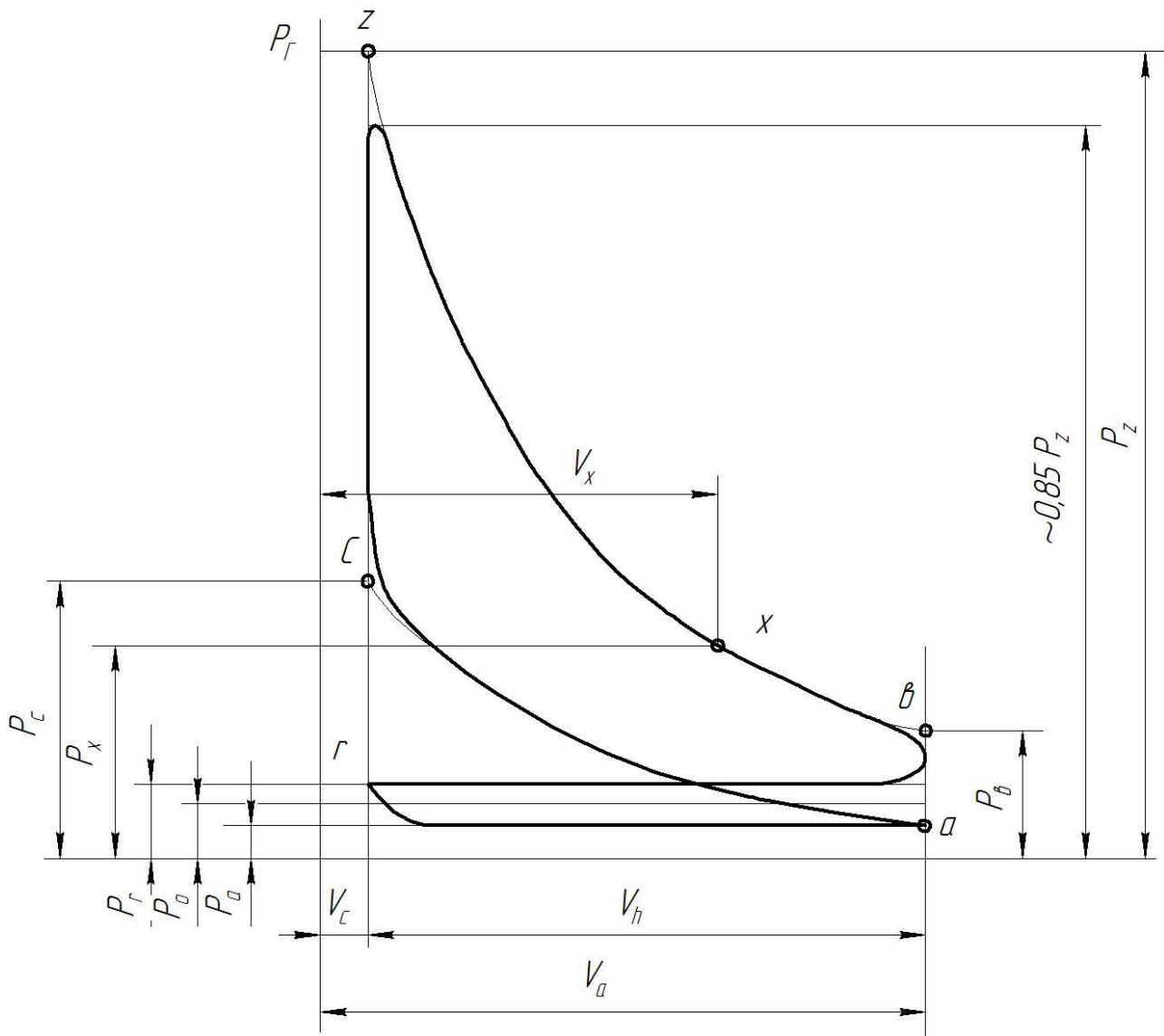


Рисунок 2 – Построение индикаторной диаграммы бензинового двигателя

Для построения линий процессов политропного сжатия $a - c$ и расширения $z - b$ необходимо определить давление в нескольких промежуточных точках между a и c , z и b . Для этого необходимо задаться несколькими промежуточными значениями объема V_x в названных интервалах.

Тогда давления для этих значений объемов составляют:

для процесса политропного сжатия $P_x = P_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}$,

а для процесса политропного расширения $P_{x'} = P_{\epsilon} \left(\frac{V_{\epsilon}}{V_x} \right)^{n_2}$.

Через точки a, c, z, ϵ и полученные промежуточные точки x проводят (с помощью лекала) плавные кривые.

Далее острые углы индикаторной диаграммы плавно округляют.

2.11 Тепловой баланс

2.11.1 Доля теплоты, затраченная на полезную работу, определена в тепловом расчете η_{ϵ} .

2.11.2 Доля теплоты, потерянная в бензиновых ДВС при $\alpha < 1$ из-за недогорания топлива:

$$\eta_{\Delta H_H} = \frac{\Delta H_H}{H_H}.$$

2.11.3 Доля теплоты, унесенная с отработавшими газами:

$$\eta_{\text{отр.г}} = \frac{Q_{\text{отр.г}}}{H_H}.$$

Для бензиновых и дизельных двигателей:

$$Q_{\text{отр.г}} = M_2 I_{\alpha}'' \Big|_{t_0}^{t_{\text{отр}}} - M_1 I_{\alpha \rightarrow \infty} \Big|_0^{t_a}.$$

Рассчитываем температуру отработавших газов:

$$t_{\text{отр}} = \frac{T_b}{n_2} \left[1 + \frac{P_r}{P_b} (n_2 - 1) \right] - 273, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяем энтальпию отработавших газов бензиновых двигателей при температурах $0 \dots t_{\text{отр.г}}$:

$$I_{\alpha}'' \Big|_0^{t_{\text{отр.г}}} = U_{\alpha} \Big|_0^{t_{\text{отр.г}}} + 8,315 t_{\text{отр.г}}, \text{ кДж/кмоль}.$$

Для определения U_{α}'' пользуются табл. 4.

Определяем энтальпию топливо – воздушной смеси в конце впуска:

$$I_{\alpha \rightarrow \infty} \Big|_0^{t_a} = (20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_a) t_a + 8,315 \cdot t_a, \text{ кДж/кмоль.}$$

Для дизелей определяем энтальпию отработавших газов по табл. 5 в соответствии с α и $t_{\text{отр.г.}}$ линейным интерполированием $I_{\alpha=}^{\parallel} \Big|_{t_0}^{t_{\text{отр.г.}}}$, кДж/кмоль.

Таблица 4– Внутренняя энергия продуктов сгорания бензина U_{α}^{\parallel} , кДж/кмоль

$\alpha \backslash t_{\text{отр.г.}}$	Воздух $\alpha \rightarrow \infty$	0,85	0,9	0,95	1	1,05	1,1
0	0	0	0	0	0	0	0
100	2083,9	2225,7	2235,6	2244,8	2253	2245,7	2238,8
200	4197	4511,8	4535,2	4556,4	4577	45592	45443
300	6362,1	6885,3	6901,65	6951,9	6987,9	6960	6934,5
400	8590	9321,2	9380	9434,4	9484,8	9445,2	9408,4
500	10890,5	11753,5	11933,5	12007	12075	12022,5	11974
600	13254,6	14467,8	14570,4	14664	14751,6	14685	14623,8
700	15686,3	17166,1	17291	17407,6	17514,7	17433,5	17358,6
800	18171,2	19935,1	20085,6	20224	20352,8	20255,2	20166,4
900	20707,2	22773,6	22950	23112	23262,3	23148	23043,6
1000	23284	25668	25870	26056	26229	26098	25977
1100	25902,8	28716,6	28846,4	29056,5	29252,3	29102,7	28966,3
1200	28554	31618,8	31814,4	32109,6	32328	32160	32006,4
1300	31237,7	34660,6	34942,7	35204	35444,5	35257,3	35085,7
1400	33951,4	37742,6	38052	38339	38603,6	38396,4	38207,4
1500	36690	40860	41197,5	41509,5	41779	41571	41362,5
1600	39444,8	44001,6	44366,4	44705,6	45017,6	44737,6	44537,6
1700	42222,9	47176,7	475711	47934,9	48271,5	48001,2	47754,7
1800	45009	50369,4	50792,4	51181,2	51541,2	51251,4	50983,2
1900	47819,2	53589,5	54039,8	54455,9	54839,7	54526,2	54241,2
2000	50654	56826	57304	57746	58156	57820	57514
2100	53495,4	60087,3	60593,4	61061,7	61494,3	61137,3	60811,8
2200	56346,4	63366,6	63901,2	64394-	64851,6	64473,2	64125,6
2300	59215,8	66649,4	67212,9	67732,7	68213,4	67813,2	67445,2
2400	62090,4	69952,8	70545,6	71090,4	71596,8	71172	70785,6

Продолжение таблицы 4

2500	64982,5	73262,5	73882,5	74455	74982,5	74537,5	74130
2600	67912	76590,8	77235,6	77833,6	78387,4	77919,4	77490,4
2700	70875	79930,8	80605,8	81229,5	81804,6	81313,2	80865

Для дизельных двигателей рассчитываем энтальпию поступившей смеси:

$$I_{\alpha \rightarrow \infty} \Big|_{t_0}^{t_a} = (20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_a) t_a, \text{ кДж/кг.}$$

Таблица 5 - Энтальпия продуктов сгорания дизельного топлива

$$I_{\alpha=} \Big|_{t_0}^{t_{\text{отп.г}}}, \text{ кДж/кмоль}$$

α $t_{\text{отп.г}}$	Воздух $\alpha \rightarrow \infty$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	2915,4	3059	3048,4	3039,3	3031,4	3024,4	3012,7	3003,2
200	5860	6183,4	6159,4	6137	6120,8	6105	6078,4	6057
300	8856,6	9391,8	9351,9	9318	9288,6	9262,5	9219	9184,5
400	11916	12682	12625,6	12577,2	12534,8	12498	12435,6	12385,2
500	15048	16063	5988,5	15924	15868	15818,5	15736	15669
600	18243,6	19526,4	19432,8	19351,2	19280,4	19218,6	19113,6	19029,6
700	21506,8	23074,1	22959,3	22859,9	22773,1	22696,8	22569,4	22466,5
800	24823,2	26692	26555,2	26436,8	26333,6	26242,4	26090,4	25967,2
900	28190,7	30378,6	30218,4	30079,8	29959,2	29853	29674,8	29521,8
1000	31599	34119	33935	33775	33636	33514	33308	33143
1100	35049,3	37912,6	37702,5	37521	37363,7	37224	36990,8	36802,7
1200	38532	41756,4	41521,2	41317,2	41138,4	40982,4	40719,6	40508,4
1300	42047,2	45639,1	45375,2	45149	44950	44775,9	44483,4	44248,1
1400	45592,4	49560	49268,8	49018,2	48798,4	48606,6	48283,2	48021,4
1500	491624	53512,5	53194,5	52920	52680	52468,5	52113	51828
1600	52748,8	57492,8	57144	56843,2	56582,4	56352	55964,8	55652,8
1700	56358,4	61502,6	61125,2	60798,8	60514,9	60265	59845,1	595084
1800	65376	65521,2	65120,4	64769,4	64461,6	64193,4	63739,8	63376,2
1900	63617,7	69578	69142,9	68764,8	68436,1	68147,3	67660,9	67269,5

Продолжение таблицы 5

2000	67284	73646	73180	72776	72426	72116	71596	71178
2100	70956,9	77737,8	77240	76811,7	76435,8	76169,1	75553,8	75108,6
2200	74639,4	81846,6	81318,6	80863,2	80465	80115,2	79527,8	79054,8
2300	78340,3	85955,6	85399	84916	84495,1	84124,8	83503,8	83004,7
2400	82046,4	90088,8	89498,4	88989,6	88548	88156,8	87501,6	86973,6
2500	85770	94225	93605	93070	92602	92192,5	91502	90947,5
2600	89531	98378,8	97726	97164,6-	96675,8	96244,2	95521,4	94936,4
2700	93325,5	102543,3	101862,9	101274,3	100761,3	100310,4	99554	98944,2
2800	97118	106719,2	106010,8	105394,8	104860	104386,8	103597,2	102958,8

2.11.4 Доля тепла, передаваемая охлаждающей среде:

$$\eta_{\text{охл.}} = 1 - (\eta_e + \eta_{\Delta H_n} + \eta_{\text{отр.г}}).$$

2.12 Скоростная характеристика двигателя

2.12.1 Для бензинового двигателя построение внешней скоростной характеристики ведется в интервале $n_{\min} < n_x < n_{\max}$, например, шагом 1000 мин^{-1} , где $n_{\min} = 600 \div 1000 \text{ мин}^{-1}$; $n_{\max} = (1,05 \div 1,2)n_{\text{ном}} \text{ мин}^{-1}$, по следующим эмпирическим соотношениям:

мощность двигателя:

$$N_{\text{ex}} = N_e \frac{n_x}{n_{\text{ном}}} \left[1 + \frac{n_x}{n_{\text{ном}}} - \left(\frac{n_x}{n_{\text{ном}}} \right)^2 \right], \text{ кВт};$$

крутящий момент:

$$M_{\text{ex}} = 3 \cdot 10^4 \frac{N_{\text{ex}}}{\pi n_x}, \text{ Нм.}$$

Среднее эффективное давление четырехтактного двигателя:

$$P_{\text{ex}} = \frac{30 \tau}{V_{\text{л}} n_x} N_{\text{ex}}, \text{ МПа.}$$

Среднее давление механических потерь:

$$P_{\text{МХ}} = A_{\text{М}} + B_{\text{М}} \frac{Sn_x}{30}, \text{ МПа.}$$

Среднее индикаторное давление:

$$P_{\text{іх}} = P_{\text{ех}} + P_{\text{МХ}}, \text{ МПа.}$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_{\text{ех}} = g_{\text{ехN}} \left[1,2 - 1,2 \frac{n_x}{n_{\text{Не}}} + \left(\frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right], \text{ г/кВтч.}$$

Часовой расход топлива: $G_{\text{ТХ}} = g_{\text{ех}} N_{\text{ех}} 10^{-3}$, кг/ч.

Полученные данные заносятся в табл. 6, по ним строится внешняя характеристика двигателя.

Таблица 6 – Результаты расчета внешней скоростной характеристики

n_x , об/мин	$N_{\text{ех}}$, кВт	$M_{\text{ех}}$, Нм	$P_{\text{ех}}$, МПа	$P_{\text{МХ}}$, МПа	$P_{\text{іх}}$, МПа	$g_{\text{ех}}$, г/кВт·ч	$G_{\text{ТХ}}$, кг/ч
$n_{\text{мин}}$							
$n_{\text{НОМ}}$							
$n_{\text{МАХ}}$							

2.12.2 Построение внешней скоростной характеристики дизельных двигателей ведется в интервале $n_{\text{мин}} \leq n \leq n_{\text{мах}}$, например, шагом 500 мин^{-1} , где $n_{\text{мин}} = 350 \div 600 \text{ мин}^{-1}$; $n_{\text{мах}} = n_{\text{НОМ}} \text{ мин}^{-1}$, по следующим эмпирическим соотношениям.

Мощность двигателя для дизелей с неразделенными камерами сгорания:

$$N_{\text{ex}} = N_e \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} - \left(\frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right], \text{ кВт.}$$

Мощность двигателя для дизелей с предкамерами:

$$N_{\text{ex}} = N_e \frac{n_x}{n_{\text{Ne}}} \left[0,6 + 1,4 \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} - \left(\frac{n_x}{n_{\text{Ne}}} \right)^2 \right], \text{ кВт.}$$

Мощность двигателя для дизелей с вихревой камерой:

$$N_{\text{ex}} = N_e \frac{n_x}{n_{\text{Ne}}} \left[0,7 + 1,3 \frac{n_x}{n_{\text{Ne}}} - \left(\frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right], \text{ кВт.}$$

Крутящий момент: $M_{\text{ex}} = 3 \cdot 10^4 \frac{N_{\text{ex}}}{\pi n_x}, \text{ Нм.}$

Среднее эффективное давление: $P_{\text{ex}} = \frac{30 \tau}{V_{\text{л}} n_x} N_{\text{ex}}, \text{ МПа.}$

Среднее индикаторное давление: $P_{\text{ix}} = P_{\text{ex}} + P_{\text{мх}}, \text{ МПа.}$

Среднее давление механических потерь: $P_{\text{мх}} = A_{\text{м}} + B_{\text{м}} \frac{S n_x}{30},$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_{\text{ex}} = g_e \left[1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} + \left(\frac{n_x}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right], \text{ г/кВт.ч.}$$

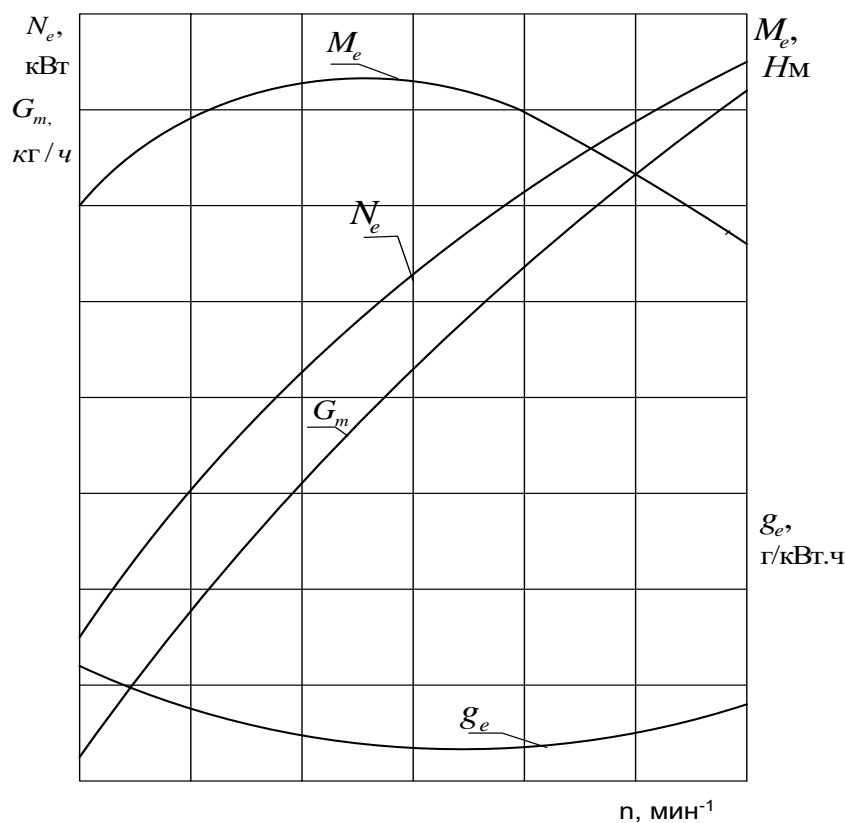


Рисунок 3 – Скоростная характеристика двигателя

Часовой расход топлива: $G_{\text{ТХ}} = g_{\text{ex}} N_{\text{ex}} 10^{-3}$, кг/ч.

Полученные результаты заносятся в табл. 6. По табличным данным строится скоростная характеристика двигателя (рис. 3).

На скоростной характеристике необходимо выделить четыре характерных режима, соответствующие: максимальной частоте вращения (n_{max}); максимальной мощности ($n_{\text{ном}}$); максимальному крутящему моменту ($n_{M_{e \text{ max}}}$); наименьшей устойчивой частоте вращения (n_{min}).

3 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Динамический расчет двигателя производится на режиме максимальной мощности по результатам теплового расчета. В результате расчета необходимо определить следующие силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме двигателя (рис. 4):

- избыточное давление газов над поршнем Δp_r , МПа;
- удельную суммарную силу, действующую на поршень P_Σ , МПа;
- удельную суммарную силу, воспринимаемую стенками цилиндра (нормальное давление) P_N , МПа;
- удельную силу инерции от возвратно-поступательно движущихся масс P_j , МПа
- удельную силу, действующую вдоль шатуна P_s , МПа;
- удельную силу, действующую вдоль кривошипа P_k , МПа;
- удельную силу, направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа P_t , МПа;
- крутящий момент от одного цилиндра $M_{кр}$, Нм;
- крутящий момент от i цилиндров M_Σ , Нм;
- удельную центробежную силу инерции от неуравновешенных вращающихся масс, сосредоточенных на радиусе кривошипа K_R , МПа;
- удельную силу, действующую на шатунную шейку $R_{шш}$, МПа.

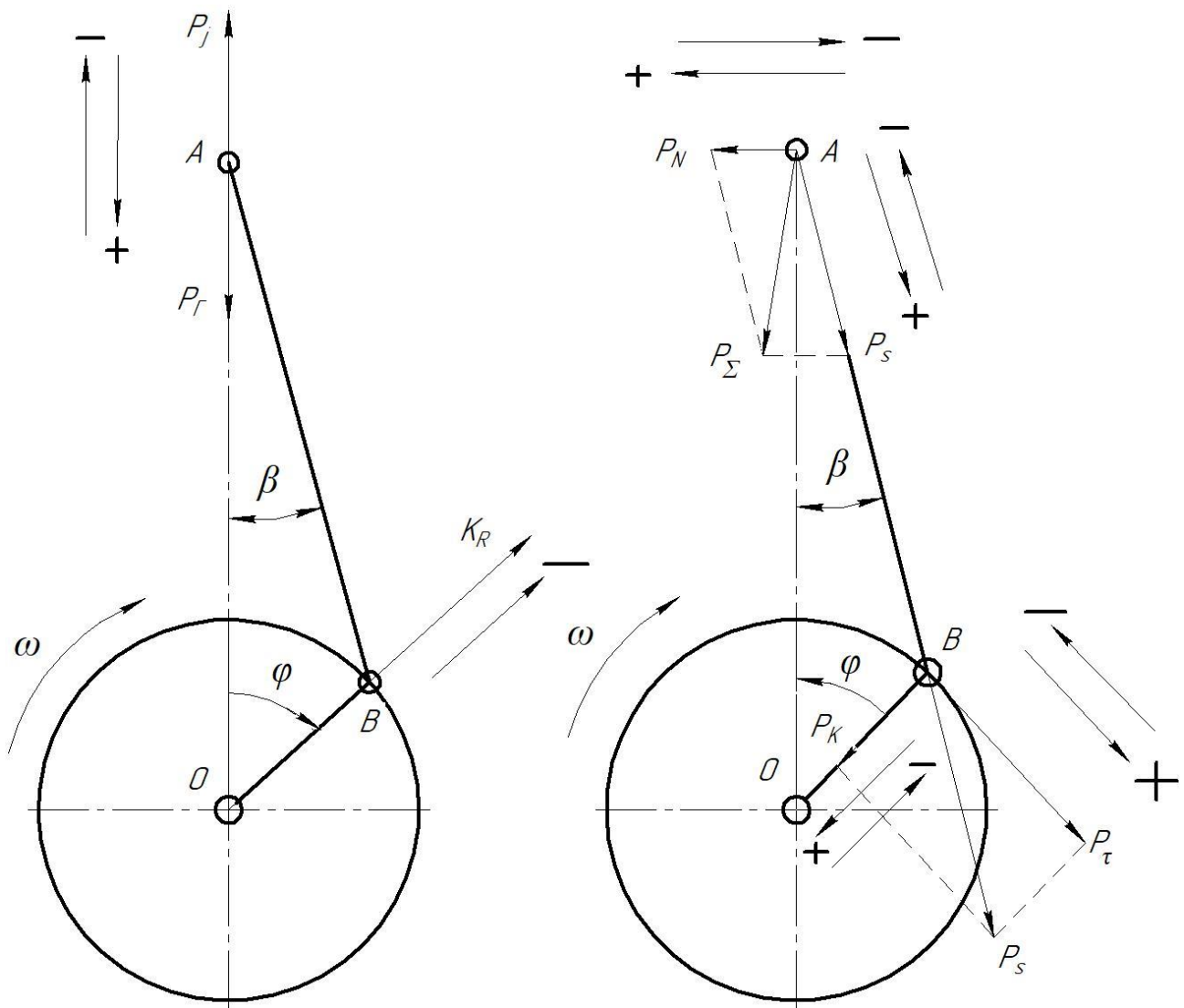


Рисунок 4 – Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме

Расчетные значения всех сил сводятся в табл. 7, на основании данных которых строятся графики (рис. 5, 6, 7, 8, 9, 10).

3.1 Расчет сил, действующих в КШМ

3.1.1 Построение развернутой индикаторной диаграммы в координатах $P_r - \varphi$

Перестроение индикаторной диаграммы в развернутую по углу поворота коленчатого вала обычно осуществляют по методу проф. Ф.А. Брикса. Для этого под индикаторной диаграммой строят вспомогательную полуокружность ра-

диуса $R = S/2$ (рис. 5). Далее от центра полуокружности (точка O) в сторону НМТ откладывают поправку Брикса, равную $R = \lambda/2$. Полуокружность делят лучами из центра O на несколько равных частей (например, через 30°), а из центра Брикса (точки O') проводят линии, параллельные этим лучам. Точки, полученные на полуокружности, соответствуют определенным углам φ поворота коленчатого вала. Из этих точек проводят вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы (на рис. 5 показана только одна такая линия) и полученные величины давлений проецируют на вертикалях соответствующих углов φ развернутой диаграммы.

Развертку индикаторной диаграммы обычно начинают от ВМТ в процессе пуска. При этом следует учесть, что на свернутой индикаторной диаграмме давление отсчитывают от абсолютного нуля, а на развернутой показывается избыточное давление $\Delta P_\Gamma = P_\Gamma - P_O$, так как абсциссы их смещены по вертикали на величину P_O .

Из точки O_1 проводят ряд лучей (рекомендуется не менее 5) под углами $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 30^\circ \dots$ до пересечения с полуокружностью. Проекция концов этих лучей на линии процесса всасывания, сжатия, расширения и выпуска указывают, какие точки рабочего процесса соответствуют тем или иным углам поворота коленчатого вала. При построении развернутой индикаторной диаграммы после ее скругления определяют максимальные значения сил от давления газов

P_Γ^{\max} и результирующей силы $P_{\text{рез}}^{\max}$.

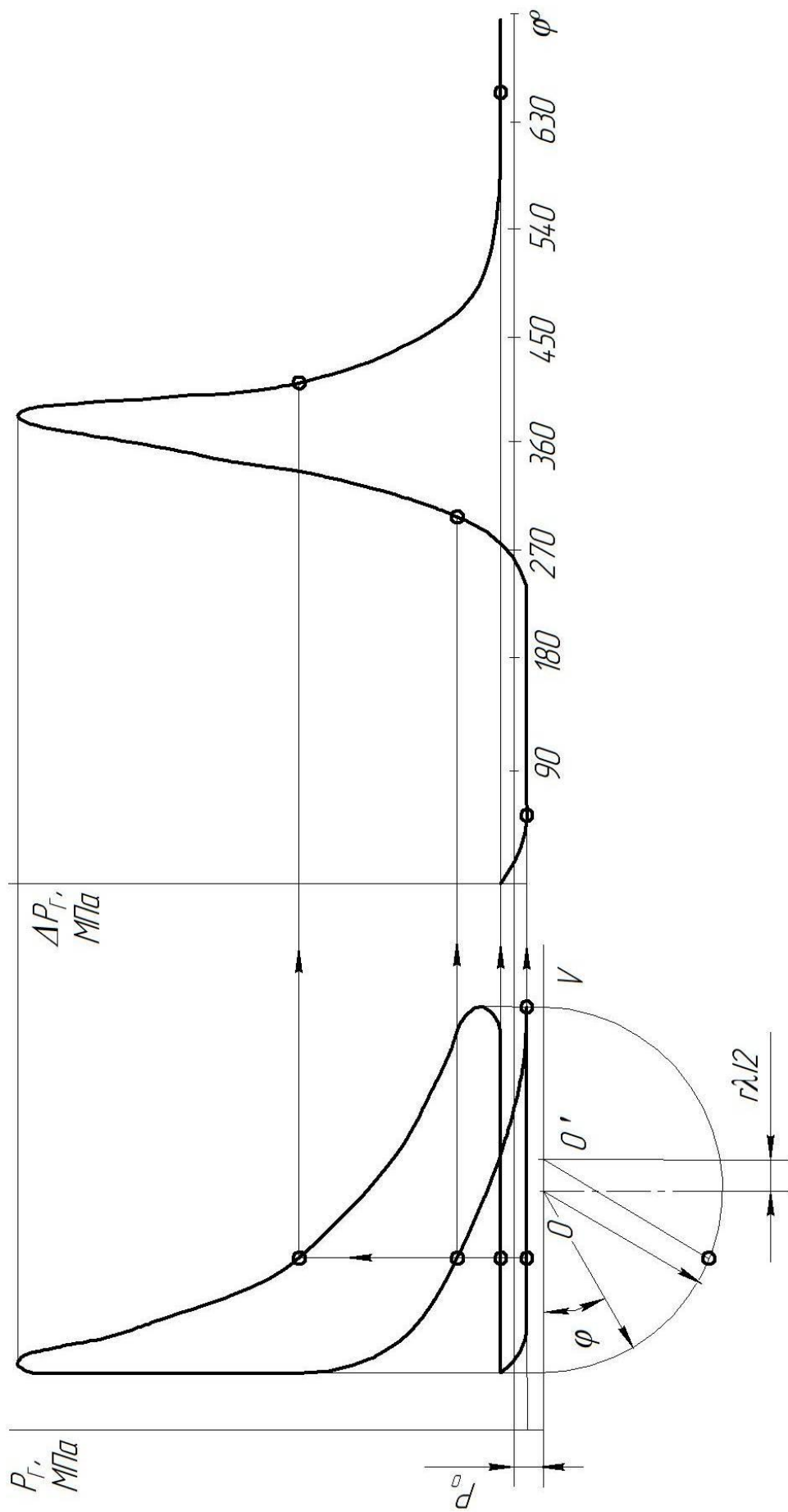


Рисунок 5 – Перестроение индикаторной диаграммы в координаты r - γ - φ

3.1.2 Заносим значения избыточного давления ΔP_{Γ} газов над поршнем в табл. 7 с учетом принятого масштаба для P_{Γ} .

$$\Delta P_{\Gamma} = P_{\Gamma} - P_0, \text{ МПа.}$$

3.1.3 Определяем удельное значение силы инерции от возвратно-поступательного движения масс поршневой группы:

$$P_j = -m'_j \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) 10^{-6}, \text{ МПа.}$$

Здесь $m'_j = m'_{\Pi} + 0,275m'_{\text{ш}}$ - определяется по статистическим данным (табл. 8), $\omega = \pi n_{\text{НОМ}}/30$, $R = S/2$ - заданы, значения тригонометрической функции с учетом λ приведены в табл. 9.

Таблица 8 – Удельные конструктивные массы кривошипно-шатунного механизма

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Удельные конструктивные массы, кг/м ²	
	бензиновых двигателей с диаметром поршня D=(60...100) мм	дизелей с диаметром поршня D=(80...120) мм
Поршневая группа ($m'_{\Pi} = m_{\Pi}/F_{\Pi}$): поршень из алюминиевого сплава чугунный поршень	80...150 150...250	150...300 250...400
Шатун ($m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}/F_{\Pi}$)	100...200	250...400
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов $m'_{\text{шш}} + 2m'_{\text{шпр}}$: стальной кованный вал со сплошными шейками чугунный литой вал с полыми шейками	150...200 100...200	200...400 150...300

Максимальное значение P_{jmax} – для двигателей с искровым зажиганием

$n_{ном} \leq 4000 \text{ мин}^{-1}$ 1,4...1,8 МПа;

$n_{ном} \geq 4000 \text{ мин}^{-1}$ 1,6...2,4 МПа;

- для дизелей при $n_{ном} \geq 2000 \text{ мин}^{-1}$ 0,6...1,4 МПа.

Таблица 9 - Функция ($\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi$)

φ°	Знак	Для значений λ											φ°
		1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2	1/4,3	1/4,4	
0	+	1,294	1,286	1,278	1,270	1,263	1,256	1,250	1,244	1,238	1,233	1,227	360/720
10/370	+	1,261	1,253	1,246	1,239	1,232	1,226	1,220	1,214	1,208	1,203	1,198	350/710
20/380	+	1,165	1,159	1,152	1,147	1,141	1,136	1,131	1,126	1,122	1,118	1,114	340/700
30/390	+	1,013	1,009	1,005	1,001	0,998	0,994	0,991	0,988	0,985	0,982	0,980	330/690
40/400	+	0,818	0,816	0,814	0,813	0,812	0,811	0,809	0,808	0,807	0,806	0,805	320/680
50/410	+	0,592	0,593	0,594	0,596	0,597	0,598	0,599	0,600	0,601	0,602	0,603	310/670
60/420	+	0,353	0,357	0,361	0,365	0,368	0,372	0,375	0,378	0,381	0,384	0,386	300/660
70/430	+	0,117	0,123	0,129	0,135	0,140	0,146	0,150	0,155	0,160	0,164	0,168	290/650
80/440	-	0,103	0,095	0,087	0,080	0,074	0,067	0,061	0,055	0,050	0,045	0,040	280/640
90/450	-	0,294	0,286	0,278	0,270	0,263	0,256	0,250	0,244	0,238	0,233	0,227	270/630
100/460	-	0,450	0,442	0,435	0,428	0,421	0,415	0,409	0,403	0,397	0,392	0,387	260/620
110/470	-	0,567	0,561	0,555	0,549	0,544	0,538	0,533	0,529	0,524	0,520	0,516	250/610
120/480	-	0,647	0,643	0,639	0,635	0,633	0,628	0,625	0,622	0,619	0,616	0,614	240/600
130/490	-	0,694	0,692	0,691	0,690	0,688	0,687	0,686	0,685	0,684	0,683	0,682	230/590
140/500	-	0,715	0,716	0,718	0,719	0,720	0,721	0,723	0,724	0,725	0,726	0,726	220/580
150/510	-	0,719	0,723	0,727	0,731	0,734	0,738	0,741	0,744	0,747	0,650	0,752	210/570
160/520	-	0,714	0,721	0,727	0,733	0,738	0,743	0,748	0,753	0,757	0,762	0,766	200/560
170/530	-	0,708	0,716	0,724	0,731	0,737	0,744	0750	0,756	0,761	0,766	0,771	190/550
180/540	-	0,706	0,714	0,722	0,730	0,737	0,744	0,750	0,756	0,762	0,767	0,773	180/540

3.1.4 Рассчитываем удельную суммарную силу, действующую вдоль оси цилиндра: $P_{\Sigma} = \Delta P_{\text{гф}} + P_j$, МПа.

3.1.5 Определяем удельную суммарную силу, действующую на стенку цилиндра: $P_N = P_{\Sigma} \text{tg } \beta$, МПа. Здесь $P_{\Sigma} = \square P_{\text{г}\alpha} + P_j$ - удельная суммарная сила, действующая на поршневой палец.

Величина $\text{tg } \beta$ приведена в табл. 10.

Таблица 10 – Тригонометрическая функция $\text{tg } \beta$

φ^0	Знак	Для значений λ								Знак	φ^0
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	–	360
10	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	–	350
20	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	–	340
30	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	–	330
40	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	–	320
50	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	–	310
60	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	–	300
70	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	–	290
80	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	–	280
90	+	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	–	270
100	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	–	260
110	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	–	250
120	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	–	240
130	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	–	230
140	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	–	220
150	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	–	210
160	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	–	200
170	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	–	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	–	180

3.1.6 Рассчитываем удельную суммарную силу, действующую вдоль ша-
туна:

$$P_s = \frac{P_\Sigma}{\cos\beta}, \text{ МПа.}$$

Тригонометрическая функция приведена в табл 11.

Таблица 11 - Тригонометрическая функция $1/\cos\beta$.

φ°	Знак	Для значений λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	360
10	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	350
20	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	340
30	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	330
40	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	320
50	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	310
60	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	300
70	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	290
80	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	280
90	+	1,030	1,032	1,035	1,038	1,041	1,044	1,047	1,050	+	270
100	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	260
110	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	250
120	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	240
130	+	1,017	1,017	1,019	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	230
140	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	220
150	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	210
160	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	200
170	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	190
180	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	180

3.1.7 Определяем удельную силу, действующую вдоль кривошипа:

$$P_K = P_\Sigma \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \text{ МПа.}$$

Тригонометрическая функция приведена в табл. 12.

Таблица 12 - Функция $(\cos(\varphi + \beta)/\cos \beta)$

φ^0	Знак	Для значений λ						Знак	φ^0
		1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2	1/4,2		
0	+	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	+	360
10	+	0,9759	0,9764	0,9769	0,9763	0,9776	0,9800	+	350
20	+	0,9051	0,9070	0,9086	0,9103	0,9118	0,9100	+	340
30	+	0,7917	0,7958	0,7997	0,8030	0,8061	0,8070	+	330
40	+	0,6427	0,6494	0,6557	0,6614	0,6665	0,6720	+	320
50	+	0,4656	0,4760	0,4852	0,4933	0,5006	0,5025	+	310
60	+	0,2719	0,2859	0,2973	0,3079	0,3175	0,3240	+	300
70	+	0,0718	0,0879	0,1022	0,1149	0,1261	0,1340	+	290
80	-	0,1214	0,1069	0,0906	0,0765	0,0640	0,0507	-	280
90	-	0,3077	0,2891	0,2728	0,2582	0,2453	0,2340	-	270
100	-	0,4717	0,4537	0,4379	0,4238	0,4113	0,4040	-	260
110	-	0,6123	0,5961	0,5819	0,5691	0,5578	0,5560	-	250
120	-	0,7281	0,7146	0,7027	0,6921	0,6825	0,6635	-	240
130	-	0,8199	0,8096	0,8004	0,7923	0,7850	0,7820	-	230
140	-	0,8894	0,8827	0,8764	0,8707	0,8655	0,8650	-	220
150	-	0,9404	0,9362	0,9324	0,9290	0,9259	0,9250	-	210
160	-	0,9743	0,9723	0,9706	0,9630	0,9676	0,9655	-	200
170	-	0,9937	0,9932	0,9928	0,9924	0,9924	0,9920	-	190
180	-	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	-	180

3.1.8 Рассчитываем удельную суммарную силу, действующую по касательной к кривошипу:

$$P_{\tau} = P_{\Sigma} \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ МПа.}$$

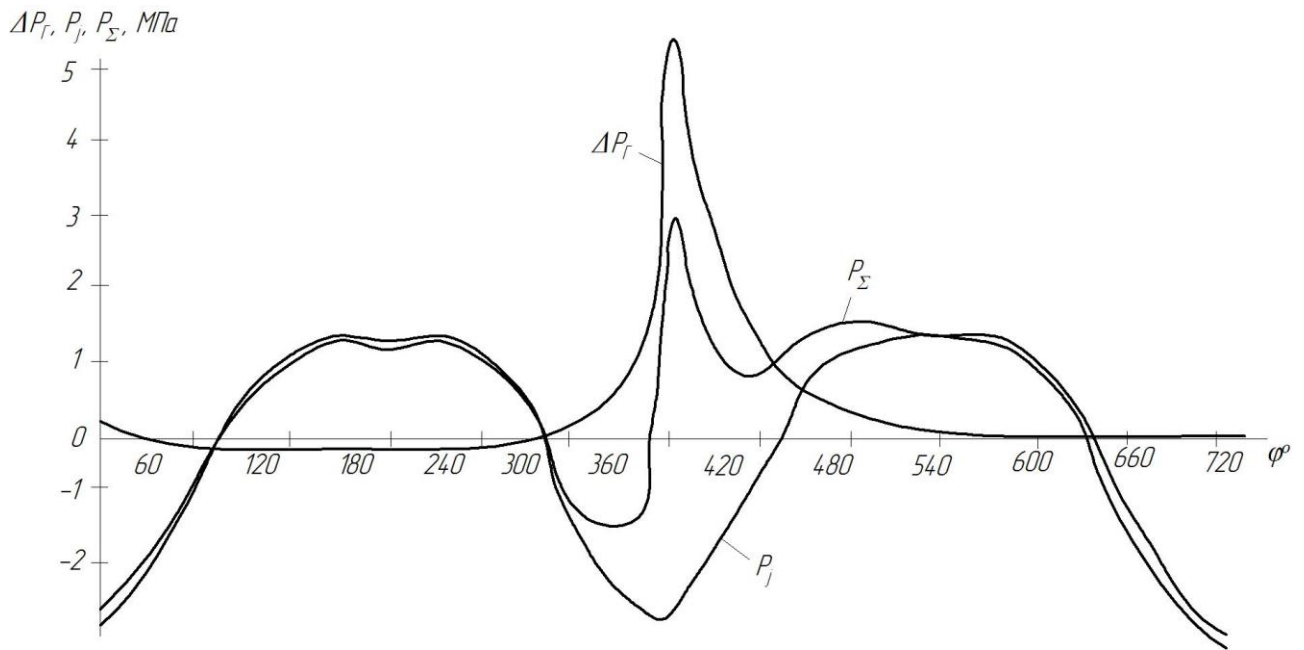


Рисунок 6 – Графики удельных сил ΔP_r , P_j , P_Σ

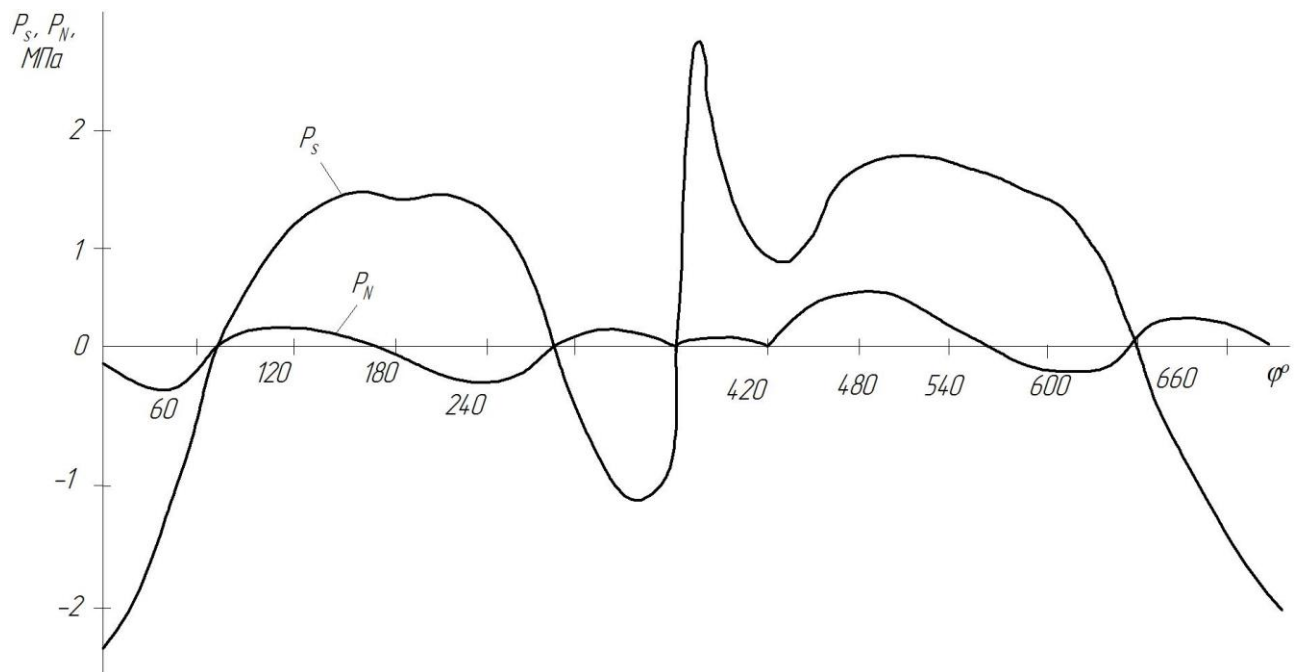


Рисунок 7 – Графики удельных сил P_s , P_N

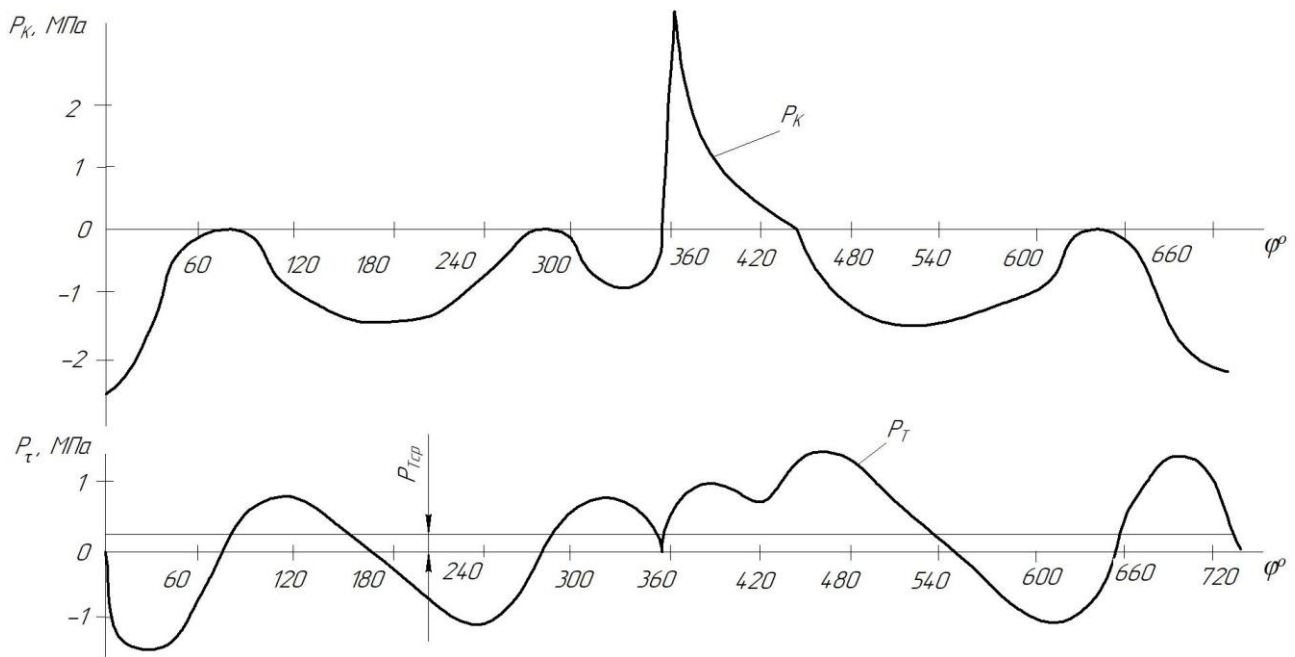


Рисунок 8 – Графики удельных сил P_k , P_τ .

Здесь $P_{\tau\text{ср}}$ – средняя величина удельной касательной силы.

Величины тригонометрической функции приведены в табл. 13.

3.1.9 Определяем крутящий момент на коленчатом валу по формуле:

$$M_{\text{кр}} = P_\tau F_{\text{п}} R \cdot 10^6, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

(здесь $F_{\text{п}} = \pi D^2/4$, м^2 – площадь поршня).

3.1.10 Определяем крутящие моменты от i цилиндра и суммарный крутящий момент M_Σ , пользуясь табл. 14 - для четырехцилиндрового двигателя, табл. 15 – для восьмицилиндрового двигателя и представим графически (рис. 9).

Таблица 13 - Функция $(\sin(\varphi + \beta)/\cos \beta)$

φ^0	Знак	Для значений λ						Знак	φ^0
		1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2	1/4,2		
0	+	0	0	0	0	0	0	-	360
10	+	0,2240	0,2212	0,2187	0,2164	0,2144	0,2126	-	350
20	+	0,4370	0,4317	0,4269	0,4227	0,4187	0,4180	-	340
30	+	0,6288	0,6215	0,6150	0,6091	0,6083	0,6030	-	330
40	+	0,7903	0,7818	0,7743	0,7675	0,7614	0,7580	-	320
50	+	0,9147	0,9060	0,8983	0,8915	0,8854	0,8840	-	310
60	+	0,9977	0,9899	0,9831	0,9769	0,9714	0,9680	-	300
70	+	1,0381	1,0322	1,0270	1,0224	1,0182	1,0150	-	290
80	+	1,0374	1,0342	1,0314	1,0289	1,0267	1,0220	-	280
90	+	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	-	270
100	+	0,9323	0,9354	0,9382	0,9407	0,9429	0,9440	-	260
110	+	0,8413	0,8472	0,8524	0,8570	0,8611	0,8620	-	250
120	+	0,7343	0,7421	0,7490	0,7551	0,7607	0,7670	-	240
130	+	0,6174	0,6261	0,6337	0,6400	0,6476	0,6500	-	230
140	+	0,4953	0,3038	0,5183	0,5181	0,5242	0,5280	-	220
150	+	0,3713	0,3785	0,3851	0,3909	0,3962	0,3960	-	210
160	+	0,4270	0,2523	0,2571	0,2614	0,2653	0,2670	-	200
170	+	0,1233	0,1261	0,1286	0,1309	0,1329	0,1350	-	190
180	+	0	0	0	0	0	0	-	180

Таблица 14 – Результаты расчета суммарного крутящего момента четырехцилиндрового двигателя (порядок работы цилиндров 1342)

φ , град	Цилиндры								M_{Σ} , $H \cdot M$
	1		2		3		4		
	φ^0	$M_{кр1}$, $H \cdot M$	α^0	$M_{кр2}$, $H \cdot M$	α^0	$M_{кр3}$, $H \cdot M$	α^0	$M_{кр4}$, $H \cdot M$	
0	0		540		180		360		
30	30		570		210		390		
60	60		600		240		420		
90	90		630		270		450		
120	120		660		300		480		
150	150		690		330		510		
180	180		720		360		540		

Таблица 15 – Результаты расчета суммарного крутящего момента восьмицилиндрового двигателя (порядок работы цилиндров 15326478)

φ, град	Цилиндры														M _Σ , Н·м		
	1		2		3		4		5		6		7			8	
	φ°	M _{кр1} , Н·м	φ°	M _{кр1} , Н·м	φ°	M _{кр1} , Н·м	φ°	M _{кр1} , Н·м	φ°	M _{кр1} , Н·м	φ°	M _{кр1} , Н·м	φ°	M _{кр1} , Н·м		φ°	M _{кр1} , Н·м
0	0		270		180		450		90		360		540		630		
30	30		300		210		480		120		390		570		660		
60	60		330		240		510		150		420		600		690		
90	90		360		270		540		180		450		630		720		

Период изменения суммарного крутящего момента равен: $\theta = 720/i$.

$M_{кр1}, M_{кр2}, M_{кр3}, M_{Σ}, Н·м$

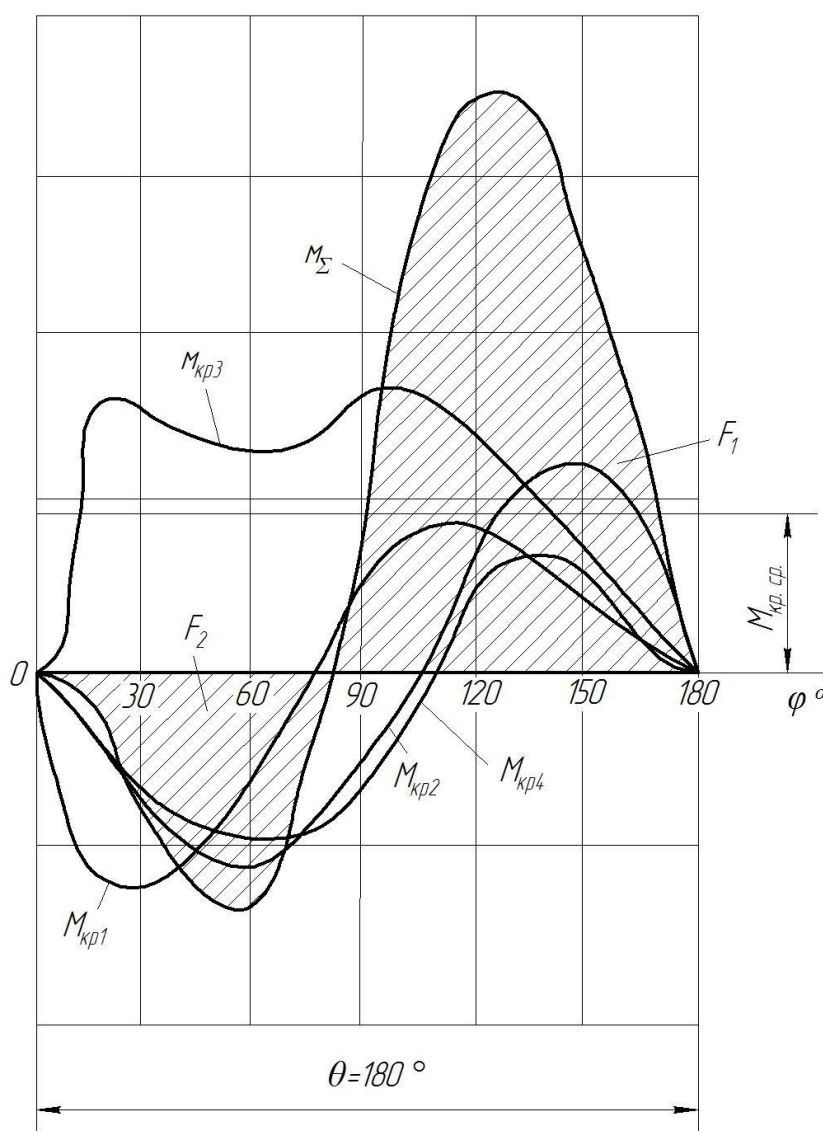


Рисунок 9 – Кривые крутящих моментов по каждому цилиндру и суммарного крутящего момента за период его изменения θ (для четырехцилиндрового двигателя)

3.1.11 После построения графиков сил и моментов по рис. 9 определяется средний индикаторный момент:

$$M_{\text{кр ср}} = \frac{\int_0^{\theta} M_{\Sigma} d\varphi}{\theta}, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приблизительно величина $M_{\text{кр ср}} = \frac{F_1 - F_2}{l_{\text{д}}} \mu$, Н · м. Здесь F_1, F_2 – площади

ди под кривой (мм²) суммарного крутящего момента (на рис. 9 они заштрихованы), расположенные над и под осью абсцисс соответственно; $l_{\text{д}}$ – длина абсциссы (мм), соответствующая периоду изменения суммарного крутящего момента; μ – масштаб крутящего момента по оси ординат, Н · м/мм.

3.1.12 Рассчитаем удельную центробежную силу инерции от вращающихся неуравновешенных масс, сосредоточенных на радиусе кривошипа:

$$K_R = -m'_R \omega^2 R \cdot 10^{-6}, \text{ МПа},$$

где $m'_R = 0,725m'_{\text{ш}} + m'_{\text{шш}} + 2m'_{\text{ш пр}}$, $m''_{\text{ш}}$ – из таблицы 8.

3.1.13 Рассчитаем силу, действующую на поверхность шатунной шейки:

$$R_{\text{шш}} = \sqrt{P_{\text{т}}^2 - (P_{\text{к}} - K'_R)^2}, \text{ МПа},$$

где $K'_R = 0,725m'_{\text{ш}} \omega^2 R$.

3.2 Построение развернутой диаграммы нагрузки

на поверхность шатунной шейки

В табл. 7 рассчитана сила $R_{\text{шш}}$, действующая на поверхность шатунной шейки, в зависимости от угла поворота кривошипа. Строим ее диаграмму (рис. 10) и определяем ее среднее значение $R_{\text{шш ср}}$.

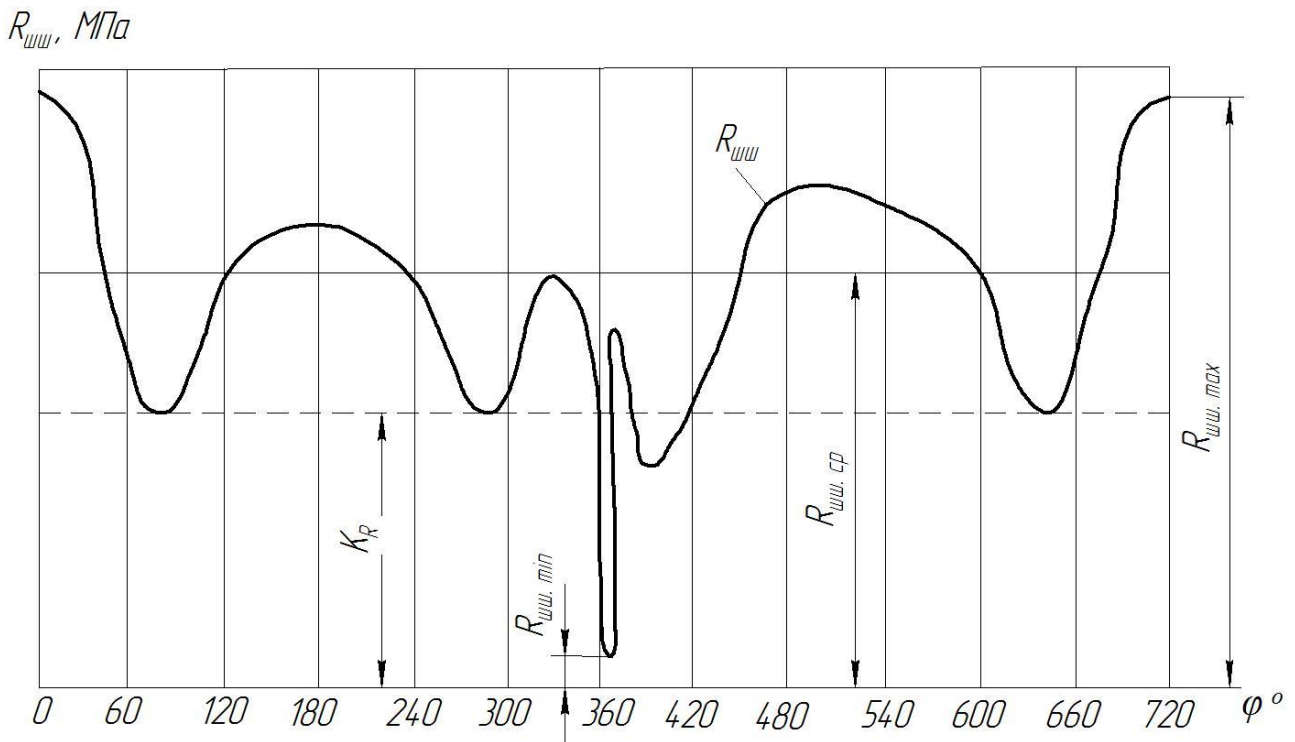


Рисунок 10 – Развернутая диаграмма сил, действующих на шатунную шейку $R_{\text{шш}}$

Среднее значение силы $R_{\text{шш. ср}}$ можно определить, подсчитав площадь (мм^2) между графиком $R_{\text{шш}}$ и осью абсцисс, разделив на длину диаграммы (мм). Полученная величина умножается на масштаб по оси ординат.

4 РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ КШМ ДВИГАТЕЛЯ НА ПРОЧНОСТЬ

В курсовом проекте предусмотрен расчет на прочность четырех деталей: поршня, поршневого кольца, поршневого пальца и стержня шатуна. Все расчеты проводятся на основе данных теплового и динамического расчетов. Размеры элементов рассчитываемых деталей выбирают по статистическим данным, представленным в табл. 16.

Таблица 16 – Размеры деталей шатунно - поршневой группы

№	Параметры	Обозначение	Бензиновый двигатель	Дизель
1	2	3	4	5
1	Относительная толщина днища поршня	$\bar{\delta} = \delta/D$	0,05...0,1	0,15...0,2
2	Относительная высота поршня	$\bar{H} = H/D$	0,8...1,3	1,3...1,7
3	Относительная высота верхней части поршня	$\bar{h}_1 = h/D$	0,45...0,75	0,6...1
4	Относительная высота юбки поршня	$\bar{h}_{ю} = h_{ю}/D$	0,6...0,8	0,8...1,1
5	Относительный диаметр бобышки	$\bar{d}_\delta = d_\delta/D$	0,3...0,5	0,3...0,5
6	Относительное расстояние между бобышками	$\bar{b} = b/D$	0,3...0,5	0,3...0,5
7	Толщина стенки юбки поршня	$\delta_{ю}$, мм	1,5...4,5	2...5
8	Относительная толщина стенки головки поршня	$\bar{s} = s/D$	0,05...0,1	0,05...0,1
9	Относительное расстояние до первой поршневой канавки	$\bar{e} = e/D$	0,06...0,12	0,11...0,2
10	Относительная толщина первой кольцевой перемычки	$\bar{h}_п = h_п/D$	0,03...0,05	0,04...0,045
11	Относительная радиальная толщина кольца: компрессионного маслосъемного	$\bar{t} = t/D$ $\bar{t} = t/D$	0,04...0,045 0,038...0,043	0,04...0,045 0,038...0,043
12	Высота кольца	a, мм	2...4	3...5
13	Относительная величина разности между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии	A_0/t	2,5...4	3,2...4
14	Радиальный зазор кольца в канавке поршня: маслосъемного компрессионного	Δt , мм Δt , мм	0,9...1,1 0,7...0,95	0,9...1,1 0,7...0,95
15	Относительный внутренний диаметр поршня	$\bar{d}_i = d_i/D$	$1 - 2(\bar{s} + \bar{t} + \Delta t/D)$	
16	Относительный диаметр поршня по дну канавки	$\bar{d}_k = d_k/D$	$1 - 2(\bar{t} + \Delta t/D)$	
17	Число масляных отверстий в поршне	n_m	6...12	6...12
18	Диаметр масляного канала, отнесенный к высоте кольца	d_m/a	0,3...0,5	0,3...0,5

19	Относительный наружный диаметр пальца	$\bar{d}_п = d_п / D$	0,22...0,28	0,3...0,38
20	Относительный внутренний диаметр пальца	$\bar{d}_в = d_в / d_п$	0,65...0,75	0,52...0,7
21	Относительная длина пальца: закрепленного плавающего	$\bar{l}_п = l / D$ $\bar{l}_п = l_п / D$	0,88...0,93 0,78...0,86	0,88...0,93 0,8...0,9
22	Относительная длина втулки поршневой головки шатуна: закрепленного пальца плавающего пальца	$\bar{l}_ш = l_ш / D$	0,28...0,32 0,33...0,45	0,28...0,32 0,33...0,45
23	Внутренний диаметр поршневой головки шатуна: без втулки с втулкой	d d	$d = d_п$ (1,1...1,25) $d_п$	$d = d_п$ (1,1...1,25) $d_п$
24	Наружный диаметр поршневой головки шатуна	$d_г$	(1,25...1,65) $d_п$	(1,3...1,7) $d_п$
25	Ширина шатуна в среднем сечении В – В (см. рис. 14)	$h_ш$	(1,2...1,4) $h_{ш\min}$	(1,2...1,4) $h_{ш\min}$
26	Ширина шатуна в минимальном сечении	$h_{ш\min}$	(0,5...0,55) $d_г$	(0,5...0,55) $d_г$
27	См. рис. 14	$b_ш$	(0,5...0,6) $l_ш$	(0,55...0,6) $l_ш$
28	Длина поршневой головки шатуна: закрепленный палец плавающий палец	$l_ш$	0,28...0,32) D (0,33...0,45) D	(0,28...0,32) D (0,33...0,45) D
29	См. рис. 14	$a_{ш=t_ш}$	(2,5...4) мм	(4...7,5) мм

4.1 Расчет поршня

4.1.1 Рассчитываем напряжение изгиба на днище поршня от газовой силы:

$$\sigma_{из} = P_{z\max} \left(\frac{d_i}{2\delta} \right)^2 = P_{z\max} \left(\frac{\bar{d}_i}{2\bar{\delta}} \right)^2, \text{ МПа,}$$

где $P_{z\max}$ – максимальное давление газов (из табл. 7); \bar{d}_i и $\bar{\delta}$ – параметры поршня (из табл. 16, обозначения параметров приведены на рис. 11);

$$\bar{d}_i = l - 2 \left(\bar{s} + \bar{t} + \frac{\Delta t}{D} \right).$$

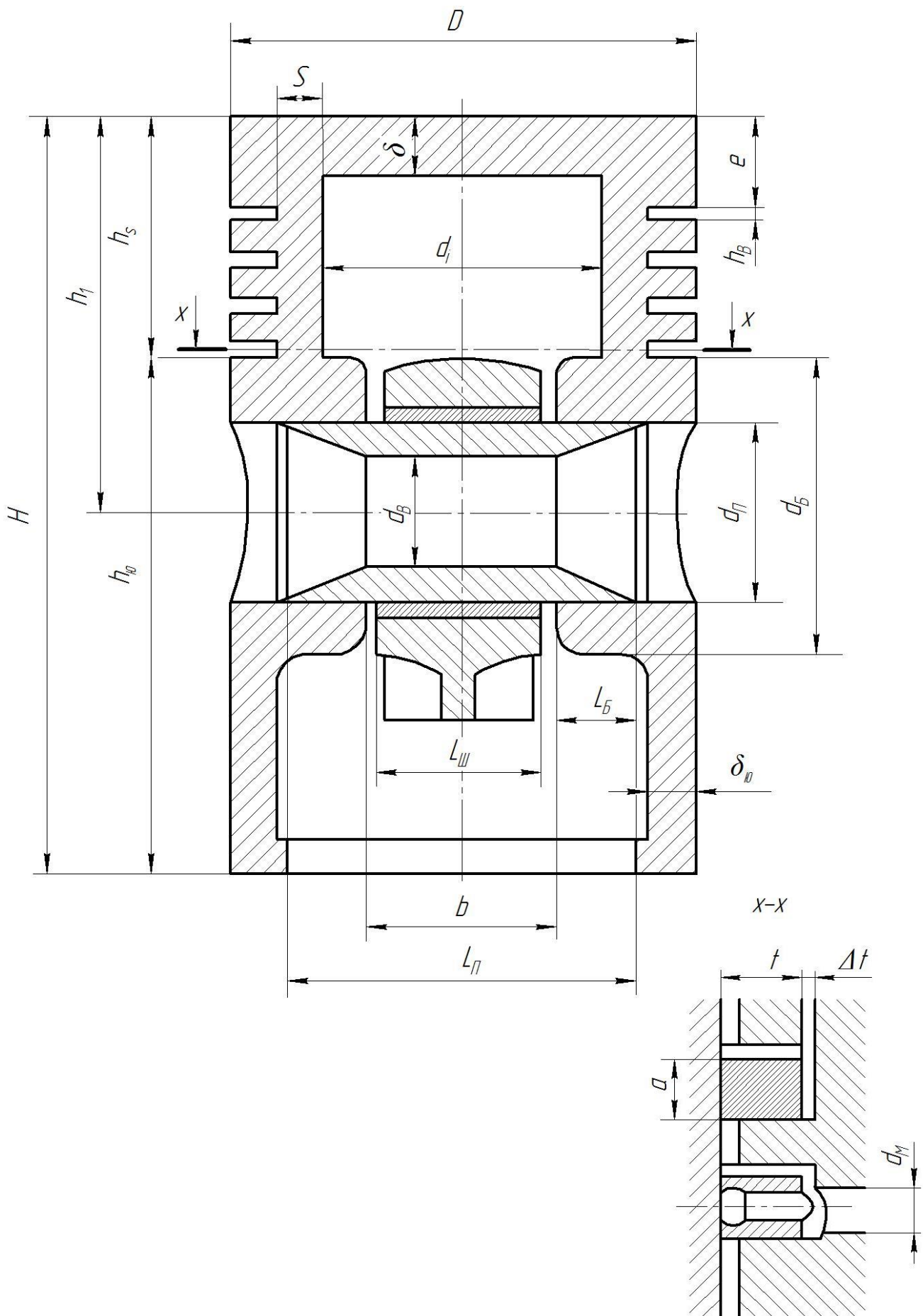


Рисунок 11 – Основные параметры поршня

Допустимые напряжения. Если днище не имеет усиливающих ребер жесткости, то для алюминиевых поршней: $[\sigma_{из}] = 20...25$ МПа, для чугуновых - $[\sigma_{из}] = 40...45$ МПа. Если днище поршня имеет ребра, то для алюминиевых поршней: $[\sigma_{из}] = 50...150$ МПа, для чугуновых - $[\sigma_{из}] = 80...200$ МПа.

4.1.2 Рассчитываем напряжение сжатия от газовых сил в сечении х-х (рис. 11), ослабленном маслоотводящими отверстиями:

$$\sigma_{сж} = P_{z_{max}} \frac{\pi D^2}{4F_{x-x}} = \frac{P_{z_{max}}}{F_{x-x}}, \text{ МПа,}$$

где F_{x-x} – площадь расчетного сечения поршня с учетом ослабления его отверстиями для отвода масла:

$$\bar{F}_{x-x} = \frac{\frac{\pi}{4}(d_k^2 - d_i^2) - n_M F_{отв}}{\frac{\pi D^2}{4}} = \left(\bar{d}_k^2 - \bar{d}_i^2\right) - \frac{2}{\pi} n_M (\bar{d}_k - \bar{d}_i) \bar{d}_M,$$

где $F_{отв} = \frac{d_k - d_i}{2} d_M$ - площадь масляного канала;

$\bar{d}_k, \bar{d}_i, n_M$ - из табл. 16;

$$\bar{d}_M = \frac{d_M}{D}.$$

Следует обратить внимание, что в табл. 16 диаметр масляного отверстия представлен по отношению к высоте кольца «а». Допустимые напряжения сжатия: для алюминиевых сплавов $[\sigma_{сж}] = 30...40$ МПа; для чугуна $[\sigma_{сж}] = 60...80$ МПа; для стали $[\sigma_{сж}] = 100...160$ МПа.

4.1.3 Рассчитываем напряжение разрыва в сечении х-х от максимальной инерционной силы (при $\varphi = 0$):

$$\sigma_p = -\frac{P_{j_{xx}}}{F_{x-x}} = -\frac{P_{j_{xx}} \frac{\pi D^2}{4}}{F_{x-x}} = -\frac{0,72 P_{j_{\varphi=0}}}{\overline{F}_{x-x}}, \text{ МПа,}$$

где $P_{j_{xx}}$ - сила инерции от масс поршневой группы, расположенной выше сечения x-x: $P_j = -m'_{xx} \omega_{\max}^2 R(1 + \lambda)$, МПа.

Учитывая статистические данные табл. 8, а также соотношения $m'_{xx} = 0,5m'_{\Pi}$, кг/м²; $\omega_{\max} = 1,2\omega_{\text{ном}}$, получим $P_{j_{xx}} = 0,72P_{j_{\varphi=0}}$, $P_{j_{\varphi=0}}$ - в табл. 7; \overline{F}_{x-x} - рассчитано в п. 4.1.2.

Допустимые напряжения на разрыв: для алюминиевых сплавов $[\sigma_p] = 4 \dots 10$ МПа; для чугуна $[\sigma_p] = 8 \dots 10$ МПа.

4.1.4 Напряжение в верхней кольцевой перемычке

- напряжение среза:

$$\tau = 0,0314 P_{z_{\max}} \frac{D}{h_i} = 0,0314 P_{z_{\max}} \frac{1}{h_i}, \text{ МПа;}$$

-напряжение изгиба:

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 P_{z_{\max}} \left(\frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2 = 0,0045 P_{z_{\max}} \left(\frac{1}{h_{\Pi}} \right)^2, \text{ МПа.}$$

Сложное напряжение по третьей теории прочности:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4\tau^2} = P_{z_{\max}} \sqrt{\left(\frac{0,0045}{h_{\Pi}^2} \right)^4 + 4 \left(\frac{0,0314}{h_{\Pi}} \right)^2}, \text{ МПа.}$$

Допустимые напряжения: для алюминиевых сплавов $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40$ МПа; для чугуна $[\sigma_{\Sigma}] = 60 \dots 80$ МПа.

4.1.5 Удельное давление поршня, отнесенное к высоте юбки поршня:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{\text{ю}}} = 0,785 \frac{P_{N_{\max}}}{h_{\text{ю}}}, \text{ МПа.}$$

Удельное давление поршня, отнесенное ко всей высоте поршня:

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H/D} = 0,785 \frac{P_{N_{\max}}}{H_{\text{ю}}}, \text{ МПа, } P_{N_{\max}} - \text{ из табл. 7.}$$

Для известных конструкций двигателей величины q_1 и q_2 находятся в пределах: $q_1 = 0,33 \dots 0,96$ МПа, $q_2 = 0,22 \dots 0,42$ МПа.

4.2 Расчет поршневого кольца

4.2.1 Рассчитываем среднее давление на стенку цилиндра:

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

Здесь E – модуль упругости: для серого чугуна $E = 1 \cdot 10^5$ МПа, для легированного чугуна $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа, для стали $E = (2 \dots 2,3) \cdot 10^5$ МПа, $\frac{A_0}{t}$ и $\frac{l}{t}$ из табл. 16.

Среднее радиальное давление для колец: компрессионных $P_{\text{ср}} = 0,11 \dots 0,37$ МПа; маслоъемных $P_{\text{ср}} = 0,2 \dots 0,4$ МПа.

4.2.2 Рассчитываем эпюру давления кольца в различных точках окружности:

$$P_{\psi} = P_{\text{ср}} \mu_{\text{к}}, \text{ МПа,}$$

где $\mu_{\text{к}}$ - коэффициент для различных углов ψ по окружности кольца.

Результаты расчета сводятся в табл. 17.

Таблица 17 – Результаты расчета эпюры удельного давления кольца

ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
μ_k	1,06	1,06	1,14	0,90	0,46	0,67	2,85
P_ψ , МПа							

По данным табл. 17 строим эпюру давлений кольца на стенку цилиндра (рис. 12).

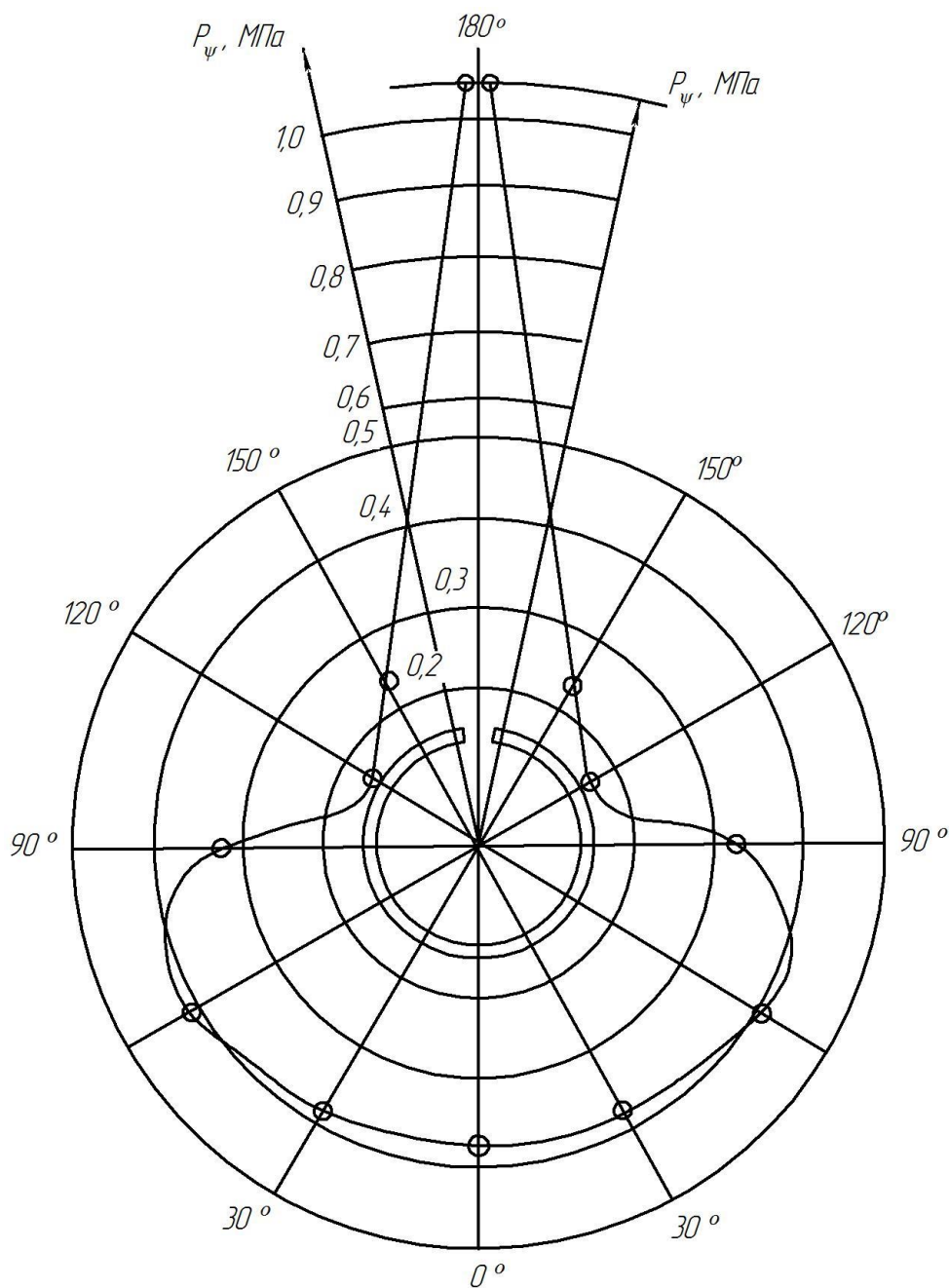


Рисунок 12 – Эпюра давления кольца на стенку цилиндра

4.2.3 Рассчитываем напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии:

$$\sigma_{\text{из}_1} = 2,61P_{\text{cp}} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2 = 2,61P_{\text{cp}} \left(\frac{l}{t} - 1 \right)^2, \text{ МПа.}$$

4.2.4 Рассчитываем напряжение изгиба при надевании кольца на поршень:

$$\sigma_{\text{из}_2} = \frac{4E \left(1 - 0,144 \frac{A_0}{t} \right)}{m \left(\frac{l}{t} - 1,4 \right) \frac{l}{t}}, \text{ МПа,}$$

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

Допустимое напряжение $[\sigma_{\text{из}}] = 220 \dots 450$ МПа.

4.3 Расчет поршневого пальца

4.3.1 Рассчитываем удельное давление пальца на втулку верхней головки шатуна:

$$q_{\text{пш}} = \frac{P_{\text{зп}} \frac{\pi D^2}{4}}{l_{\text{ш}} d_{\text{п}}} = 0,785 \frac{P_{\text{зп}}}{l_{\text{ш}} d_{\text{п}}}, \text{ МПа.}$$

Здесь $l_{\text{ш}}$ и $d_{\text{п}}$ из табл. 16.

$$P_{\text{зп}} = P_z + kP_{j\varphi=360}, \text{ МПа,}$$

где P_z и $P_{j\varphi=360}$ - из табл. 16;

k – коэффициент, учитывающий уменьшение инерционной силы за счет вычета массы поршневого пальца;

$k = (0,76 \dots 0,86)$ для карбюраторных двигателей;

$k = (0,68 \dots 0,81)$ для дизелей.

Для современных автомобильных двигателей $q_{\text{пш}} = 20 \dots 60$ МПа.

4.3.2 Рассчитываем удельное давление пальца на бобышку:

$$q_6 = \frac{P_{зп} \frac{\pi D^2}{4}}{d_{п} (\bar{l}_{п} - \bar{b})} = 0,785 \frac{P_{зп}}{\bar{d}_{п} (\bar{l}_{п} - \bar{b})}, \text{ МПа.}$$

Здесь $\bar{d}_{п}$, $\bar{l}_{п}$ и \bar{b} из табл. 16.

Для современных автомобильных двигателей $q_6=15...50$ МПа.

4.3.3 Напряжение от изгиба поршневого пальца:

$$\sigma_{из} = \frac{P_{зп} \frac{\pi D^2}{4} (l_{п} + 2b - 1,5l_{ш})}{1,2(1-\alpha^4)d_{п}^3} = 0,654 \frac{P_{зп} (\bar{l}_{п} + 2\bar{b} - 1,5\bar{l}_{ш})}{(1-\alpha^4)\bar{d}_{п}^3}, \text{ МПа.}$$

где $\alpha = d_{в}/d_{п}$ - отношение внутреннего диаметра пальца к наружному (из табл. 16).

4.3.4 Рассчитываем касательные напряжения от среза пальца в сечениях, расположенных между бобышками и головкой шатуна (см. рис. 11):

$$\tau = 0,85 \frac{P_{зп} \frac{\pi D^2}{4} (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1-\alpha^4)d_{п}^2} = 0,667 \frac{P_{зп} (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1-\alpha^4)\bar{d}_{п}^2}, \text{ МПа.}$$

Для поршневых пальцев современных автомобильных двигателей, изготовленных из легированных сталей 15Х, 15ХА, 12ХНЗА, 18Х2Н4МА, $[\tau] = 60...250$ МПа, $[\sigma_{из}] = 100...250$ МПа.

4.3.5 Рассчитываем увеличение горизонтального диаметра пальца в его средней части (овализации пальца).

$$\Delta_{i_{max}} = \frac{1,35}{E} \frac{P_{zi} \frac{\pi D^2}{4}}{l_i} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right], \text{ мм;}$$

$$\Delta_{\Pi_{\max}} = \frac{1,06}{E} \frac{P_{\text{зп}}}{\bar{l}_{\Pi}} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right] D, \text{ мм.}$$

Здесь $E = (2 \dots 2,3) \cdot 10^5$ МПа; D - диаметр поршня в мм.

Значение $\Delta_{\Pi_{\max}}$ не должно быть больше $0,02 \dots 0,05$ мм.

На основании результатов расчета необходимо дать заключение о прочности элементов поршневой группы.

4.4 Расчет стержня шатуна

4.4.1 Рассчитываем напряжение сжатия в сечении В-В (рис. 13) от сжимающей силы $P_{\text{сж}}$.

С учетом потери устойчивости в плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\max_x} = k_x \frac{P_{\text{нэ}}}{F_{\text{нđ}}} = k_x P_{\Sigma \max} \frac{F_{\text{і}}}{F_{\text{нđ}}} = k_x P_{\Sigma \max} \frac{1}{F_{\text{сđ}}}, \text{ і і à}$$

где $P_{\Sigma \max}$ - суммарная сила (из табл. 7):

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

$$\bar{F}_{\text{нđ}} = \frac{F_{\text{нđ}}}{\pi D^2};$$

k_x – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости качания шатуна.

Для современных автомобильных двигателей $k_x = 1,1 \div 1,15$.

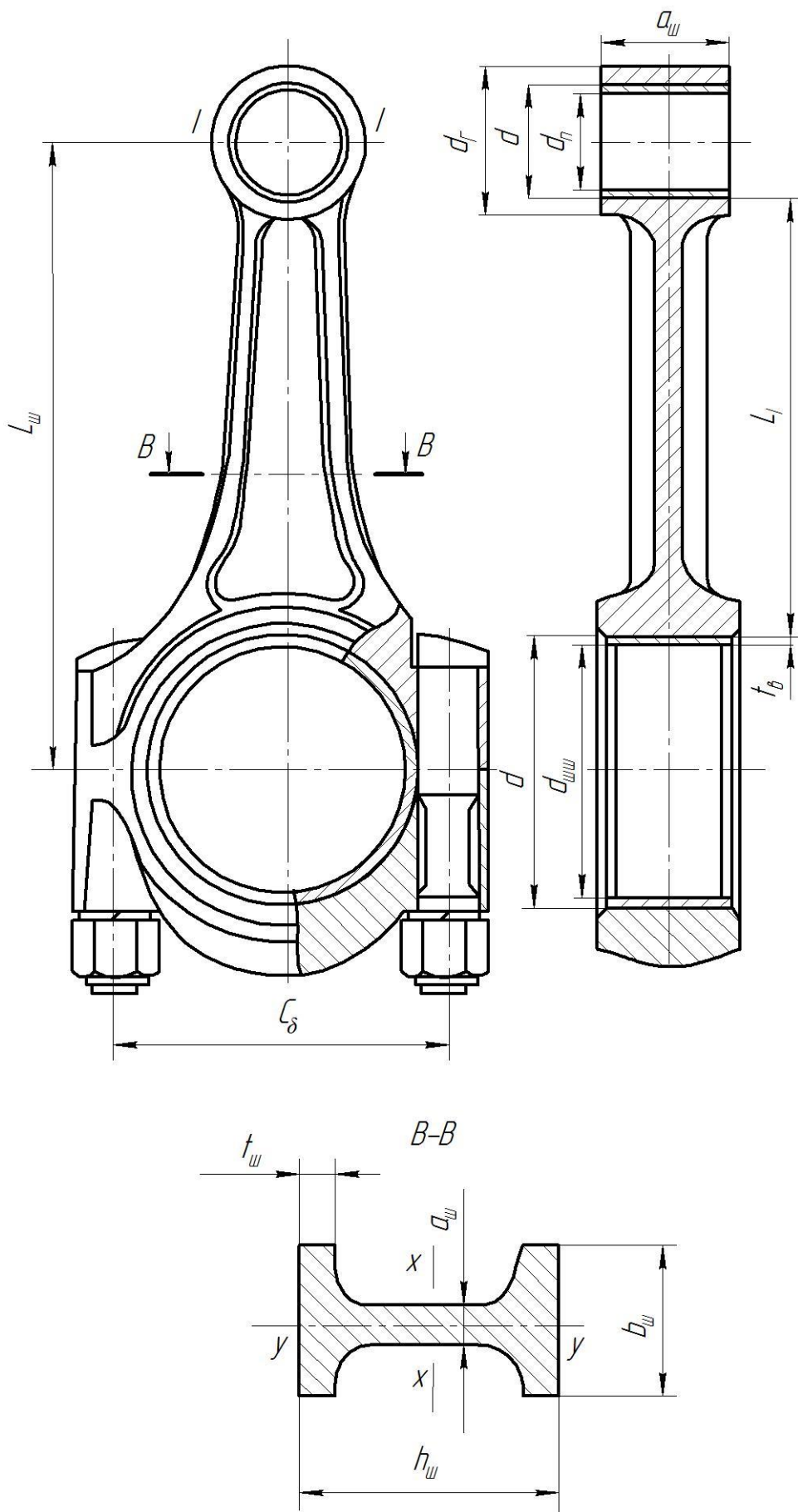


Рисунок 13 – Расчетная схема шатуна

4.4.2 Рассчитываем напряжение сжатия в сечении В-В от сжимающей силы $P_{сж}$ в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\max_y} = k_y \frac{P_{сж}}{F_{ср}} = k_y P_{\Sigma \max} \frac{F_{п}}{F_{ср}} = k_y P_{\Sigma \max} \frac{1}{F_{ср}}, \text{ МПа.}$$

Для современных автомобильных двигателей $k_y = 1,08 \div 1,1$.

4.4.3 Рассчитываем напряжение от действия растягивающей силы:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p \frac{\pi D^2}{4}}{F_{ср}} = P_{\Sigma \varphi=0} \frac{1}{F_{ср}}, \text{ МПа.}$$

$P_{\Sigma \varphi=0}$ из табл. 7.

4.4.4 Рассчитываем средние значения напряжения цикла:

- в плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\text{mx}} = \frac{\sigma_{\max_x} + \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа;}$$

- в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\text{my}} = \frac{\sigma_{\max_y} + \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа.}$$

4.4.5 Рассчитываем амплитуды напряжений цикла:

- в плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\text{ax}} = \frac{\sigma_{\max_x} - \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа;}$$

- в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\text{ay}} = \frac{\sigma_{\max_y} - \sigma_{\min}}{2}, \text{ МПа.}$$

4.4.6 Рассчитываем амплитуды цикла с учетом концентраций напряжений в зависимости от размера и способа обработки поверхности детали:

- в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{akx} = \sigma_{ax} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_M \varepsilon_{II}}, \text{ МПа};$$

- в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$\sigma_{aky} = \sigma_{ay} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_M \varepsilon_{II}}, \text{ МПа}.$$

Здесь $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400)$ – коэффициент концентрации напряжений; σ_B – предел прочности материала шатуна; ε_M – коэффициент, учитывающий абсолютные размеры детали; ε_{II} – коэффициент, учитывающий способ обработки поверхности детали. σ_B , ε_M , ε_{II} – определяются по табл. 18, 19, 20, 21. Коэффициент ε_M выбираем: в плоскости качания – по $h_{ш}$, в плоскости, перпендикулярной плоскости качания – по $e_{ш}$. Материал шатуна бензиновых двигателей – 40X, 40XH, 45Г2; дизельных двигателей – 18X2H4MA, 40X2H2MA. Для стержня шатуна рекомендуется дробеструйная обработка.

4.4.7 Определяем запас прочности шатуна по пределу усталости:

- в плоскости качания шатуна:

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \sigma_{mx}},$$

- в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \sigma_{my}}.$$

Здесь α_{σ} – коэффициент приведения асимметрического цикла к равноопасному симметричному (табл. 22), σ_{-1p} – предел выносливости материала (табл. 18, 19).

Для шатунов автомобильных двигателей значения $n_{\sigma x}$ и $n_{\sigma y}$ не должны превышать 1,5.

Таблица 18 – Механические свойства углеродистых сталей

№	Марка стали	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_{-1p} , МПа	τ_T , МПа	τ_{-1} , МПа
1	10	320...420	180	160	120...150	140	80...120
2	15	352...450	200	170	120...160	140	85...130
3	20	400...500	240	170...220	120...160	160	100...130
4	20Г	480...580	480	250	180	170	90
5	25	430...550	240	190	-	-	-
6	30	480...600	280	200...270	170...210	170	110...140
7	35	520...650	300	220...300	170...220	190	130...180
8	35Г2	680...830	370	260	190	240	160
9	40	570...700	310...400	230...320	180...240	-	140...190
10	40Г	640...760	360	250	180	210	150
11	45	600...750	340	250...340	190...250	220	150...200
12	45Г2	700...920	420	310...400	210	260	180...220
13	50	630...800	350	270...350	200...260	-	160...210
14	50Г	650...850	370	290...360	-	-	-
15	60Г	670...870	340	250...320	210	250	170
16	65	750...1000	380	270...360	220...260	260	170...120
17	65Г	820...920	400	300	220	260	180

Таблица 19 – Механические свойства легированных сталей

№	Марка стали	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_{-1p} , МПа	σ_T , МПа	τ_{-1} , МПа
1	20Х	650...850	400...600	310...380	230	260	230
2	30Х	700...900	600...800	360	260	420	220
3	30ХМА	950	750	470	-	-	-
4	35Х	950	750	-	-	-	-

5	35ХМА	950	800	-	-	-	-
6	38ХА	950	800	-	-	-	-
7	40Х	750...1050	650...950	320...480	240...340	-	210...260
8	40ХН	1000...1450	800...1300	460...600	320...240	390	240
9	45Х	850...1050	700...1100	420...640	270...320	400	220...300
10	50ХН	1100	850	550	-	-	-
11	12ХНЗА	950...1400	700...1100	420...640	270...320	400	220...300
12	18Х2Н4МА	1100	850	-	-	-	-
13	18ХНВА	1150...1400	850...1200	540...620	360...400	550	300...360
14	25ХНМА	1150	-	-	-	-	-
15	20ХНЗА	950...1450	850...1100	430...650	310	-	240...310
16	25ХНВА	1100...1150	950...1050	460...540	310...360	600	280...310
17	30ХГСА	1100	850	510...540	500...530	-	220...245
18	37ХНЗА	1150...1600	1000...1400	520...700	-	-	320...400
19	40Х2Н2МА	1150...1700	850...1600	550...700	-	700	300...400

Таблица 20 – Значения коэффициентов $\varepsilon_{\text{пс}}$ и $\varepsilon_{\text{пт}}$ для различных состояний поверхности

Вид обработки поверхности упрочнения	$\varepsilon_{\text{пс}} \approx \varepsilon_{\text{пт}}$
Полирование без поверхностного упрочнения	1,0
Шлифование	0,97...0,85
Чистовое обтачивание	0,94...0,80
Грубое обтачивание	0,88...0,60
Без обработки и без поверхностного упрочнения	0,76...0,50
Обдувка дробью	1,1...2,0
Обкатка роликом	1,2...2,2
Цементация	1,2...2,5
Закалка	1,2...2,8
Азотирование	1,2...3,0

Примечание. При поверхностном упрочнении детали вид предварительной механической обработки не влияет на величину $\varepsilon_{\text{пс}}$ и $\varepsilon_{\text{пт}}$. С увеличением коэффициента концентрации k_{σ} и с уменьшением размеров детали значения $\varepsilon_{\text{пс}}$ и $\varepsilon_{\text{пт}}$ увеличиваются.

Таблица 21 – Значения масштабных коэффициентов $\varepsilon_{мг}$ и $\varepsilon_{мт}$ для деталей с различными размерами, изготовленных из конструкционных сталей

Размер детали, мм		10	10...15	15...20	20...30	30...40	40...50	50...100	100...200
Масштабный коэффициент	$\varepsilon_{мг}$	1,0	1,0... 0,95	0,95... 0,90	0,90... 0,85	0,85... 0,80	0,80... 0,75	0,75... 0,65	0,65... 0,55
	$\varepsilon_{мт}$	1,0	1... 0,94	0,94... 0,88	0,88... 0,83	0,83... 0,78	0,76... 0,72	0,72... 0,60	0,60... 0,50

Таблица 22 – Коэффициенты приведения асимметричного цикла к равноопасному симметричному для сталей с различными пределами прочности

№	Предел прочности σ_B , МПа	Изгиб α_σ	Растяжение – сжатие α_σ	Кручение α_τ
1	350-400	0,06-0,10	0,06-0,08	0
2	450-600	0,08-0,13	0,07-0,10	0
3	600-800	0,12-0,18	0,9-0,14	0-0,08
4	800-1000	0,16-0,22	0,12-0,17	0,06-0,10
5	1000-1200	0,20-0,24	0,16-0,20	0,8-0,16
6	1200-1400	0,22-0,25	0,16-0,23	0,10-0,18
7	1400-1600	0,25-0,30	0,23-0,25	0,16-0,20

5 РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

5.1 Расчет системы смазки

На рис. 14 представлена принципиальная схема системы смазки двигателя, по которой необходимо ознакомиться с ее основными элементами и их назначением. В пояснительной записке следует привести схему системы смазки двигателя-прототипа. Затем произвести расчет циркуляционного расхода масла и мощности, затрачиваемой на привод масляного насоса.

5.1.1 Рассчитываем количество тепла, отводимого от двигателя маслом, учитывая, что в современных автомобильных и тракторных двигателях маслом

отводится 1,5...3 % от общего количества теплоты, введенной двигатель с топливом:

$$Q_1 = (0,015...0,03)G_0 H_i, \text{ кДж/с.}$$

5.1.2 Рассчитываем циркуляционный расход масла. Массовый циркуляционный расход масла:

$$G_M = \frac{Q_M}{c_M \Delta T_M}, \text{ кг/с,}$$

где c_M – удельная теплоемкость масла ($c_M = 2,094 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{К}$);

ΔT_M – перепад температуры масла на выходе и входе в систему смазки двигателя ($\Delta T = 5...8 \text{ град.}$).

5.1.3 Рассчитываем стабилизационный расход масла:

$$G'_M = 2G_M, \text{ кг/с.}$$

5.1.4 Определяем расчетную производительность насоса с учетом утечек масла через радиальные и торцевые зазоры:

$$G_p = \frac{2G_M}{\eta_H}, \text{ кг/с.}$$

Здесь $\eta_H = (0,6...0,8)$ - КПД насоса.

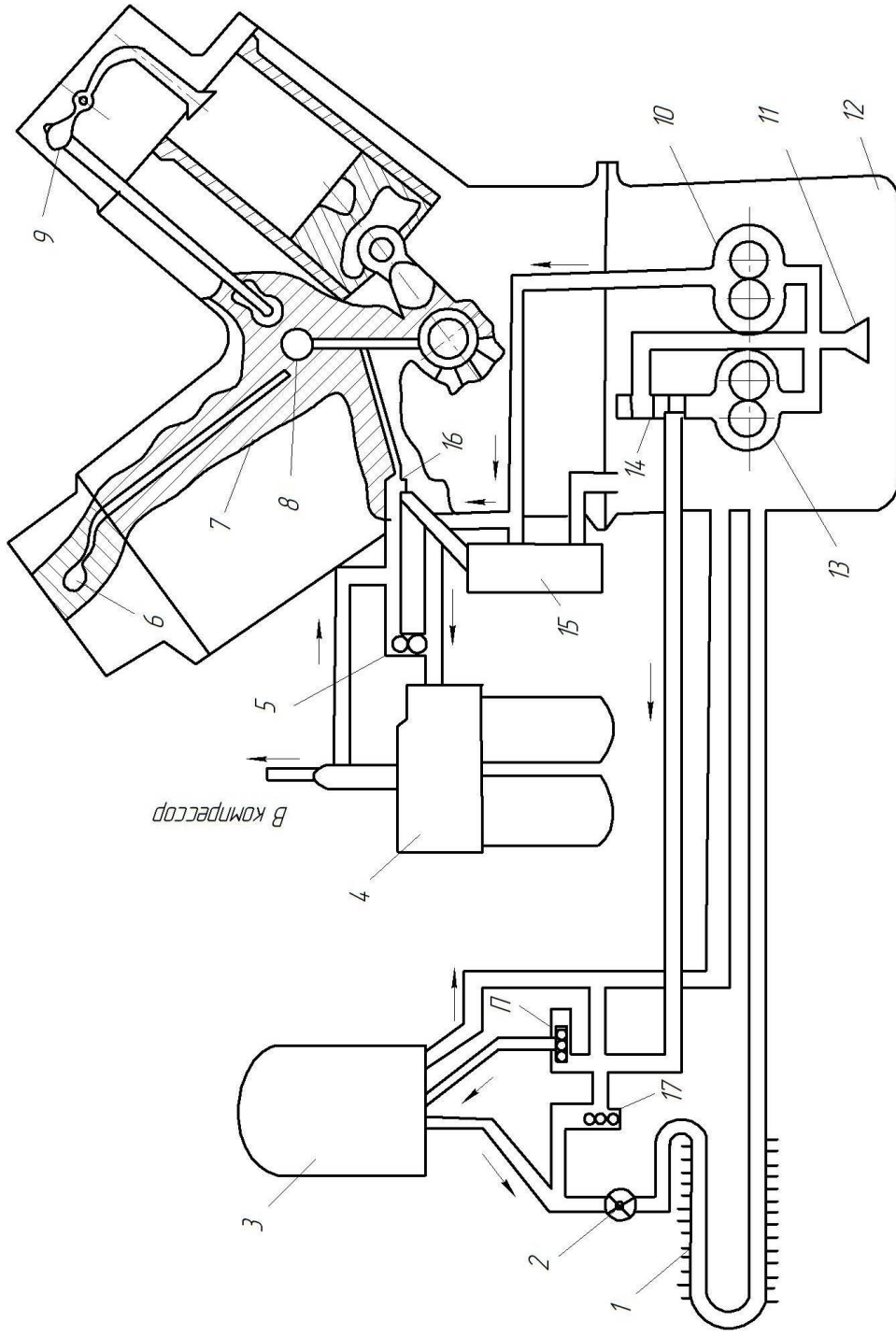


Рисунок 14 - Принципиальная схема системы смазки двигателя: 1 - масляный радиатор; 2 - кран; 3 - центрифуга; 4 - масляный фильтр; 5 - перепускной клапан, 6 - ось коромысел; 7 - канал для смазки толкателя; 8 - распределительный вал; 9 - втулки коромысел; 10 - рабочая секция масляного насоса; 11 - приемник; 12 - масляный картер; 13 - радиаторная секция масляного насоса; 14 - редукционный клапан; 15 - дифференциальный редукционный клапан; 16 - главная магистраль; 17 - предохранительные клапаны

4.1.5 Рассчитываем мощность, затрачиваемую на привод масляного насоса:

$$N_{\text{МН}} = G_{\text{р}} H_{\text{М}} \frac{1}{\eta_{\text{мех}}} = G_{\text{р}} \frac{(P_2 - P_1)}{\rho_{\text{М}}} \frac{1}{\eta_{\text{мех}}} = V_{\text{р}} \frac{P_{\text{М}}}{\eta_{\text{мех}}} 10^3, \text{ кВт},$$

где $H_{\text{М}} = (P_2 - P_1)/\rho_{\text{М}}$ - напор в масляном насосе.

Избыточное давление масла в системе:

для бензиновых двигателей $P_{\text{М}} = P_2 - P_1 = 0,3 \dots 0,5$, МПа;

для дизельных двигателей $P_{\text{М}} = P_2 - P_1 = 0,3 \dots 0,07$, МПа;

где P_1 и P_2 – соответственно давление масла перед насосом и за насосом.

$$V_{\text{р}} = \frac{G_{\text{р}}}{\rho_{\text{М}}} - \text{объемный расход масла, м}^3/\text{с};$$

где $\rho_{\text{М}}$ – плотность масла в системе ($\rho_{\text{М}} = 900 \text{ кг/м}^3$);

$\eta_{\text{мех}} = 0,85 \dots 0,9$ – механический КПД насоса.

5.2 Расчет системы охлаждения

Необходимо ознакомиться с основными элементами системы охлаждения и их назначением (рис. 15). Затем произвести расчет циркуляционного расхода охлаждающей жидкости и мощности, затрачиваемой на привод насоса.

5.2.1 Рассчитываем количество тепла, отводимого от двигателя охлаждающей жидкостью: $Q_{\text{охл}} = \eta_{\text{охл}} G_{\text{Т}} H_{\text{Н}}$, кДж/с,

где $\eta_{\text{охл}}$ – доля тепла, передаваемого охлаждающей жидкости;

$G_{\text{Т}}$ – расход топлива, кг/с. (см. п. 2.9.8).

5.2.2 Рассчитываем циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения:

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{c_{\text{ж}} \Delta T}, \text{ кг/с},$$

где $c_{ж}$ – удельная теплоемкость охлаждающей жидкости (для воды $c_{ж} = 4,187$ кДж/кг·К, для антифриза $c_{ж} = 2,093$ кДж/кг·К); $\Delta T = 8...10$ град – перепад температуры охлаждающей жидкости на выходе и входе в двигатель.

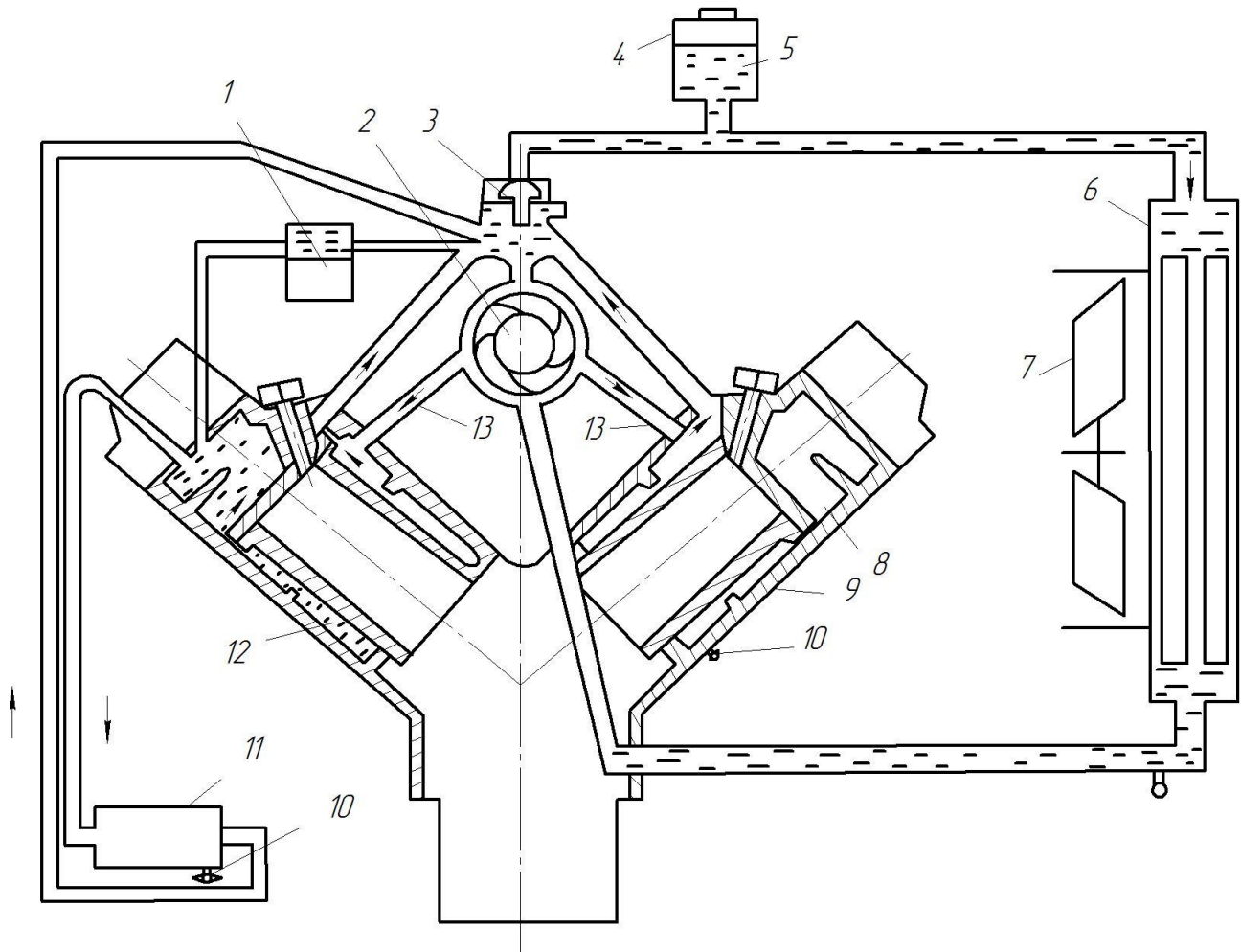


Рисунок 15 – Принципиальная схема системы охлаждения двигателя: 1 – воздушный компрессор; 2 – насос; 3 – термостат; 4 – заливная пробка; 5 - расширительный бачок; 6 – радиатор; 7 – вентилятор; 8 – полости рубашки охлаждения; 9 – поясок; 10 – сливные краны; 11 – подогреватель; 12 – область охлаждения; 13 - соединительные патрубки.

5.2.3 Рассчитываем производительность насоса:

$$G_{жн} = \frac{1}{\eta_n} G_{ж}, \text{ кг/с,}$$

где $\eta_n = 0,75...0,85$ – коэффициент подачи насоса.

5.2.4 Рассчитываем мощность, потребляемую насосом, задаваясь величиной напора:

$$H_n = \frac{P_2 - P_1}{\rho_{ж}} 10^3 = \frac{\Delta P}{\rho_{жс}} 10^3, \text{кДж/кг},$$

где $\Delta P = (0,05 \dots 0,15)$ МПа – перепад давления на выходе и входе насоса;

$\rho_{ж}$ – плотность охлаждающей жидкости (для воды $\rho_{ж}=1000$ кг/м³, для антифриза $\rho_{ж} = 1075$ кг/м³).

$$N_{жн} = \frac{1}{\eta_n} G_{ж} H_n = V_{жс} \frac{\Delta P}{\eta_n} 10^3, \text{кВт},$$

где $\eta_n = (0,8 \dots 0,85)$ – механический КПД насоса;

$V_{ж}$ – объемный расход охлаждающей жидкости, м³/с.

6 ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Графическая часть курсового проекта включает в себя иллюстрации результатов теплового и динамического расчетов (лист формата А1); схемы систем смазки и охлаждения двигателя – прототипа с расшифровкой составных частей (лист формата А1); компоновочный чертеж кривошипно-шатунного механизма в поперечном сечении (лист формата А1).

Иллюстрация результатов теплового и динамического расчетов содержит свернутую и развернутую индикаторные диаграммы, схему КШМ с приложенными силами, графики действующих сил и моментов.

Компоновка кривошипно-шатунного механизма осуществляется согласно исходным данным для курсового проекта и полученных результатов теплового, динамического расчетов и расчетов деталей на прочность.

При этом необходимо обратить особое внимание на взаимное сопряжение и взаимодействие деталей КШМ во всех кинематических положениях за полный оборот коленчатого вала. Для этого необходимо в масштабе представить компоновочный чертеж КШМ в крайних положениях за полный оборот коленчатого вала.

Все принятые технические решения в ходе компоновки обосновываются в тексте пояснительной записки.

Новые технические решения, принятые в ходе конструктивной разработки, приветствуются, учитываются при оценке курсового проекта.

7 ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Выполненный курсовой проект представляется студентом руководителю в установленные сроки для проверки, рецензирования и решения вопроса о допуске к защите. Проверенная работа возвращается студенту для доработки, исправления сделанных замечаний и подготовки к защите.

Курсовой проект, выполненный небрежно, не в полном объеме, к защите не допускается.

При защите студент должен:

1. Сообщить цель, задачи и ход выполнения курсового проекта.
2. Коротко доложить основные параметры и конструктивные особенности работы.
3. Дать четкие ответы на вопросы, касающиеся протекания рабочих процессов, кинематики, динамики, конструкции и расчета двигателя, а также мотивов решений, принятых в ходе проектирования.
4. Сделать выводы по итогам выполнения курсовой работы.
5. После защиты проекта пояснительная записка и графическая часть сдаются на кафедру.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бейлин, В.И. Автомобильные двигатели. Контрольные задания и методические указания для студентов специальности 150200 - Автомобили и автомобильное хозяйство /В.И. Бейлин, Е.В. Орловская. – М.: изд-во МГОУ, 2002 – 93 с.

2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов /В.Н.Луканин, И.В.Алексеев, М.Г.Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 2005.- 392 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов /В.Н.Луканин, И.В.Алексеев, М.Г.Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 2005.- 400 с.

4. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: Учебник для вузов /В.Н.Луканин, И.В.Алексеев, М.Г.Шатров и др. / Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 2005.- 414 с.

5. Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. Для вузов по спец. «Строительные и дорожные машины и оборудование /Хагиян А.С., Морозов К.А., Луканин В.Н. и др.; Под ред. В.Н. Лукина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985. – 311 с.

6. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование / Под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. – М.: Высшая школа, 2005. – 400 с.

7. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей /Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1985.-456 с.

8. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Изд. 4-е / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. – 400 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
1 ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ.....	4
1.1 Справочные данные и принятые обозначения	5
2 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ.....	10
2.1 Параметры рабочего тела	10
2.2 Параметры отработавших газов	10
2.3 Расчет такта впуска ($0 \leq \varphi \leq 180^\circ$).....	11
2.4 Расчет такта сжатия ($180^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$)	13
2.5 Расчет участка подвода тепла	13
2.6 Расчет такта расширения ($360^\circ \leq \varphi \leq 540^\circ$).....	16
2.7 Расчет такта выпуска ($540^\circ \leq \varphi \leq 720^\circ$).....	17
2.8 Индикаторные параметры рабочего цикла.....	17
2.9 Эффективные параметры рабочего цикла	18
2.10 Построение индикаторных диаграмм в координатах p - V	20
2.11 Тепловой баланс	23
2.12 Скоростная характеристика двигателя	26
3 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	29
3.1 Расчет сил, действующих в КШМ.....	31
3.2 Построение развернутой диаграммы нагрузки на поверхность шатунной шейки	44
4 РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ КШМ ДВИГАТЕЛЯ НА ПРОЧНОСТЬ.....	45
4.1 Расчет поршня.....	47
4.2 Расчет поршневого кольца	51
4.3 Расчет поршневого пальца	53
4.4 Расчет стержня шатуна.....	55
5 РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ.....	61
5.1 Расчет системы смазки	61
5.2 Расчет системы охлаждения	64

6 ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	66
7 ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА	67
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	68