

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Рубцовский индустриальный институт
(филиал) федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова»

Факультет Технический
Кафедра «Наземные транспортные системы»

Специальность (направление, профиль)
«Наземные транспортно-технологические комплексы»

Курсовой проект защищен
с оценкой _____

_____ Маршалов Э.С.
подпись Ф.И.О. руководителя вуза

«_____» _____ 2021 г.

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (РАБОТА)

«Расчет бензинового двигателя»

тема курсового проекта (работы)

Пояснительная записка

по дисциплине «Энергетические установки»

КР 23.03.02.04.000 ПЗ

обозначение документа

Студент группы НТК-81з А.В. Минченков

инициалы, фамилия подпись дата

Руководитель
проекта (работы) _____ Э.С. Маршалов

должность, ученое звание подпись инициалы, фамилия

Рубцовск 2021 г.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Рубцовский индустриальный институт
(филиал) федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова»

Кафедра «Наземные транспортные системы»

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (РАБОТУ) № 4

По дисциплине «Энергетические установки»
наименование дисциплины

студент группы НТК-81з А.В. Минченков
фамилия, инициалы

Тема «Расчет бензинового двигателя»

Исходные данные для проектирования (научного исследования)

Мощность двигателя $N_e=50$ кВт; частота вращения коленчатого вала $n_N=4700$
об/мин; число цилиндров $i=4$; рядный; степень сжатия $\epsilon=7,5$; охлаждение -
жидкостное

Содержание пояснительной записки

Введение; 1 Тепловой расчет; 2 Тепловой баланс; 3 Скоростная характеристика;
4 Кинематика; 5 Динамика; 6 Равномерность крутящего момента и
равномерность хода двигателя; 7 Расчет маховика; 8 Расчет поршневой группы;
9 Расчет элементов системы охлаждения; Заключение; Литература

Перечень графического материала

Индикаторная диаграмма; диаграмма теплового баланса; внешняя скоростная
характеристика; диаграммы перемещения, скорости и ускорения поршня;
диаграмма сил, действующих на КШМ; диаграмма крутящего момента;
диаграммы нагрузок на шатунную и корневую шейки

Контрольные точки выполнения курсового проекта (работы)

Дата					
Расчетная часть, %					
Графическая часть, %					
Подпись руководителя					

Срок предоставления проекта (работы) к защите « » 2021 г.

Руководитель проекта Маршалов Э.С.
Ф.И.О. подпись

Содержание

Введение	4
1 Тепловой расчет	5
1.1 Топливо	5
1.2 Параметры рабочего тела	5
1.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы	6
1.4 Процесс впуска	7
1.5 Процесс сжатия	8
1.6 Процесс сгорания	9
1.7 Процесс расширения и выпуска	11
1.8 Индикаторные параметры рабочего цикла	12
1.9 Эффективные показатели двигателя	13
1.10 Основные параметры цилиндра и двигателя	14
1.11 Построение индикаторной диаграммы	16
2 Тепловой баланс	18
3 Скоростная характеристика	19
4 Кинематика	20
4.1 Выбор λ и длина $L_{ш}$ шатуна	20
5 Динамика	22
5.1 Силы давления газов	22
5.2 Приведение масс частей кривошипно–шатунного механизма	22
5.3 Удельные и полные силы инерции	23
5.4 Удельные суммарные силы	24
5.5 Крутящие моменты	25
5.6 Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала	26
5.7 Силы, действующие на колено вала	28
5.8 Силы, действующие на коренные шейки	29
6 Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя	31
7 Расчет маховика	31
8 Расчет поршневой группы	32
8.1 Расчет поршня	32
8.2 Расчет поршневого кольца	34
8.3 Расчет поршневого пальца	35
9 Расчет элементов системы охлаждения	38
9.1 Расчет жидкостного насоса	38
9.2 Расчет поверхности охлаждения жидкостного радиатора	40
9.3 Расчет вентилятора	41
Заключение	44
Литература	45

Введение

С каждым годом растет число моделей и модификаций автотракторных двигателей. Все двигатели, являясь силовыми агрегатами, должны обеспечивать движение транспортного средства при постоянно изменяющихся условиях и режимах их работы. Кроме того, являясь достаточно сложной системой, любой двигатель должен вбирать в себя многие достижения постоянно развивающихся различных отраслей науки: химии, физики, гидравлики, аэродинамики, теплотехники, электроники, металлургии и др.

В данной курсовой работе будет проведен тепловой расчет, тепловой баланс, кинематика и динамика бензинового двигателя.

					КР 23.03.02.04.000 ПЗ	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		

1 Тепловой расчет

Исходные данные:

Эффективная мощность двигателя $N_e=50,0$ кВт; номинальная частота вращения коленчатого вала $n_N=4700$ об/мин; двигатель четырехцилиндровый, $i=4$; рядный; степень сжатия $\epsilon=7,5$;

Тепловой расчет производится для четырех скоростных режимов:

$$n_1=n_{\min}=1000 \text{ об/мин}$$

$$n_2=3000 \text{ об/мин}$$

$$n_3= n_N= 4700 \text{ об/мин}$$

$$n_4=n_{\max}=5500 \text{ об/мин}$$

1.1 Топливо

В соответствии с заданной степенью сжатия $\epsilon=7,5$ для рассчитываемого двигателя принимаем топливо – бензин марки АИ-80.

Средний элементарный состав топлива

$$C = 0,855; H = 0,145; m_T=115 \text{ кг/кмоль.}$$

Низшая теплота сгорания топлива

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O-S) - 2,51(9H + W);$$

$$H_u=33,91 \cdot 0,855+125,60 \cdot 0,145-2,51 \cdot 9 \cdot 0,145=43,9 \text{ МДж/кг}=43930 \text{ кДж/кг}$$

1.2 Параметры рабочего тела

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,888}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \text{ кмоль возд/кг}$$

топл;

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957 \text{ кг возд/кг топл.}$$

Коэффициент избытка воздуха. Принимаем для карбюраторного двигателя $\alpha=0,86$ при $n_1=1000$ об/мин

$$\alpha=0,96 \text{ при } n_2=3000 \text{ об/мин}$$

$$n_3=4700 \text{ об/мин}$$

					КР 23.03.02.04.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		5

$$n_4 = n_{\max} = 5500 \text{ об/мин}$$

Количество свежего заряда:

$$M_1 = \alpha L_0 \cdot \frac{1}{m_T} = 0,96 \cdot 0,516 + \frac{1}{0,515} = 0,5041 \text{ кмоль гор.см./кг топл.}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при $K=0,5$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{0,855}{12} - 2 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0655 \text{ кмоль CO}_2/\text{кг топл.}$$

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0057 \text{ кмоль CO/кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0696 \text{ кмоль H}_2\text{O/кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2} = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0029 \text{ кмоль H}_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,792 \alpha L_0 = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,516 = 0,3923 \text{ кмоль N}_2/\text{кг топл.}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2}$$

$$M_2 = 0,0655 + 0,0057 + 0,0696 + 0,0029 + 0,3923 = 0,5360 \text{ кмоль пр.сгор./кг топл.}$$

1.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы

Атмосферные условия

$$p_0 = 0,1 \text{ МПа}; T_0 = 293 \text{ К}$$

Давление окружающей среды:

$$p_k = p_0 = 0,1 \text{ МПа.}$$

Температура окружающей среды:

$$T_k = T_0 = 293 \text{ К.}$$

Температура и давление остаточных газов

$$T_r = 1045 \text{ К, } p_r = 1,18 \cdot p_0 = 1,18 \cdot 0,1 = 0,118 \text{ МПа.}$$

Тогда

$$p_r = 0,1(1,035 + A_p \cdot 10^{-8} n^2) = 0,1 \cdot (1,035 + 0,906 \cdot 10^{-8} \cdot n^2);$$

					КР 23.03.02.04.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		6

$$A_p = \frac{(p_r - p_0 \cdot 1,035)10^8}{n_e^2 p_0} = \frac{(0,118 - 0,1 \cdot 1,035)10^8}{4700^2 \cdot 0,1} = 0,5575.$$

1.4 Процесс впуска

Температура подогрева свежего заряда: $\Delta T = 8^\circ \text{C}$.

Плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B T_K}$$

$$\rho_k = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ кг/м}^3.$$

Потери давления на впуске в двигателе:

принимая $\omega_{вп} = 95 \text{ м/с}$; $\beta^2 + \xi_{вп} = 2,8$

$$A_n = \frac{\omega_{вп}}{n_e};$$

$$A_n = \frac{95}{4700} = 0,01863 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{вп}) A_n^2 \cdot \rho_k \cdot n^2}{2};$$

$$\Delta p_a = \frac{2,8 \cdot 0,01863^2 \cdot 4700^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,015 \text{ МПа}.$$

Давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a$$

$$p_a = 0,1 - 0,015 = 0,085 \text{ МПа}$$

Коэффициент остаточных газов

принимая $\phi_{оч} = 1$; $\phi_{доз} = 1,08$;

при $n_{min} = 1000 \text{ об/мин}$ $\phi_{доз} = 0,95$

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\phi_{оч} p_r}{\epsilon \phi_{доз} p_a - \phi_{оч} p_r};$$

$$\gamma_r = \frac{293 + 8}{1045} \cdot \frac{1 \cdot 0,118}{7,5 \cdot 1,1 \cdot 0,085 - 1 \cdot 0,118} = 0,0568$$

Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r};$$

$$T_a = \frac{293 + 8 + 0,0568 \cdot 1045}{1 + 0,0568} = 341 \text{ K}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_0}{(T_0 + \Delta T)} \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} (\phi_{\text{доз}} \epsilon p_a - \phi_{\text{оч}} p_r)$$

$$\eta_v = \frac{293}{293 + 8} \cdot \frac{1}{7,5 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} \cdot (1,1 \cdot 7,5 \cdot 0,085 - 1 \cdot 0,118) = 0,8561$$

Таблица 1 – Процесс впуска

Параметры	Обороты коленвала двигателя n_e			
	1000	3000	4700	5500
α	0,86	0,96	0,96	0,96
T_r	900	1000	1045	1065
p_r	0,104	0,109	0,118	0,124
ΔT	16,9	12,5	8	6,1
Δp_a	0,001	0,005	0,015	0,021
p_a	0,099	0,095	0,085	0,079
$\phi_{\text{доз}}$	0,95	1,02	1,08	1,11
γ_r	0,0569	0,0515	0,0568	0,0622
T_a	342	340	341	344
η_v	0,8754	0,9123	0,8561	0,8067

1.5 Процесс сжатия

Средние показатели адиабаты и политропы сжатия. При работе двигателя на номинальном режиме можно с достаточной степенью точности принять показатель политропы сжатия приблизительно равным показателю адиабаты сжатия, который определяется по номограмме:

при $\epsilon = 7,5$ и $T_a = 341 \text{ K}$ $k_1 = 1,378$; $n_1 = 1,3775$

Давление и температура в конце сжатия

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1};$$

$$p_c = 0,085 \cdot 7,5^{1,3775} = 1,440 \text{ МПа};$$

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1};$$

$$T_c = 341 \cdot 7,5^{1,3775 - 1} = 740 \text{ K}.$$

Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

а) воздуха

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c$$

где $t_c = T_c - 273 = 740 - 273 = 467^\circ\text{C}$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 467 = 21,832 \text{ кДж / кмоль} \cdot \text{град}$$

б) остаточных газов (определяется по таблице методом интерполяции) при $\alpha=0,96$ и $t_c = 467^\circ\text{C}$:

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_c} = 23,899 \text{ кДж / кмоль} \cdot \text{град}.$$

в) рабочей смеси

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc_v'')_{t_0}^{t_c} \right];$$

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,0568} \cdot [21,832 + 0,0568 \cdot 23,899] = 21,943 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}.$$

Таблица 2 – Процесс сжатия

Параметры	Обороты коленвала двигателя n_e			
	1000	3000	4700	5500
k_i	1,3778	1,3781	1,378	1,3775
n_i	1,371	1,3767	1,3775	1,377
p_c	1,655	1,606	1,44	1,337
T_c	733	737	740	746
t_c	460	464	467	473
$(mc_v)_{t_0}^{t_c}$	21,813	21,824	21,832	21,848
$(mc_v'')_{t_0}^{t_c}$	23,576	23,886	23,899	23,925
$(mc_v')_{t_0}^{t_c}$	21,908	21,925	21,943	21,97

1.6 Процесс сгорания

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1};$$

$$\mu_0 = \frac{0,536}{0,5041} = 1,0633.$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r};$$

$$\mu = \frac{1,0633 + 0,0568}{1 + 0,0568} = 1,0599$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0;$$

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - 0,96) \cdot 0,516 = 2476 \text{ кДж/кг}$$

Теплота сгорания рабочей смеси:

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)};$$

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{43930 - 2476}{0,5041 \cdot (1 + 0,0568)} = 77814 \text{ кДж/кмоль раб. см.}$$

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания

$$(mc''_V)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (mc''_{VCO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{CO} (mc''_{VCO})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc''_{VH_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2} (mc''_{VH_2})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc''_{VN_2})_{t_0}^{t_z} \right]$$

$$(mc''_V)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{0,536} \cdot [0,0655 \cdot (39,123 + 0,003349t_z) + 0,0057 \cdot (22,49 + 0,00143t_z) + 0,0696 \cdot (26,67 + 0,004438t_z) + 0,0029 \cdot (19,678 + 0,001758t_z) + 0,3923 \cdot (21,951 + 0,001457t_z)] = 24,656 + 0,002077t_z$$

кДж/(кмоль град)

Коэффициент использования теплоты для карбюраторных двигателей можно принять $\xi_z = 0,92$.

Температура в конце видимого процесса сгорания

$$\xi_z H_{\text{раб.см.}} + \left[(mc'_V)_{t_0}^{t_c} \right] t_c = \mu (mc''_p)_{t_0}^{t_z} t_z;$$

$$0,92 \cdot 77814 + 21,943 \cdot 467 = 1,0599 \cdot (24,656 + 0,002077t_z) t_z$$

$$79796 = 26,133t_z + 0,002201t_z^2$$

$$t_z = \frac{-26,133 + \sqrt{26,133^2 + 4 \cdot 0,002201 \cdot 79796}}{2 \cdot 0,002201} = 2519^\circ\text{C}$$

$$T_z = 2519 + 273 = 2792 \text{ К}$$

Максимальное давление:

					КР 23.03.02.04.000 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		

$$p_z = \frac{p_c \mu T_z}{T_c};$$

$$p_z = \frac{1,44 \cdot 1,0599 \cdot 2792}{740} = 5,759 \text{ МПа};$$

$$p_{zd} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 5,759 = 4,895 \text{ МПа}.$$

Степень повышения давления

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

$$\lambda = \frac{5,759}{1,44} = 3,999.$$

Таблица 3 – Процесс сгорания

Параметры	Обороты коленвала двигателя n_c			
	1000	3000	4700	5500
μ_0	1,0944	1,0633	1,0633	1,0633
μ	1,0893	1,0602	1,0599	1,0596
ΔH_u	8665	2476	2476	2476
$H_{\text{раб.см.}}$	73738	78206	77814	77418
$(mc''_V)_{t_0}^{t_z}$	24,298+0,002033 t_z	24,656+0,002077 t_z		
ξ_{zz}	0,82	0,92	0,92	0,88
t_z	2209	2534	2519	2429
T_z	2482	2807	2792	2702
p_z	6,104	6,485	5,759	5,131
p_{zd}	5,188	5,512	4,895	4,361
λ	3,688	4,038	3,999	3,838

1.7 Процесс расширения и выпуска

Средние показатели адиабаты и политропы расширения выбираются следующим образом. На номинальном режиме можно принять показатель политропы расширения несколько меньше показателя адиабаты расширения, который определяется по номограмме при $\varepsilon = 7,5$, $T_z = 2792 \text{ К}$, $\alpha = 0,96$:

$$k_2 = 1,2523 \quad n_2 = 1,2515$$

Давление и температура в конце расширения

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}};$$

$$p_b = \frac{5,759}{7,5^{1,2515}} = 0,440 \text{ МПа};$$

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}};$$

$$T_b = \frac{2792}{7,5^{1,2515-1}} = 1666\text{K}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}};$$

$$T_r = \frac{1666}{\sqrt[3]{\frac{0,44}{0,118}}} = 1074\text{K};$$

$$\Delta = \frac{100 \cdot (1074 - 1045)}{1045} = 2,8\%, \text{ что допустимо.}$$

Таблица 4 – Процесс расширения и выпуска

Параметры	Обороты коленвала двигателя n_e			
	1000	3000	4700	5500
k_2	1,2614	1,2518	1,2523	1,2531
n_2	1,2609	1,2513	1,2515	1,2529
p_b	0,458	0,496	0,44	0,391
T_b	1452	1675	1666	1607
T_r	886	1011	1074	1096
$\Delta T_r, \%$	-1,6	1,1	2,8	2,9

1.8 Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_i = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right];$$

$$p'_i = \frac{1,44}{7,5 - 1} \cdot \left[\frac{3,999}{1,2515 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{7,5^{1,2515-1}} \right) - \frac{1}{1,3775 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{7,5^{1,3775-1}} \right) \right] = 1,056\text{МПа}$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = p'_i \phi_u;$$

$$p_i = 1,056 \cdot 0,96 = 1,014\text{ МПа}$$

где $\phi_u = 0,96$ – коэффициент полноты диаграммы.

Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_v};$$

$$\eta_i = \frac{1,014 \cdot 14,957 \cdot 0,96}{43,93 \cdot 1,189 \cdot 0,8561} = 0,326.$$

Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i};$$

$$g_i = \frac{3600}{43,93 \cdot 0,326} = 251 \text{ г/(кВт ч)}$$

1.9 Эффективные показатели двигателя

Предварительно принимаем ход поршня $S = 72$ мм.

Тогда
$$v_{п.ср.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4};$$

$$v_{п.ср.} = \frac{72 \cdot 4700}{3 \cdot 10^4} = 12,24 \text{ м / с}$$

Среднее давление механических потерь

$$p_m = 0,034 + 0,0113 \cdot 12,24 = 0,172 \text{ МПа}$$

Среднее эффективное давление и механический к.п.д.

$$p_e = p_i - p_m;$$

$$p_e = 1,014 - 0,172 = 0,842 \text{ МПа}$$

Механический КПД

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

$$\eta_m = \frac{0,842}{1,014} = 0,830.$$

Эффективный к.п.д. и эффективный удельный расход топлива

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m;$$

$$\eta_e = 0,326 \cdot 0,830 = 0,271$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e};$$

$$g_e = \frac{3600}{43,93 \cdot 0,271} = 302 \text{ г/(кВт ч)}$$

Таблица 5 – Индикаторные и эффективные параметры двигателя

Параметры	Обороты коленвала двигателя n_e			
	1000	3000	4700	5500
p'_i	1,077	1,192	1,056	0,928
p_i	1,034	1,144	1,014	0,891
η_i	0,291	0,345	0,326	0,304
g_i	282	238	251	270
$V_{п.ср.}$	2,4	7,2	12,24	14,4
p_m	0,061	0,115	0,172	0,197
p_e	0,973	1,029	0,842	0,694
η_m	0,941	0,899	0,83	0,779
η_e	0,274	0,31	0,271	0,237
g_e	299	264	302	346

1.10 Основные параметры цилиндра и двигателя

Литраж двигателя

$$V_l = \frac{30\tau N_e}{p_e n};$$

$$V_l = \frac{30 \cdot 4 \cdot 50,0}{0,842 \cdot 4700} = 1,258 \text{ л}$$

Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{V_l}{i};$$

$$V_h = \frac{1,258}{4} = 0,315 \text{ л}$$

Диаметр и ход поршня двигателя, как правило, выполняются с отношением хода поршня к диаметру цилиндра $S/D = \geq 1$. Принимаем $S/D = 1$.

$$D = 2 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}};$$

$$D = 2 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{0,315}{3,14 \cdot 72}} = 74,7 \text{ мм}$$

Окончательно принимаем $D=S=74 \text{ мм}$

По окончательно принятым значениям определяем основные параметры и показатели двигателя:

$$V_{\text{л}} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6};$$

$$V_{\text{л}} = \frac{3,14 \cdot 74^2 \cdot 74 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 1,272 \text{ л}$$

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 10^6};$$

$$F_{\text{п}} = \frac{3,14 \cdot 74^2}{4 \cdot 10^6} = 42,99 \text{ см}^2$$

$$N_{\text{е}} = \frac{p_{\text{е}} \cdot V_{\text{л}} \cdot n}{30\tau};$$

$$N_{\text{е}} = \frac{0,842 \cdot 1,272 \cdot 4700}{30 \cdot 4} = 50,5 \text{ кВт}$$

$$M_{\text{е}} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{\text{е}}}{\pi \cdot n};$$

$$M_{\text{е}} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 50,5}{3,14 \cdot 4700} = 85,2 \text{ Нм}$$

$$G_{\text{Т}} = N_{\text{е}} \cdot g_{\text{е}} \cdot 10^{-3};$$

$$G_{\text{Т}} = 50,5 \cdot 302 \cdot 10^{-3} = 13,7 \text{ кг/ч}$$

$$N_{\text{л}} = \frac{N_{\text{е}}}{V_{\text{л}}};$$

$$N_{\text{л}} = \frac{50,5}{1,272} = 35,8 \text{ кВт / л}$$

Таблица 6 – Основные параметры и показатели двигателя

Параметры	Обороты коленвала двигателя n _е			
	1000	3000	4700	5500
F _п , см ²	42,99			
V _л , л	1,272			
N _е , кВт	10,3	32,7	50,5	48,1
N _л , кВт/л	8,1	25,7	35,8	34,7
M _е , кН·м	98,4	104,1	85,2	70,2
G _Т , кг/ч	3,1	8,6	13,7	15,3

1.11 Построение индикаторной диаграммы

Масштабы диаграммы: масштаб хода поршня $M_s = 1$ мм в мм, масштаб давлений $M_p = 0,04$ МПа/мм.

Приведенные величины, соответствующие рабочему объему цилиндра и объему камеры сгорания:

$$AB = \frac{S}{M_s}$$

$$AB = \frac{74}{1} = 74 \text{ мм}$$

$$OA = \frac{AB}{\epsilon - 1}$$

$$OA = \frac{74}{7,8 - 1} = 10,9 \text{ мм}$$

Максимальная высота диаграммы (точка z)

$$\frac{p_z}{M_p} = \frac{5,759}{0,04} = 144,0 \text{ мм}$$

Ординаты характерных точек:

$$\frac{p_a}{M_p} = \frac{0,085}{0,04} = 2,1 \text{ мм}$$

$$\frac{p_r}{M_p} = \frac{0,118}{0,04} = 3,0 \text{ мм}$$

$$\frac{p_0}{M_p} = \frac{0,1}{0,04} = 2,5 \text{ мм}$$

$$\frac{p_c}{M_p} = \frac{1,44}{0,04} = 36,0 \text{ мм}$$

$$\frac{p_b}{M_p} = \frac{0,44}{0,04} = 11,0 \text{ мм}$$

Построение политроп сжатия и расширения производится графическим способом:

а) для луча ОС принимаем угол $\alpha = 15^\circ$

б) $\text{tg} \beta_1 = (1 + \text{tg} \alpha)^{n_1} - 1$

$$\beta_1=21^\circ$$

в) используя лучи OD и OC, строим политропу сжатия, начиная с точки с;

$$\text{г) } \operatorname{tg} \beta_2 = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n^2} - 1$$

$$\beta_2=19^\circ$$

д) используя лучи ОУ и ОС, строим политропу расширения, начиная с точки z.

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p_i' = \frac{F'M_p}{AB},$$

где F' - площадь диаграммы asz'zba.

$$p_i' = \frac{1950 \cdot 0,04}{74} = 1,054 \text{ МПа}$$

Скругление индикаторной диаграммы производится по формуле:

$$AX = \frac{AB}{2} \left[(1 - \cos \phi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\phi) \right];$$

в соответствии с принятыми фазами газораспределения по таблице 7.

Таблица 7 – Расчет ординат точек

Обозначение точек	Положение точек	ϕ°	$(1 - \cos \phi) + \lambda/4(1 - \cos 2\phi)$	Расстояние точек от в.м.т.(AX)
r'	18° до в.м.т.	18°	0,0626	2,3
a'	25° после в.м.т.	25°	0,1191	4,4
a''	60° после н.м.т.	120°	1,6069	59,5
c'	35° до в.м.т.	35°	0,2277	8,4
f	30° до в.м.т.	30°	0,1696	6,3
b'	55° до н.м.т.	125°	1,6692	61,8

$$p_{c'} = 1,15 p_c = 1,15 \cdot 1,44 = 1,656 \text{ МПа}$$

$$\frac{p_{c'}}{M_p} = \frac{1,656}{0,04} = 41,4 \text{ мм}$$

$$\frac{p_{z_d}}{M_p} = \frac{4,895}{0,04} = 122,4 \text{ мм}$$

2 Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введенной в двигатели при номинальном скоростном режиме:

$$Q_0 = \frac{H_u \cdot G_T}{3,6};$$

$$Q_0 = \frac{43930 \cdot 13,7}{3,6} = 167178 \text{ Дж/с}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e;$$

$$Q_e = 1000 \cdot 50,5 = 50500 \text{ Дж/с};$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_B = \frac{c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m (H_u - \Delta H_u)}{\alpha \cdot H_u};$$

где $c=0,45-0,53$ -коэффициент пропорциональности, примем $c=0,5$; $m=0,5-0,7$ -показатель степени, примем при $n=1000$ об/мин $m=0,6$, а на всех остальных скоростных режимах $m=0,65$.

$$Q_B = \frac{0,5 \cdot 4 \cdot 7,4^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 4700^{0,65} \cdot (43930 - 2476)}{0,96 \cdot 43930} = 48881 \text{ Дж/с}$$

Теплота, унесенная с отработавшими газами:

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} \left\{ M_2 \left[(mc''_v)_{t_r}^{t_r} + 8,315 \right] t_r - M_1 \left[(mc)_{t_0}^{20} + 8,315 \right] t_0 \right\};$$

где $(mc''_v)_{t_0}^{t_r} = 25,316$ кДж/(кмоль · град)-теплоемкость отработавших газов при $\alpha=0,96$ и $t_r=T_r-273=1074-273=801^\circ\text{C}$ определена по таблице для воздуха методом интерполяции.

$$Q_r = \frac{13,7}{3,6} \cdot \left[0,536 \cdot (25,316 + 8,315) \cdot 801 - 0,5041 \cdot (20,775 + 8,315) \cdot 20 \right] = 53832 \text{ Дж/с};$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta H_u \cdot G_T}{3,6};$$

$$Q_{\text{н.с.}} = \frac{2476 \cdot 13,7}{3,6} = 9419 \text{ Дж / с}$$

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{\text{ост}} = Q_0 - (Q_e + Q_v + Q_r + Q_{\text{н.с.}});$$

$$Q_{\text{ост}} = 167178 - (50500 + 48881 + 53832 + 9419) = 9546 \text{ Дж/с};$$

Результаты расчета приведены в таблице 8.

Таблица 8 - Составляющие теплового баланса

Составляющие теплового баланса	Частота вращения двигателя, об/мин							
	1000		3000		4700		5500	
	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %
Теплота эквивалентная эффективной работе	10300	27,2	32700	31,2	50500	29,2	39100	21,6
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	9342	24,7	34621	33	48881	29,2	54327	29,1
Теплота, унесенная с отработавшими газами	8273	21,9	30834	29,4	53832	32,2	61970	33,2
Теплота, потерянная из-за химической неполноты	7462	19,7	5913	5,6	9419	5,6	10519	5,6
Неучтенные потери теплоты	2452	6,5	876	0,8	9546	5,7	15787	8,5
Общее кол-во теплоты, введенное в двигатель	37829	100	104944	100	167178	99,9	186703	100

3 Скоростная характеристика

Скоростную характеристику строим по данным, полученным в тепловом расчете.

Таблица 9 – Данные для построения скоростной характеристики

Частота вращения коленчатого вала, об/мин	N_e , кВт	g_e , г/(кВт·ч)	M_e , Н·м	η_v	G_T , кг/ч	α
1000	10,3	299	98,4	0,8754	3,1	0,86
3000	32,7	264	104,1	0,9123	8,6	0,96
4700	50,5	302	85,2	0,8561	13,7	0,96
5500	48,1	346	70,2	0,8067	15,3	0,96

Коэффициент приспособляемости по скоростным характеристикам:

$$K = \frac{M_{e \max}}{M_{eN}}$$

$$K = \frac{104,1}{85,2} = 1,222 \text{ - характеризует способность двигателя преодолевать}$$

кратковременные перегрузки; для бензинового двигателя.

4 Кинематика

4.1 Выбор λ и длина $L_{ш}$ шатуна

В целях уменьшения высоты двигателя без значительного увеличения инерционных и нормальных сил отношение радиуса кривошипа к длине шатуна предварительно было принято в тепловом расчете $\lambda = 0,285$. При этих условиях

$$L_{ш} = \frac{R}{\lambda},$$

$$L_{ш} = \frac{37}{0,285} = 129,8 \text{ мм}$$

Перемещение поршня.

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

Расчет S_x производится аналитически через каждые 30^0 угла поворота коленчатого вала.

Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = \frac{\pi n}{30};$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 4700}{30} = 534 \text{ рад/с}$$

Скорость поршня

$$v_n = \omega R \left(\sin \phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right);$$

Ускорение поршня

$$j = \omega^2 R (\cos \phi + \lambda \cos 2\phi)$$

Результаты расчетов приведены в таблице 11. По данным таблицы построены графики:

перемещение поршня в масштабе $M_s = 1$ (мм/мм) (рисунок 4,а);

скорость поршня в масштабе $M_v = 1$ ((м/с)/мм) (рисунок 4,б);

ускорение поршня в масштабе $M_j = 300$ ((м/с²)/мм) (рисунок 4,в).

Масштаб угла поворота коленчатого вала $M_\varphi = 3^\circ$ в мм

Таблица 11 – Кинематика

φ	$(1-\cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi)$	S_x , мм	$\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$	V_{π} , м/с	$\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi$	j , м/с ²
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,2850	13558
10	0,0566	2,1000	0,2078	4,1000	1,1928	12585
20	0,1131	4,2000	0,4156	8,2000	1,1007	11613
30	0,1697	6,3000	0,6234	12,3000	1,0085	10640
40	0,3154	11,7000	0,7454	14,7000	0,7915	8351
50	0,4612	17,1000	0,8674	17,1000	0,5745	6061
60	0,6069	22,5000	0,9894	19,5000	0,3575	3772
70	0,7854	29,1000	0,9929	19,6000	0,1433	1512
80	0,9640	35,7000	0,9965	19,7000	-0,0708	-747
90	1,1425	42,3000	1,0000	19,8000	-0,2850	-3007
100	1,2973	48,0333	0,9142	18,1000	-0,4042	-4264
110	1,4521	53,7667	0,8284	16,4000	-0,5233	-5522
120	1,6069	59,5000	0,7426	14,7000	-0,6425	-6779
130	1,7052	63,1333	0,6206	12,2667	-0,6695	-7064
140	1,8034	66,7667	0,4986	9,8333	-0,6965	-7348
150	1,9017	70,4000	0,3766	7,4000	-0,7235	-7633
160	1,9345	71,6000	0,2511	4,9333	-0,7207	-7603
170	1,9672	72,8000	0,1255	2,4667	-0,7178	-7574
180	2,0000	74,0000	0,0000	0,0000	-0,7150	-7544
190	1,9672	72,8000	-0,1255	-2,4667	-0,7178	-7574
200	1,9345	71,6000	-0,2511	-4,9333	-0,7207	-7603
210	1,9017	70,4000	-0,3766	-7,4000	-0,7235	-7633
220	1,8034	66,7667	-0,4986	-9,8333	-0,6965	-7348
230	1,7052	63,1333	-0,6206	-12,2667	-0,6695	-7064
240	1,6069	59,5000	-0,7426	-14,7000	-0,6425	-6779
250	1,4521	53,7667	-0,8284	-16,4000	-0,5233	-5522
260	1,2973	48,0333	-0,9142	-18,1000	-0,4042	-4264
270	1,1425	42,3000	-1,0000	-19,8000	-0,2850	-3007
280	0,9640	35,7000	-0,9965	-19,7000	-0,0708	-747
290	0,7854	29,1000	-0,9929	-19,6000	0,1433	1512
300	0,6069	22,5000	-0,9894	-19,5000	0,3575	3772
310	0,4612	17,1000	-0,8674	-17,1000	0,5745	6061
320	0,3154	11,7000	-0,7454	-14,7000	0,7915	8351
330	0,1697	6,3000	-0,6234	-12,3000	1,0085	10640
340	0,1131	4,2000	-0,4156	-8,2000	1,1007	11613
350	0,0566	2,1000	-0,2078	-4,1000	1,1928	12585
360	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,2850	13558

5 Динамика

5.1 Силы давления газов

Индикаторную диаграмму, полученную в тепловом расчете, развертываем по углу поворота кривошипа по методу Брикса.

Поправка Брикса

$$\frac{R \cdot \lambda}{2 \cdot M_s} = \frac{37 \cdot 0,285}{2 \cdot 1} = 4,9 \text{ мм}$$

где M_s – масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме

Масштаб развернутой диаграммы давления и удельных сил $M_p = 0,04$ (МПа/мм).

По развёрнутой диаграмме через каждые 30° угла поворота кривошипа определяем значение Δp_r и заносим в таблицу 12.

5.2 Приведение масс частей кривошипно–шатунного механизма

С учетом диаметра цилиндра, отношение S/D , рядного расположения цилиндров и достаточно высокого значения p_z , устанавливаем:

масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава приняли $m'_п = 80 \text{ (кг / м}^2\text{)}$);

$$m_п = m'_п F_n;$$

$$m_п = 80 \cdot 0,004299 = 0,3439 \text{ кг}$$

масса шатуна (для стального кованного шатуна принято $m'_ш = 120 \text{ (кг / м}^2\text{)}$);

$$m_ш = m'_ш F_n;$$

$$m_ш = 120 \cdot 0,004299 = 0,5159 \text{ кг}$$

масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для литого чугунного вала принято $m'_к = 110 \text{ (кг / м}^2\text{)}$);

$$m_к = m'_к F_n;$$

$$m_к = 110 \cdot 0,004299 = 0,4729 \text{ кг}$$

масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца

$$m_{ш.п.} = 0,275 \cdot m_{ш}$$

$$m_{ш.п.} = 0,275 \cdot 0,5159 = 0,142 \text{ кг}$$

масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа

$$m_{ш.к.} = 0,725 \cdot m_{ш}$$

$$m_{ш.к.} = 0,725 \cdot 0,5159 = 0,374 \text{ кг}$$

массы, совершающие возвратно-поступательное движение

$$m_i = m_{п.} + m_{ш.п.}$$

$$m_j = 0,3439 + 0,142 = 0,4859 \text{ кг}$$

массы, совершающие вращательное движение

$$m_R = m_{к.} + m_{ш.к.}$$

$$m_R = 0,4729 + 0,374 = 0,8469 \text{ кг}$$

5.3 Удельные и полные силы инерции

Определяем значения силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и заносим в таблицу 12.

Полные силы

$$P_j = -j m_i 10^{-3} \text{ (кН)};$$

Удельные силы

$$p_j = \frac{P_j}{F_n} \text{ (МПа)};$$

Результаты расчетов приведены в таблице 12.

По данным таблицы строим графики удельных сил Δp_r и p (рисунок 5,а).

Центробежная сила инерции вращающихся масс, действующая на кривошип

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

$$K_R = -0,8469 \cdot 0,037 \cdot 534^2 \cdot 10^{-3} = -8,94 \text{ кН}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{Rш} = -m_{ш.к.} R \omega^2$$

$$K_{R_{ш}} = -0,374 \cdot 0,037 \cdot 534^2 \cdot 10^{-3} = -3,95 \text{ кН}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{R_k} = -m_k R \omega^2$$

$$K_{R_k} = -0,4729 \cdot 0,037 \cdot 534^2 \cdot 10^{-3} = -4,99 \text{ кН}$$

5.4 Удельные суммарные силы

Удельная сила (МПа) сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$p = \Delta p_{\Gamma} + p_j;$$

Удельная нормальная сила (МПа):

$$p_N = p \operatorname{tg} \beta;$$

Удельная сила (МПа) действующая вдоль шатуна:

$$p_s = p \left(\frac{1}{\cos \beta} \right);$$

Удельная сила (МПа) действующая по радиусу кривошипа:

$$p_k = \frac{p \cos(\phi + \beta)}{\cos \beta};$$

Удельная и полная тангенциальные силы (МПа и кН):

$$p_T = p \frac{\sin(\phi + \beta)}{\cos \beta}$$

$$\text{и } T = p_T F_n = p_T \cdot 0,004299 \cdot 10^3;$$

Результаты расчетов удельных суммарных сил приведены в таблице 12.

По данным таблицы 12 троем графики удельных суммарных сил p_s , p_N , p_k , p_T (рисунок 5,б).

Среднее значение удельной тангенциальной силы за цикл по данным теплового расчета

$$P_{T.ср.} = \frac{2p_i}{\pi \tau};$$

$$P_{T.ср.} = \frac{2 \cdot 1,014}{3,14 \cdot 4} = 0,161 \text{ МПа}$$

По площади заключенной под кривой P_T :

$$P_{T.ср.} = \frac{(\Sigma F_1 - \Sigma F_2) \cdot M_p}{OB} = 0,164 (\text{МПа});$$

Таблица 12 – Расчет удельных суммарных, полных сил и крутящих моментов

φ°	Δp_i , МПа	j , м/с ²	p_{ji} , МПа	p_i , МПа	$\text{tg}\beta$	p_N , МПа	$\left(\frac{1}{\cos\beta}\right)$	p_s , МПа	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	p_K , МПа	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	p_T , МПа	T , кН	$M_{кр}$, Нм
0	0,018	13558	-1,53	-1,51	0	0	1	-1,51	1	-1,51	0	0	0	0
30	-0,015	10640	-1,2	-1,22	0,144	-0,18	1,01	-1,23	0,794	-0,97	0,625	-0,76	-3,36	-126
60	-0,015	3772	-0,43	-0,45	0,253	-0,11	1,031	-0,46	0,281	-0,13	0,993	-0,45	-1,99	-75
90	-0,015	-3007	0,34	0,33	0,295	0,1	1,043	0,34	-0,295	-0,1	1	0,33	1,46	55
120	-0,015	-6779	0,77	0,76	0,253	0,19	1,031	0,78	-0,719	-0,55	0,74	0,56	2,47	93
150	-0,015	-7633	0,86	0,85	0,144	0,12	1,01	0,86	-0,938	-0,8	0,376	0,32	1,41	53
180	-0,015	-7544	0,85	0,84	0	0	1	0,84	-1	-0,84	0	0	0	0
210	0,02	-7633	0,86	0,88	-0,144	-0,13	1,01	0,89	-0,938	-0,83	-0,376	-0,33	-1,46	-55
240	0,14	-6779	0,77	0,91	-0,253	-0,23	1,031	0,94	-0,719	-0,65	-0,74	-0,67	-2,96	-111
270	0,34	-3007	0,34	0,68	-0,295	-0,2	1,043	0,71	-0,295	-0,2	-1	-0,68	-3	-113
300	0,58	3772	-0,43	0,15	-0,253	-0,04	1,031	0,15	0,281	0,04	-0,993	-0,15	-0,66	-25
330	1,02	10640	-1,2	-0,18	-0,144	0,03	1,01	-0,18	0,794	-0,14	-0,625	0,11	0,49	18
360	1,58	13558	-1,53	0,05	0	0	1	0,05	1	0,05	0	0	0	0
370	4,78	13215	-1,49	3,29	0,5	1,65	1,001	3,29	0,976	3,21	0,222	0,73	3,22	121
390	4,58	10640	-1,2	3,38	0,144	0,49	1,01	3,41	0,794	2,68	0,625	2,11	9,32	290
420	2,82	3772	-0,43	2,39	0,253	0,6	1,031	2,46	0,281	0,67	0,993	2,37	10,47	369
450	1,9	-3007	0,34	2,24	0,295	0,66	1,043	2,34	-0,295	-0,66	1	2,24	9,89	371
480	0,5	-6779	0,77	1,27	0,253	0,32	1,031	1,31	-0,719	-0,91	0,74	0,94	4,15	156
510	0,38	-7633	0,86	1,24	0,144	0,18	1,01	1,25	-0,938	-1,16	0,376	0,47	2,08	78
540	0,18	-7544	0,85	1,03	0	0	1	1,03	-1	-1,03	0	0	0	0
570	0,04	-7633	0,86	0,9	-0,144	-0,13	1,01	0,91	-0,938	-0,84	-0,376	-0,34	-1,5	-56
600	0,018	-6779	0,77	0,79	-0,253	-0,2	1,031	0,81	-0,719	-0,57	-0,74	-0,58	-2,56	-96
630	0,018	-3007	0,34	0,36	-0,295	-0,11	1,043	0,38	-0,295	-0,11	-1	-0,36	-1,59	-60
660	0,018	3772	-0,43	-0,41	-0,253	0,1	1,031	-0,42	0,281	-0,12	-0,993	0,41	1,81	68
690	0,018	10640	-1,2	-1,18	-0,144	0,17	1,01	-1,19	0,794	-0,94	-0,625	0,74	3,27	123
720	0,018	13558	-1,53	-1,51	0	0	1	-1,51	1	-1,51	0	0	0	0

5.5 Крутящие моменты

Крутящий момент одного цилиндра

$$M_{кр.ц.} = TR$$

$$M_{кр.ц.} = 0,037 \cdot 10^3 \cdot T \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Результаты расчетов приведены в таблице 13.

Период изменения крутящего момента

$$\theta = \frac{720}{i} = \frac{720}{4} = 180^\circ$$

Суммирование значений крутящих моментов всех четырех цилиндров двигателя производится табличным методом (таблица 13).

Таблица 13 – Суммарный крутящий момент

φ	Цилиндры								Мкр, Нм
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	φ	Мкр.ц	φ	Мкр.ц	φ	Мкр.ц	φ	Мкр.ц	
0	0	0	180	0	360	0	540	0	0
30	30	-126	210	-55	390	350	570	-56	53
60	60	-75	240	-111	420	393	600	-96	87
90	90	55	270	-113	450	371	630	-60	253
120	120	93	300	-25	480	156	660	68	292
150	150	53	330	18	510	78	690	123	272
180	180	0	360	0	540	0	720	0	0

По полученным данным строим кривую $M_{кр.}$ (рисунок 5,в) в масштабе $M_M=5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ в мм и $M_\phi=1,5^\circ$ в мм.

Средний крутящий момент двигателя по данным теплового расчета:

$$M_{кр.ср.} = M_i = \frac{M_e}{\eta_m}$$

$$M_{кр.ср.} = \frac{85,2}{0,83} = 102,65 (\text{Н} \cdot \text{м});$$

По площади F_M , заключенной под кривой $M_{кр.}$

$$M_{кр.ср.} = \frac{F_1 - F_2}{OA} M_M = 103 (\text{Н} \cdot \text{м});$$

Минимальное и максимальное значение крутящего момента двигателя

$$M_{кр.маx} = 292 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{кр.мин} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

5.6 Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала

Полярную диаграмму силы S , действующей на шатунную шейку, строим графическим сложением векторов сил P_K и T . (Рисунок 6,а).

$$P_K = K + K_{Rш}$$

$$P_K = (K - 3,95) \text{ кН}$$

Масштаб полярной диаграммы: $M_p = 0,12$ (кН в мм);

Диаграмма силы S с центром в точке $O_{ш}$ является полярной диаграммой нагрузки $R_{ш.ш.}$ на шатунную шейку от действия одного шатуна.

Значения силы $R_{ш.ш}$ для различных φ , снятые с полярной диаграммы заносим в таблицу 14 по ним строим диаграмму $R_{ш.ш}$ в прямоугольных координатах. (Рисунок 6,б).

Масштабы развернутой диаграммы.

$M_p = 0,12$ (кН в мм), $M_\varphi = 3^\circ$ (в мм);

Таблица 14 - Силы, действующие на шатунную шейку и колено вала

φ°	T	K	P_K	$R_{ш.ш.}$	K_{PK}
0	0	-6,67	-11,98	12	-18,7
30	-3,36	-4,28	-9,59	10,2	-16,31
60	-1,99	-0,57	-5,88	6,2	-12,6
90	1,46	-0,44	-5,75	5,9	-12,47
120	2,47	-2,43	-7,74	8,1	-14,46
150	1,41	-3,53	-8,84	9	-15,56
180	0	-3,71	-9,02	9	-15,74
210	-1,46	-3,67	-8,98	9,1	-15,7
240	-2,96	-2,87	-8,18	8,7	-14,9
270	-3	-0,88	-6,19	6,9	-12,91
300	-0,66	0,18	-5,13	5,2	-11,85
330	0,49	-0,62	-5,93	6	-12,65
360	0	0,22	-5,09	5,1	-11,81
370	3,22	14,18	8,87	9,4	2,16
390	9,32	11,83	6,52	11,4	-0,2
420	10,47	2,96	-2,35	10,7	-9,07
450	9,89	-2,91	-8,22	12,9	-14,94
480	4,15	-4,02	-9,33	10,2	-16,05
510	2,08	-5,12	-10,43	10,6	-17,15
540	0	-4,55	-9,86	9,9	-16,58
570	-1,5	-3,71	-9,02	9,1	-15,74
600	-2,56	-2,52	-7,83	8,2	-14,55
630	-1,59	-0,49	-5,8	6	-12,52
660	1,81	-0,53	-5,84	6,1	-12,56
690	3,27	-4,15	-9,46	10	-16,18
720	0	-6,67	-11,98	12	-18,7

По развернутой диаграмме $R_{ш.ш}$ определяем:

$$R_{ш.ш \text{ ср.}} = \frac{M_p F}{OB} = 6,4 (\text{кН});$$

$R_{ш.ш \text{ max}} = 12,9$ (кН),

$R_{ш.ш \text{ min}} = 5,1$ (кН);

По полярной диаграмме строим диаграмму износа шатунной шейки (рисунок 6,в).

Сумму сил $R_{ш.ш i}$, действующих по каждому лучу диаграммы износа (от 1-го до 12-го), определяем с помощью таблицы 15 (значение $R_{ш.ш i}$ в таблице 15

выражены в кН). По диаграмме износа (рисунок 6,в) определяем положение оси масляного отверстия: $\varphi_i = 45^\circ$.

Таблица 15 – Данные для построения диаграммы износа шатунной шейки

φ°	Значение $R_{ш.ш.i}$ Кн, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	12	12	12	-	-	-	-	-	-	-	12	12
30	10,2	10,2	10,2	-	-	-	-	-	-	-	-	10,2
60	6,2	6,2	6,2	-	-	-	-	-	-	-	-	6,2
90	5,9	5,9	-	-	-	-	-	-	-	-	5,9	5,9
120	8,1	8,1	-	-	-	-	-	-	-	-	8,1	8,1
150	9	9	-	-	-	-	-	-	-	-	9	9
180	9	9	9	-	-	-	-	-	-	-	9	9
210	9,1	9,1	9,1	-	-	-	-	-	-	-	-	9,1
240	8,7	8,7	8,7	-	-	-	-	-	-	-	-	8,7
270	6,9	6,9	6,9	-	-	-	-	-	-	-	-	6,9
300	5,2	5,2	5,2	-	-	-	-	-	-	-	5,2	5,2
330	6	6	-	-	-	-	-	-	-	-	6	6
360	5,1	5,1	5,1	-	-	-	-	-	-	-	5,1	5,1
390	-	-	-	-	-	-	8,9	8,9	8,9	8,9	8,9	-
420	-	-	-	-	-	-	-	-	10,2	10,2	10,2	10,2
450	12,9	-	-	-	-	-	-	-	-	12,9	12,9	12,9
480	10,2	10,2	-	-	-	-	-	-	-	-	10,2	10,2
510	10,6	10,6	10,6	-	-	-	-	-	-	-	10,6	10,6
540	9,9	9,9	9,9	-	-	-	-	-	-	-	9,9	9,9
570	9,1	9,1	9,1	-	-	-	-	-	-	-	-	9,1
600	8,2	8,2	8,2	-	-	-	-	-	-	-	-	8,2
630	6	6	6	-	-	-	-	-	-	-	-	6
660	6,1	6,1	6,1	-	-	-	-	-	-	-	6,1	6,1
690	10	10	10	-	-	-	-	-	-	-	10	10
$\Sigma R_{ш.ш.i}$	162,2	149,3	110,1	0	0	0	8,9	8,9	19,1	32	127,1	172,4

5.7 Силы, действующие на колено вала

Суммарные силы, действующие на колена вала по радиусу кривошипа

$$K_{PK} = P_K + K_{Rk}$$

$$K_{PK} = (P_K - 4,99) \text{кН}$$

Результирующая сила действующая на колено вала $\bar{R}_K$, определяется по диаграмме $R_{шш}$. векторы из полюса O_K до соответствующих точек на полярной диаграмме в масштабе R_K , значения которых для различных φ заносим в таблицу 16.

5.8 Силы, действующие на коренные шейки

Коленчатый вал рассчитываемого двигателя пятиопорный, с кривошипами, расположенными под углом 180° . Порядок работы цилиндров 1-3-4-2.

Сила действующие на первую и пятую коренные шейки

$$R_{кш1} = -0,5 R_{к1}.$$

$$R_{кш5} = -0,5 R_{к4}$$

изменение сил $R_{кш1}$ и $R_{кш5}$ в зависимости от φ показывают полярные диаграммы $R_{к1}$, но повернутые на 180° .

Сила действующие на вторую, третью и четвертую коренные шейки:

$$R_{кшi} = \sqrt{T_{ki}^2 + K_{ki}^2}$$

Сделаем расчет на примере второй коренной шейки. В соответствии с порядком работы цилиндров двигателя силы, действующие на 2-й кривошип, смещены относительно сил, действующих на 1-й кривошип на 180° угла поворота коленчатого вала.

Расчет сил $T_{к1}$ и $K_{рк1}$ приведен в таблице 16, а полярная диаграмма $R_{кш2}$, построенная геометрическим сложением, представлена на рисунке 7,а. Масштаб полярной диаграммы $M_p = 0,1$ (Кн в мм);

Диаграмма $R_{кш2}$ перестроенная в прямоугольные координаты, представлена на рисунке 7,б. Масштаб развернутой диаграммы $M_p = 0,1$ (Кн в мм). По этой диаграмме определяем.

$$R_{кш1ср} = 4,8 \text{ кН}$$

$$R_{кш1max} = 9,5 \text{ кН}$$

$$R_{кш1min} = 0,8 \text{ кН}.$$

По полярной диаграмме нагрузки на коренную шейку строим диаграмму износа (Рисунок 7,в). Расчетные точки диаграммы представлены в таблице 17.

Таблица 16 – Расчет коренной шейки

φ°	$\varphi^\circ_{к1}$	Крк1	T1	$\varphi^\circ_{к2}$	Крк2	T2	$T_{к2} = -0,5(T1-T2)$	$K_{к2} = -0,5 (K_{рк1} - K_{рк2})$	Rкш2
0	0	-18,7	0	180	-15,74	0	0	1,48	1,5
30	30	-16,31	-3,36	210	-15,7	-1,46	0,95	0,31	1
60	60	-12,6	-1,99	240	-14,9	-2,96	-0,49	-1,15	1,3
90	90	-12,47	1,46	270	-12,91	-3	-2,23	-0,22	2,2
120	120	-14,46	2,47	300	-11,85	-0,66	-1,57	1,31	2
150	150	-15,56	1,41	330	-12,65	0,49	-0,46	1,46	1,5
180	180	-15,74	0	360	-11,81	0	0	1,97	2
190	190	-15,73	-0,76	370	2,16	3,22	1,99	8,95	9,2
210	210	-15,7	-1,46	390	-2,23	7,73	4,6	6,74	8,2
240	240	-14,9	-2,96	420	-9,25	9,85	6,41	2,83	7
270	270	-12,91	-3	450	-14,94	9,89	6,45	-1,02	6,5
300	300	-11,85	-0,66	480	-16,05	4,15	2,41	-2,1	3,2
330	330	-12,65	0,49	510	-17,15	2,08	0,8	-2,25	2,4
360	360	-11,81	0	540	-16,58	0	0	-2,39	2,4
370	370	2,16	3,22	550	-16,42	-0,68	-1,95	-9,29	9,5
390	390	-2,23	7,73	570	-15,74	-1,5	-4,62	-6,76	8,2
420	420	-9,25	9,85	600	-14,55	-2,56	-6,21	-2,65	6,8
450	450	-14,94	9,89	630	-12,52	-1,59	-5,74	1,21	5,9
480	480	-16,05	4,15	660	-12,56	1,81	-1,17	1,75	2,1
510	510	-17,15	2,08	690	-16,18	3,27	0,6	0,48	0,8
540	540	-16,58	0	720	-18,7	0	0	-1,06	1,1
570	570	-15,74	-1,5	30	-16,31	-3,36	-0,93	-0,28	1
600	600	-14,55	-2,56	60	-12,6	-1,99	0,29	0,98	1
630	630	-12,52	-1,59	90	-12,47	1,46	1,53	0,02	1,5
660	660	-12,56	1,81	120	-14,46	2,47	0,33	-0,95	1
690	690	-16,18	3,27	150	-15,56	1,41	-0,93	0,31	1
720	720	-18,7	0	180	-15,74	0	0	1,48	1,5

Таблица 17 – Расчет диаграммы износа на коренную шейку

φ°	Значение $R_{\text{ш.ш.}} \text{ Кн. для лучей}$											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	-	-	-	-	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	-	-	-
30	-	-	-	-	-	-	-	1	1	1	1	-
60	1,3	1,3	1,3	-	-	-	-	-	-	-	-	1,3
90	-	2,2	2,2	2,2	2,2	-	-	-	-	-	-	-
120	-	-	-	2	2	2	2	-	-	-	-	-
150	-	-	-	-	1,5	1,5	1,5	1,5	-	-	-	-
180	-	-	-	-	2	2	2	2	2	-	-	-
210	-	-	-	-	-	-	8,2	8,2	8,2	8,2	-	-
240	-	-	-	-	-	-	-	7	7	7	7	-
270	-	-	-	-	-	-	-	-	6,5	6,5	6,5	6,5
300	3,2	-	-	-	-	-	-	-	-	3,2	3,2	3,2
330	2,4	2,4	-	-	-	-	-	-	-	-	2,4	2,4
360	2,4	2,4	2,4	-	-	-	-	-	-	-	2,4	2,4
390	8,2	8,2	8,2	8,2	-	-	-	-	-	-	-	-
420	-	6,8	6,8	6,8	6,8	-	-	-	-	-	-	-
450	-	-	5,9	5,9	5,9	5,9	-	-	-	-	-	-
480	-	-	-	2,1	2,1	2,1	2,1	-	-	-	-	-
510	-	-	-	-	-	-	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	-
540	-	-	-	-	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	-	-	-
570	-	1	1	1	1	-	-	-	-	-	-	-
600	-	-	-	-	-	1	1	1	1	-	-	-
630	-	-	-	-	-	-	-	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
660	1	1	-	-	-	-	-	-	-	-	1	1
690	-	-	1	1	1	1	-	-	-	-	-	-
$\Sigma R_{\text{ш.ш.}}$	18,5	25,3	28,8	29,2	27,1	18,1	20,2	25,6	30,6	28,2	25,8	18,3

6 Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя

Равномерность крутящего момента

$$\mu = \frac{M_{кр. max} - M_{кр. min}}{M_{кр. ср}};$$

$$\mu = \frac{292 - 0}{103} = 2,83.$$

Избыточная работа крутящего момента

$$L_{изб} = F_{abc} M_M M'_\phi;$$

$$L_{изб} = 1258 \cdot 5 \cdot 0,0349 = 219,5 \text{ Дж},$$

где F_{abc} – площадь над прямой среднего крутящего момента, мм²;

$$M'_\phi = \frac{4\pi}{iOA} = \frac{4 \cdot 3,14}{4 \cdot 90} = 0,0349 \text{ рад в мм – масштаб угла поворота вала на}$$

диаграмме $M_{кр}$.

Равномерность хода двигателя принимаем $\delta=0,01$.

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

$$J_0 = \frac{L_{изб}}{(\delta\omega)^2};$$

$$J_0 = \frac{219,5}{0,01 \cdot 534^2} = 0,077 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

7 Расчет маховика

Выбираем диаметр маховика. Для приближенных расчетов можно принять $D_{ср} = (2 \div 3)S = 2,5 \cdot 0,074 = 0,185 \text{ м}$, где S – ход поршня, м.

По условиям прочности внешний диаметр маховика должен быть выбран с учетом обеспечения допустимых окружных скоростей $v_m \leq 40 \div 45 \text{ м/с}$.

$$v_m = \frac{\pi D_m n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,185 \cdot 4700}{60} = 49,4 \text{ м/с}.$$

Масса маховика:

$$m_m = \frac{4J_m}{D_{ср}^2};$$

где J_M – момент инерции маховика. Для расчета можно принять $J_M = 0,8 \div 0,9 J_0 = 0,85 \cdot 0,077 = 0,065 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

$$m_M = \frac{4 \cdot 0,065}{0,185^2} = 7,597 \text{ кг}.$$

8 Расчет поршневой группы

8.1 Расчет поршня

На основании данных расчетов (теплового, скоростной характеристики и динамического) получили: диаметр цилиндра $D=74 \text{ мм}$, ход поршня $S=74 \text{ мм}$, Действительное максимальное давление сгорания $p_{zd}=4,895 \text{ МПа}$ при $n_M=4700 \text{ об/мин}$, площадь поршня $F_n=42,99 \text{ см}^2$, наибольшую нормальную силу $N_{max}=0,0071 \text{ МН}$ при $\varphi=370^\circ$, массу поршневой группы $m_n=0,3439 \text{ кг}$, частоту вращения $n_{x.x.max}=5500 \text{ об/мин}$ и $\lambda=0,285$.

Принимаем: толщину днища поршня $\delta=7,5 \text{ мм}$, высоту поршня $H=88 \text{ мм}$, высоту юбки поршня $h_{ю}=58 \text{ мм}$, радиальную толщину кольца $t=3,5 \text{ мм}$, радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t=0,8 \text{ мм}$, толщину стенки головки поршня $s=5 \text{ мм}$, величину верхней кольцевой перемычки $h_n=3,5 \text{ мм}$, число и диаметр масляных каналов в поршне $n'_M=10$ и $d_M=1 \text{ мм}$. Материал поршня – алюминиевый сплав, $\alpha_n=22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$, материал гильзы цилиндра – чугун, $\alpha_{ц}=11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$.

Напряжение изгиба в днище поршня

$$\sigma_{из} = p_{zd} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2$$

где $r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) = \frac{74}{2} - (5 + 3,5 + 0,8) = 27,7 \text{ мм}$

$$\sigma_{из} = 4,895 \cdot \left(\frac{27,7}{7,5} \right)^2 = 66,77 \text{ МПа}$$

Днище поршня необходимо усилить ребрами жесткости

Напряжение сжатия в сечении x-x

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{zd}}{F_{x-x}}$$

где $P_{зд} = p_{зд} \cdot F_{п} = 4,895 \cdot 42,99 \cdot 10^{-4} = 0,021 \text{ МН}$;

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n'_m \cdot F' = \left[\frac{3,14}{4} \cdot (65,4^2 - 56,2^2) - 10 \cdot 4,6 \right] \cdot 10^{-6} = 0,00083 \text{ м}^2;$$

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 74 - 2 \cdot (3,5 + 0,8) = 65,4 \text{ мм};$$

$$d_i = D - 2 \cdot (s + t) + \Delta t = 74 - 2 \cdot (5 + 3,5) + 0,8 = 56,2 \text{ мм};$$

$$F' = (d_k - d_i) \cdot \frac{d_m}{2} = (65,4 - 56,2) \cdot \frac{1}{2} = 4,6 \text{ мм}^2;$$

$$\sigma_{сж} = \frac{0,021}{0,00083} = 25,3 \text{ МПа.}$$

Напряжение разрыва в сечении x-x:

максимальная угловая скорость холостого хода

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 5500}{30} = 628 \text{ рад/с};$$

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

$$m_{x-x} = 0,5 \cdot T_{п} = 0,5 \cdot 0,3439 = 0,172 \text{ кг};$$

максимальная разрывающая сила

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.x.max}^2 \cdot (1 + \lambda) = 0,172 \cdot 0,037 \cdot 628^2 \cdot (1 + 0,285) \cdot 10^{-6} = 0,0032 \text{ МН};$$

напряжение разрыва

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}}$$

$$\sigma_p = \frac{0,0032}{0,00083} = 3,89 \text{ МПа.}$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке:

среза

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot p_{зд} \cdot D}{h_n}$$

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot 4,895 \cdot 74}{3,5} = 3,25 \text{ МПа};$$

изгиба

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

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot 4,895 \cdot \left(\frac{74}{3,5} \right)^2 = 93,8 \text{ МПа};$$

сложное

					КР 23.03.02.04.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		33

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{9,8^2 + 4 \cdot 3,25^2} = 11,76 \text{ МПа.}$$

Удельное давление поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю} \cdot D}$$

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

$$q_1 = \frac{0,0071}{0,058 \cdot 0,074} = 1,65 \text{ МПа;}$$

$$q_2 = \frac{0,0071}{0,088 \cdot 0,074} = 1,09 \text{ МПа.}$$

Диаметры головки и юбки поршня:

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю}.$$

где $\Delta_{\Gamma} = 0,007 \cdot D = 0,007 \cdot 74 = 0,518 \text{ мм;}$

$\Delta_{ю} = 0,002 \cdot D = 0,002 \cdot 74 = 0,148 \text{ мм.}$

$$D_{\Gamma} = 74 - 0,518 = 73,482 \text{ мм;}$$

$$D_{ю} = 74 - 0,148 = 73,852 \text{ мм.}$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии

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

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

где $T_{ц} = 383 \text{ К}$, $T_{\Gamma} = 593 \text{ К}$, $T_{ю} = 413 \text{ К}$ приняты с учетом водяного охлаждения двигателя.

$$\Delta'_{\Gamma} = 74 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (383 - 293)] - 73,482 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (593 - 293)] = 0,106 \text{ мм;}$$

$$\Delta'_{ю} = 74 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (383 - 293)] - 73,852 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (413 - 293)] = 0,026 \text{ мм.}$$

8.2 Расчет поршневого кольца

Материал кольца – серый легированный чугун, $E = 1,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Среднее давление кольца на стенки цилиндра

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

где $A_0 = 3t = 3 \cdot 3,5 = 10,5$ мм.

$$p_{cp} = 0,152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \frac{\frac{10,5}{3,5}}{\left(\frac{74}{3,5} - 1\right)^3 \cdot \frac{74}{3,5}} = 0,317 \text{ МПа.}$$

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из} = 2,61 \cdot p_{cp} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2$$

$$\sigma_{из} = 2,61 \cdot 0,317 \cdot \left(\frac{74}{3,5} - 1\right)^2 = 335 \text{ МПа.}$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

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

$$\sigma_{из} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \left(1 - 0,114 \cdot \frac{10,5}{3,5}\right)}{1,57 \cdot \left(\frac{74}{3,5} - 1,4\right) \cdot \frac{74}{3,5}} = 481 \text{ МПа.}$$

Монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_k = \Delta'_k + \pi D \left[\alpha_k (T_k - T_0) - \alpha_{ц} (T_{ц} - T_0) \right]$$

где $\Delta'_k = 0,08$ мм; $T_{ц} = 383$ К; $T_k = 493$ К; $T_0 = 293$ К.

$$\Delta_k = 0,08 + 3,14 \cdot 74 \cdot \left[11 \cdot 10^{-6} \cdot (493 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (383 - 293) \right] = 0,366 \text{ мм.}$$

8.3 Расчет поршневого пальца

Принимаем: действительное максимальное давление сгорания $p_{zmax} = p_{зд} = 4,895$ МПа при $n_m = 4700$ об/мин (из расчета скоростной характеристики), наружный диаметр пальца $d_n = 22$ мм, внутренний диаметр пальца $d_b = 15$ мм, длину пальца $l_n = 68$ мм, длину втулки шатуна $l_{ш} = 28$ мм,

расстояние между торцами бобышек $b=32$ мм. Материал поршневого пальца – сталь 15X, $E=2 \cdot 10^5$ МПа. Палец плавающего типа.

Расчетная сила, действующая на поршневой палец:

газовая

$$P_{z \max} = p_{z \max} F_{\Pi};$$

$$P_{z \max} = 4,895 \cdot 42,99 \cdot 10^{-4} = 0,021 \text{ МН};$$

инерционная

$$P_j = -m_{\Pi} \omega_m^2 R (1 + \lambda) \cdot 10^{-6};$$

$$\text{где } \omega_m = \frac{\pi \cdot n_m}{30} = \frac{3,14 \cdot 4700}{30} = 534 \text{ рад/с.}$$

$$P_j = -0,3439 \cdot 534^2 \cdot 0,037 \cdot (1 + 0,285) \cdot 10^{-6} = 0,00466 \text{ МН};$$

расчетная

$$P = P_{z \max} + k P_j;$$

$$P = 0,021 + 0,8 \cdot 0,00466 = 0,0247 \text{ МН.}$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_{\Pi} l_{\text{ш}}};$$

$$q_{\text{ш}} = \frac{0,0247}{0,022 \cdot 0,028} = 40,15 \text{ МПа.}$$

Удельное давление пальца на бобышки

$$q_{\text{б}} = \frac{P}{d_{\Pi} (l_{\Pi} - b)};$$

$$q_{\text{б}} = \frac{0,0247}{0,022 \cdot (0,068 - 0,032)} = 31,19 \text{ МПа.}$$

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца

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

$$\text{где } \alpha = \frac{d_{\text{в}}}{d_{\Pi}} = \frac{15}{22} = 0,682.$$

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{0,0247 \cdot (0,068 + 2 \cdot 0,032 - 1,5 \cdot 0,028)}{1,2 \cdot (1 - 0,682^4) \cdot 0,022^3} = 305,7 \text{ МПа.}$$

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна

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

$$\tau = \frac{0,85 \cdot 0,0247 \cdot (1 + 0,682 + 0,682^2)}{(1 - 0,682^4)0,022^2} = 136,4 \text{ МПа.}$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

$$\Delta d_{n \max} = \frac{1,35P}{EI_n} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right];$$

$$\Delta d_{n \max} = \frac{1,35 \cdot 0,0247}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,068} \cdot \left(\frac{1 + 0,682}{1 - 0,682} \right)^3 \cdot \left[0,1 - (0,682 - 0,4)^3 \right] \cdot 10^3 = 0,028 \text{ мм.}$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

в горизонтальной плоскости

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

$$\sigma_{\alpha 0^0} = \frac{15 \cdot 0,0247}{0,068 \cdot 0,022} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + 0,682) \cdot (1 + 0,682)}{(1 - 0,682)^2} - \frac{1}{1 - 0,682} \right] \cdot \left[0,1 - (0,682 - 0,4)^3 \right] = 117,6 \text{ МПа;}$$

в вертикальной плоскости

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

$$\sigma_{\alpha 90^0} = -\frac{15 \cdot 0,0247}{0,068 \cdot 0,022} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + 0,682) \cdot (1 + 0,682)}{(1 - 0,682)^2} - \frac{0,636}{1 - 0,682} \right] \cdot \left[0,1 - (0,682 - 0,4)^3 \right] = -215,1 \text{ МПа}$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца:

в горизонтальной плоскости

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

$$\sigma_{i 0^0} = -\frac{15 \cdot 0,0247}{0,068 \cdot 0,022} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot 0,682) \cdot (1 + 0,682)}{(1 - 0,682)^2 \cdot 0,682} - \frac{1}{1 - 0,682} \right] \cdot \left[0,1 - (0,682 - 0,4)^3 \right] = -310 \text{ МПа}$$

в вертикальной плоскости

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

$$\sigma_{i90^0} = \frac{15 \cdot 0,0247}{0,068 \cdot 0,022} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1+2 \cdot 0,682) \cdot (1+0,682)}{(1-0,682)^2 \cdot 0,682} - \frac{0,636}{1-0,682} \right] \cdot \left[0,1 - (0,682 - 0,4)^3 \right] = 204 \text{ МПа} \cdot$$

9 Расчет элементов системы охлаждения

9.1 Расчет жидкостного насоса

По данным теплового баланса количество теплоты, отводимой от двигателя жидкостью: $Q_B = 48881 \text{ Дж/с}$; средняя теплоемкость жидкости $c_{ж}=4187 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$; средняя плотность жидкости $\rho_{ж} \approx 1000 \text{ кг/м}^3$. Напор, создаваемый насосом, принимается $p_{ж}=120000 \text{ Па}$, частота вращения насоса $n_{в.н.}=5000 \text{ об/мин}$.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения

$$G_{ж} = \frac{Q_B}{c_{ж} \rho_{ж} \Delta T_{ж}};$$

$$G_{ж} = \frac{48881}{4187 \cdot 1000 \cdot 9,6} = 0,00122 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\Delta T_{ж}=9,6 \text{ К}$ – температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции.

Расчетная производительность насоса

$$G_{ж.р.} = \frac{G_{ж}}{\eta};$$

$$G_{ж.р.} = \frac{0,00122}{0,82} = 0,00149 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\eta=0,82$ – коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{ж.р.}}{\pi c_1} + r_0^2};$$

$$r_1 = \sqrt{\frac{0,00149}{3,14 \cdot 1,8} + 0,01^2} = 0,019 \text{ м,}$$

где $c_1=1,8$ – скорость жидкости на входе в насос; м/с; $r_0=0,01$ – радиус ступицы крыльчатки, м.

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{\frac{P_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}} \eta_h}}$$

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} 10^\circ \operatorname{ctg} 45^\circ} \sqrt{\frac{120000}{1000 \cdot 0,65}} = 14,7 \text{ м/с,}$$

где $\alpha_2=10^\circ$, а угол $\beta_2=45^\circ$, $\eta_h=0,65$ – гидравлический КПД насоса.

Радиус крыльчатки колеса на выходе

$$r_2 = \frac{30 u_2}{\pi n_{\text{в.н.}}};$$

$$r_2 = \frac{30 \cdot 14,7}{3,14 \cdot 5000} = 0,0281 \text{ м.}$$

Окружная скорость входа потока

$$u_1 = \frac{u_2 r_1}{r_2};$$

$$u_1 = \frac{14,7 \cdot 0,019}{0,0281} = 9,94 \text{ м/с.}$$

Угол между скоростями c_1 и u_1 принимается $\alpha_1 = 90^\circ$, при этом

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{1,8}{9,94} = 0,181, \text{ откуда } \beta_1 = 10,27^\circ.$$

Ширина лопатки на входе:

$$b_1 = \frac{G_{\text{ж.п}}}{\left(2\pi r_1 - \frac{z \delta_1}{\sin \beta_1} \right) \cdot c_1};$$

где $z = 4$ – число лопаток на крыльчатке насоса; $\delta_1 = 0,003$ – толщина лопаток у входа, м.

$$b_1 = \frac{0,00149}{\left(2 \cdot 3,14 \cdot 0,019 - \frac{4 \cdot 0,003}{\sin 10,27^\circ}\right) \cdot 1,8} = 0,0159 \text{ м}$$

Радиальная скорость потока на выходе из колеса

$$c_r = \frac{p_{\text{ж}} \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{\text{ж}} \eta_h u_2};$$

$$c_r = \frac{120000 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ}{1000 \cdot 0,65 \cdot 14,7} = 2,2 \text{ м/с}$$

Ширина лопатки на выходе

$$b_2 = \frac{G_{\text{ж.р.}}}{\left(2\pi r_2 - \frac{z\delta_2}{\sin \beta_2}\right) \cdot c_r};$$

$$b_2 = \frac{0,00149}{\left(2 \cdot 3,14 \cdot 0,0281 - \frac{4 \cdot 0,003}{\sin 45^\circ}\right) \cdot 2,2} = 0,0043 \text{ м}$$

где $\delta_2 = 0,003$ – толщина лопаток на выходе, м.

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{\text{в.н.}} = \frac{G_{\text{ж.р.}} p_{\text{ж}}}{1000 \eta_m};$$

$$N_{\text{в.н.}} = \frac{0,00149 \cdot 120000}{1000 \cdot 0,82} = 0,218 \text{ кВт},$$

где $\eta_m = 0,82$ – механический КПД жидкостного насоса.

9.2 Расчет поверхности охлаждения жидкостного радиатора

По данным теплового баланса количество теплоты, отводимой от двигателя и передаваемого от жидкости к охлаждающему воздуху $Q_{\text{в}} = Q_{\text{ж}} = 48881 \text{ Дж/с}$; средняя теплоемкость воздуха $c_{\text{возд}} = 1000 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$; объемный расход жидкости, проходящей через радиатор $G_{\text{ж}} = 0,00149 \text{ м}^3/\text{с}$; средняя плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}}};$$

$$G'_{\text{возд}} = \frac{48881}{1000 \cdot 24} = 2,037 \text{ кг/с},$$

где $\Delta T_{\text{возд}} = 24$ – температурный перепад воздуха в решетке радиатора, К.

Массовый расход жидкости, проходящий через радиатор:

$$G'_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}};$$

$$G'_{\text{ж}} = 0,00149 \cdot 1000 = 1,49 \text{ кг/с}.$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

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

$$T_{\text{ср.возд.}} = \frac{313 + (313 + 24)}{2} = 235 \text{ К},$$

где $T_{\text{возд.вх.}} = 313 \text{ К}$ – расчетная температура воздуха перед радиатором.

Средняя температура жидкости в радиаторе

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

$$T_{\text{ср.ж.}} = \frac{363 + (363 - 9,6)}{2} = 358,2 \text{ К},$$

где $T_{\text{ж.вх.}} = 365 \text{ К}$ – температура воды перед радиатором;

$\Delta T_{\text{ж}} = 10 \text{ К}$ – температурный перепад воды в радиаторе.

Поверхность охлаждения радиатора

$$F = \frac{Q_{\text{в}}}{K(T_{\text{ср.ж.}} - T_{\text{ср.возд}})};$$

$$F = \frac{48881}{160 \cdot (358,2 - 325)} = 9,202 \text{ м}^2,$$

где $K = 160$ – коэффициент теплопередачи для радиаторов, Вт/м²·К.

9.3 Расчет вентилятора

Напор, создаваемый вентилятором $\Delta p_{\text{тр}} = 800 \text{ Па}$.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе в радиаторе:

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B T_{\text{ср.возд.}}};$$

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 325} = 1,07 \text{ кг/м}^3.$$

Производительность вентилятора:

$$G_{\text{возд}} = \frac{G'_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}}};$$

$$G_{\text{возд}} = \frac{2,037}{1,07} = 1,904 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Фронтальная поверхность радиатора:

$$F_{\text{фр.рад.}} = \frac{G_{\text{возд}}}{\omega_{\text{возд}}};$$

$$F_{\text{фр.рад.}} = \frac{1,904}{20} = 0,0952 \text{ м}^2,$$

где $\omega_{\text{возд}} = 20$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора, без учета скорости движения автомобиля, м/с.

Диаметр вентилятора:

$$D_{\text{вент}} = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад.}}}{\pi}};$$

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,0952}{3,14}} = 0,348 \text{ м}.$$

Окружная скорость вентилятора:

$$u = \psi_{\text{л}} \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{возд}}}};$$

$$u = 3,41 \cdot \sqrt{\frac{800}{1,07}} = 93,4 \text{ м/с},$$

где $\psi_{\text{л}} = 3,41$ – безразмерный коэффициент для плоских лопаток.

Частота вращения вентилятора:

$$n_{\text{вент}} = \frac{60u}{\pi D_{\text{вент}}};$$

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot 93,4}{3,14 \cdot 0,348} = 5128 \text{ об/мин.}$$

					КР 23.03.02.04.000 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		

Заключение

В курсовой работе был проведен расчет карбюраторного двигателя.

По результатам теплового расчета построена индикаторная диаграмма. Получены основные параметры двигателя: мощность $N_e = 50,5$ кВт, объем $V_d = 1,272$ л, крутящий момент $M_e = 85,2$ Н·м, диаметр цилиндра $D = 74$ мм, ход поршня $S = 74$ мм.

По данным расчета теплового баланса получено значение общего количества теплоты, вводимой в двигатель с топливом $Q_0 = 167178$ Дж/с.

Построена внешняя скоростная характеристика проектируемого двигателя, диаграммы нагрузок на шатунную и коренную шейки и диаграммы их износа. Также рассчитаны поршневая группа и система охлаждения проектируемого двигателя.

Литература

Расчет автомобильных и тракторных двигателей/ А.И. Колчин, В.П. Демидов.- М.: Высш. шк., 2002. - 496с.

					КР 23.03.02.04.000 ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		

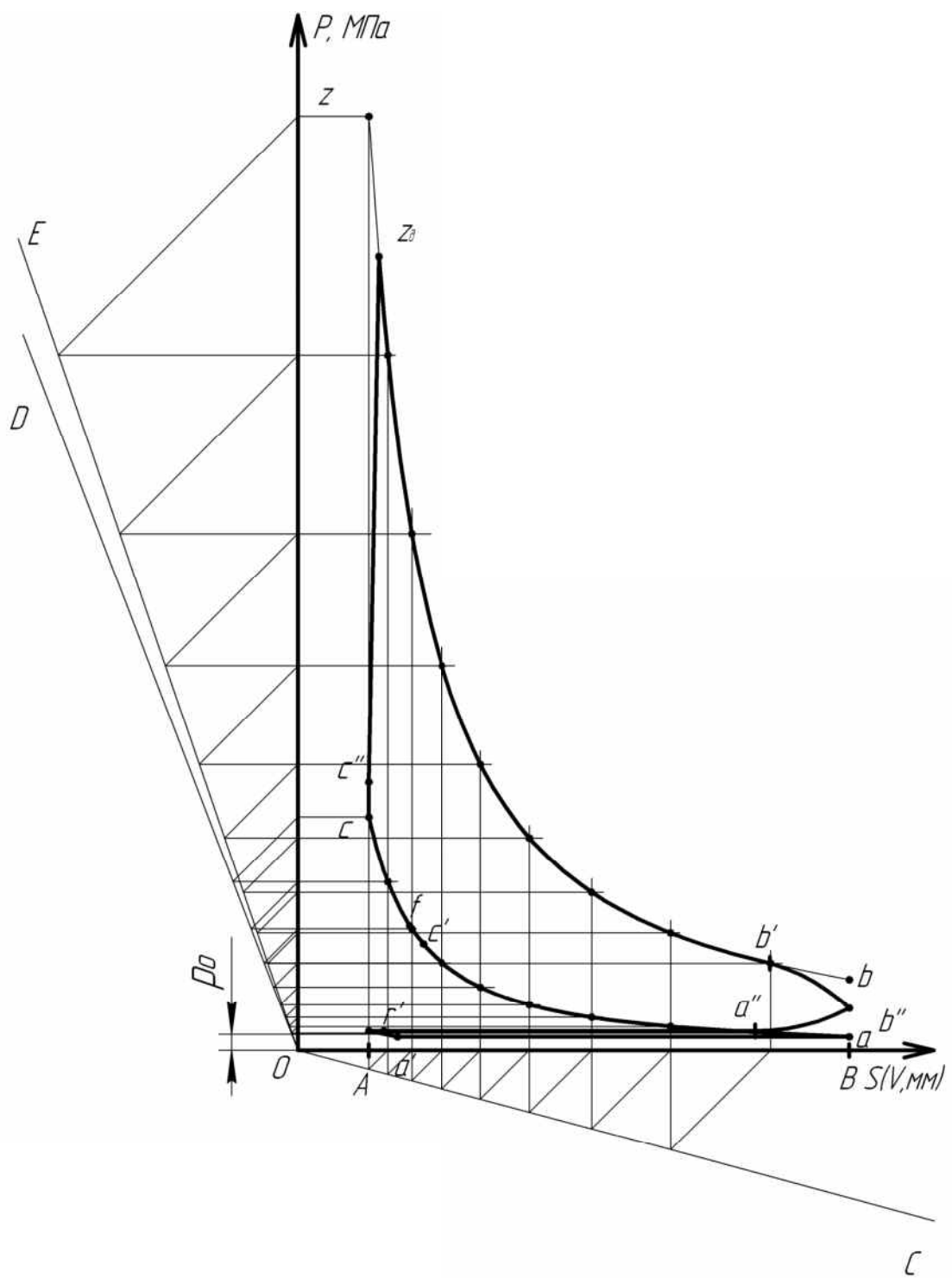


Рисунок 1 – Построение индикаторной диаграммы

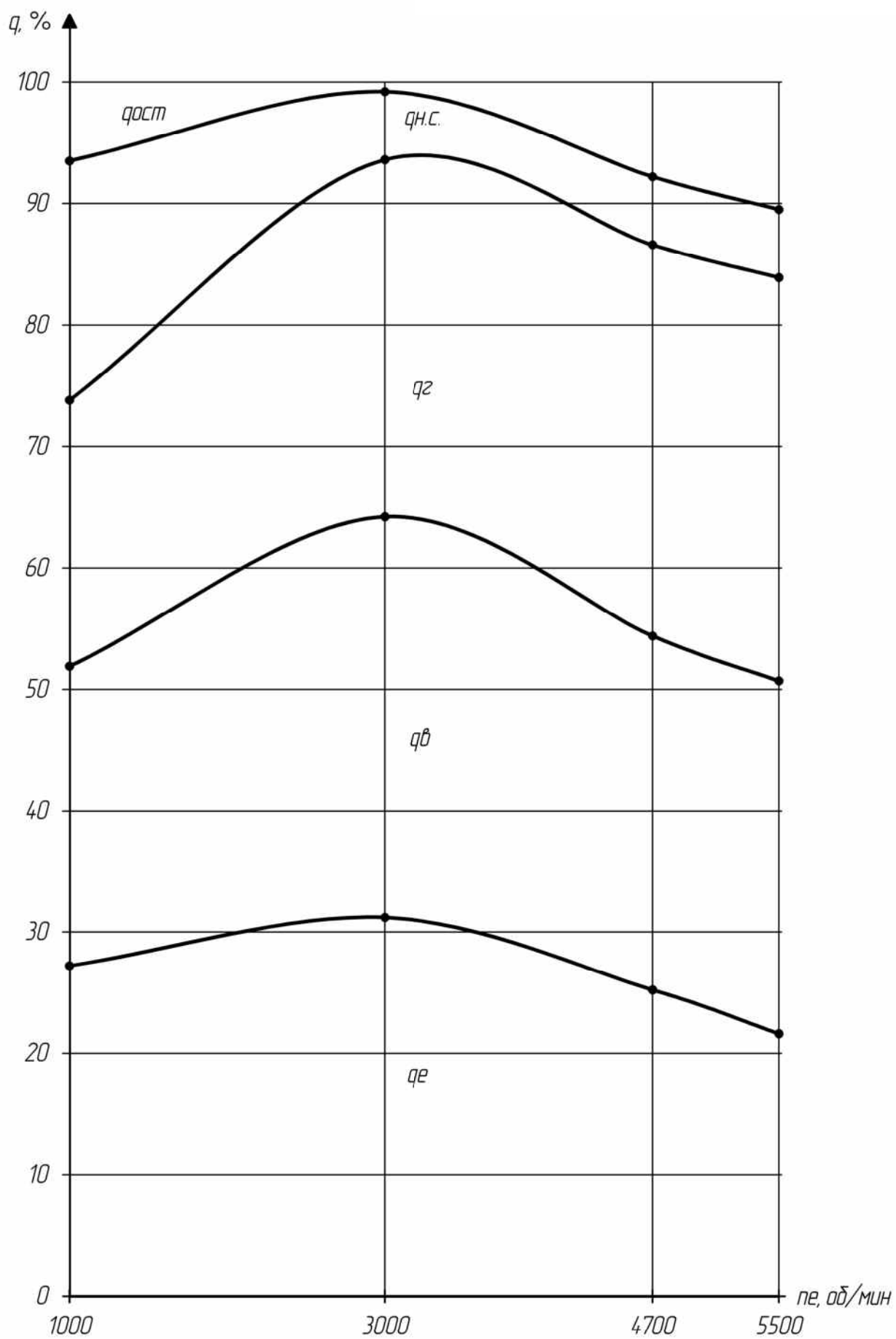


Рисунок 2 – Тепловой баланс двигателя

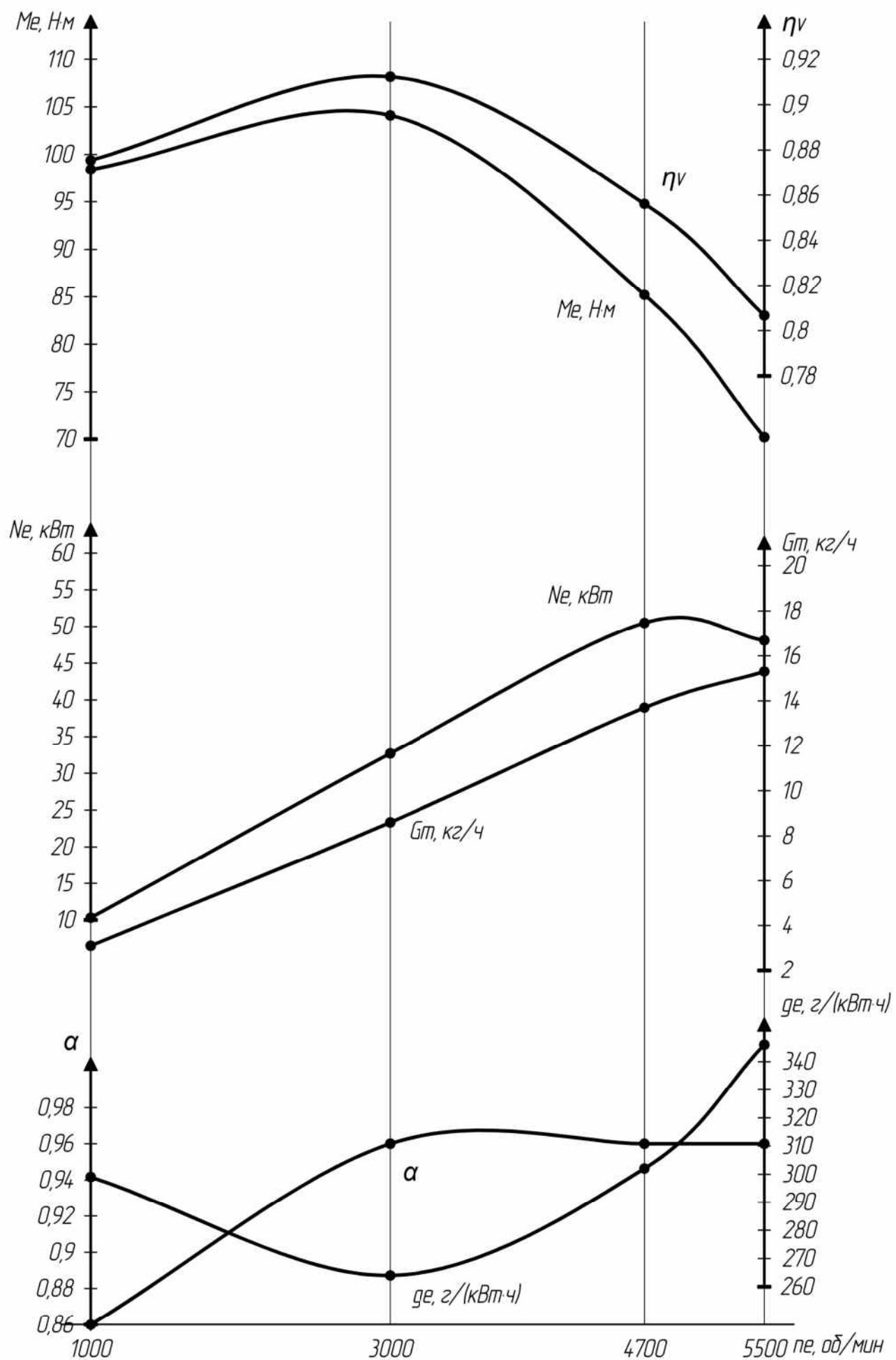


Рисунок 3 – Внешняя скоростная характеристика

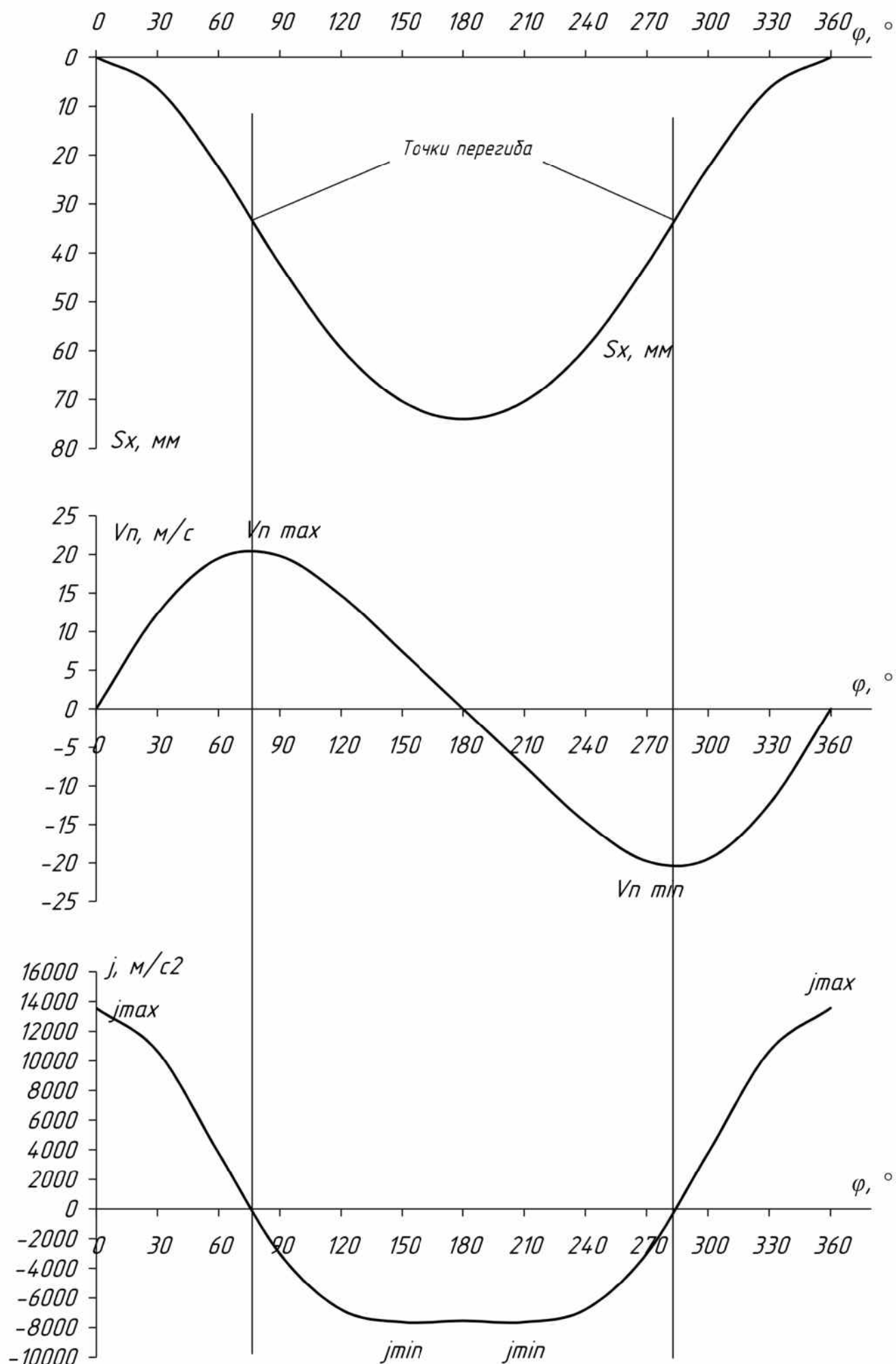


Рисунок 4 – Перемещение, скорости и ускорение поршня

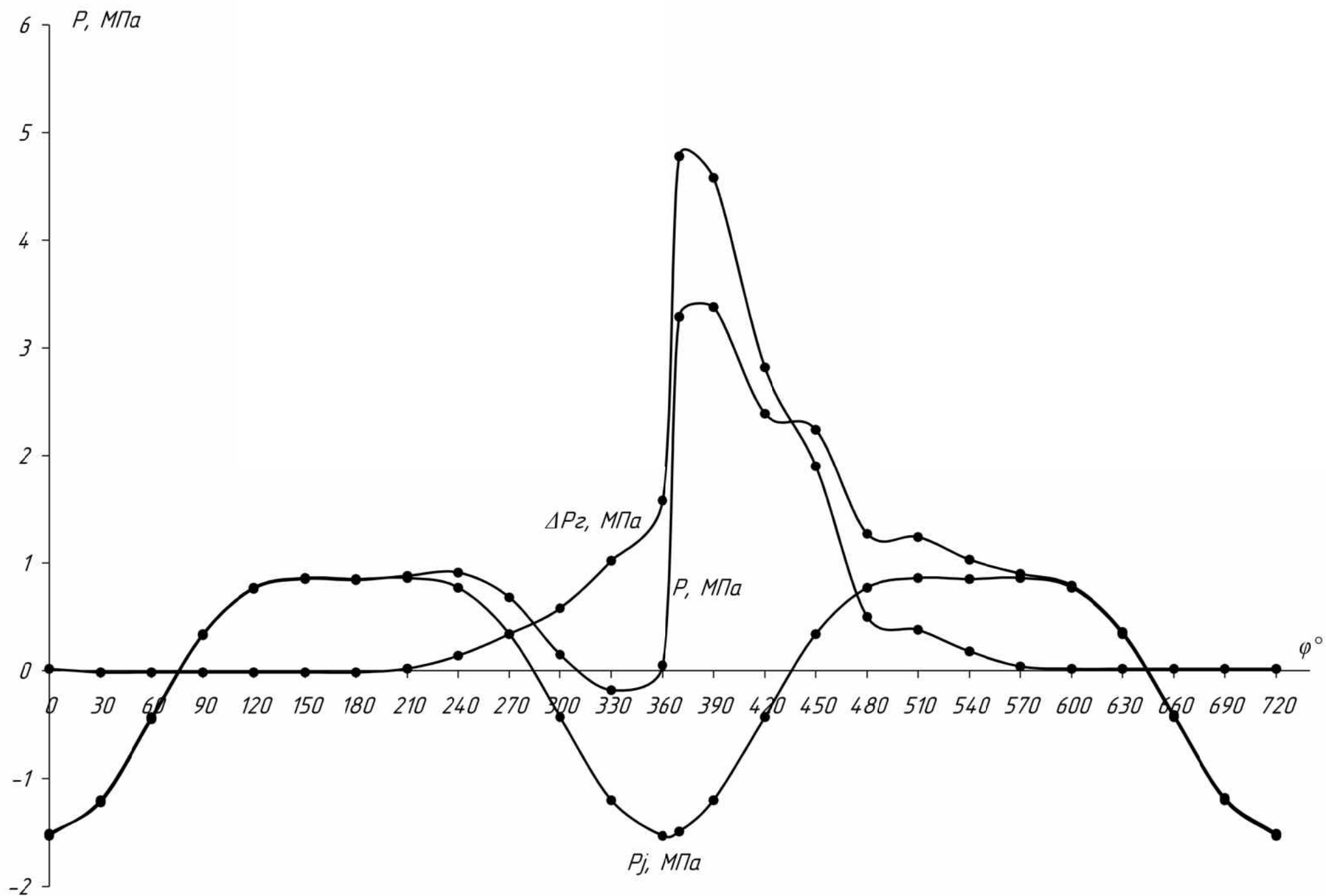


Рисунок 5,а – Графики удельных сил Δp_r и p

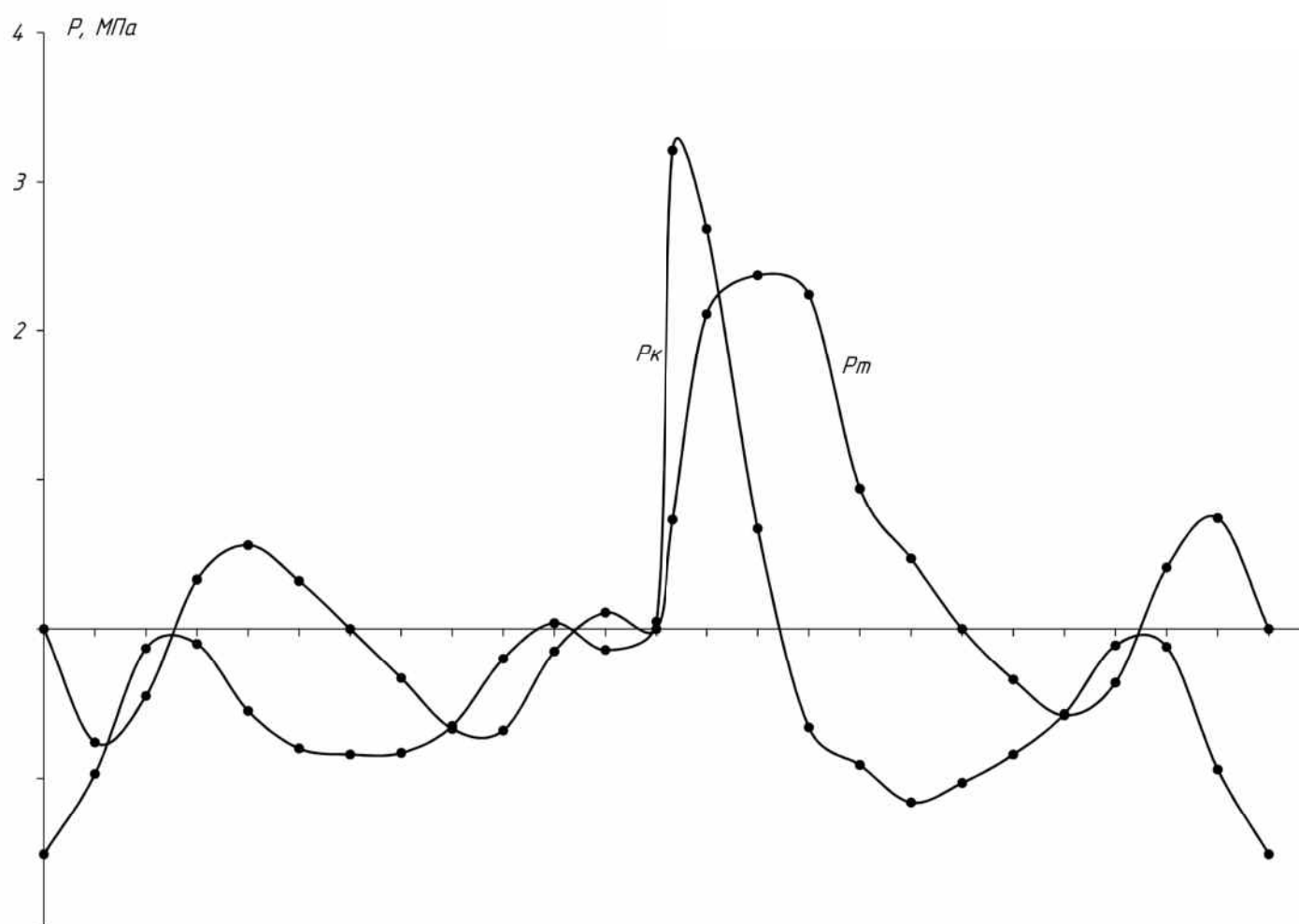
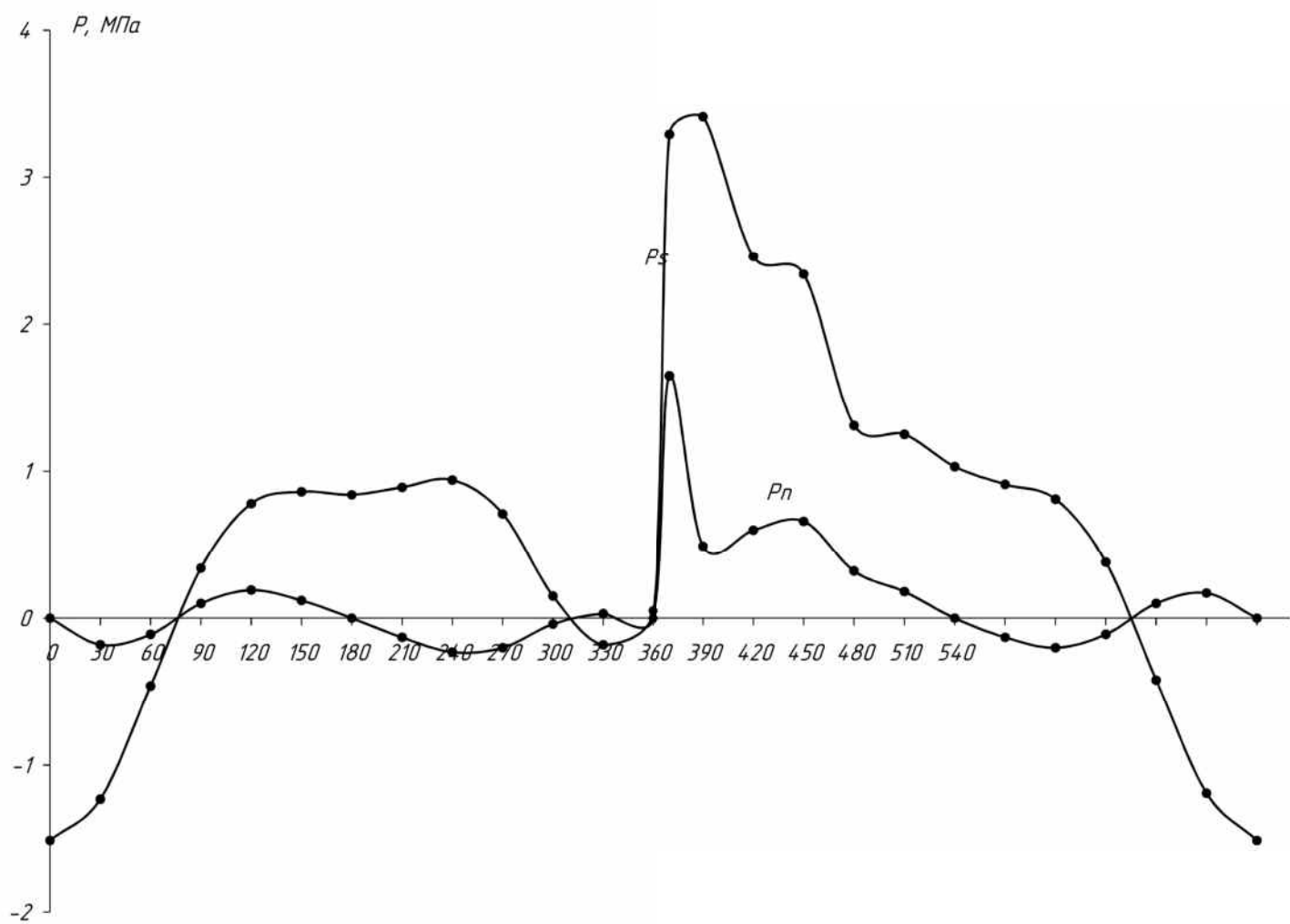


Рисунок 5,б - Графики удельных суммарных сил p_s , p_n , p_k , p_t

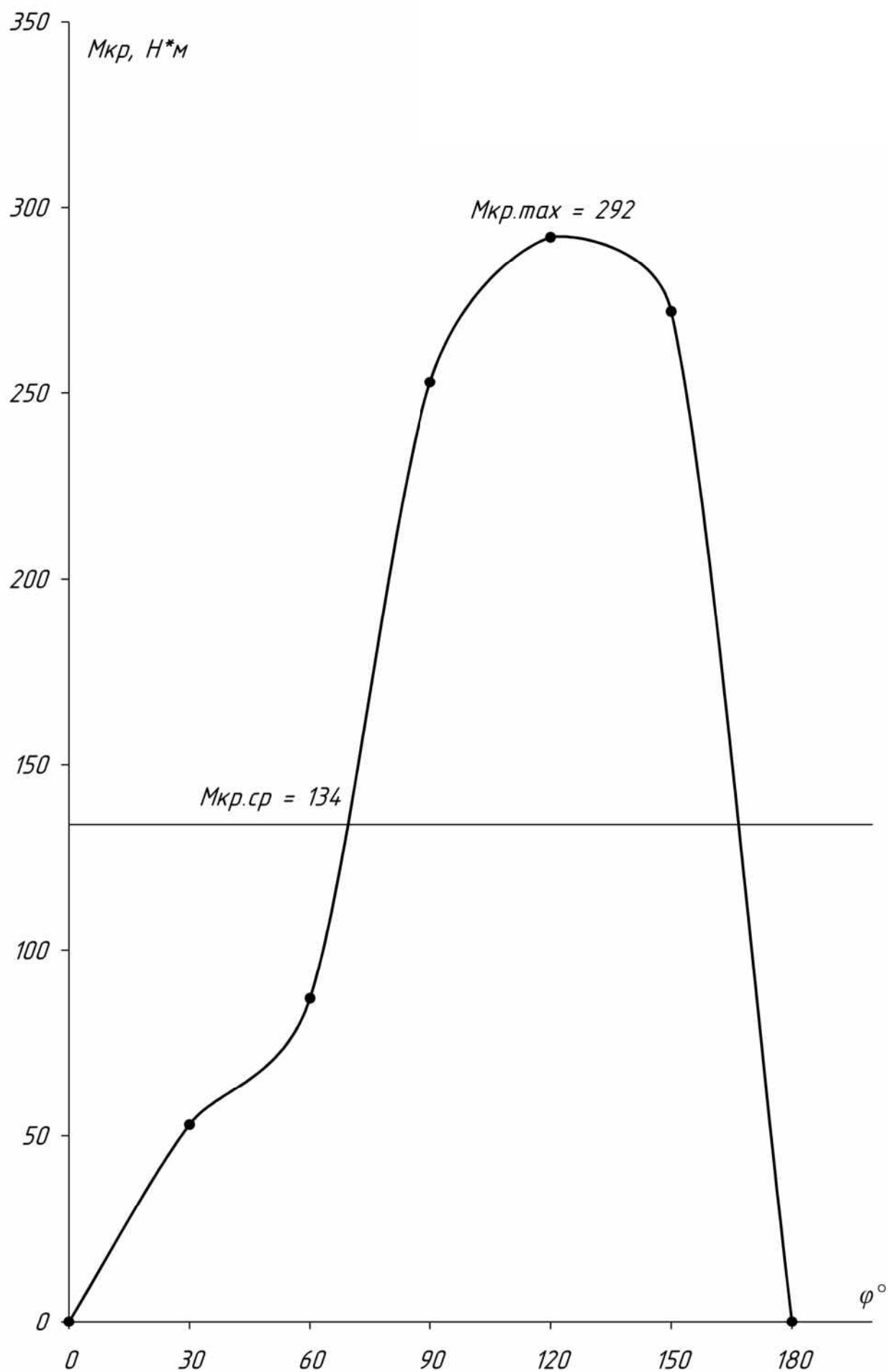


Рисунок 5,в – Построение графика крутящего момента

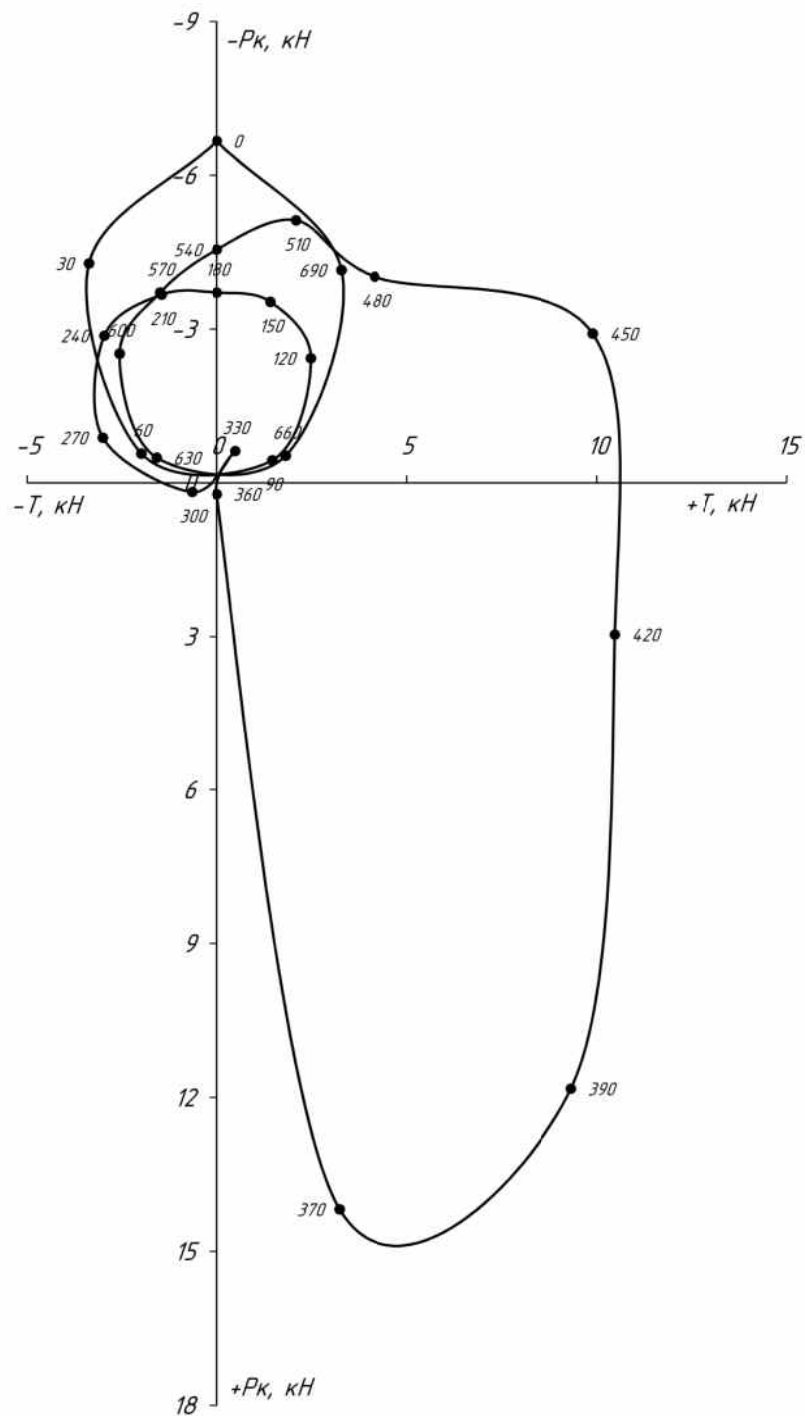


Рисунок 6,а – Полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку

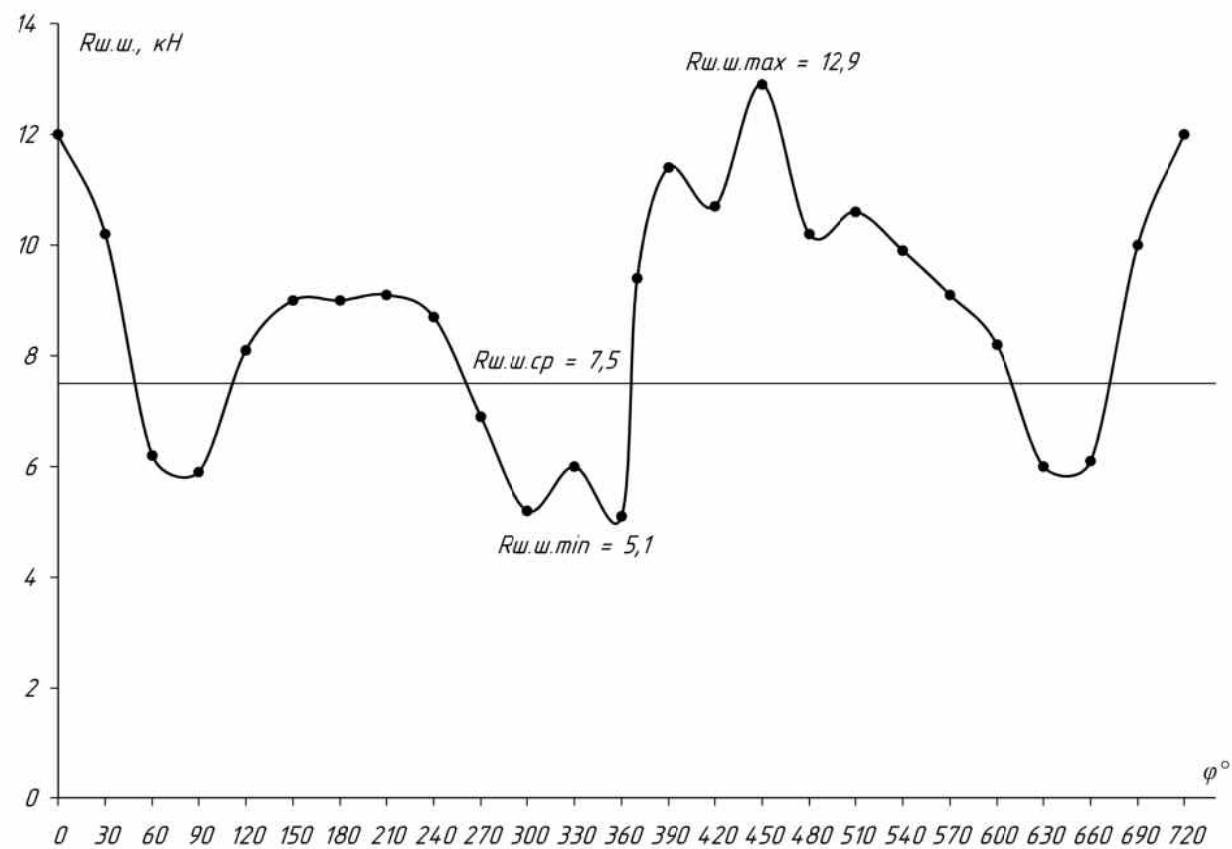


Рисунок 6,б – Диаграмма нагрузок на шатунную шейку в прямоугольных координатах

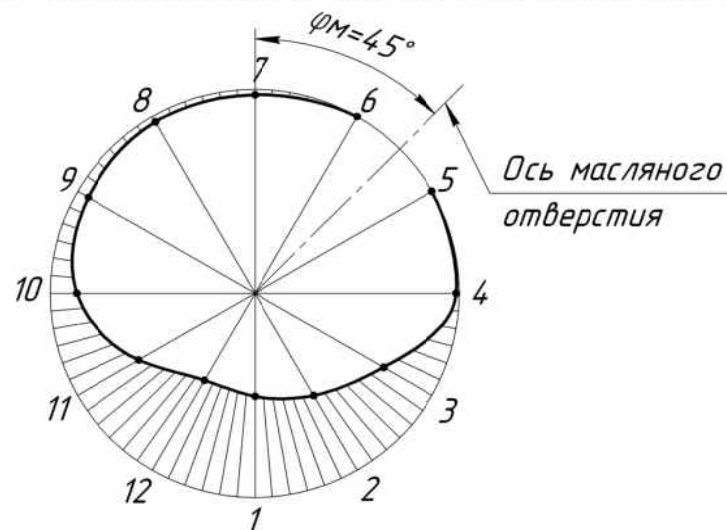


Рисунок 6,в - Диаграмма износа шатунной шейки

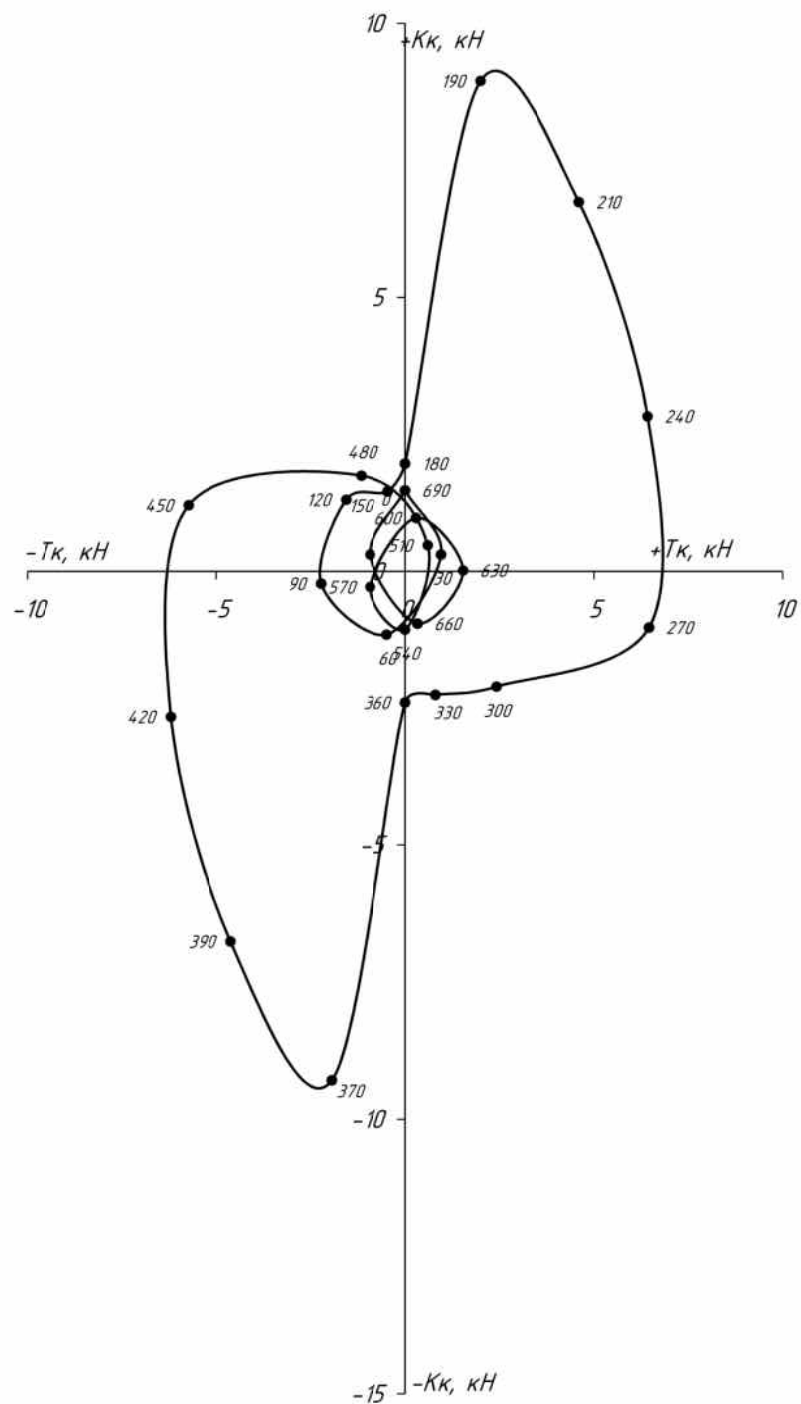


Рисунок 7,а – Полярная диаграмма нагрузок на коренную шейку

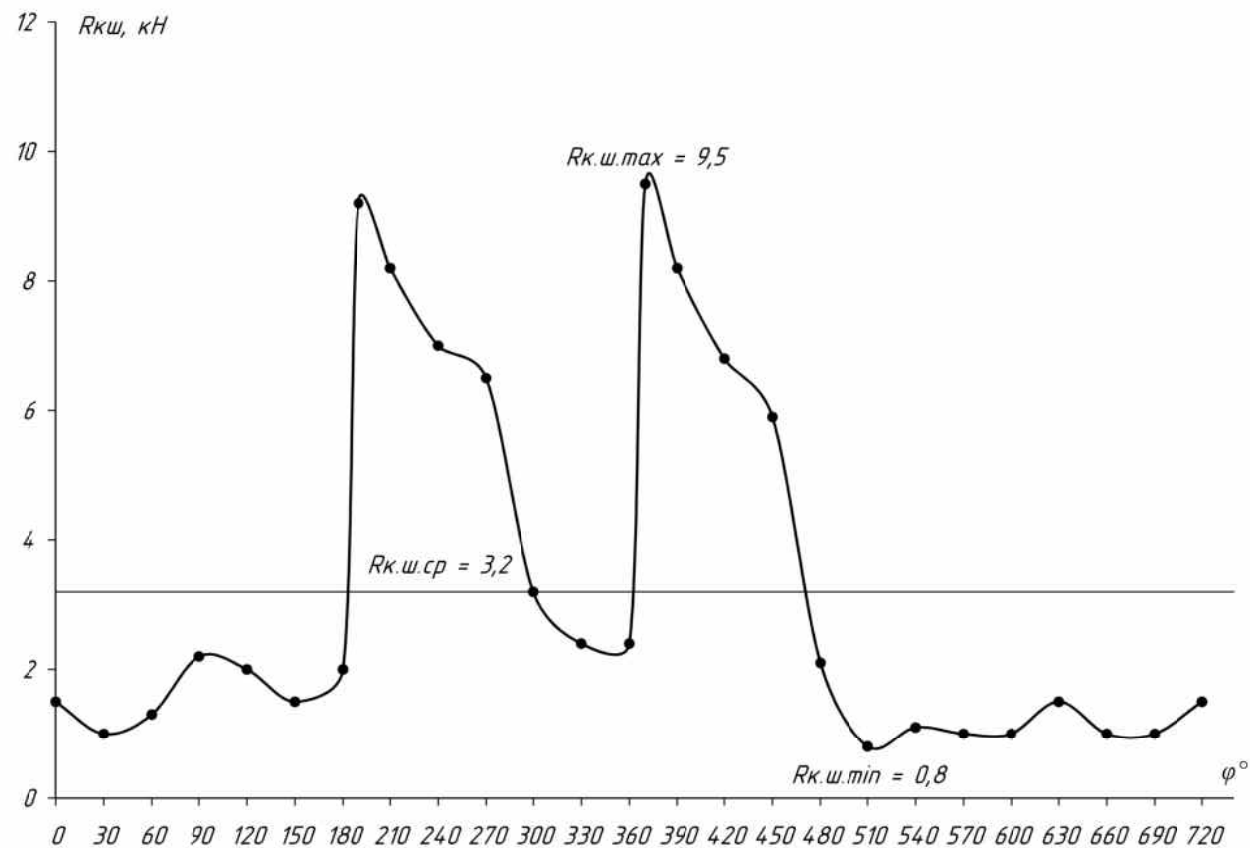


Рисунок 7,б – Диаграмма нагрузок на коренную шейку в прямоугольных координатах

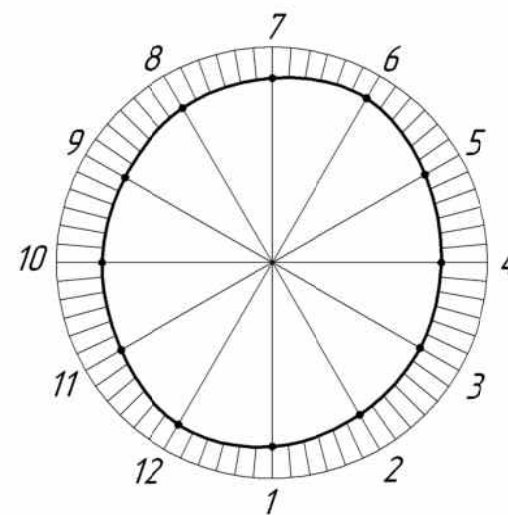


Рисунок 7,в - Диаграмма износа коренной шейки