

**В.М. МЕЛИСАРОВ,
П.П. БЕСПАЛЬКО, М.А. КАМЕНСКАЯ**

**ТЕПЛОЙ РАСЧЁТ И
ТЕПЛОЙ БАЛАНС
КАРБЮРАТОРНОГО
ДВИГАТЕЛЯ И ДВИГАТЕЛЯ
С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА**



• ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ •

УДК 621.431
ББК 39.35
М474

Р е ц е н з е н т ы:

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник ВИИТиН

Г.Н. Ерохин

Кандидат педагогических наук, доцент

А.Н. Попов

Мелисаров, В.М.

М474 Тепловой расчёт и тепловой баланс карбюраторного двигателя и двигателя с впрыском топлива : учебное пособие / В.М. Мелисаров, П.П. Беспалько, М.А. Каменская. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 128 с. – 100 экз.
ISBN 978-5-8265-0875-6

Рассмотрены тематика, объём структура и последовательность выполнения курсовых проектов по тепловому расчёту и тепловому балансу карбюраторного двигателя и двигателя с впрыском топлива, расчёт основных деталей двигателя.

Предназначено для студентов 4–5 курсов дневного и заочного отделений специальностей 190601 "Автомобили и автомобильное хозяйство", 311300 "Механизация сельского хозяйства".

УДК 621.431
ББК 39.35

ISBN 978-5-8265-0875-6

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный
технический университет" (ТГТУ), 2009

Министерство образования и науки Российской Федерации
ГОУ ВПО "Тамбовский государственный технический университет"

В.М. Мелисаров, П.П. Беспалько, М.А. Каменская

**ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КАРБЮРАТОРНОГО
ДВИГАТЕЛЯ И
ДВИГАТЕЛЯ С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА**

Рекомендовано Учёным советом университета
в качестве учебного пособия для студентов
4–5 курсов дневного и заочного отделений специальностей
190601 "Автомобили и автомобильное хозяйство",
311300 "Механизация сельского хозяйства"



Тамбов
Издательство ТГТУ
2009

Учебное издание

МЕЛИСАРОВ Валерий Михайлович,
БЕСПАЛЬКО Павел Павлович,
КАМЕНСКАЯ Мария Анатольевна

**ТЕПЛОЙ РАСЧЁТ И ТЕПЛОЙ БАЛАНС
КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ И
ДВИГАТЕЛЯ С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА**

Учебное пособие

Редактор З.Г. Чернова
Инженер по компьютерному макетированию М.Н. Рыжкова

Подписано в печать 07.12.2009.
Формат 60 × 84/16. 7,44 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 585

Издательско-полиграфический центр
Тамбовского государственного технического университета
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильный транспорт на современном этапе развития общества является одним из наиболее интенсивно развивающихся отраслей мировой экономики.

Автомобиль – это высокотехнологичное изделие, в котором сконцентрированы многие достижения современной науки и техники. Его грамотная эксплуатация требует глубоких знаний, связанных с производством и эксплуатацией автомобильных двигателей, глубоких знаний теории, конструкции и расчёта двигателей внутреннего сгорания.

Учебное пособие содержит систематизированную методику расчётов современных автомобильных бензиновых двигателей. Взаимосвязь комплексных тепловых расчётов с кинематическими и динамическими показателями на примере двух двигателей с искровым зажиганием.

Курсовое проектирование оформляется в виде расчётно-пояснительной записки и графической части.

Учебное пособие содержит три раздела: тепловой расчёт и тепловой баланс карбюраторного двигателя; тепловой расчёт и тепловой баланс двигателя с впрыском топлива; расчёт основных деталей двигателя. Учебное пособие позволит студенту выполнить курсовой проект на высоком профессиональном уровне и подготовиться к его защите.

Данное учебное пособие подготовлено в соответствии с государственными образовательными стандартами на подготовку дипломированных специалистов по специальностям 190601 "Автомобили и автомобильное хозяйство", 311300 "Механизация сельского хозяйства".

Задачи изучения дисциплины:

- ознакомиться с принципами систематизации и классификации автомобильных двигателей;
- изучить теорию рабочих процессов поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС);
- освоить вопросы кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма двигателя;
- расчёт деталей с целью определения напряжений и деформаций, возникающих при работе двигателя;
- развить навыки и умение при расчётах и анализе качественных показателей рабочего процесса двигателя.

Структура расчётно-пояснительной записки:

- 1) титульный лист;
- 2) оглавление;
- 3) задание на курсовое проектирование.

Графическая часть проекта состоит из:

- 1) построения индикаторной и развернутой индикаторной диаграмм; построения суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме; сил, действующих на коренные шейки коленчатого вала – 1 лист.
- 2) конструктивной проработки КШМ, МГР и корпуса двигателя (продольный и поперечный разрезы двигателя) – 2 листа.
- 3) расчёта прочностных и основных элементов двигателя – 1 лист.

Исходные данные для теплового расчёта и теплового баланса двигателя выдаются руководителем курсового проекта и заносятся в табл. 1.

1. ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЁТ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Тепловой расчёт карбюраторного двигателя проводится в соответствии с исходными данными, указанными в задании (табл. 1.1).

При проведении теплового расчёта для нескольких скоростных режимов обычно выбирают 3-4 основных режима. Для бензиновых двигателей такими режимами являются:

Таблица 1.1

Параметры	Исходные данные
Тип автомобиля	ВАЗ 2110
Тип двигателя	Карбюратор
Тип трансмиссии	Механическая трансмиссия
Эффективная мощность двигателя, кВт	56
Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹	5600
Число цилиндров	4
Степень сжатия	9,9

Коэффициент избытка воздуха α	0,93
Давление окружающей среды P_0 , МПа	0,1
Температура окружающей среды T_0 , К	285
Температура остаточных газов T_r , К	1020
Коэффициент выделения теплоты ξ	0,96

- 1) режим минимальной частоты $n = 600 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$, обеспечивающий устойчивую работу двигателя.
- 2) режим максимального крутящего момента при $n = (0,4 \dots 0,6) n_N$.
- 3) режим максимальной (номинальной) мощности при n_N .
- 4) режим максимальной скорости движения автомобиля при $n = (1,05 \dots 1,20) n_N$.

С учётом приведённых рекомендаций и задания на проектируемый двигатель тепловой расчёт последовательно проводится при $n = 1000, 3200, 5600 \text{ мин}^{-1}$.

Топливо. В соответствии с заданной степенью сжатия $\varepsilon = 9,9$ можно использовать бензины марок Премиум-95 и АИ-98 ЭК.

Средний элементарный состав и молекулярная масса бензина

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

Низшая теплота сгорания топлива

$$\begin{aligned} H_u &= 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 2,5 - 9 \cdot 0,145 = \\ &= 43,93 \text{ МДж/кг} = 43 \text{ 930 кДж/кг.} \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = \\ &= 0,516 \text{ кмоль возд. / кг топл.;} \end{aligned}$$

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

Коэффициент избытка воздуха устанавливается на основании следующих соображений. На современных двигателях устанавливают многокамерные карбюраторы, обеспечивающие получение почти идеального состава смеси по скоростной характеристике. Возможность применения для рассчитываемого двигателя двухкамерного карбюратора с обогатительной системой и системой холостого хода позволяет получить при соответствующей регулировке как мощностной, так и экономичный состав смеси. Стремление получить двигатель достаточно экономичный и с меньшей токсичностью продуктов сгорания, которая достигается при $\alpha = 0,93 \dots 0,98$, позволяет принять $\alpha = 0,93$ на основных режимах, а на режимах минимальной частоты вращения $\alpha = 0,86$ (рис. 1.1).

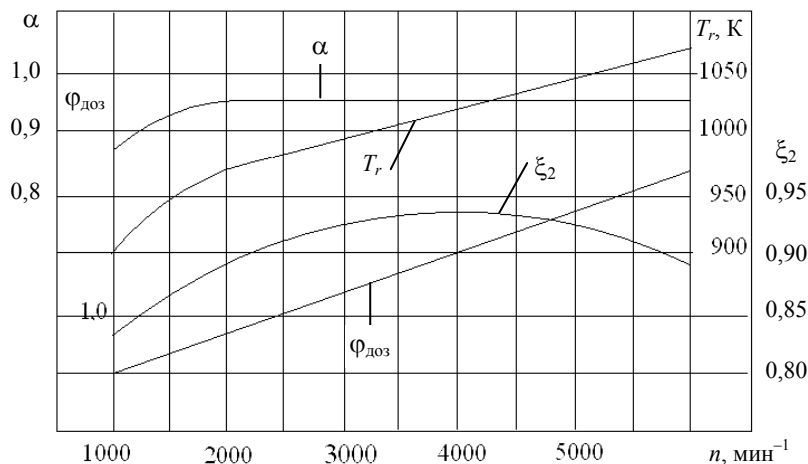


Рис. 1.1. Исходные параметры для теплового расчёта карбюраторного двигателя

Далее непосредственный числовой расчёт будет проводиться только для режимов максимальной мощно-

сти, а для остальных режимов окончательные значения рассчитываемых параметров приводятся в табличной форме.

Количество горючей смеси

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T},$$

m_T – молекулярная масса паров топлива, кг/моль;

- для карбюраторного двигателя

$$M_1 = 0,93 \cdot 0,516 + 1/115 = 0,48858 \text{ кмоль гор. см / кг топл.},$$

K – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к окислу углерода (для бензина $k = 0,45 \dots 0,5$).

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при $K = 0,5$ и принятых скоростных режимах:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1-0,93}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 =$$

$$= 0,06125 \text{ кмоль } CO_2 / \text{ кг топл.};$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-0,93}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 = 0,01 \text{ кмоль } CO / \text{ кг топл.};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,93}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 =$$

$$= 0,0575 \text{ кмоль } H_2O / \text{ кг топл.};$$

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,93}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 =$$

$$= 0,015 \text{ кмоль } H_2 / \text{ кг топл.};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0 = 0,792 \cdot 0,93 \cdot 0,516 = 0,3801 \text{ кмоль } N_2 / \text{ кг топл.}$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = C/12 + H/2 + 0,792 \alpha L_0 =$$

$$= 0,06125 + 0,01 + 0,0575 + 0,015 + 0,3801 =$$

$$= 0,52385 \text{ кмоль пр. см / кг топл.}$$

Параметры	Рабочее тело		
	1000	3200	5600
N	1000	3200	5600
A	0,86	0,93	0,93
M_1	0,4525	0,48858	0,48858
M_{CO_2}	0,0512	0,06125	0,06125
M_{CO}	0,0200	0,01000	0,01000
M_{H_2O}	0,0625	0,05750	0,05750
M_{H_2}	0,0100	0,00150	0,00150
M_{N_2}	0,3515	0,38010	0,38010
	0,4952	0,52385	0,52385

Параметры окружающей среды и остаточные газы. Давление и температура окружающей среды при работе двигателей без наддува $p_k = p_0 = 0,1$ МПа и $T_k = T_0 = 285$ К.

Температура остаточных газов. При постоянных значениях степени сжатия $\epsilon = 9,9$ температура остаточных газов практически линейно возрастёт с увеличением скоростного режима при $\alpha = \text{const}$, но уменьшается при обогащении смеси. Учитывая уже определённые значения n и α , можно принять значения T_r для расчётных режимов карбюраторного двигателя по рис. 1.1 при номинальных режимах $T_r = 1020$ К.

Давление остаточных газов p_r за счёт расширения фаз газораспределения и снижения сопротивлений при конструктивном оформлении выпускных трактов рассчитываемого двигателя можно принять на номинальном скоростном режиме:

$$p_{rN} = 1,18 p_0 = 1,18 \cdot 0,1 = 0,118 \text{ МПа};$$

тогда величины давлений на остальных режимах будут

$$p_r = p_0(1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2),$$

где $A_p = (p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) \cdot 10^8 / (n_N^2 p_0)$;
при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$A_p = (0,118 - 0,1 \cdot 1,035) \cdot 10^8 / (5600^2 \cdot 0,1) = 0,4624 ;$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$p_r = 0,1(1,035 + 0,4624 \cdot 10^{-8} \cdot 3200^2) = 0,108234976 ;$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$p_r = 0,1(1,035 + 0,4624 \cdot 10^{-8} \cdot 1000^2) = 0,1039624 .$$

1.1. ПРОЦЕСС ВПУСКА

Температура подогрева свежего заряда. С целью получения хорошего наполнения двигателей на номинальных скоростных режимах принимается $\Delta T_N = 8 \text{ }^\circ\text{C}$ для карбюраторного двигателя. Тогда на остальных режимах значения ΔT рассчитываются по формуле

$$\Delta T = A_T(110 - 0,0125n) = 0,2 \cdot 40 = 8 \text{ K};$$

где $A_T = \Delta T_N / (110 - 0,0125n_N) = 8 / (110 - 0,0125 \cdot 5600) = 0,2$;

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta T = 0,2 \cdot (110 - 0,0125 \cdot 3200) = 0,2 \cdot 70 = 14;$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta T = 0,2 \cdot (110 - 0,0125 \cdot 1000) = 0,2 \cdot 97,5 = 19,5.$$

Плотность заряда на впуске

$$p_0 = p_0 \cdot 10^6 / (R_b T_0) = 0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 285) = 1,223 \text{ кг/м}^3,$$

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

Потери давления на впуске. В соответствии со скоростными режимами ($n = 5600 \text{ мин}^{-1}$) и при учёте качественной обработки внутренних поверхностей впускных систем можно принять для карбюраторного двигателя $\beta^2 + \xi_{\text{вп}} = 2,8$ и $\omega_{\text{вп}} = 95 \text{ м/с}$. Тогда ΔP_a на всех скоростных режимах двигателей рассчитывается по формуле

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) A_n^2 n^2 p_0 10^{-6} / 2 ,$$

где $A_n = w_{\text{вп}} / n_N$;

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta P_a = 2,8 \cdot 0,01696^2 \cdot 5600^2 \cdot 1,223 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,015428931,$$

где $A_n = w_{\text{вп}} / n_N$.

Потери давления на впуске карбюраторного двигателя:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$,

$$A_n = 95/5600 = 0,01696;$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta P_a = 2,8 \cdot 0,01696^2 \cdot 3200^2 \cdot 1,223 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,005038018 ;$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta P_a = 2,8 \cdot 0,01696^2 \cdot 1000^2 \cdot 1,223 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,000491993 .$$

Давление в конце впуска в карбюраторном двигателе:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$P_a = P_0 - \Delta P_a = 0,1 - 0,0154 = 0,0846 \text{ МПа};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$P_a = P_0 - \Delta P_a = 0,1 - 0,00504 = 0,09496 \text{ МПа};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$P_a = P_0 - \Delta P_a = 0,1 - 0,00049 = 0,09951 \text{ МПа}.$$

Коэффициент остаточных газов. При определении γ_r для карбюраторного двигателя без наддува принимается коэффициент очистки $\varphi_{оч} = 1$, а коэффициент дозарядки на номинальном скоростном режиме – $\varphi_{доз} = 1,10$, что вполне возможно получить при подборе угла опаздывания закрытия впускного клапана в пределах $30 \dots 60^\circ$. При этом на минимальном скоростном режиме ($n = 1000 \text{ мин}^{-1}$) возможен обратный выброс в пределах 5 %, т.е. $\varphi_{доз} = 0,95$. На остальных режимах значения $\varphi_{доз}$ можно получить, приняв линейную зависимость $\varphi_{доз}$ от скоростного режима. Тогда (см. рис. 1.1)

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{оч} P_r}{\varepsilon \varphi_{доз} P_a - \varphi_{оч} P_r} = \frac{285 + 8}{1020} \frac{0,118}{9,9 \cdot 1,1 \cdot 0,0873 - 0,118} = 0,041;$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{оч} P_r}{\varepsilon \varphi_{доз} P_a - \varphi_{оч} P_r} = \frac{285 + 14}{1000} \frac{0,118}{9,9 \cdot 1,025 \cdot 0,09469 - 0,118} = 0,0410813;$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{оч} P_r}{\varepsilon \varphi_{доз} P_a - \varphi_{оч} P_r} = \frac{285 + 19,5}{900} \frac{0,118}{9,9 \cdot 0,950 \cdot 0,09951 - 0,118} = 0,048812502.$$

Температура в конце впуска в карбюраторном двигателе

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r);$$

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) = (285 + 8 + 0,041 \cdot 1020) / (1 + 0,041) = 321,63 \text{ К};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) = (285 + 14 + 0,0410813 \cdot 1000) / (1 + 0,0410813) = 326,67 \text{ К};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) = (285 + 19,5 + 0,048813 \cdot 900) / (1 + 0,048813) = 336,87 \text{ К}.$$

Коэффициент наполнения карбюраторного двигателя

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_0} (\varphi_{доз} \varepsilon P_a - \varphi_{оч} P_r);$$

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

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

$$= \frac{285}{285 + 8} \cdot \frac{1}{9,9 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (1,1 \cdot 9,9 \cdot 0,0846 - 1 \cdot 0,118) = 0,875815382;$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

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

$$= \frac{285}{285 + 14} \cdot \frac{1}{9,9 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (1,025 \cdot 9,9 \cdot 0,09469 - 1 \cdot 0,1082) = 0,9133528;$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

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

$$= \frac{285}{285 + 19,5} \cdot \frac{1}{9,9 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (0,950 \cdot 9,9 \cdot 0,09951 - 1 \cdot 0,1040) = 0,875203.$$

Параметры	Процесс впуска и газообмена		
	1000	3200	5600
n	1000	3200	5600
α	0,86	0,93	0,93
T_r	900	1000	1020
p_r	0,1040	0,1082	0,1180
ΔT	19,5	14,0	8,0
Δp_a	0,000491993	0,005038018	0,015428931
p_a	0,09951	0,09469	0,0846
$\varphi_{\text{доз}}$	0,950	1,025	1,100
γ_r	0,048813	0,0410813	0,041
T_a	337	327	322
η_v	0,8752	0,9134	0,8758

1.2. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Средний показатель адиабаты сжатия k_1 (при $\varepsilon = 9,9$, а также рассчитанных значениях T_a) определяется по номограмме (рис. 1.2), а средний показатель политропы сжатия n_1 принимается несколько меньше k_1 . При выборе n_1 учитывается, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, а n_1 уменьшается по сравнению с k_1 более значительно:

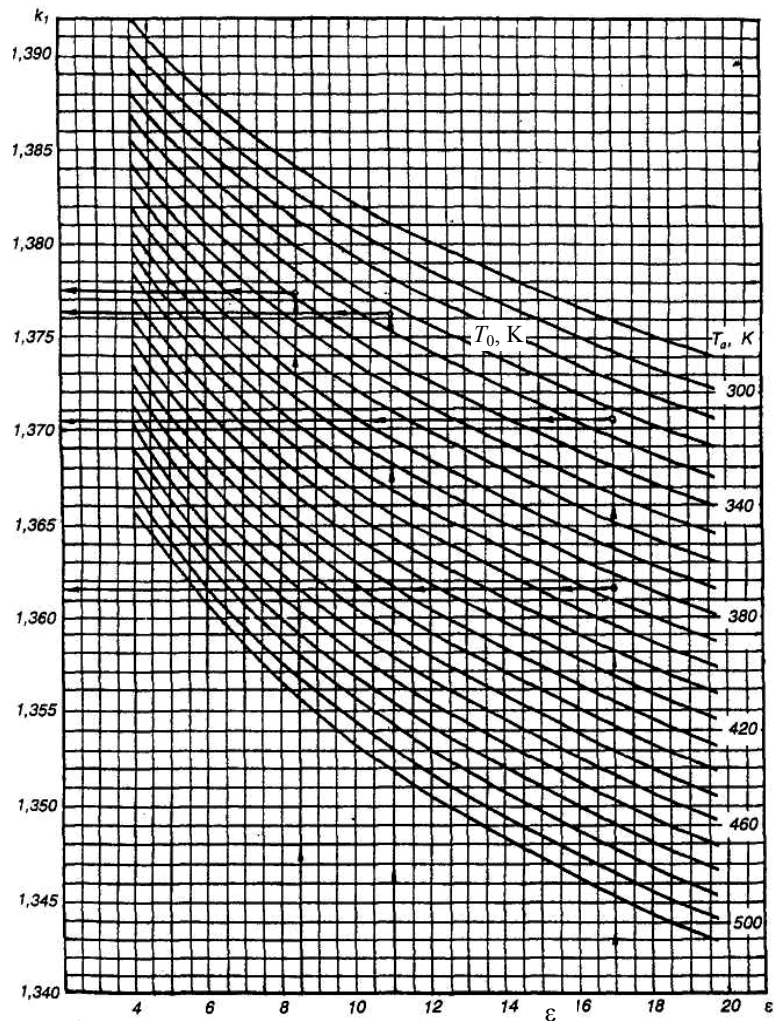


Рис. 1.2. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

- для карбюраторного двигателя при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$, $T_a = 322 \text{ К}$ и $\varepsilon = 9,9$ показатель адиабаты сжатия определен по номограмме $k_1 = 1,3785$;

Давление в конце сжатия для карбюраторного двигателя:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,0846 \cdot 9,9^{1,3780} = 1,9923 \text{ МПа};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,09469 \cdot 9,9^{1,3770} = 2,2248 \text{ МПа};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,09951 \cdot 9,9^{1,3760} = 2,33271 \text{ МПа},$$

где $n_1 = 1,3735$ принят несколько меньше $k_1 = 1,374$.

Температура в конце сжатия для карбюраторного двигателя:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 322 \cdot 9,9^{1,3780 - 1} = 765,96 \text{ К};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 327 \cdot 9,9^{1,3770 - 1} = 776,07 \text{ К};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 337 \cdot 9,9^{1,3760 - 1} = 797,97 \text{ К}.$$

Средняя мольная теплоёмкость в конце сжатия:

а) свежей смеси (воздуха) для карбюраторного двигателя

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

где $t_c = T_c - 273$ °C; тогда

при $n_N = 5600$ мин⁻¹

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 493 = 21,900534 \text{ кДж/(кмоль·град);}$$

при $n_N = 3200$ мин⁻¹

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 503 = 21,926914 \text{ кДж/(кмоль·град);}$$

при $n_N = 1000$ мин⁻¹

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 525 = 21,98495 \text{ кДж/(кмоль·град);}$$

Таблица 1.2

Температура, °C	Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль град), бензина при α											
	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25
0	21,683	21,786	21,88	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,14	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,65	22,584	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,2	23,115	23,036	22,964	22,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,45	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,36	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,15	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,44	24,586	24,475	24,373	24,28	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,7	24,61	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,28	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,5	25,68	25,847	25,72	25,604	25,498	25,4	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,87	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,627
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,59	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,94	26,8	26,672	26,554	25,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,08	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,18	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,24	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,33	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,863	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,87	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,91	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,27	29,478	29,306	29,148	29,004	28,87	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,57	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,95	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,47	29,743	29,994	30,226	30,44	30,257	30,09	29,936	29,794	29,663

б) остаточных газов $(mc_v^n)_{t_0}^{t_c}$ – определяется методом интерполяции по табл. 1.2

• для карбюраторного двигателя:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha = 0,96$ и $t_c = 482 \text{ }^\circ\text{C}$

$$(mc_v^n)_{t_0}^{400} = 23,586 + (23,712 - 23,586) \cdot \frac{0,01}{0,05} = 23,611,$$

где 23,586 и 23,712 – значения теплоёмкости продуктов сгорания при $400 \text{ }^\circ\text{C}$ соответственно при $\alpha = 0,95$ и $\alpha = 1,00$, взятые по табл. 1.2; 24,014 и 24,150 – значения теплоёмкости продуктов сгорания при $500 \text{ }^\circ\text{C}$ соответственно при $\alpha = 0,95$ и $\alpha = 1,00$, взятые по табл. 1.2.

Теплоёмкость продуктов сгорания при $t_c = 493 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\alpha = 0,93$:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$(mc_v^n)_{t_0}^{t_c} = 23,867 + (24,014 - 23,867) \cdot \frac{93}{100} = 24,00371 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$(mc_v^n)_{t_0}^{t_c} = 23,867 + (24,014 - 23,867) \cdot \frac{3}{100} = 23,87141 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$(mc_v^n)_{t_0}^{t_c} = 23,867 + (24,014 - 23,867) \cdot \frac{25}{100} = 24,05075 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)};$$

в) рабочей смеси

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

• для карбюраторного двигателя:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,041} [21,9005 + 0,041 \cdot 24,00371] = 22,01865562 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,0410813} [21,927 + 0,0410813 \cdot 23,8714] = 22,00372646 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,048813} [21,985 + 0,048813 \cdot 24,05075] = 22,08114245 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)}.$$

Параметры		Процесс сжатия	
n	1000	3200	5600
k_1	1,3765	1,3778	1,3785
n_1	1,3760	1,3770	1,3780
p_c	2,33271	2,2248	1,69923
T_c	798	776	766
t_c	525	503	493
$(mc_v)_{t_0}^{t_c}$	21,985	21,927	21,9005
$(mc_v^n)_{t_0}^{t_c}$	24,05075	23,8714	24,00371
$(mc_v')_{t_0}^{t_c}$	22,08114245	22,00372646	22,01865562

1.3. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Коэффициент молекулярного изменения горючей $\mu_0 = M_2 / M_1$ и рабочей смеси $\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r)$:

- для карбюраторного двигателя:
при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$\mu_0 = 0,52385 / 0,48858 = 1,0722 \text{ и}$$

$$\mu = (1,072 + 0,041) / (1 + 0,041) = 1,069 ;$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$\mu_0 = 0,52385 / 0,48858 = 1,0722 \text{ и}$$

$$\mu = (1,072 + 0,0410813) / (1 + 0,0410813) = 1,0693 ;$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$\mu_0 = 0,4952 / 0,4525 = 1,0944 \text{ и}$$

$$\mu = (1,0944 + 0,048813) / (1 + 0,048813) = 1,0900 .$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания рабочей смеси:

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0 \text{ и}$$

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

- для карбюраторного двигателя:
при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta H_u = 119\,950(1 - 0,93) \cdot 0,516 = 4332,594 \text{ кДж/кг,}$$

$$H_{\text{раб. см}} = \frac{43\,930 - 4332,594}{0,48858(1 + 0,041)} = 77\,794 \text{ кДж/кмоль раб. см.;}$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta H_u = 119\,950(1 - 0,93) \cdot 0,516 = 4332,594 \text{ кДж/кг,}$$

$$H_{\text{раб. см}} = \frac{43\,930 - 4332,594}{0,48858(1 + 0,0410813)} = 77\,847 \text{ кДж/кмоль раб. см.;}$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta H_u = 119\,950(1 - 0,86) \cdot 0,516 = 8665 \text{ кДж/кг,}$$

$$H_{\text{раб. см}} = \frac{43\,930 - 8665}{0,4525(1 + 0,048813)} = 74\,307 \text{ кДж/кмоль раб. см.}$$

Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания определяется по эмпирическим формулам, приведённым в табл. 1.3 для интервала температур 1501...2800 °С:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$(mc_V'')_{i_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left\{ M_{\text{CO}_2} (mc_V''_{\text{CO}_2})_{i_0}^{t_z} + M_{\text{CO}} (mc_V''_{\text{CO}})_{i_0}^{t_z} + \right.$$

$$\left. + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc_V''_{\text{H}_2\text{O}})_{i_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2} (mc_V''_{\text{H}_2})_{i_0}^{t_z} + M_{\text{N}_2} (mc_V''_{\text{N}_2})_{i_0}^{t_z} \right\} .$$

- для карбюраторного двигателя:

$$(mc_V'')_{i_0}^{t_z} = (1 / 0,536) \cdot [0,0655 \cdot (39,123 + 0,003349 t_z) +$$

$$+ 0,0057(22,49 + 0,00143 t_z) + 0,0696(26,67 + 0,004438 t_z) +$$

$$+ 0,0029(19,678 + 0,001758 t_z) + 0,3923(21,951 + 0,001457 t_z)] =$$

$$= 24,656 + 0,002077 t_z, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град).}$$

Таблица 1.3

Температура, °С	Средняя молярная теплоёмкость отдельных газов при постоянном объёме, кДж/(кмоль·град)						
	Воздух	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,610	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,763	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,435	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682
2100	25,474	27,015	25,063	23,410	25,537	46,283	36,121
2200	25,612	27,169	25,202	23,577	25,666	46,568	36,540
2300	25,746	27,320	25,327	23,744	25,792	46,832	36,942
2400	25,871	27,471	25,449	23,908	25,909	47,079	37,331
2500	25,993	27,613	25,562	24,071	26,022	47,305	37,704
2600*	26,120	27,753	25,672	24,234	26,120	47,515	38,060
2700*	26,250	27,890	25,780	24,395	26,212	47,710	38,395
2800*	26,370	28,020	25,885	24,550	26,300	47,890	38,705

Коэффициент использования теплоты ξ_z . При проведении расчётов двигателя ξ_z выбирается по опытным данным в зависимости от конструктивных особенностей двигателя. На рисунке 1.1 приведена достаточно реальная зависимость ξ_z от скоростного режима двигателя, исходя из чего величина коэффициента использования теплоты для карбюраторного двигателя $\xi_z = 0,91$ при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$. Поэтому же рисунку определяем значения ξ_z для всех расчётных режимов.

Температура в конце видимого процесса сгорания

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_V)_{t_0}^{t_z} t_c = \mu (mc''_V)_{t_0}^{t_z} t_z$$

- для карбюраторного двигателя:
при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$0,91 \cdot 77794 + 22,01866 \cdot 493 = 1,069 \cdot (24,656 + 0,002077 t_z) t_z$$

или

$$0,002203 t_z^2 + 26,357 t_z - 83008 = 0,$$

откуда

$$t_z = (-26,357 + \sqrt{26,357^2 + 4 \cdot 0,002203 \cdot 83008}) / (2 \cdot 0,002203) = 2586 \text{ °С},$$

$$T_z = t_z + 273 = 2586 + 273 = 2859 \text{ К};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$0,93 \cdot 77847 + 22,00373 \cdot 503 = 1,0693 \cdot (24,656 + 0,002077t_z)t_z$$

или

$$0,002221t_z^2 + 26,365t_z - 83466 = 0,$$

откуда

$$t_z = (-26,365 + \sqrt{26,365^2 + 4 \cdot 0,002221 \cdot 83466}) / (2 \cdot 0,002221) = 2597 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$T_z = t_z + 273 = 2597 + 273 = 2870 \text{ K};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$0,83 \cdot 74307 + 22,08114 \cdot 525 = 1,09 \cdot (24,298 + 0,00233t_z)t_z$$

или

$$0,0025397t_z^2 + 26,48482t_z - 73267 = 0,$$

откуда

$$t_z = (-26,48482 + \sqrt{26,48482^2 + 4 \cdot 0,0025397 \cdot 73267}) / (2 \cdot 0,0025397) =$$

$$= 2270 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_z = t_z + 273 = 2270 + 273 = 2543 \text{ K}.$$

Максимальное давление сгорания теоретическое:

• для карбюраторного двигателя:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$p_z = p_c \mu T_z / T_c = 1,69923 \cdot 1,069 \cdot 2859 / 766 = 6,77977 \text{ МПа};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$p_z = p_c \mu T_z / T_c = 2,2248 \cdot 1,0693 \cdot 2870 / 776 = 8,79854 \text{ МПа};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$p_z = p_c \mu T_z / T_c = 2,33271 \cdot 1,09 \cdot 2543 / 798 = 8,10271 \text{ МПа}.$$

Максимальное давление сгорания действительное:

• для карбюраторного двигателя:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$p_{z_0} = 0,85 p_z = 0,85 \cdot 6,77977 = 5,7628 \text{ МПа};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$p_{z_0} = 0,85 p_z = 0,85 \cdot 8,79854 = 7,4788 \text{ МПа};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$p_{z_0} = 0,85 p_z = 0,85 \cdot 8,10271 = 6,8873 \text{ МПа}.$$

Степень повышения давления:

• для карбюраторного двигателя:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{6,77977}{1,69923} = 3,9899;$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{8,79854}{2,2248} = 3,9548;$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{8,10271}{2,33271} = 3,4735.$$

Параметры	Процесс сгорания		
n	1000	3200	5600
μ_0	1,0944	1,0722	1,0722
μ	1,09	1,0693	1,069
ΔH_u	8665	4333	4333
$H_{\text{раб. сим}}$	74307	77847	77794
$(mc_V)_{t_0}^{t_z}$	24,298 + + 0,00233 t_z	24,656 + + 0,02077 t_z	24,656 + + 0,002077 t_z
ξ_z	0,83	0,93	0,91
$t_z, ^\circ\text{C}$	2270	2597	2586
T_z, K	2543	2870	2859
p_z	8,10271	8,79854	6,77977
p_{z0}	6,8873	7,4788	5,7628
λ	3,4735	3,9548	3,9899

1.4. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА

Средний показатель адиабаты расширения k_2 определяется по номограмме (рис. 1.3) при заданном ε для соответствующих значений α и T_z , а средний показатель политропы расширения n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты:

- для карбюраторного двигателя:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$, $\varepsilon = 9,9$, $\alpha = 0,93$ и $T_z = 2859 \text{ K}$, $k_2 = 1,2480$, что позволяет принять $n_2 = 1,2475$.

$$p_b = 6,77977 / 9,9^{1,2475} = 0,38829 \text{ МПа} \text{ и } T_b = 2859 / 9,9^{1,2475-1} = 1621 \text{ K};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$, $\varepsilon = 9,9$, $\alpha = 0,93$ и $T_z = 2870 \text{ K}$, $k_2 = 1,2478$, что позволяет принять $n_2 = 1,2475$.

$$p_b = 8,79854 / 9,9^{1,2475} = 0,50391 \text{ МПа} \text{ и } T_b = 2870 / 9,9^{1,2475-1} = 1627 \text{ K};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $\varepsilon = 9,9$, $\alpha = 0,93$ и $T_z = 2543 \text{ K}$, $k_2 = 1,2480$, что позволяет принять $n_2 = 1,2475$.

$$p_b = 8,10271 / 9,9^{1,2475} = 0,46406 \text{ МПа} \text{ и } T_b = 2543 / 9,9^{1,2475-1} = 1442 \text{ K}.$$

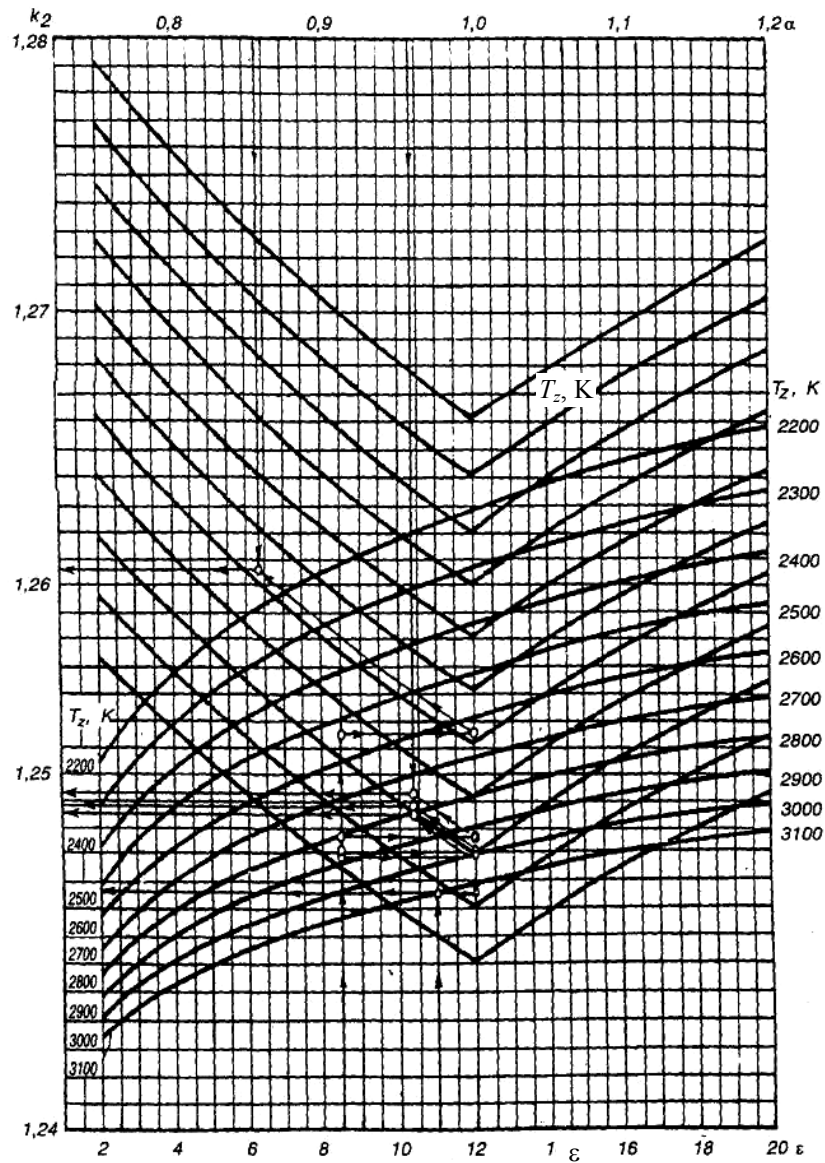


Рис. 1.3. Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2 для бензинового двигателя

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов

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

- для карбюраторного двигателя:
при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$T_r = \frac{1621}{\sqrt[3]{0,38829/0,118}} = 1090 \text{ К}, \Delta T_r = 100(1090 - 1020)/1020 = +5 \%,$$

где ΔT_r – погрешность расчёта;

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$T_r = \frac{1627}{\sqrt[3]{0,50391/0,118}} = 1002 \text{ К}, \Delta T_r = 100(1002 - 1000)/1000 = +0,2 \%;$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$T_r = \frac{1442}{\sqrt[3]{0,46406/0,118}} = 914 \text{ К}, \Delta T_r = 100(914 - 900)/900 = +1,56 \%$$

На всех скоростных режимах температура остаточных газов принята достаточно удачно, так как ошибка не превышает 5 %.

Параметры	Процесс расширения и выпуска		
П	1000	3200	5600
k_2	1,2605	1,2478	1,2480
n_2	1,260	1,2475	1,2475
p_b	0,46406	0,50391	0,38829
T_b	1442	1627	1621
T_r	885	1008	1070
$\Delta T_n, \%$	+1,56	+0,2	+5

1.5. ИНДИКАТОРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

Теоретическое среднее индикаторное давление карбюраторного двигателя

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

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$p'_i = \frac{1,69923}{9,9 - 1} \left[\frac{3,99}{1,2475 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,9^{1,2475 - 1}} \right) - \frac{1}{1,3780 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,9^{1,3780 - 1}} \right) \right] =$$

$$= 1,030 \text{ МПа};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$p'_i = \frac{2,2248}{9,9 - 1} \left[\frac{3,95}{1,2475 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,9^{1,2475 - 1}} \right) - \frac{1}{1,3770 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,9^{1,3770 - 1}} \right) \right] =$$

$$= 1,287 \text{ МПа};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$p'_i = \frac{2,33271}{9,9 - 1} \left[\frac{3,47}{1,26 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,9^{1,26 - 1}} \right) - \frac{1}{1,3760 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,9^{1,3760 - 1}} \right) \right] =$$

$$= 1,159 \text{ МПа}.$$

Среднее индикаторное давление $p_i = \varphi_u p'_i$:

• карбюраторного двигателя:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$p_i = 0,96 \cdot 1,030 = 0,9888 \text{ МПа};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$p_i = 0,96 \cdot 1,287 = 1,23552 \text{ МПа};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$p_i = 0,96 \cdot 1,159 = 1,11264 \text{ МПа}.$$

Индикаторный КПД и индикаторный удельный расход топлива карбюраторного двигателя

$$\eta_i = p_i l_0 \alpha / (H_u \rho_0 \eta_V) \text{ и } g_i = 3600 / (H_u \eta_i);$$

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$\eta_i = 0,9888 \cdot 14,957 \cdot 0,93 / (43,93 \cdot 1,223 \cdot 0,8758) = 0,287;$$

$$g_i = 3600 / (49,93 \cdot 0,287) = 286 \text{ г/(кВт ч)};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$\eta_i = 1,23552 \cdot 14,957 \cdot 0,93 / (43,93 \cdot 1,223 \cdot 0,9134) = 0,350;$$

$$g_i = 3600 / (49,93 \cdot 0,350) = 206 \text{ г/(кВт ч)};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$\eta_i = 1,11264 \cdot 14,957 \cdot 0,86 / (43,93 \cdot 1,223 \cdot 0,8752) = 0,304;$$

$$g_i = 3600 / (49,93 \cdot 0,495) = 238 \text{ г/(кВт ч)}.$$

1.6. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Среднее давление механических потерь для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $S/D \leq 1$

$$p_M = 0,034 + 0,0113 v_{\text{п.ср}}.$$

Для карбюраторного двигателя, предварительно приняв ход поршня S равным 78 мм, получим значение средней скорости поршня:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$v_{\text{с.пр}} = S n_N / (10^4 \cdot 3) = 78 \cdot 5600 / 30\,000 = 14,56 \text{ м/с};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$v_{\text{с.пр}} = S n_N / (10^4 \cdot 3) = 78 \cdot 3200 / 30\,000 = 8,32 \text{ м/с};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$v_{\text{с.пр}} = S n_N / (10^4 \cdot 3) = 78 \cdot 1000 / 30\,000 = 2,6 \text{ м/с};$$

тогда

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot 14,56 = 0,1985 \text{ МПа};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot 8,32 = 0,128 \text{ МПа};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot 2,6 = 0,063 \text{ МПа}.$$

Среднее эффективное давление и механический КПД

$$p_e = p_i - p_b \text{ и } \eta_M = p_e / p_i;$$

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$p_e = 0,9888 - 0,1985 = 0,7903 \text{ и } \eta_M = 0,7903 / 0,9888 = 0,799;$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$p_e = 1,23552 - 0,128 = 1,10752 \text{ и } \eta_M = 1,10752 / 1,23552 = 0,8963;$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$p_e = 1,11264 - 0,063 = 1,04964 \text{ и } \eta_M = 1,04964 / 1,11264 = 0,943.$$

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \text{ и } g_e = 3600 / H_u \eta_e :$$

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$\eta_e = 0,287 \cdot 0,799 = 0,229 \text{ и } g_e = 3600 / 43,93 \cdot 0,229 = 358 ;$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$\eta_e = 0,350 \cdot 0,863 = 0,302 \text{ и } g_e = 3600 / 43,93 \cdot 0,302 = 271 ;$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$\eta_e = 0,304 \cdot 0,943 = 0,287 \text{ и } g_e = 3600 / 43,93 \cdot 0,287 = 286 .$$

Параметры	Индикаторные и эффективные параметры двигателей		
	1000	3200	5600
n	1000	3200	5600
p'_i	1,159	1,287	1,030
p_i	1,11264	1,23552	0,9888
η_i	0,304	0,350	0,287
g_i	238	206	286
$v_{с. пр}$	2,60	8,32	14,56
p_m	0,063	0,128	0,1985
p_e	1,04964	1,10752	0,7903
η_m	0,943	0,8963	0,799
η_e	0,287	0,302	0,229
g_e	286	271	358

1.7. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРА И ДВИГАТЕЛЯ

Литраж карбюраторного двигателя

$$V_{л} = 30\tau N_e / (p_e n) = 30 \cdot 4 \cdot 60 / (0,7903 \cdot 5600) = 1,626 \text{ л.}$$

Рабочий объём одного цилиндра карбюраторного двигателя

$$V_h = V_{л} / i = 1,626 / 4 = 0,4067 \text{ л.}$$

Диаметр цилиндра. Так как ход поршня предварительно был принят $S = 78 \text{ мм}$ для карбюраторного двигателя, то

$$D = 2 \cdot 10^3 \sqrt{V_h / (\pi S)} = 2 \cdot 10^3 \sqrt{0,4067 / (3,14 \cdot 78)} = 81,5 \text{ мм.}$$

Окончательно принимается для карбюраторного двигателя $D = 82 \text{ мм}$ и $S = 78 \text{ мм}$

Основные параметры и показатели двигателей определяются по окончательно принятым значениям D и S :

$$\text{площадь поршня } F_{п} = \pi D^2 / (4 \cdot 100) = 52,78 \text{ см}^2;$$

$$\text{литраж двигателя } V_{л} = \pi D^2 S i / (4 \cdot 10^6) = 1,64 \text{ л};$$

$$\text{мощность двигателя } N_e = p_e V_{л} n / 30\tau = 60,48 \text{ кВт};$$

$$\text{литровая мощность двигателя } V_{л} = N_e / V_{л} = 36,88 ;$$

$$\text{крутящий момент } M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi i} = 103,18 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\text{часовой расход топлива } G_t = N_e g_e \cdot 10^{-3} = 21 \text{ кг/ч.}$$

Параметры	Основные параметры и показатели двигателей		
	1000	3200	5600
$n, \text{ мин}$	1000	3200	5600
$F_{п}, \text{ см}^2$	52,78		
$V_{л}, \text{ л}$	1,64		
$N_{л}, \text{ кВт/л}$	36,88		

$$p_x / M_p = (p_b / M_p)(OB / OX)^{n_2} = 7,77(86,76 / OX)^{1,2475} \text{ мм.}$$

Результаты расчёта точек политроп приведены в табл. 1.4.

Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчётов. Так как рассчитываемый двигатель достаточно быстроходный ($n = 5600 \text{ мин}^{-1}$), то фазы газораспределения необходимо устанавливать с учётом получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, принятых в расчёте. В связи с этим начало открытия впускного клапана (точка r') устанавливается за 18° до прихода поршня в в.м.т., а закрытие (точка a'') – через 60° после прохода поршнем н.м.т.; начало открытия выпускного клапана (точка b') принимается за 55° до прихода поршня в н.м.т., а закрытие (точка a') – через 25° после прохода поршнем в.м.т. Учитывая быстроходность двигателя, угол опережения зажигания θ принимается равным 35° , а продолжительность периода задержки воспламенения – $\Delta\varphi_1 = 5^\circ$.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяют положение точек r', a', a'', c', f и b' по формуле для перемещения поршня

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

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Таблица 1.4

№ точек	OX, мм	OB / OX	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,378}$	$\frac{P_x}{M_p}$, мм	P_x , МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,2475}$	$\frac{P_x}{M_p}$, мм	P_x , МПа
1	10,2	8,51	19,12	32,35	1,62 (точка c)	14,46	112,3	5,62 (точка z)
2	11	7,89	17,23	29,15	1,46	13,16	102,2	5,00
3	12,5	6,94	14,43	24,42	1,22	11,21	87,1	4,7
4	17,4	4,99	9,16	15,49	0,77	7,43	57,7	3,5
5	22,4	3,87	6,45	10,91	0,55	5,41	42,0	2,1
6	29,5	2,94	4,42	7,48	0,37	3,84	29,0	1,49
7	44,3	1,96	2,53	4,28	0,21	2,32	18,0	0,90
8	58,8	1,48	1,72	2,91	0,15	1,63	12	0,63
9	86,76	1	1	1,69	0,09	1	7,7	0,39
					точка a		точка b	

Выбор величины λ производится при проведении динамического расчёта, а при построении индикаторной диаграммы предварительно принимается $\lambda = 0,285$.

Расчёты ординат точек r', a', a'', c', f и b' сведены в табл. 1.5.

Положение точки c'' определяется из выражения

$$p_c'' = (1,15 \dots 1,25) p_c = 1,20 \cdot 1,69923 = 2,039 \text{ МПа};$$

$$p_c'' / M_p = 2,039 / 0,05 = 40,78 \text{ мм.}$$

Действительное давление сгорания

$$p_{z_d} = 0,85 p_z = 0,85 \cdot 6,77977 = 5,76 \text{ МПа};$$

$$p_{z_d} / M_p = 5,76 / 0,05 = 115 \text{ мм.}$$

Таблица 1.5

Обозначение точек	Положение точек	φ°	$(1 - \cos\varphi + \lambda/4(1 - \cos 2\varphi))$	Расстояние точек от в.м.т., (AX), мм
r'	18° до в.м.т	18	0,0655	2,6
a'	25° после в.м.т.	25	0,1223	4,8
a''	60° после в.м.т	120	0,6069	62,5
c'	35° до в.м.т.	35	0,2313	9,0
f	30° до в.м.т.	30	0,1697	6,6
b'	55° до в.м.т.	125	1,6667	65,0

Для упрощения расчётов можно принять, что максимальное давление сгорания достигается через -10° после в.м.т.

Соединяя плавными кривыми точки $rcd'c'cc''$ и далее с Z_d и кривой расширения b' с b'' и линией выпуска $b''r'r$, получим скруглённую действительную индикаторную диаграмму $ra'ac'fc''Z_d b'b''r$.

1.9. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Общее количество теплоты, введённой в двигатели при номинальном скоростном режиме (все данные взяты из теплового расчёта):

- карбюраторный двигатель при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_o = 43\,930 \cdot 21,65/3,6 = 264\,190 \text{ Дж/с};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_o = 43\,930 \cdot 9,37/3,6 = 114\,340 \text{ Дж/с};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_o = 43\,930 \cdot 3,09/3,6 = 37\,706 \text{ Дж/с}.$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с:

- карбюраторный двигатель при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_e = 1000 \cdot 60,48 = 60\,480 \text{ Дж/с};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_e = 1000 \cdot 32,24 = 32\,240 \text{ Дж/с};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_e = 1000 \cdot 10,08 = 10\,080 \text{ Дж/с}.$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

- карбюраторный двигатель при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_b = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,2^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 5600^{0,65} \cdot (43\,930 - 4333) / (0,93 \cdot 43\,930) = 57\,724,85 \text{ Дж/с};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_b = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,2^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 3200^{0,65} \cdot (43\,930 - 4333) / (0,93 \cdot 43\,930) = 30656 \text{ Дж/с};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_b = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,2^{1+2 \cdot 1,6} \cdot 1000^{1,6} \cdot (43\,930 - 4333) / (0,93 \cdot 43\,930) = 9610 \text{ Дж/с}.$$

Теплота, унесённая с отработавшими газами:

- карбюраторный двигатель при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_r = (21,65/3,6) \cdot \{0,52385 \cdot [24,0371 + 8,315] \cdot 747 - 0,489 \cdot [20,775 + 8,315] \cdot 20\} = 77859 \text{ Дж/с};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_r = (9,37/3,6) \cdot \{0,52385 \cdot [23,87 + 8,315] \cdot 735 - 0,489 \cdot [20,775 + 8,315] \cdot 20\} = 28\ 770 \text{ Дж/с};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_r = (3,09/3,6) \cdot \{0,4952 \cdot [24,051 + 8,315] \cdot 612 - 0,453 \cdot [20,775 + 8,315] \cdot 20\} = 9351 \text{ Дж/с}.$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива:

- карбюраторный двигатель

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_{н.с} = 4333 \cdot 21,65/3,6 = 26\ 058 \text{ Дж/с};$$

при $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_{н.с} = 4333 \cdot 9,37/3,6 = 11\ 278 \text{ Дж/с};$$

при $n_N = 1000 \text{ мин}^{-1}$

$$Q_{н.с} = 8665 \cdot 3,09/3,6 = 7437 \text{ Дж/с}.$$

Неучтённые потери теплоты:

- карбюраторный двигатель

$$Q_{\text{ост}} = 264\ 190 - (60\ 480 + 57\ 725 + 77\ 859 + 26\ 058) = 42\ 068 \text{ Дж/с}.$$

Составляющие теплового баланса карбюраторного двигателя.

Составляющие теплового баланса	Частота вращения двигателя					
	1000		3200		5600	
	$Q_1, \text{ Дж/с}$	$g_1, \%$	$Q_1, \text{ Дж/с}$	$g_1, \%$	$Q_1, \text{ Дж/с}$	$g_1, \%$
Теплота, эквивалентная эффективной работе	10 080	26,7	32 240	28,2	60 480	22,9
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	9610	25,5	30 656	26,8	57 725	21,8
Теплота, унесённая с отработавшими газами	9351	24,8	28 770	25,2	77 859	29,5
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	7437	19,7	11 278	9,9	26 058	9,9
Неучтённые потери теплоты	1228	5,0	11 369	9,9	42 068	15,9
Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом	37 706	100	114 340	100	221 920	100

Из таблицы видно, что основная часть теплоты топлива расходуется на эффективную работу, нагрев охлаждающей среды и потери с отработавшими газами.

1.10. КИНЕМАТИКА РАСЧЁТА КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Величины инерционных усилий, действующих в двигателе, зависят от размеров кривошипно-шатунного механизма и их соотношений.

Установлено, что с уменьшением $\lambda = R/L_{\text{ш}}$ (за счёт увеличения $L_{\text{ш}}$) происходит снижение инерционных и нормальных сил, но при этом увеличивается высота двигателя и его масса. В связи с этим в автомобильных и тракторных двигателях принимают $\lambda = 0,23 \dots 0,30$.

Для двигателей с малым диаметром отношение $R/L_{\text{ш}}$ выбирают с таким расчётом, чтобы избежать задевания шатуна за нижнюю кромку цилиндра.

Минимальную длину шатуна и максимально допустимое значение λ без задевания шатуна за кромку ци-

Построив кинематическую схему кривошипно-шатунного механизма (см. рис. 5), устанавливаем, что ранее принятые значения $L_{ш}$ и λ обеспечивают движение шатуна без задевания за нижнюю кромку цилиндра. Следовательно, перерасчёта величин $L_{ш}$ и λ не требуется.

Перемещение поршня.

Определяем перемещение поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала двигателя

$$s_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] = 39 \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ мм.}$$

Расчёт s_x производится аналитически через каждые 10° угла поворота коленчатого вала.

Значения для $\left[(1 - \cos \varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$ при различных φ взяты из табл. 1.6 как средние между значениями при $\lambda = 0,28$ и $0,29$ и занесены в гр. 2 расчётной табл. 1.9 (для сокращения объёма значения в таблице даны через 30°).

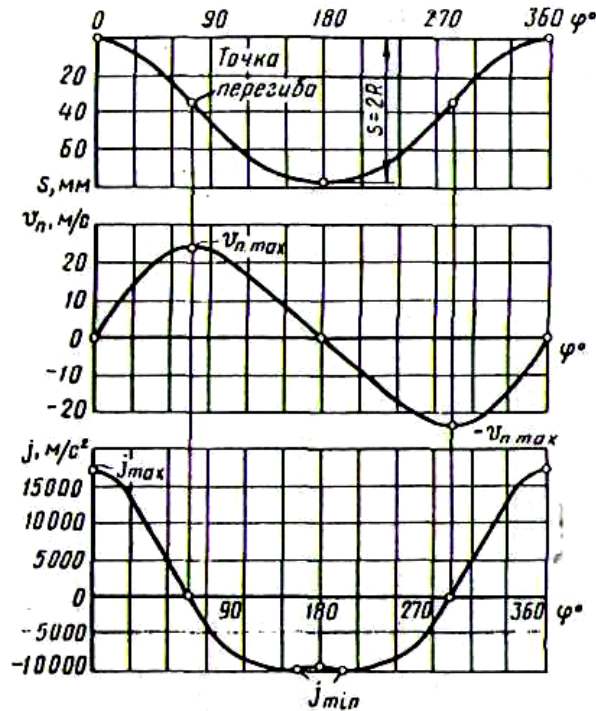


Рис. 1.6. Путь, скорость и ускорение поршня карбюраторного двигателя

Таблица 1.7

φ°	Знак	Значения $(\sin \varphi + \lambda/2 \sin 2\varphi)$ при λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
10	+	0,2146	0,2164	0,2181	0,2198	0,2215	0,2332	0,2249	0,2266	-	350
20	+	0,4191	0,4224	0,4256	0,4288	0,4320	0,4352	0,4384	0,4416	-	340
30	+	0,6039	0,6083	0,6126	0,6169	0,6212	0,6256	0,6299	0,6342	-	330
40	+	0,7610	0,7659	0,7708	0,7757	0,7807	0,7856	0,7905	0,7954	-	320
50	+	0,8842	0,8891	0,8940	0,8989	0,9039	0,9088	0,9137	0,9186	-	310
60	+	0,9699	0,9743	0,9786	0,9829	0,9872	0,9916	0,9959	1,0002	-	300
70	+	1,0168	1,0201	1,0233	1,0265	1,0297	1,0329	1,0361	1,0393	-	290
80	+	1,0258	1,0276	1,0293	1,0310	1,0327	1,0344	1,0361	1,078	-	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270
100	+	0,9438	0,9420	0,9403	0,9386	0,9369	0,9352	0,9335	0,9318	-	260
110	+	0,8626	0,8593	0,8561	0,8529	0,8497	0,8465	0,8433	0,8401	-	250
120	+	0,7621	0,7577	0,7534	0,7491	0,7448	0,7404	0,7361	0,7318	-	240
130	+	0,6478	0,6429	0,6380	0,6331	0,6281	0,6232	0,6183	0,6134	-	230
140	+	0,5246	0,5197	0,5148	0,5099	0,5049	0,5000	0,4951	0,4902	-	220

150	+	0,3961	0,3917	0,3874	0,3831	0,3788	0,3744	0,3701	0,3658	–	210
160	+	0,2649	0,2616	0,2584	0,2552	0,2520	0,2488	0,2456	0,2424	–	200
170	+	0,1326	0,1308	0,1291	0,1274	0,1257	0,1240	0,1223	0,1206	–	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	–	180

Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 5600 / 30 = 586 \text{ рад/с.}$$

Скорость поршня. Учитывая, что при перемещении поршня скорость его движения переменна и зависит только от изменения угла поворота кривошипа и отношения $\lambda/2$, тогда

$$v_n = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) = 586 \cdot 0,039 \cdot \left(\sin \varphi + \frac{0,285}{2} \sin 2\varphi \right) \text{ м/с.}$$

Значения для $[\sin \varphi + (0,285/2) \sin 2\varphi]$ взяты из табл. 1.7 и занесены в гр. 4, а рассчитанные значения V_n – в гр. 5 табл. 1.9.

Ускорение поршня рассчитывается по формуле

$$j = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = 586^2 \cdot 0,039 (\cos \varphi + 0,285 \cos 2\varphi) \text{ м/с}^2.$$

Значения множителя, заключённого в скобки в зависимости от λ и φ , приведены в табл. 1.8.

Значения для $(\cos \varphi + 0,285 \cos 2\varphi)$ взяты из табл. 1.8. и занесены в гр. 6, а расчётные j – в гр. 7 табл. 1.9.

По данным табл. 1.9. построены графики рис. 1.5 s_x в масштабе $M_s = 2$ мм в мм, v_n – в масштабе $M_v = 1$ м/с в мм, j – в масштабе $M_j = 500$ м/с² в мм. Масштаб угла поворота коленчатого вала $M_\varphi = 3^\circ$ в мм.

При $j = 0$ $v_n = \pm v_{\max}$, а на кривой s_x – эта точка перегиба.

1.11. РАСЧЁТ ДИНАМИКИ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Силы давления газов. Индикаторную диаграмму (см. рис 1.4), полученную в тепловом расчёте, развертывают по углу поворота кривошипа (рис 1.7) по методу Брикса.

Поправка Брикса

$$R\lambda / (2M_s) = 39 \cdot 0,285 / (2 \cdot 1) = 5,56 \text{ мм,}$$

где M_s – масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

Масштабы развернутой диаграммы: давлений и удельных сил $M_p = 0,05$ МПа в мм; полных сил $M_p = M_p F_n = 0,05 \cdot 0,004776 = 0,000239$ МН в мм, или $M_p = 239$ Н в мм, угла поворота кривошипа $M_\varphi = 3^\circ$ в мм, или

$$M'_\varphi = 4\pi / OB = 4 \cdot 3 / 14 / 240 = 0,0523 \text{ рад в мм,}$$

где OB – длина развёрнутой индикаторной диаграммы, мм.

Таблица 1.8

φ°	Знак	Значения $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ при λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	0,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5977	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	–	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	–	280
90	–	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	–	270
100	–	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	–	260

110	-	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	-	250
120	-	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	-	240
130	-	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	-	230
140	-	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	-	220
150	-	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	-	210
160	-	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	-	200
170	-	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	-	190
180	-	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	-	180

Таблица 1.9

φ°	$\left[(1 - \cos \varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$	$s_x, \text{ мм}$	$\left(\sin \varphi + \frac{0,285}{2} \sin 2\varphi \right)$	$v_n, \text{ м/с}$	$(\cos \varphi + 0,285 \cos 2\varphi)$	$j, \text{ м/с}^2$
1	2	3	4	5	6	7
0	0,0000	0,00	0,0000	0,00	+1,2860	+17 223
30	+0,1697	6,61	+0,6234	+14,25	+1,0085	+13 506
60	+0,6069	23,67	+0,9894	+22,61	+0,3575	+4788
90	+1,1425	44,56	+1,0000	+22,85	-0,2850	-3817
120	+1,6069	62,67	+0,7426	+16,97	-0,6425	-8605
150	+1,9017	74,16	+0,3766	+8,61	-0,7235	-9689
180	+2,0000	78,00	0,0000	0,00	-0,7150	-9576
210	+1,9017	74,16	-0,3766	-8,61	-0,7235	-9689
240	+1,6069	62,67	-0,7426	-16,97	-0,6425	-8605
270	+1,1425	44,56	-1,0000	-22,85	-0,2850	-3817
300	+0,6069	23,67	-0,9894	-22,61	+0,3575	+4788
330	+0,1697	6,61	-0,6234	-14,25	+1,0085	+13 506
360	+0,0000	0,00	-0,0000	0,00	+1,2850	+17 223

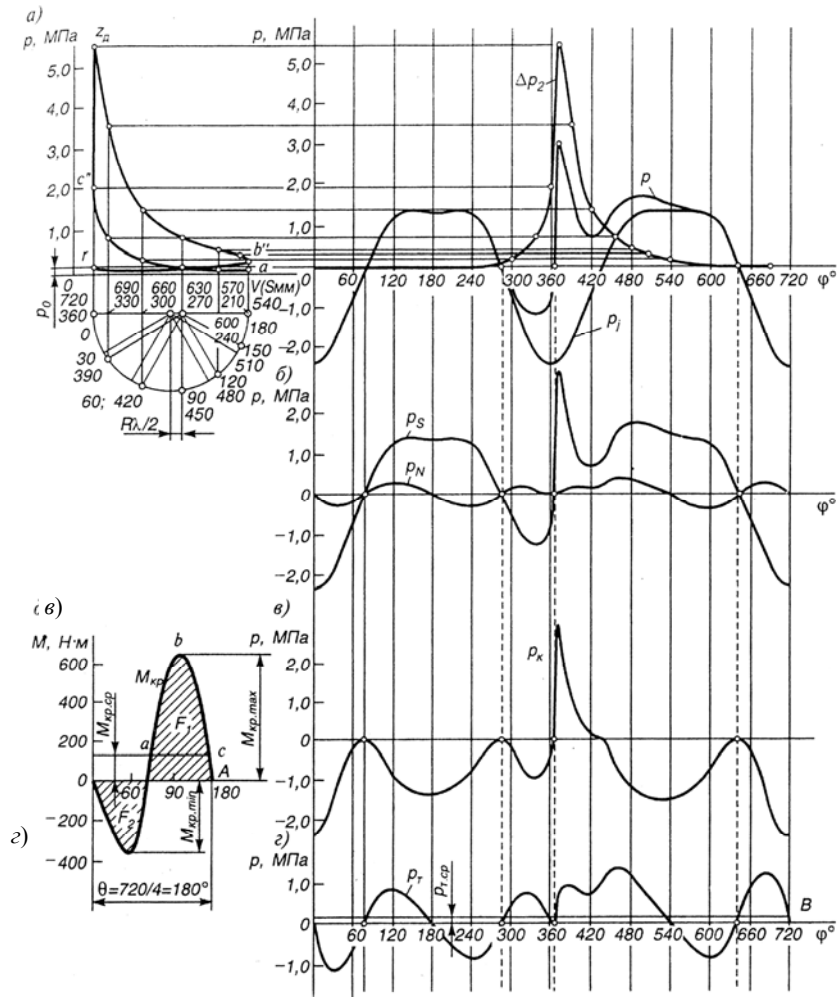


Рис. 1.7. Графики динамического расчёта карбюраторного двигателя

По развёрнутой диаграмме через каждые 10° угла поворота кривошипа определяют значения Dp , и заносят в гр. 2 сводной табл. 1.10 динамического расчёта (в таблице значения даны через 30° и точка при $\varphi = 370^\circ$).

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма. По таблице 1.11 с учётом диаметра цилиндра, отношения S/D , рядного расположения цилиндров и достаточно высокого значения p_2 устанавливаются:

Таблица 1.11

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Конструктивные массы, кг/м ² , бензиновых двигателей ($D = 60 \dots 100$ мм)
Поршневая группа ($m'_n = m_n / F_n$):	
поршень из алюминиевого сплава	80...150
чугунный поршень	150...250
Шатун ($m'_ш = m_ш / F_n$)	100...200
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов ($m'_к = m_к / F_n$):	
стальной кованный вал со сплошными шейками	150...200
чугунный литой вал с полыми шейками	100...200

Масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава принято ($m'_п = 100 \text{ кг/м}^2$))

$$m_п = m'_п F_{п.а} = 100 \cdot 0,004776 = 0,4776 \text{ кг.}$$

Масса шатуна (для стального кованого шатуна принято $m'_ш = 150 \text{ кг/м}^2$)

$$m_ш = m'_ш F_{п.а} = 150 \cdot 0,004776 = 0,7164 \text{ кг.}$$

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для литого чугунного вала принято $m'_к = 140 \text{ кг/м}^2$)

$$m_к = m'_к F_п = 140 \cdot 0,004776 = 0,66864 \text{ кг.}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца

$$m_{ш.п} = 0,275 m_ш = 0,275 \cdot 0,7164 = 0,19701 \text{ кг.}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа

$$m_{ш.к} = 0,725 m_ш = 0,725 \cdot 0,716 = 0,51939 \text{ кг.}$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение

$$m_j = m_п + m_{ш.п} = 0,4776 + 0,19701 = 0,67461 \text{ кг.}$$

Массы совершающие вращательные движение

$$m_R = m_к + m_{ш.к} = 0,66864 + 0,51939 = 1,18803 \text{ кг.}$$

Удельные и полные силы инерции. Из табл. 1.9. переносят значения j в гр. 3 табл. 1.10 и определяют значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (гр. 4):

$$p_j = -j m_j / F_п = -j 0,67461 \cdot 10^{-6} / 0,004776 = -j 141,25 \cdot 10^{-6} \text{ МПа;}$$

центробежная сила инерции вращающихся масс

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -1,18803 \cdot 0,039 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -15,911 \text{ кН;}$$

центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{Rш} = -m_{ш.к} R \omega^2 = -0,51939 \cdot 0,039 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -6,9559 \text{ кН;}$$

центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{Rк} = -m_к R \omega^2 = -0,66864 \cdot 0,039 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -8,9547 \text{ кН.}$$

Удельные суммарные силы. Удельная сила (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца (гр. 5, табл. 1.10):

$$p = \Delta p_r + p_j.$$

Удельная нормальная сила (МПа) $p_N = p \text{tg}\beta$. Значения $\text{tg}\beta$ определяют для $\lambda = 0,285$ по табл. 1.12 и заносят в гр. 6, а значения p_N – в гр. 7 (табл. 10).

Удельная сила (МПа), действующая вдоль шатуна (гр. 9):

$$p_s = p (1/\cos\beta).$$

Удельная сила (МПа), действующая по радиусу кривошипа (гр. 11):

$$p_к = p \cos(\varphi + \beta) / \cos\beta.$$

Удельная (гр. 13) и полная (гр. 14) тангенциальные силы (МПа и кН):

$$p_T = p \sin(\varphi + \beta) / \cos\beta \quad \text{и} \quad T = p_T F_п = p_T 0,004776 \cdot 10^3.$$

По данным табл. 1.10 строят графики изменения удельных сил $p_i, p, p_s, p_N, p_к$ и p_T в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала φ рис. 1.7.

Среднее значение тангенциальной силы за цикл:

$$T_{cp} = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi \tau} p_i F_п = \frac{2 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 4} 0,9888 \cdot 0,004776 = 751,99 \text{ Н;}$$

Таблица 1.10

φ°	Δp_r , МПа	j , м/с ²	p_r , МПа	p , МПа	$\text{tg}\beta$	p_N , МПа	$\frac{1}{\cos\beta}$	p_s , МПа	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	p_{κ} , МПа	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	p_T , МПа	T , кН	$M_{\text{сп. нб.}}$, Н·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0	+0,019	+17223	-2,43	-2,41	0	0,0000	1,0000	-2,4137	1,0000	-2,4137	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
30	-0,014	+13506	-1,91	-1,92	0,1435	-0,2758	1,0105	-1,9419	0,7940	-1,5258	0,6245	-1,2001	-5,7318	-2235,3835
60	-0,014	+4788	-0,68	-0,69	0,2525	-0,1743	1,0310	-0,7117	0,2810	-0,1940	0,9925	-0,6851	-3,2722	-1276,1463
90	-0,014	-3817	0,54	0,53	0,2945	0,1547	1,0425	0,5475	-0,2945	-0,1547	1,0000	0,5252	2,5081	978,1677
120	-0,014	-8605	1,22	1,20	0,2525	0,3034	1,0310	1,2387	-0,7190	-0,8638	0,7395	0,8885	4,2434	1654,9126
150	-0,014	-9689	1,37	1,35	0,1435	0,1944	1,0105	1,3688	-0,9380	-1,2706	0,3755	0,5086	2,4293	947,4160
180	-0,014	-9576	1,35	1,34	0	0,0000	1,0000	1,3386	-1,0000	-1,3386	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
210	-0,014	-9689	1,37	1,35	-0,1435	-0,1944	1,0105	1,3688	-0,9380	-1,2706	-0,3755	-0,5086	-2,4293	-947,4160
240	-0,014	-8605	1,22	1,20	-0,2525	-0,3034	1,0310	1,2387	-0,7190	-0,8638	-0,7395	-0,8885	-4,2434	-1654,9126
270	+0,021	-3817	0,54	0,56	-0,2945	-0,1650	1,0425	0,5840	-0,2945	-0,1650	-1,0000	-0,5602	-2,6753	-1043,3601
300	+0,149	+4788	-0,68	-0,53	-0,2525	0,1331	1,0310	-0,5437	0,2810	-0,1482	-0,9925	0,5234	2,4995	974,8130
330	+0,718	+13506	-1,91	-1,19	-0,1435	0,1707	1,0105	-1,2022	0,7940	-0,9446	-0,6245	0,7430	3,5485	1383,9074
360	+1,928	+17223	-2,43	-0,50	0	0,0000	1,0000	-0,5047	1,0000	-0,5047	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
370	+5,412	+16780	-2,37	3,04	0,05	0,1521	1,0010	3,0449	0,9760	2,9688	0,2220	0,6753	3,2252	1257,8131
390	+3,425	+13506	-1,91	1,52	0,1435	0,2177	1,0105	1,5332	0,7940	1,2047	0,6245	0,9475	4,5255	1764,9255
420	+1,356	+4788	-0,68	0,68	0,2525	0,1716	1,0310	0,7008	0,2810	0,1910	0,9925	0,6746	3,2219	1256,5319
450	+0,723	-3817	0,54	1,26	0,2945	0,3717	1,0425	1,3158	-0,2945	-0,3717	1,0000	1,2622	6,0280	2350,9334
480	+0,452	-8605	1,22	1,67	0,2525	0,4210	1,0310	1,7191	-0,7190	-1,1989	0,7395	1,2331	5,8892	2296,7914
510	+0,282	-9689	1,37	1,65	0,1435	0,2369	1,0105	1,6679	-0,9380	-1,5482	0,3755	0,6198	2,9601	1154,4447
540	+0,152	-9576	1,35	1,50	0	0,0000	1,0000	1,5046	-1,0000	-1,5046	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
570	+0,027	-9689	1,37	1,40	-0,1435	-0,2003	1,0105	1,4102	-0,9380	-1,3090	-0,3755	-0,5240	-2,5028	-976,0923
600	+0,019	-8605	1,22	1,23	-0,2525	-0,3117	1,0310	1,2727	-0,7190	-0,8876	-0,7395	-0,9129	-4,3599	-1700,3675
630	+0,019	-3817	0,54	0,56	-0,2945	-0,1644	1,0425	0,5819	-0,2945	-0,1644	-1,0000	-0,5582	-2,6657	-1039,6348
660	+0,019	+4788	-0,68	-0,66	-0,2525	0,1660	1,0310	-0,6777	0,2810	-0,1847	-0,9925	0,6524	3,1157	1215,1402
690	+0,019	+13506	-1,91	-1,89	-0,1435	0,2710	1,0105	-1,9086	0,7940	-1,4996	-0,6245	1,1795	5,6333	2196,9973
720	+0,019	+17223	-2,43	-2,41	0	0,0000	1,0000	-2,4137	1,0000	-2,4137	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

по площади, заключённой между кривой p_T и осью абсцисс (см. рис. 1,7. з):

$$p_{T_{\text{cp}}} = \frac{\Sigma F_1 - \Sigma F_2}{OB} M_p = \frac{763}{240} 0,05 = 0,159 \text{ МПа};$$

$$T_{\text{cp}} = p_{T_{\text{cp}}} F_n = 0,159 \cdot 0,00477 \cdot 10^6 = 759 \text{ Н}.$$

Таблица 1.13

φ°	Цилиндры								$M_{кр},$ Н·м
	первый		второй		третий		четвёртый		
	φ° кривошипа	$M_{кр.ц},$ Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц},$ Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц},$ Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц},$ Н·м	
0	0	0	180	0	360	0	540	0	0
10	10	-132,4	190	-28,0	370	+125,5	550	-29,8	-64,7
20	20	-203,2	200	-65,2	380	+161,3	560	-67,1	174,2-
30	30	-*223,3	210	-94,6	390	+176,6	570	-97,4	-38,7
40	40	-209,7	220	-123,0	400	+156,6	580	-126,8	-302,9
50	50	-174,3	230	-154,7	410	+128,6	590	-155,7	-356,1
60	60	-127,6	240	-165,2	420	+124,8	600	-169,7	-337,7
70	70	-65,2	250	-159,4	430	+142,6	610	-165,9	-247,9
80	80	+19,6	260	-139,8	440	+185,5	620	-146,3	-81,0
90	90	-97,4	270	-103,9	450	+234,3	630	-103,5	+124,3
100	100	+140,7	280	-36,3	460	+248,9	640	-39,1	+314,2
110	110	+160,3	290	+32,6	470	+244,2	650	+61,5	+498,6
120	120	+165,2	300	+97,0	480	+229,3	660	+121,4	+612,9
130	130	+152,9	310	+123,0	490	+190,1	670	+183,6	+649,6
140	140	+127,7	320	+138,0	500	+147,3	680	+208,8	+621,8
150	150	+94,6	330	+137,8	510	+115,3	690	+219,6	+567,3
160	160	+63,4	340	+120,2	520	+76,4	700	+201,3	+461,3
170	170	+29,8	350	+71,8	530	+30,8	710	+139,8	+272,2
180	180	0	360	0	540	0	720	0	0

Таблица 1.14

φ°	Полные силы, кН					
	T	K	P_k	$R_{ш.ш}$	K_{P_k}	R_k
0	0	-11,501	-18,451	18,451	-27,411	27,411
30	-5,726	-7,279	-14,229	15,250	-23,189	23,820
60	-3,272	-0,927	-7,877	8,550	-16,837	17,050
90	+2,498	-0,736	-7,686	8,050	-16,646	16,830
120	+4,236	-4,112	-11,062	11,850	-20,022	20,490
150	+2,426	-6,051	-13,001	13,240	-21,961	22,080
180	0	-6,376	-13,326	13,326	-22,286	2236
210	-2,426	-6,051	-13,001	13,240	-21,961	22,080
240	-4,236	-4,112	-11,062	11,820	-20,022	20,460
270	-2,665	-0,788	-7,738	8,180	-16,698	16,920
300	+2,488	-0,707	-7,657	8,040	-16,617	16,860
330	+3,534	-4,489	-11,439	11,910	-20,399	20,610
360	0	-2,402	-9,352	9,352	-18,312	18,312
370	+3,219	+14,156	+7,206	0,645	-1,754	3,660
390	+4,528	+5,750	-1,200	4,650	-10,160	11,140
420	+3,200	+0,907	-6,043	6,880	-15,003	15,370
450	+6,008	-1,772	-8,722	10,720	-17,682	18,710
480	+5,879	-5,712	-12,662	13,890	-21,622	22,420
510	+2,956	-7,374	-14,324	14,590	-23,284	23,460
540	0	-7,164	-14,114	14,114	-23,312	23,312
570	-2,498	-6,233	-13,183	13,430	-22,143	22,230

600	-4,351	-4,227	-11,177	11,960	-20,137	20,560
630	-2,655	-0,783	-7,733	7,850	-16,693	16,880
660	+3,114	-0,884	-7,834	8,280	-16,794	17,090
690	+5,631	-7,150	-14,100	15,350	-23,060	23,740
720	0	-11,501	-18,451	18,451	-27,411	27,411

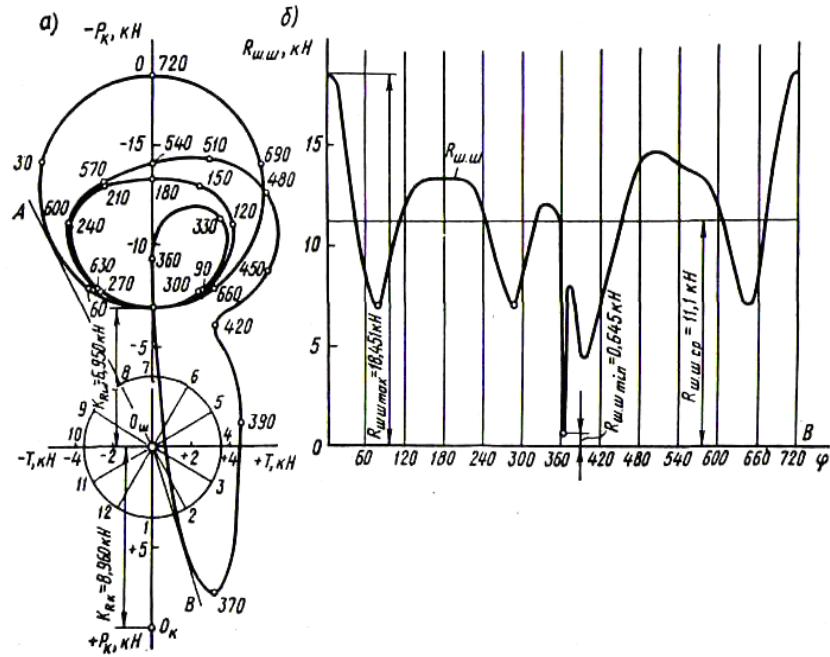


Рис. 1.8. Силы, действующие на шатунную шейку

Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа:

$$P_k = K + K_{R_{ш}} = (K - 6,95), \text{ кН},$$

где $K = p_k F_{ш} = p_k \cdot 0,004776 \cdot 10^3 \text{ кН}$.

Результирующая сила $R_{ш,ш}$, действующая на шатунную шейку, подсчитывается графическим сложением векторов сил T и P_k , при построении полярной диаграммы (рис. 1.8, а). Масштаб сил на полярной диаграмме для суммарных сил $M_p = 0,1 \text{ кН в мм}$.

По развёрнутой диаграмме $R_{ш,ш}$ определяют

$$R_{ш,ш.ср} = FM_p / OB = 26640 \cdot 0,1 / 240 = 11,100 \text{ кН};$$

$$R_{ш,ш.макс} = 18,451 \text{ кН}, \quad R_{ш,ш.мин} = 0,645 \text{ кН},$$

где OB – длина диаграммы, мм; F – площадь под кривой $R_{ш,ш}$, мм².

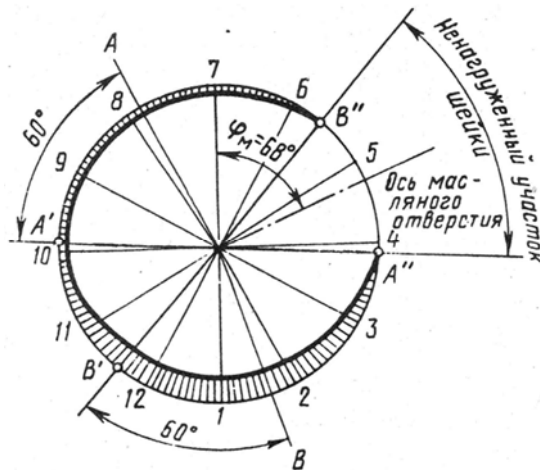


Рис. 1.9. Диаграмма износа шатунной шейки карбюраторного двигателя

По полярной диаграмме (рис. 1.8, а) строят диаграмму износа шатунной шейки (рис. 1.9). Сумму сил $R_{ш. ш. j}$ действующих по каждому лучу диаграммы износа (от 1 до 12), определяют с помощью табл. 1.15 (значения $R_{ш. ш. j}$ в табл. 1.15 выражены в кН). По данным табл. 1.15 в масштабе $M_p = 50$ кН в мм по каждому лучу откладывают величины суммарных сил $SR_{ш. ш. i}$ от окружности к центру (рис. 1.9) По лучам 4 и 5 силы $SR_{ш. ш. i}$ не действуют, а по лучам 6, 7 и 8 действуют силы только в интервале $360^\circ < \varphi < 390^\circ$.

По диаграмме износа определяют расположение оси масляного отверстия ($\varphi_m = 68^\circ$).

Силы, действующие на колено вала. Суммарная сила, действующая на колено вала по радиусу кривошипа:

$$K_{P_k} = P_k + K_{R_k} = P_k - 8,960 \text{ кН.}$$

Результирующая сила, действующая на колено вала $\bar{R}_k = \bar{R}_{ш. ш.} + \bar{K}_{R_k}$ определяется по диаграмме $R_{ш. ш.}$ (см. рис. 1.8, а). Векторы из полюса O_k до соответствующих точек на полярной диаграмме в масштабе $M_p = 0,1$ кН в мм выражают силы R_k , значения которых для различных φ заносят в табл. 1.14.

Таблица 1.15

$R_{ш. ш. i}$	Значение $R_{ш. ш. i}$, кН, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$R_{ш. ш. 0}$	18,451	18,451	18,451	—	—	—	—	—	—	—	18,451	18,451
$R_{ш. ш. 30}$	15,250	15,250	15,250	—	—	—	—	—	—	—	—	1,250
$R_{ш. ш. 60}$	8,550	8,550	8,550	—	—	—	—	—	—	—	—	8 550
$R_{ш. ш. 90}$	8,050	8,050	—	—	—	—	—	—	—	—	8,050	8,050
$R_{ш. ш. 120}$	11,850	11,850	—	—	—	—	—	—	—	—	11,850	11,850
$R_{ш. ш. 150}$	13,240	13,240	33,326	—	—	—	—	—	—	—	13,240	13,240
$R_{ш. ш. 180}$	13,326	13,326	33,326	—	—	—	—	—	—	—	13,326	13,326
$R_{ш. ш. 210}$	13,240	13,240	13,240	—	—	—	—	—	—	—	—	13,240
$R_{ш. ш. 240}$	11,820	11,820	11,820	—	—	—	—	—	—	—	—	11,820
$R_{ш. ш. 270}$	8,180	8,180	8,180	—	—	—	—	—	—	—	—	8,180
$R_{ш. ш. 300}$	8,040	8,040	—	—	—	—	—	—	—	—	8,040	8,040
$R_{ш. ш. 330}$	11,910	11,910	—	—	—	—	—	—	—	—	11,910	11,910
$R_{ш. ш. 360}$	9,352	9,352	9,352	—	—	—	—	—	—	—	9,352	8,352

$R_{ш. ш. 390}$	–	–	–	–	–	–	–	–	–	4,650	4,650	4,650	4,650
$R_{ш. ш. 420}$	6,880	6,880	–	–	–	–	–	–	–	–	–	6,880	6,880
$R_{ш. ш. 450}$	10,720	–	–	–	–	–	–	–	–	–	10,720	10,720	10,720
$R_{ш. ш. 480}$	13,890	13,890	–	–	–	–	–	–	–	–	–	13,890	13,890
$R_{ш. ш. 510}$	14,590	14,590	–	–	–	–	–	–	–	–	–	14,590	14,590
$R_{ш. ш. 540}$	14,114	14,114	14,114	–	–	–	–	–	–	–	–	14,114	14,114
$R_{ш. ш. 570}$	13,430	13,430	13,430	–	–	–	–	–	–	–	–	–	13,430
$R_{ш. ш. 600}$	11,960	11,960	11,960	–	–	–	–	–	–	–	–	–	11,960
$R_{ш. ш. 630}$	7,856	7,850	7,850	–	–	–	–	–	–	–	–	–	7,850
$R_{ш. ш. 660}$	8,280	8Д80	–	–	–	–	–	–	–	–	–	8Д80	8,280
$R_{ш. ш. 690}$	15,350	15,350	–	–	–	–	–	–	–	–	–	15,350	15,350
$\sum R_{ш. ш. i}$	268,323	267,603	145,523	–	–	–	–	–	–	4,650	15,370	182,693	272,973

1.12. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

Центробежные силы инерции рассчитываемого двигателя и их моменты полностью уравновешены: $\sum K_R = 0$; $\sum M_R = 0$.

Силы инерции первого порядка и их моменты также уравновешены: $\sum P_{i1} = 0$; $\sum M_R = 0$.

Уравновешивание сил инерции второго порядка в рассчитываемом двигателе нецелесообразно, ибо применение двухвальной системы с противовесами значительно усложнит конструкцию двигателя.

Полученные расчётным путём параметры карбюраторного двигателя близки по значениям прототипу, т.е. можно сделать вывод, что проект выполнен верно и параметры двигателя не требуют корректировки.

2. ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

Задание на проектирование двигателя

Тепловой расчёт двигателя с впрыском топлива проводится в соответствии с исходными данными, указанными в задании на проектирование (табл. 2.1).

Производим расчёт четырёхтактного двигателя с распределённым впрыском топлива и электронным управлением системой питания и зажигания, предназначенный для легкового автомобиля ВАЗ 21099. Эффективная мощность двигателя – $N_e = 52,5$ кВт при частоте вращения коленчатого вала соответственно $n = 4800$ мин⁻¹.

Таблица 2.1

Тип двигателя	С распределённым впрыском топлива
Эффективная мощность двигателя, N_e	52,5 кВт
Тип трансмиссии	Механическая трансмиссия
Число цилиндров I	4
Степень сжатия ϵ	9,8
Коэффициент избытка воздуха α	0,92
Давление окружающей среды, P_0	0,1 МПа
Температура окружающей среды, T_0	288 К
Температура остаточных газов, T_r	1050 К
Коэффициент выделения теплоты, ξ	0,95
Частота вращения коленчатого вала	4800 мин ⁻¹

Двигатель четырёхцилиндровый, $i = 4$ с рядным расположением. Система охлаждения жидкостная закрытого типа. Степень сжатия $\varepsilon = 9,8$.

Тепловой расчёт. При проведении теплового расчёта для нескольких скоростных режимов выбираем четыре основных режима. Для бензиновых двигателей такими режимами являются:

1) режим минимальной частоты вращения $n_{\min} = 600 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$, обеспечивающий устойчивую работу двигателя;

2) режим максимального крутящего момента при $n_M = (0,4 \dots 0,6) n_N$.

3) режим максимальной (номинальной) мощности при n_N ;

4) режим максимальной скорости движения автомобиля при $n_{\max} = (1,05 \dots 1,20) n_N$.

С учётом приведённых рекомендаций тепловые расчёты последовательно проводятся: при $n = 800, 2400, 4800 \text{ мин}^{-1}$;

Топливо. В соответствии с заданной степенью сжатия $\varepsilon = 9,8$ можно использовать бензины марок Премиум-95 и АИ-98 ЭК.

Средний элементарный состав и молекулярная масса бензина

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

Низшая теплота сгорания топлива

$$\begin{aligned} H_u &= 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 2,5 - 9 \cdot 0,145 = \\ &= 43,93 \text{ МДж/кг} = 43 \text{ 930 кДж/кг.} \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = \\ &= 0,516 \text{ кмоль возд. / кг топл;} \end{aligned}$$

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

Коэффициент избытка воздуха. Двигатели с впрыском топлива и электронным управлением могут обеспечить более экономичный состав смеси (по сравнению с карбюраторным) с меньшей токсичностью продуктов сгорания. Это позволяет принять $\alpha = 1,0$ на основных режимах, на режиме минимальной частоты вращения $\alpha = 0,96$ и на режиме максимальной скорости движения $\alpha = 0,98$ (рис. 2.1).

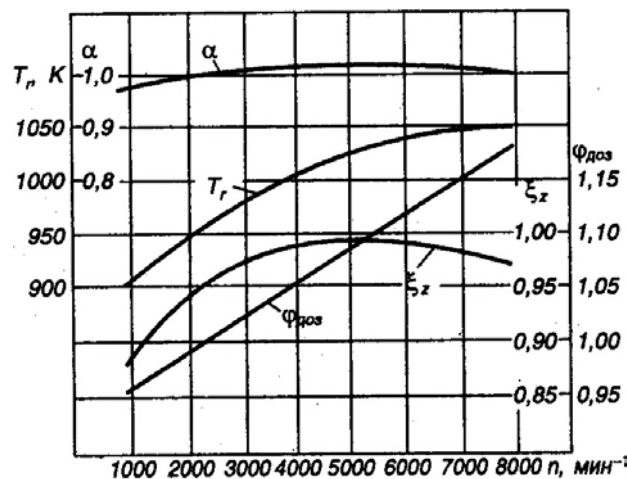


Рис. 2.1. Исходные параметры для теплового расчёта двигателя с впрыском топлива

Количество горючей смеси $M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T}$; m_T — молекулярная масса паров топлива, кг:

- для двигателя с впрыском топлива:

$$M_1(800) = 0,960 \cdot 0,516 + 1/115 = 0,5041 \text{ кмоль гор. см. / кг топл.};$$

$$M_1(2400) = 1,00 \cdot 0,516 + 1/115 = 0,5247 \text{ кмоль гор. см. / кг топл.};$$

$$M_1(4800) = 1,00 \cdot 0,516 + 1/115 = 0,5247 \text{ кмоль гор. см. / кг топл.}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при принятых скоростных режимах:

K – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к окислу углерода (для бензина $k = 0,45 \dots 0,5$).

Принимаем $k = 0,5$;

$$M_{\text{CO}_2}(800) = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,855}{12} - 52 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 = 0,0655 \quad = 0,0655 \text{ кмоль CO}_2 / \text{кг}$$

топл.;

$$M_{\text{CO}}(800) = 2 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 = 0,0057 \text{ кмоль CO / кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}}(800) = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 =$$

$$= 0,0696 \text{ кмоль H}_2\text{O / кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2}(800) = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 =$$

$$= 0,0029 \text{ кмоль H}_2 / \text{кг топл.};$$

$$M_{\text{N}_2}(800) = 0,792\alpha L_0 = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,516 = 0,3923 \text{ кмоль N}_2 / \text{кг топл.};$$

$$M_{\text{CO}_2}(2400,4800) = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 = 0,0712;$$

$$M_{\text{CO}}(2400,4800) = 0;$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}}(2400,4800) = \frac{H}{2} = \frac{0,145}{2} = 0,0725 \text{ кмоль H}_2\text{O / кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2}(2400,4800) = 0;$$

$$M_{\text{N}_2}(2400,4800) = 0,792 \cdot 0,516 = 0,4087 \text{ кмоль N}_2 / \text{кг топл.}$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$M_2(800) = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2} = C/12 + H/2 + 0,792\alpha L_0 =$$

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

$$M_2(2400,4800) = 0,0712 + 0,0725 + 0,792 \cdot 1 \cdot 0,516 =$$

$$= 0,5524 \text{ кмоль пр. сг / кг топл.}$$

Параметры	Рабочее тело		
	800	2400	4800
n	800	2400	4800
α	0,96	1,0	1,0
M_1	0,5041	0,5247	0,5247
M_{CO_2}	0,0655	0,0712	0,0712
M_{CO}	0,0057	0	0
$M_{\text{H}_2\text{O}}$	0,0696	0,0725	0,0725
M_{H_2}	0,0029	0	0
M_{N_2}	0,3923	0,4087	0,4087
M_2	0,5360	0,5524	0,5524

Параметры окружающей среды и остаточные газы. Давление и температура окружающей среды при работе двигателей без наддува $p_k = p_0 = 0,1$ МПа, $T_k = T_0 = 288$ К. Учитывая уже определённые значения n и α , можно принять значения T_r . Для режимов двигателя с распределённым впрыском по рис. 2.1. При номинальных режимах $T_r = 1050$ К (из условия задания). Значения T_r для всех режимов работы имеют вид: $T_r = 900$,

970, 1050 К.

Давление остаточных газов p_r за счёт расширения фаз газораспределения и снижения сопротивлений при конструктивном оформлении выпускных трактов рассчитываемых двигателей можно принять на номинальном скоростном режиме:

$$p_{rN} = 1,1p_0 = 1,1 \cdot 0,1 = 0,110 \text{ МПа.}$$

Тогда величины давлений на остальных режимах работы двигателя определяем по формуле

$$p_r = p_0(1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2),$$

где $A_p = (p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) \cdot 10^8 / (n_N^2 p_0)$.

При $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$

$$A_p(4800) = (0,110 - 0,1 \cdot 1,035) \cdot 10^8 / (4800^2 \cdot 0,1) = 0,2821;$$

$$p_r(800) = 0,1(1,035 + 0,2821 \cdot 10^{-8} \cdot 800^2) = 0,1037 \text{ МПа};$$

$$p_r(2400) = 0,1(1,035 + 0,2821 \cdot 10^{-8} \cdot 2400^2) = 0,1051 \text{ МПа};$$

$$p_r(4800) = 0,1(1,035 + 0,2821 \cdot 10^{-8} \cdot 4800^2) = 0,1099 \text{ МПа.}$$

2.1. ПРОЦЕСС ВПУСКА

Температура подогрева свежего заряда. С целью получения хорошего наполнения двигателя на номинальных скоростных режимах принимается $\Delta T_N = 6 \text{ }^\circ\text{C}$. Тогда на остальных режимах значения ΔT рассчитываются по формуле

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

где $A_T = \Delta T_N / (110 - 0,0125n_N) = 6 / (110 - 0,0125 \cdot 4800) = 0,12;$

$$\Delta T(800) = 0,12(110 - 0,0125 \cdot 800) = 12 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta T(2400) = 0,12(110 - 0,0125 \cdot 2400) = 9,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta T(4800) = 0,12(110 - 0,0125 \cdot 4800) = 6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Плотность заряда на впуске

$$p_0 = p_0 \cdot 10^6 / (R_B T_0) = 0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 288) = 1,2098 \text{ , кг/м}^3,$$

где $R_B = 287 \text{ Дж / (кг град)}$ – удельная газовая постоянная для воздуха.

Потери давления на впуске. В соответствии со скоростным режимом ($n = 4800 \text{ мин}^{-1}$) и при учёте качественной обработки внутренних поверхностей впускных систем можно принять: $\beta^2 + \xi_{\text{вп}} = 2,5$ и $\omega_{\text{вп}} = 95 \text{ м/с}$. Тогда ΔP_a на всех скоростных режимах двигателя рассчитывается по формуле

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) A_n^2 n^2 p_0 10^{-6} / 2,$$

где $A_n = w_{\text{вп}} / n_N$.

Потери давления на впуске при $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$, $A_n = 95/4800 = 0,01979$, тогда

$$\Delta P_a(800) = 2,5 \cdot 0,01979^2 \cdot 800^2 \cdot 1,2098 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,000379 \text{ МПа};$$

$$\Delta P_a(2400) = 2,5 \cdot 0,01979^2 \cdot 2400^2 \cdot 1,2098 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,00341;$$

$$\Delta P_a(4800) = 2,5 \cdot 0,01979^2 \cdot 4800^2 \cdot 1,2098 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,01364.$$

Давление в конце впуска. $P_a = P_0 - \Delta P_a$ МПа:

$$P_a(800) = 0,1 - 0,000379 = 0,09962 \text{ МПа};$$

$$P_a(2400) = 0,1 - 0,00341 = 0,09659 \text{ МПа};$$

$$P_a(4800) = 0,1 - 0,01364 = 0,08636 \text{ МПа.}$$

Коэффициент остаточных газов. Определяется по формуле

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

Для двигателя с впрыском топлива и электронным управлением при n_N можно принять $\phi_{доз} = 1,145$, а при $n_{min} = 0,96$. На остальных расчётных режимах $\phi_{доз}$ определяется по рис. 2.1. Для двигателя без наддува принимается коэффициент очистки $\phi_{оч} = 1$:

$$\gamma_r(800) = \frac{288 + 6}{900} \frac{0,1100}{(9,8 \cdot 0,96 \cdot 0,09962 - 0,1100)} = 0,0434;$$

$$\gamma_r(2400) = \frac{288 + 6}{970} \frac{0,1100}{(9,8 \cdot 1,01 \cdot 0,09659 - 0,1100)} = 0,0394;$$

$$\gamma_r(4800) = \frac{288 + 6}{1050} \frac{0,1100}{(9,8 \cdot 1,145 \cdot 0,08636 - 0,1100)} = 0,0358.$$

Температура в конце впуска: $T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r)$:

$$T_a(800) = (288 + 12 + 0,0434 \cdot 900) / (1 + 0,0434) = 325 \text{ К};$$

$$T_a(2400) = (288 + 9,6 + 0,0394 \cdot 970) / (1 + 0,0394) = 323 \text{ К};$$

$$T_a(4800) = (288 + 6 + 0,0358 \cdot 1050) / (1 + 0,0358) = 320 \text{ К}.$$

Коэффициент наполнения:

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

$$\eta_v(800) = \frac{288}{288 + 12} \cdot \frac{1}{9,8 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (0,96 \cdot 9,8 \cdot 0,09962 - 1 \cdot 0,11) = 0,9024;$$

$$\eta_v(2400) = \frac{288}{288 + 9,6} \cdot \frac{1}{9,8 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (1,01 \cdot 9,8 \cdot 0,09659 - 1 \cdot 0,11) = 0,9304;$$

$$\eta_v(4800) = \frac{288}{288 + 6} \cdot \frac{1}{9,8 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (1,145 \cdot 9,8 \cdot 0,08636 - 1 \cdot 0,11) = 0,9563.$$

Параметры	Процесс впуска и газообмена		
	800	2400	4800
n	800	2400	4800
α	0,96	1,0	1,0
T_r	900	970	1050
p_r	0,1037	0,1051	0,1099
ΔT	12	9,6	6,0
Δp_a	0,000379	0,00341	0,01364
p_a	0,09962	0,09659	0,08636
$\phi_{доз}$	0,960	1,010	1,145
γ_r	0,0434	0,0394	0,0358
T_a	325	323	320
η_v	0,9024	0,9304	0,9563

2.2. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Средний показатель адиабаты сжатия k_1 (при $\varepsilon = 9,8$, а также рассчитанных значениях T_a) определяется по номограмме (см. рис. 2.2), а средний показатель политропы сжатия n_1 принимается несколько меньше k_1 . При выборе n_1 учитывается, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, а n_1 уменьшается по сравнению с k_1 более значительно.

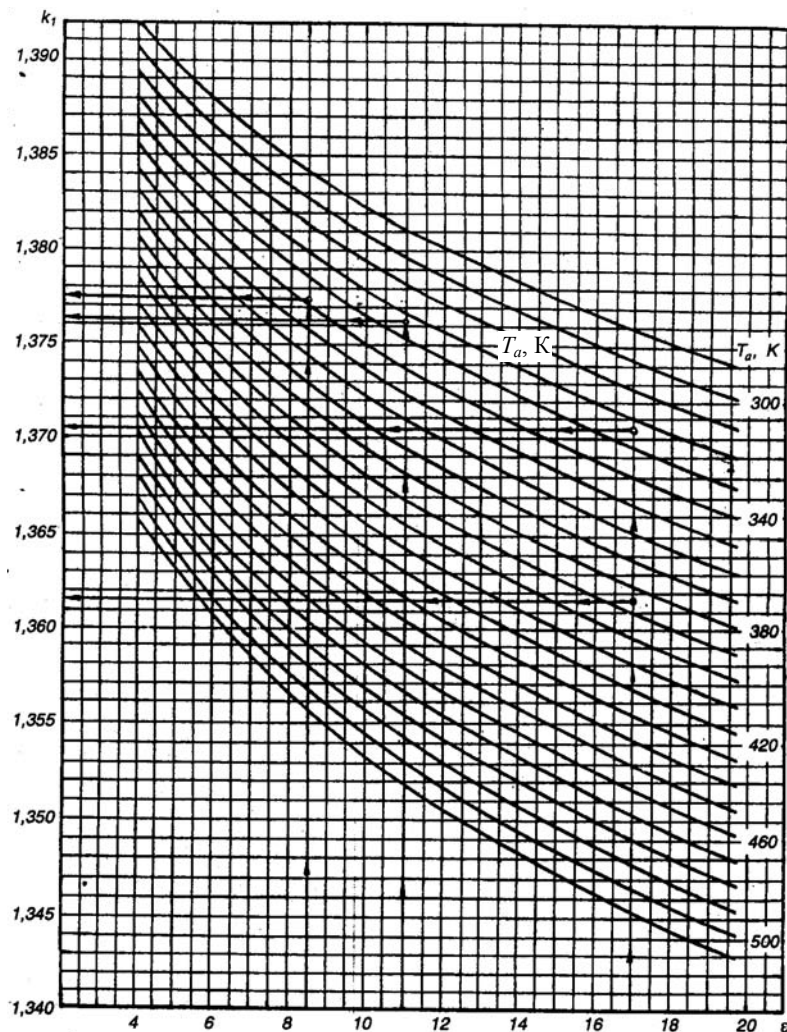


Рис. 2.2. Номограмма для определения показателя сжатия k_1

При $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$, $T_a = 320 \text{ К}$ и $\varepsilon = 9,8$ показатель адиабаты сжатия определён по номограмме (см. рис. 2.2) $k_1 = 1,370$, аналогично для всех режимов работы двигателя:

$$k_1 = 1,3771; \quad 1,3775, \quad 1,3780$$

$$n_1 = 1,3761, \quad 1,3763, \quad 1,3775.$$

Далее непосредственный числовой расчёт будет проводиться только для режимов максимальной мощности, а для остальных режимов окончательные значения рассчитываемых параметров приводятся в табличной форме

Давление в конце сжатия:

- при $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,08636 \cdot 9,8^{1,3775} = 2,003 \text{ МПа},$$

где $n_1 = 1,3775$ принят несколько меньше $k_1 = 1,3780$.

Температура в конце сжатия:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 320 \cdot 9,8^{1,3775 - 1} = 757 \text{ К}.$$

Средняя молярная теплоёмкость в конце сжатия:

а) свежей смеси воздуха

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

где $t_c = T_c - 273 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_c = 757 - 273 = 484 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 484 = 21,877 \text{ кДж / (кмоль·град)};$$

б) остаточных газов $(mc_v^n)_{t_0}^{t_c}$ определяется методом интерполяции по табл. 2.1 при $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha = 1$ и $t_c = 484 \text{ °C}$ теплоёмкость продуктов сгорания

$$(mc_v^n)_{t_0}^{t_c} = (mc_v^n)_{t_0}^{484} = 24,079 ;$$

в) рабочей смеси

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

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,0358} [21,877 + 0,0358 \cdot 24,079] = 22,709 \text{ кДж / (кмоль·град)}.$$

Параметры	Процесс сжатия		
	800	2400	4800
n	800	2400	4800
k_1	1,3771	1,3775	1,3780
n_1	1,3761	1,3763	1,3775
p_c	2,3034	2,2343	2,003
T_c	767	762	757
t_c	494	489	484
$(mc_v)_{t_0}^{t_c}$	21,903	21,890	21,877
$(mc_v^n)_{t_0}^{t_c}$	24,124	24,102	24,079
$(mc_v')_{t_0}^{t_c}$	22,906	21,973	22,709

2.2. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Коэффициент молекулярного изменения горючей $\mu_0 = M_2 / M_1$ и рабочей смеси $\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r)$:

- для двигателя с впрыском топлива при $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$

$$\mu_0 = 0,5524 / 0,5247 = 1,0528 \text{ и}$$

$$\mu = (1,0528 + 0,0358) / (1 + 0,0358) = 1,0509 .$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания рабочей смеси

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0 ; H_{\text{раб.см}} = \frac{Hu - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} .$$

при $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta H_u = 119\,950(1 - 1) = 0,$$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{43\,930}{0,5247(1 + 0,0358)} = 80\,830 \text{ кДж / кмоль раб. см.}$$

Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания

$$(mc_v^n)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{M_2} \left[M_{\text{CO}_2} (mc_{v\text{CO}_2}^n)_{t_0}^{t_c} + M_{\text{CO}} (mc_{v\text{CO}}^n)_{t_0}^{t_c} + \right. \\ \left. + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc_{v\text{H}_2\text{O}}^n)_{t_0}^{t_c} + M_{\text{H}_2} (mc_{v\text{H}_2}^n)_{t_0}^{t_c} + M_{\text{N}_2} (mc_{v\text{N}_2}^n)_{t_0}^{t_c} \right].$$

Таблица 2.1

Температура, °C	Средняя модульная теплоёмкость продуктов сгорания, кДж / (кмоль·град), бензина при α											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
0	21,683	21,786	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	22,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,627
110	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,863	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

Определяется по эмпирическим формулам, приведённым в табл. 2.2 для интервала температур от 1501 до 2800 °C:

$$\begin{aligned}
 (mc_V^n)_{t_0}^{t_z} &= (1/0,536) \cdot [0,0655 \cdot (39,123 + 0,003349t_z) + \\
 &+ 0,0057(22,49 + 0,00143t_z) + 0,0696(26,67 + 0,004438t_z) + \\
 &+ 0,0029(19,678 + 0,001758t_z) + 0,3923(21,951 + 0,001457t_z)] = \\
 &= 24,656 + 0,002077t_z \text{ кДж/(кмоль·град)},
 \end{aligned}$$

$$(mc_V^n)_{t_0}^{t_z} = (1/0,5524) \cdot [0,0712 \cdot (39,123 + 0,003349 t_z) + 0,0725 (26,67 + 0,004438 t_z) + 0,4087 (21,951 + 0,001457 t_z)] = 24,748 + 0,002091 t_z \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{град)}.$$

Таблица 2.2

Наименование газа	Формулы для определения средних молярных теплоёмкостей отдельных газов при постоянном объёме, кДж / (кмоль·град), для температур, °С	
	от 0 до 1500	от 1501 до 2800
Воздух	$mc_V = 20,600 + 0,002638t$	$mc_V = 22,387 + 0,001449t$
Кислород O ₂	$mc_{VO_2} = 20,930 + 0,004641t - 0,00000084t^2$	$mc_{VO_2} = 23,723 + 0,001550t$
Азот N ₂	$mc_{VN_2} = 20,398 + 0,0025t$	$mc_{VN_2} = 21,951 + 0,001457t$
Водород H ₂	$mc_{VH_2} = 20,684 + 0,000206t + 0,000000588t^2$	$mc_{VH_2} = 19,678 + 0,001758t$
Оксид углерода CO	$mc_{VCO} = 20,597 + 0,002670t$	$mc_{VCO} = 22,490 + 0,001430t$
Углекислый газ CO ₂	$mc_{VCO_2} = 27,941 + 0,019t - 0,000005487t^2$	$mc_{VCO_2} = 39,123 + 0,003349t$
Водяной пар H ₂ O	$mc_{VH_2O} = 24,953 + 0,05359t$	$mc_{VH_2O} = 26,670 + 0,004438t$

Коэффициент использования теплоты ξ_z . При проведении расчётов двигателя ξ_z выбирается по опытными данным в зависимости от конструктивных особенностей двигателя. На рисунке 2.1 приведена достаточно реальная зависимость ξ_z от скоростного режима для двигателя с впрыском топлива и электронным управлением. В соответствии с рис. 2.1. приняты величины коэффициента использования теплоты для двигателя с впрыском топлива $\xi_z = 0,99$ при $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$. По этому рисунку определены значения ξ_z для всех расчётных режимов.

Температура в конце видимого процесса сгорания

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc_V^n)_{t_0}^{t_z} t_c = \mu (mc_V^n)_{t_0}^{t_z} t_z :$$

$$n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$$

$$0,99 \cdot 80830 + 22,709 \cdot 484 = 1,0509 \cdot (24,748 + 0,002091 t_z) t_z$$

или

$$0,0022 t_z^2 + 25,95 t_z - 91013 = 0,$$

откуда

$$t_z = (-25,95 + \sqrt{25,95^2 + 4 \cdot 0,0022 \cdot 91013}) / (2 \cdot 0,0022) = 2829 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$T_z = t_z + 273 = 2829 + 273 = 3102 \text{ К}.$$

Параметры	Процесс сгорания		
	800	2400	4800
n	800	2400	4800
μ_0	1,0633	1,0528	1,0528
μ	1,0606	1,0507	1,0509
ΔH_u	2475	0	0
$H_{\text{раб.см}}$	78 815	80 550	80 830

$(mc_v^n)_{t_0}^{t_z}$	$24,656 + 0,002077 t_z$	$24,748 + 0,002091 t_z$	$24,748 + 0,002091 t_z$
ξ_z	0,87	0,95	0,99
$t_z, ^\circ\text{C}$	1759	2440	2829
T_z, K	2032	2713	3102
p_z	6,4722	8,3582	8,6255
P_{z_d}	5,5014	7,1045	7,3317
λ	2,809	3,7409	4,306

Максимальное давление сгорания теоретическое:

$$p_z = p_c \mu T_z / T_c;$$

$$p_z = 2,003 \cdot 1,0509 \cdot 3102 / 757 = 8,6255 \text{ МПа.}$$

Максимальное давление сгорания действительное:

$$p_{z_d} = 0,85 p_z;$$

$$p_{z_d} = 0,85 \cdot 8,6255 = 7,3317 \text{ МПа.}$$

Степень повышения давления λ :

- для двигателя с впрыском топлива

$$\lambda = P_z / p_c;$$

$$\lambda = \frac{8,6255}{2,003} = 4,116.$$

2.4. ПРОЦЕССЫ РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА

Средний показатель адиабаты расширения k_2 определяется по номограмме (см. рис. 2.3) при заданном ε для соответствующих значений α и T_z , а средний показатель политропы расширения n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты:

- при $\varepsilon = 9,8$, $\alpha = 0,96$ и $T_z = 2032 \text{ K}$, $k_2 = 1,2650$, что позволяет принять $n_2 = 1,2550$;
- при $\varepsilon = 9,8$, $\alpha = 1$ и $T_z = 2713 \text{ K}$; $k_2 = 1,2501$, что позволяет принять $n_2 = 1,2450$;
- при $\varepsilon = 9,8$, $\alpha = 1,0$ и $T_z = 3102 \text{ K}$ определено $k_2 = 1,2450$ и принято $n_2 = 1,2450$.

Давление и температура в конце процесса расширения

$$p_b = P_z / \varepsilon^{n_2} \quad \text{и} \quad T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1};$$

при $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$

$$p_b = 8,6255 / 9,8^{1,2450} = 0,5032 \text{ МПа} \quad \text{и} \quad T_b = 3102 / 9,8^{1,2450 - 1} = 1773 \text{ K.}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

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

при $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$

$$T_r = \frac{1773}{\sqrt[3]{0,5032 / 0,1099}} = 1067 \text{ K}, \quad \Delta T_r = 100(1050 - 1067) / 1067 = -1,5 \%. .$$

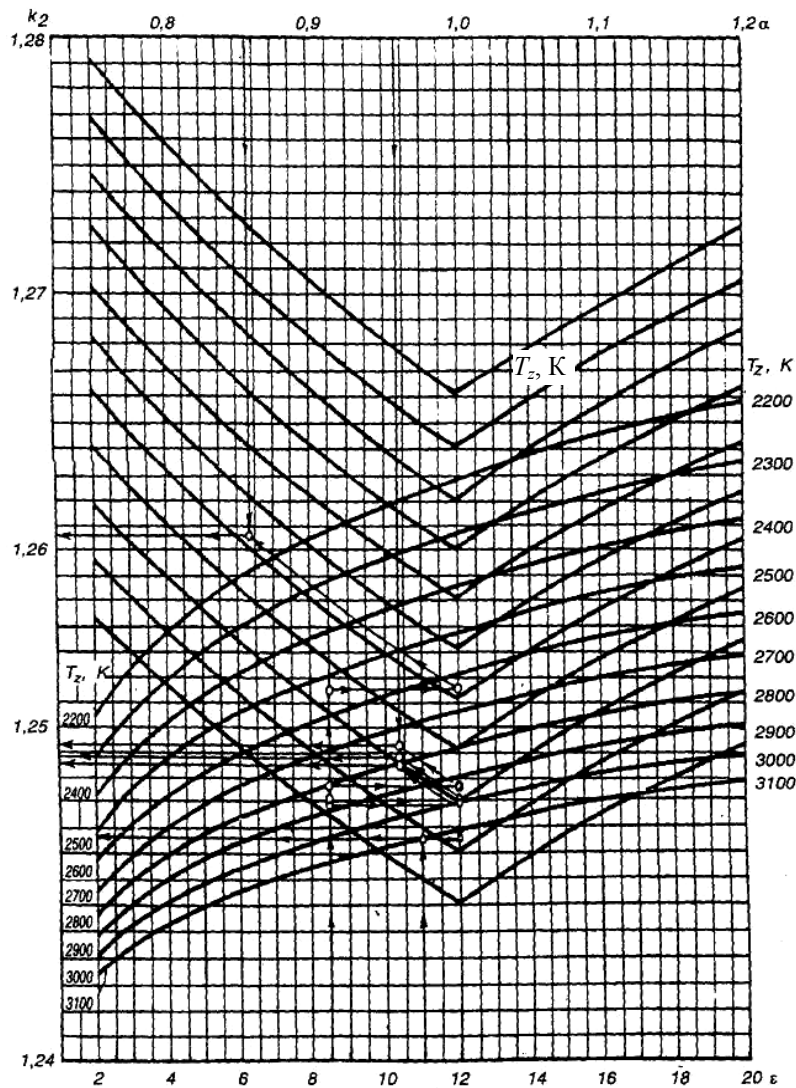


Рис. 2.3. Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2 для двигателя с впрыском топлива.
(приведено определение значения k_2 для одного режима n_N)

Параметры	Процесс расширения и выпуска		
	800	2400	4800
k_2	1,2650	1,2501	1,2452
n_2	1,255	1,245	1,245
p_b	0,3690	0,5045	0,5032
T_b	1135	1605	1773
T_r	743	952	1067
$\Delta T_n, \%$	+6,6	+1,9	-1,5

2.5. ИНДИКАТОРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

Теоретическое среднее индикаторное давление
при $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$

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

$$p'_i = \frac{1,003}{9,8 - 1} \left[\frac{4,306}{1,245 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,8^{1,245 - 1}} \right) - \frac{1}{1,3775 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,8^{1,3775 - 1}} \right) \right] =$$

= 1,3652 МПа.

Среднее индикаторное давление $p_i = \varphi_u p'_i$

$$p_i = 0,98 \cdot 1,3652 = 1,3378 \text{ МПа.}$$

Индикаторный КПД и индикаторный удельный расход топлива при $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$

$$\eta_i = p_i l_0 \alpha / (H_u \rho_0 \eta_V) \quad \text{и} \quad g_i = 3600 / (H_u \eta_i)$$

$$\eta_i = 1,3378 \cdot 14,957 \cdot 1 / (43,93 \cdot 1,2098 \cdot 0,09563) = 0,3937 ;$$

$$g_i = 3600 / (43,93 \cdot 0,3937) = 208 \text{ г/(кВтч).}$$

2.6. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Среднее давление механических потерь для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $S/D \leq 1$

$$p_M = 0,034 + 0,0113 v_{п. ср.}$$

Для двигателя с впрыском топлива, предварительно приняв ход поршня S равным 78 мм, получим значение средней скорости поршня при $n_N = 4800 \text{ мин}^{-1}$

$$v_{п. ср.} = S n_N / (10^4 \cdot 3) = 78 \cdot 4800 / (10^4 \cdot 3) = 12,48 \text{ м/с.}$$

Среднее давление механических потерь определяем по формуле для высокофорсированных двигателей с электронным впрыском, тогда

$$p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot 12,48 = 0,1750 \text{ МПа.}$$

Среднее эффективное давление и механический КПД

$$p_e = p_i - p_b \quad \text{и} \quad \eta_M = p_e / p_i ;$$

$$p_e = 1,3378 - 0,5032 = 0,8346 \text{ МПа} \quad \text{и} \quad \eta_M = 0,8346 / 1,3378 = 0,6238 .$$

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива

$$\eta_e = \eta_i \eta_M \quad \text{и} \quad g_e = 3600 / H_u \eta_e ;$$

- двигателя с впрыском топлива

$$\eta_e = 0,3937 \cdot 0,6238 = 0,2456 \quad \text{и} \quad g_e = 3600 / 43,93 \cdot 0,2456 = 224 \text{ г/кВтч.}$$

Индикаторные и эффективные параметры двигателей

n	1000	3200	5600
p'_i	0,8712	1,2726	1,3652
p_i	0,8538	1,2471	1,3378
η_i	0,2556	0,3772	0,3937
g_i	320	217	208
$v_{п. ср.}$	2,08	6,24	12,48
p_M	0,0575	0,1045	0,1750
p_e	0,4848	0,7426	0,8346
η_M	0,5678	0,5957	0,6238
η_e	0,1451	0,2246	0,2456
g_e	564	364	334

2.7. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРА И ДВИГАТЕЛЯ

Литраж:

$$V_{л} = 30\tau N_e / (p_e n) = 30 \cdot 4 \cdot 52,5 / (0,8346 \cdot 4800) = 1,572 \text{ л.}$$

Рабочий объём одного цилиндра:

$$V_h = V_{л} / i = 1,572 / 4 = 0,393 \text{ л.}$$

Диаметр цилиндра. Так как ход поршня предварительно был принят $S = 78$ мм, то

$$D = 2 \cdot 10^3 \sqrt{V_h / (\pi S)} = 2 \cdot 10^3 \sqrt{0,393 / (3,14 \cdot 78)} = 80,11 \text{ мм.}$$

Окончательно принимается $D = 80$ мм и $S = 78$ мм.

Основные параметры и показатели двигателей определяются по окончательно принятым значениям D и S :

– площадь поршня

$$F_{п} = \pi D^2 / (4 \cdot 100) = 3,14 \cdot 80^2 / (4 \cdot 100) = 50,24 \text{ см}^2;$$

– литраж двигателя

$$V_{л} = \pi D^2 S / 10^6 = 3,14 \cdot 80^2 \cdot 78 = 1,567 \text{ л;}$$

– мощность двигателя

$$N_e = p_e V_{л} n / 30\tau = 0,8346 \cdot 1,568 \cdot 4800 / 30 \cdot 4 = 52,346 \text{ кВт;}$$

– литровая мощность двигателя

$$V_{л} = N_e / V_{л} = 52,346 / 1,568 = 33,384 ;$$

Параметры	Основные параметры и показатели двигателей		
n , мин	800	2400	4800
$F_{п}$, см ²	50,24		
$V_{л}$, л	1,567		
$N_{л}$, кВт	53,346		
N_e , кВт/л	5,067	23,288	53,346
M_e , Н·м	1,192	92,707	104,192
G_T , кг/ч	2,857	8,477	17,817

– крутящий момент

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 52,346}{3,14 \cdot 4800} = 104,192 \text{ Н·м;}$$

– часовой расход топлива

$$G_t = M_e g_e \cdot 10^{-3} \text{ кг/ч.}$$

2.8. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Индикаторная диаграмма двигателя с впрыском топлива построена для номинального режима работы двигателя, т.е. при $N_e = 53,346$ кВт и $n = 4800$ мин⁻¹, аналитическим методом.

Масштабы диаграммы: масштаб хода поршня $M_s = 1$ мм в мм; масштаб давлений $M_p = 0,05$ МПа в мм.

Величины в приведённом масштабе, соответствующие рабочему объёму цилиндра и объёму камеры сгорания (см. рис. 2.4):

$$AB = S / M_s = 78 / 1,0 = 78 \text{ мм; } OA = AB / (\epsilon - 1) = 78 / (9,8 - 1) = 8,9 \text{ мм.}$$

Максимальная высота диаграммы (точка z)

$$p_z / M_p = 8,6255 / 0,05 = 172,5 \text{ мм.}$$

Ординаты характерных точек:

$$p_a / M_p = 0,08636 / 0,05 = 1,7 \text{ мм};$$

$$p_c / M_p = 2,003 / 0,05 = 40,1 \text{ мм};$$

$$p_b / M_p = 0,5032 / 0,05 = 10,01 \text{ мм};$$

$$p_r / M_p = 0,1099 / 0,05 = 2,2 \text{ мм};$$

$$p_0 / M_p = 0,1 / 0,05 = 2 \text{ мм}.$$

Построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом:

а) политропа сжатия $p_x = p_a(V_a/V_x)^{n_1}$, отсюда

$$p_x / M_p = (p_a / M_p)(OB / OX)^{n_1} = 1,7(86,9 / OX)^{1,3775} \text{ мм},$$

где $OB = OA + AB = 8,9 + 78 = 86,9 \text{ мм}$;

б) политропа расширения $p_x = p_b(V_b/V_x)^{n_2}$, отсюда

$$p_x / M_p = (p_b / M_p)(OB / OX)^{n_2} = 10,01(86,9 / OX)^{1,245} \text{ мм}.$$

Результаты расчёта точек политроп приведены в табл. 2.3.

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_i = F_1 M_p / AB = 0,05 / 78 = 1,290 \text{ МПа},$$

где F_1 – площадь диаграммы, мм^2 .

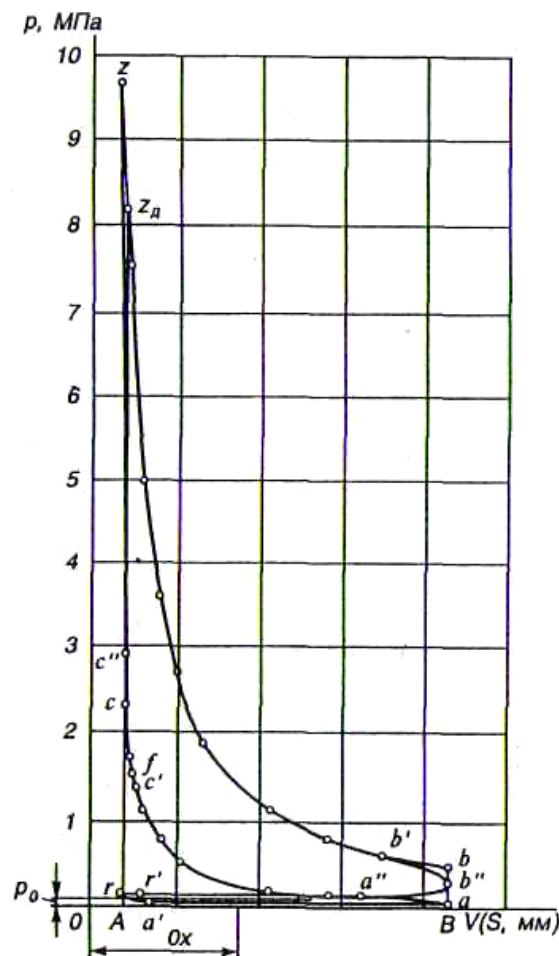


Рис. 2.4. Построение индикаторной диаграммы двигателя с впрыском топлива аналитическим методом

Таблица 2.3

№ точек	OX, мм	$\frac{OB}{OX}$	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,376}$	$\frac{P_x}{M_p}$, мм	P_x , МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,248}$	$\frac{P_x}{M_p}$, мм	P_x , МПа
1	8,9	9,65	22,71	38,607	1,93	16,82	168,4	8,42
2	15	5,79	11,23	19,091	0,95	8,90	89,1	4,455
3	30	2,89	4,314	7,334	0,37	3,75	37,5	1,875
4	45	1,93	2,47	4,199	0,21	2,27	22,7	1,135
5	60	1,45	1,67	2,839	0,14	1,59	15,8	0,79
6	75	1,15	1,23	2,091	0,104	1,19	11,9	0,595
7	85	1,02	1,03	1,751	0,09	1,03	10,3	0,515
8	86	1,01	1,01	1,724	0,086	1,01	10,2	0,511
9	87,9	1	1	1,7	0,085	1	10,01	0,500

Величина $p_i' = 1,290$ МПа, полученная планиметрированием индикаторной диаграммы, очень близка к величине $p_i' = 1,3652$ МПа, полученной в тепловом расчёте. Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчётов. Так как рассчитываемый двигатель достаточно быстроходный, то фазы газораспределения необходимо устанавливать с учётом получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, принятых в расчёте. Начало открытия выпускного клапана (точка r') происходит за 25° до прихода поршня в в.м.т., а закрытие (точка a'') – через 70° после прохода поршнем н.м.т.; начало открытия выпускного клапана (точка b') осуществляется за 60° до прихода поршня в н.м.т., а закрытие (точка a') – через 30° после прохода поршнем в.м.т. Учитывая достаточно высокую быстроходность двигателя, угол опережения зажигания в устанавливается равным 40° (точка c'), а продолжительность периода задержки воспламенения $\Delta\varphi_1 = 7^\circ$. Точка f расположена за $33^\circ = 40^\circ - 7^\circ$ до в.м.т.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания произведен расчёт положения точек r' , a' , a'' , d , f и b' аналогично соответствующему расчёту карбюраторного двигателя, а результаты расчёта сведены в табл. 2.4. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна принято равным $\lambda = 0,280$.

Таблица 2.4

Обозначение точек	Положение точек	$\varphi, ^\circ$	$(1 + \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)$	Расположение точек от в.м.т. (AX), мм
r'	25° до в.м.т.	25	0,1226	4,7
a'	35° после в.м.т.	30	0,1690	6,5
a''	70° до н.м.т.	110	1,4656	56,4
c'	40° до в.м.т.	40	0,2918	11,2
f	33° до в.м.т.	33	0,0584	2,25
b'	60° до в.м.т.	120	1,6050	61,8

Положение точки c'' определяется из выражения

$$c'' - p_{c''} = 1,25 :$$

$$p_{c''} = 1,25 \cdot 2,3462 = 2,933 \text{ МПа};$$

$$p_{c''} / M_p = 2,933 / 0,05 = 58,6 \text{ мм.}$$

Действительное давление сгорания

$$z_d - p_{z_d} = 8,2097 \text{ МПа};$$

$$p_{z_d} / M_p = 8,2097 / 0,05 = 164,2 \text{ мм.}$$

Нарастание давления от точки c'' до точки z_d составит $8,2097 - 2,933 = 5,277$ МПа или $5,277/15 = 3,518$ МПа/град п.к.в., где 15° – положение точки z_d по горизонтали, в которой p_{z_d} достигает своего максимального

значения.

Соединяя плавной линией точки r с a' , c с c' и далее cz_d и политропой расширения, b' с b'' и линией выпуска $b''r'$, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму $ra'ac'fc''z_db''b''r$ двигателя с впрыском топлива.

2.9. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

Общее количество теплоты, введённой в двигатели при номинальном скоростном режиме (все данные взяты из теплового расчёта):

$$Q_o = 43\,930 \cdot 17,817 / 3,6 = 217\,417 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с:

$$Q_e = 1000 \cdot 53,346 = 60\,420 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_b = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,0^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 4800^{0,65} \cdot (43\,930 - 0) / (1 \cdot 43\,930) = 59\,012 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, унесенная с отработавшими газами:

$$Q_r = (17,817/3,6) \cdot \{0,5524 [24,079 + 8,315] \cdot 1050 - 0,5247 \cdot [20,775 + 8,315] \cdot 20\} = 92\,674 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{н.с.} = 0, \text{ так как } \Delta H_u = 0 \text{ при } \alpha = 1.$$

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{ост} = 217\,417 - (53\,346 + 59\,012 + 92\,674) = 12\,385 \text{ Дж/с.}$$

Числовые значения для двигателя с впрыском топлива показаны в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Двигатель с впрыском топлива						
Составляющие теплового баланса	Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹					
	800		2400		4800	
	Q_1 , Дж/с	g_1 , %	Q_1 , Дж/с	g_1 , %	Q_1 , Дж/с	g_1 , %
	800	2400	4800	800	2400	4800
Теплота, эквивалентная эффективной работе	2857	39,8	23 288	41,2	53 346	36,6
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	17 100	24,6	37 607	27,0	59 012	28,3
Теплота, унесённая с отработавшими газами	12 114	25,9	40 584	30,4	92 674	32,0
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	1964	5,6	0	0	0	0
Неучтённые потери теплоты	828	4,1	1964	1,4	12 385	3,1
Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом	34 863	100	103 443	100	217 417	100

2.10. РАСЧЁТ КИНЕМАТИКИ ДВИГАТЕЛЯ С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

Величины инерционных усилий, действующих в двигателе, зависят от размеров кривошипно-шатунного механизма и их соотношений.

Установлено, что с уменьшением $\lambda = R/L_{ш}$ (за счёт увеличения $L_{ш}$) происходит снижение инерционных и нормальных сил, но при этом увеличивается высота двигателя и его масса. В связи с этим в автомобильных и тракторных двигателях принимают $\lambda = 0,23 \dots 0,30$.

Для двигателей с малым диаметром отношение $R/L_{ш}$ выбирают с таким расчётом, чтобы избежать задевания шатуна за нижнюю кромку цилиндра.

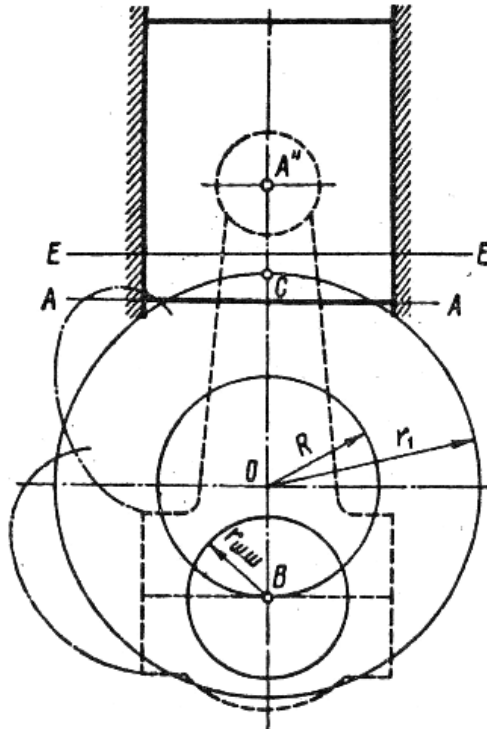


Рис. 2.4. Схема кривошипно-шатунного механизма для определения минимальной длины шатуна

Минимальную длину шатуна и максимально допустимое значение λ без задевания шатуна за кромку цилиндра определяют следующим образом (рис. 2.4): на вертикальной оси цилиндра наносят центр коленчатого вала O , из которого радиусом $R = S/2$ проводят окружность вращения центра шатунной шейки. Далее, пользуясь конструктивными размерами элементов коленчатого вала, из точки B (центр кривошипа, находящийся в н.м.т.) радиусом $r_{ш.ш}$ проводят окружность шатунной шейки, из центра O радиусом r_1 – вторую окружность вращения крайней точки щеки или противовеса.

Выбор λ и длины $L_{ш}$ шатуна. В целях уменьшения высоты двигателя без значительного увеличения инерционных и нормальных сил отношение радиуса кривошипа к длине шатуна предварительно было принято в тепловом расчёте $\lambda = 0,285$. При этих условиях $L_{ш} = R/\lambda = 39/0,285 = 136,8$ мм.

Построив кинематическую схему кривошипно-шатунного механизма (см. рис. 2.4), устанавливаем, что ранее принятые значения $L_{ш}$ и λ обеспечивают движение шатуна без задевания за нижнюю кромку цилиндра. Следовательно, перерасчёта величин $L_{ш}$ и λ не требуется.

Перемещение поршня

$$s_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] = 39 \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ мм.}$$

Расчёт s_x производится аналитически через каждые 10° угла поворота коленчатого вала.

Значения для $\left[(1 - \cos \varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$ при различных φ взяты из табл. 2.6 как средние между значениями при $\lambda = 0,28$ и $0,29$ и занесены в гр. 2 расчётной табл. 2.7 (для сокращения объёма значения в таблице даны через 30°).

Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 4800 / 30 = 503 \text{ рад/с.}$$

Скорость поршня

$$v_{п} = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) = 503 \cdot 0,039 \cdot \left(\sin \varphi + \frac{0,265}{2} \sin 2\varphi \right) \text{ м/с.}$$

Значения для $[\sin \varphi + (0,285/2) \sin \varphi]$ взяты из табл. 2.8 и занесены в гр. 4, а рассчитанные значения $v_{п}$ – в гр. 5 табл. 2.7.

Ускорение поршня

$$j = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = 503^2 \cdot 0,039 (\cos \varphi + 0,285 \cos 2\varphi) \text{ м/с}^2.$$

Значения для $(\cos \varphi + 0,285 \cos 2\varphi)$ взяты из табл. 2.9 и занесены в гр. 6, а расчётные j – в гр. 7 табл. 2.7.

По данным табл. 2.7 построены графики (рис. 2.5) s_x в масштабе $M_s = 2$ мм в мм, $v_{п}$ – в масштабе $M_v = 1$ м/с в мм, j – в масштабе $M_j = 500$ м/с² в мм. Масштаб угла поворота коленчатого вала $M_\varphi = 3^\circ$ в мм.

При $j = 0$ $v_{п} = \pm v_{\max}$, а на кривой s_x – эта точка перегиба.

Таблица 2.6

φ°	Значения $1 - \cos\varphi + \lambda/4 (1 - \cos 2\varphi)$ при λ								φ°
	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	360
10	0,0188	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	0,0196	0,0197	0,0199	350
20	0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	0,0773	0,0779	0,0784	340
30	0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	0,1703	0,1715	0,1728	330
40	0,2836	0,2857	0,2877	0,2898	0,2918	0,2939	0,2960	0,2980	320
50	0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	0,4423	0,4452	0,4482	310
60	0,5900	0,5938	0,5975	0,6013	0,6050	0,6088	0,6115	0,6163	300
70	0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	0,7860	0,7905	0,7949	290
80	0,9421	0,9476	0,9525	0,9573	0,9622	0,9670	0,9719	0,9767	280
90	1,1200	1,1150	1,1300	1,1355	1,1400	1,1450	1,1500	1,1550	270
100	1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	1,3142	1,3191	1,3239	260
110	1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	1,4700	1,4745	1,4789	250
120	1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,5060	1,6088	1,6115	1,6163	240
130	1,1132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	1,7279	1,7308	1,7338	230
140	1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	1,8159	1,8280	1,8300	220
150	1,8960	1,8973	1,8981	1,8998	1,9010	1,9023	1,9035	1,9048	210
160	1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	1,9567	1,9513	1,9578	200
170	1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	1,9892	1,9893	1,9895	190
180	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	180

Таблица 2.7

$\varphi,^\circ$	$\left[(1 - \cos\varphi) + \frac{0,285}{4}(1 - \cos 2\varphi) \right]$	$x_{с}, \text{мм}$	$\left(\sin\varphi + \frac{0,285}{2}\sin 2\varphi \right)$	$v_{п}, \text{м/с}$	$(\cos\varphi + 0,285\cos 2\varphi)$	$j, \text{м/с}^2$
1	2	3	4	5	6	7
0	0,0000	0,0	0,0000	0,0	+1,2860	+12 689
30	+0,1697	6,6	+0,6234	+12,2	+1,0085	+9951
60	+0,6069	23,7	+0,9894	+19,4	+0,3575	+3528
90	+1,1425	44,6	+1,0000	+19,6	-0,2850	-2812
120	+1,6069	62,7	+0,7426	+14,6	-0,6425	-6340
150	+1,9017	74,2	+0,3766	+7,4	-0,7235	-7139
180	+2,0000	78,0	0,0000	0,0	-0,7150	-7055
210	+1,9017	74,2	-0,3766	-7,4	-0,7235	-7139
240	+1,6069	62,7	-0,7426	-14,6	-0,6425	-6340
270	+1,1425	44,6	-1,0000	-19,6	-0,2850	-2812
300	+0,6069	23,7	-0,9894	-19,4	+0,3575	+3527
330	+0,1697	6,6	-0,6234	-12,2	+1,0085	+9951
360	+0,0000	0,0	-0,0000	0,0	+1,2850	+12 679

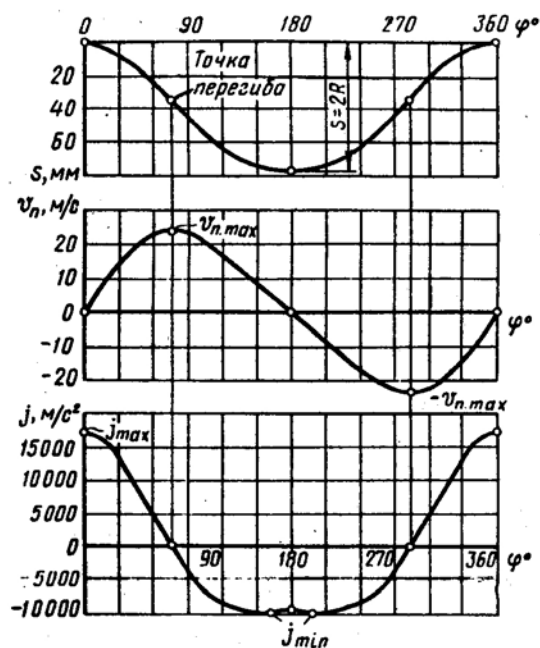


Рис. 2.5. Путь, скорость и ускорение поршня карбюраторного двигателя

Таблица 2.8

$\varphi, ^\circ$	Знак	Значения $\sin\varphi + \lambda/2\sin\varphi$ при λ								Знак	$\varphi, ^\circ$
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
10	+	0,2146	0,2164	0,2181	0,2198	0,2215	0,2332	0,2249	0,2266	-	350
20	+	0,4191	0,4224	0,4256	0,4288	0,4320	0,4352	0,4384	0,4416	-	340
30	+	0,6039	0,6083	0,6126	0,6169	0,6212	0,6256	0,6299	0,6342	-	330
40	+	0,7610	0,7659	0,7708	0,7757	0,7807	0,7856	0,7905	0,7954	-	320
50	+	0,8842	0,8891	0,8940	0,8989	0,9039	0,9088	0,9137	0,9186	-	310
60	+	0,9699	0,9743	0,9786	0,9829	0,9872	0,9916	0,9959	1,0002	-	300
70	+	1,0168	1,0201	1,0233	1,0265	1,0297	1,0329	1,0361	1,0393	-	290
80	+	1,0258	1,0276	1,0293	1,0310	1,0327	1,0344	1,0361	1,078	-	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270
100	+	0,9438	0,9420	0,9403	0,9386	0,9369	0,9352	0,9335	0,9318	-	260
110	+	0,8626	0,8593	0,8561	0,8529	0,8497	0,8465	0,8433	0,8401	-	250
120	+	0,7621	0,7577	0,7534	0,7491	0,7448	0,7404	0,7361	0,7318	-	240
130	+	0,6478	0,6429	0,6380	0,6331	0,6281	0,6232	0,6183	0,6134	-	230
140	+	0,5246	0,5197	0,5148	0,5099	0,5049	0,5000	0,4951	0,4902	-	220
150	+	0,3961	0,3917	0,3874	0,3831	0,3788	0,3744	0,3701	0,3658	-	210
160	+	0,2649	0,2616	0,2584	0,2552	0,2520	0,2488	0,2456	0,2424	-	200
170	+	0,1326	0,1308	0,1291	0,1274	0,1257	0,1240	0,1223	0,1206	-	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180

Таблица 2.9

$\varphi, ^\circ$	Знак	Значения $\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi$ при λ								Знак	$\varphi, ^\circ$
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	0,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320

50	+	0,6011	0,5994	0,5977	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	-	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	-	280
90	-	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	-	270
100	-	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	-	260
110	-	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	-	250
120	-	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	-	240
130	-	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	-	230
140	-	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	-	220
150	-	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	-	210
160	-	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	-	200
170	-	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	-	190
180	-	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	-	180

2.11. РАСЧЁТ ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЯ С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

Силы давления газов. Индикаторную диаграмму (см. рис. 2.4) полученную в тепловом расчёте, развертывают по углу поворота кривошипа (рис. 2.6) по методу Брикса.

Поправка Брикса

$$R\lambda / (2M_s) = 39 \cdot 0,285 / (2 \cdot 1) = 5,56 \text{ мм},$$

где M_s – масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

Масштабы развернутой диаграммы: давлений и удельных сил $M_p = 0,05$ МПа в мм; полных сил $M_p = M_p F_n = 0,05 \cdot 0,004776 = 0,000239$ МН в мм, или $M_p = 239$ Н в мм, угла поворота кривошипа $M_\phi = 3^\circ$ в мм, или

$$M'_\phi = 4\pi / OB = 4 \cdot 3 / 14 / 240 = 0,0523 \text{ рад в мм},$$

где OB – длина развернутой индикаторной диаграммы, мм.

По развернутой диаграмме через каждые 10° угла поворота кривошипа определяют значения Δp_r и заносят в гр. 2 сводной табл. 2.10 динамического расчёта (в таблице значения даны через 30° и точка при $\phi = 370^\circ$).

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма.

По таблице 2.10 с учётом диаметра цилиндра, отношения S/D , рядного расположения цилиндров и достаточно высокого значения p_z устанавливаются:

- масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава принято $m'_n = 100$ кг/м²)

$$m_n = m'_n F_n = 100 \cdot 0,005024 = 0,5024 \text{ кг};$$

Таблица 2.10

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Конструктивные массы, кг/м ² , бензиновых двигателей ($D = 60 \dots 100$ мм)
Поршневая группа ($m'_n = m_n / F_n$)	
поршень из алюминиевого сплава	80...150
чугунный поршень	150...250
Шатун ($m'_ш = m_ш / F_n$):	100...200
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов ($m'_к = m_к / F_n$):	
стальной кованный вал со сплошными шейками	150...200
чугунный литой вал с полыми шейками	100...200

- масса шатуна (для стального кованого шатуна принято $m'_ш = 150$ кг/м²)

$$m_ш = m'_ш F_n = 150 \cdot 0,005024 = 0,754 \text{ кг};$$

- масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для литого чугунного вала принято $m'_к = 140$ кг/м²)

$$m_к = m'_к F_n = 140 \cdot 0,005024 = 0,7034 \text{ кг}.$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{ш.п} = 0,275m_{ш} = 0,275 \cdot 0,754 = 0,207 \text{ кг.}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{ш.к} = 0,725 m_{ш} = 0,725 \cdot 0,754 = 0,547 \text{ кг.}$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{п} + m_{ш.п} = 0,5024 + 0,207 = 0,7094 \text{ кг.}$$

Массы, совершающие вращательное движение:

$$m_R = m_k + m_{ш.к} = 0,7034 + 0,547 = 1,2504 \text{ кг.}$$

Удельные и полные силы инерции. Из таблицы 2.7 переносят значения j в гр. 3 табл. 2.11 и определяют значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (гр. 4):

$$p_j = -jm_j / F_n = -j0,794 \cdot 10^{-6} / 0,005024 = -j158 \cdot 10^{-6} \text{ а, МПа.}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -1,2504 \cdot 0,039 \cdot 503^2 \cdot 10^{-3} = -12,338 \text{ кН.}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{Rш} = -m_{ш.к} R \omega^2 = -0,547 \cdot 0,039 \cdot 503^2 \cdot 10^{-3} = -5,397 \text{ кН.}$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{Rк} = -m_k R \omega^2 = -0,734 \cdot 0,039 \cdot 503^2 \cdot 10^{-3} = -7,243 \text{ кН.}$$

Удельные суммарные силы. Удельная сила (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца (гр. 5): $p = \Delta p_r + p_j$.

Удельная нормальная сила (МПа) $p_N = p \operatorname{tg} \beta$. Значения $\operatorname{tg} \beta$ определяют для $\lambda = 0,285$ по табл. 2.12 и заносят в гр. 6, а значения p_N – в гр. 7, табл. 2.11.

Удельная сила (МПа), действующая вдоль шатуна (гр. 9): $p_s = p(1/\cos \beta)$.

Таблица 2.11

$\varphi, ^\circ$	$\Delta p_r,$ МПа	$j, \text{ м/с}^2$	$p_j,$ МПа	$p,$ МПа	$\operatorname{tg} \beta$	$p_N,$ МПа	$1/\cos \beta$	$p_s,$ МПа	$\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\sin \beta}$	$p_k,$ МПа	$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$	$pT,$ МПа	$T, \text{ кН}$	$M_{кр. пб},$ Н·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0	+0,018	+17209	-2,426	-2,408	0,000	0,000	1,000	-2,408	+1	-2,408	0	0	0	0
30	-0,015	+13506	-1,904	-1,919	+0,144	-0,276	1,010	-1,938	+0,794	-1,524	+0,625	-1,119	-5,726	-223,3
60	-0,015	+4788	-0,675	-0,690	+0,253	-0,175	1,031	-0,711	+0,281	-0,194	+0,993	-0,685	-3,272	-127,6
90	-0,015	-3817	+0,538	+0,523	+0,295	-0,154	1,043	+0,545	-0,295	0,154	+1	-0,523	+2,498	+97,4
120	-0,015	-8605	+1,213	+1,198	+0,253	+0,303	1,031	+1,235	-0,719	-0,861	+0,740	+0,887	+4,236	+165,2
150	-0,015	-9689	+1,366	+1,351	+0,144	+0,195	1,010	+1,365	-0,938	-1,267	+0,376	+3,508	+2,426	+94,6
180	-0,015	-9576	+1,350	+1,335	0,000	0,000	1,000	+1,335	-1	-1,335	0	0	0	0
210	-0,015	-9689	+1,366	+1,351	-0,144	-0,195	1,010	+1,365	-0,938	-1,267	-0,376	-0,508	-2,426	-94,6
240	-0,015	-8605	+1,213	+1,198	-0,253	-0,303	1,031	+1,235	-0,719	-0,861	-0,740	-0,887	-4,236	-165,2
270	+0,020	-3817	+0,538	+0,558	-0,295	-0,165	1,043	+0,582	-0,295	0,165	-1	-0,558	-2,665	-103,9
300	+0,150	+4788	-0,675	-0,525	-0,253	+0,133	1,031	-0,541	+0,281	-0,148	-0,993	+0,521	+2,488	+97,0
330	+0,720	+13506	-1,904	-1,184	-0,144	+0,170	1,010	-1,196	+0,794	-0,940	-0,625	+0,740	+3,534	+137,8
360	+1,923	+17209	-2,426	-0,503	0,000	0,000	1,000	-0,503	+1	-0,503	0	0	0	0

$\varphi, ^\circ$	$\Delta p_{\gamma},$ МПа	$j, \text{ м/с}^2$	$p_j,$ МПа	$p,$ МПа	$\text{tg}\beta$	$p_N,$ МПа	$1/\cos\beta$	$p_s,$ МПа	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\sin\beta}$	$p_k,$ МПа	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	$p_T,$ МПа	$T, \text{ кН}$	$M_{\text{кр. цб}},$ Н·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
370	+5,402	+16775	-2,365	+3,037	+0,050	+0,929	1,001	+3,040	+0,976	+2,964	+0,222	+0,674	+3,219	+125,5
390	+3,420	+13506	-1,904	+1,516	+0,144	+0,218	1,010	+1,531	+0,794	+1,204	+0,625	+0,948	+4,528	+176,6
420	+1,350	+4788	-0,675	+0,675	+0,253	+0,171	1,031	+0,696	+0,281	+0,190	+0,993	+0,670	+3,200	+124,8
450	+0,720	-3817	+0,538	+1,258	+0,295	+0,371	1,043	+1,312	-0,295	-0,371	+1	+1,258	+6,008	+234,3
480	+0,450	-8605	+1,213	+1,663	+0,253	+0,421	1,031	+1,715	-0,719	-1,196	+0,740	+1,231	+5,879	+229,3
510	+0,280	-9689	+1,366	+1,646	+0,144	-0,237	1,010	+1,662	-0,938	-1,544	+0,376	+0,619	+2,956	+115,3
540	+0,150	-9576	+1,350	+1,500	0,000	0,000	1,000	+1,500	-1	-1,500	0	0	0	0
570	+0,025	-9689	+1,366	+1,391	-0,144	-0,200	1,010	+1,405	-0,938	-1,305	-0,376	-0,523	-2,498	-97,4
600	+0,018	-8605	+1,213	+1,231	-0,253	-0,311	1,031	+1,269	-0,719	-0,885	-0,740	-0,911	-4,351	-169,7
630	+0,018	-3817	+0,538	+0,556	-0,295	-0,164	1,043	+0,580	-0,295	-0,164	-1	-0,556	-2,655	-103,5
660	+0,018	+4788	-0,675	-0,657	-0,253	+0,166	1,031	-0,677	+0,281	-0,185	-0,993	+0,652	+3,114	+121,4
690	+0,018	+13506	-1,904	-1,886	-0,144	+0,272	1,010	-1,905	+0,794	-1,497	-0,625	+1,179	+5,631	+219,6
720	+0,018	+17209	-2,426	-2,408	0,000	0,000	1,000	-2,408	+1	-2,408	0	0	0	0

Удельная сила (МПа), действующая по радиусу кривошипа (гр. 11): $p_k = p \cos(\varphi + \beta) / \cos\beta$.

Удельная (гр. 13) и полная (гр. 14) тангенциальные силы (МПа и кН):

$$p_T = p \sin(\varphi + \beta) / \cos\beta \quad \text{и} \quad T = p_T F_p = p_T 0,005024 \cdot 10^3.$$

По данным табл. 2.11 строят графики изменения удельных сил p_j, p, p_s, p_N, p_k и p_T в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала φ (рис. 2.6).

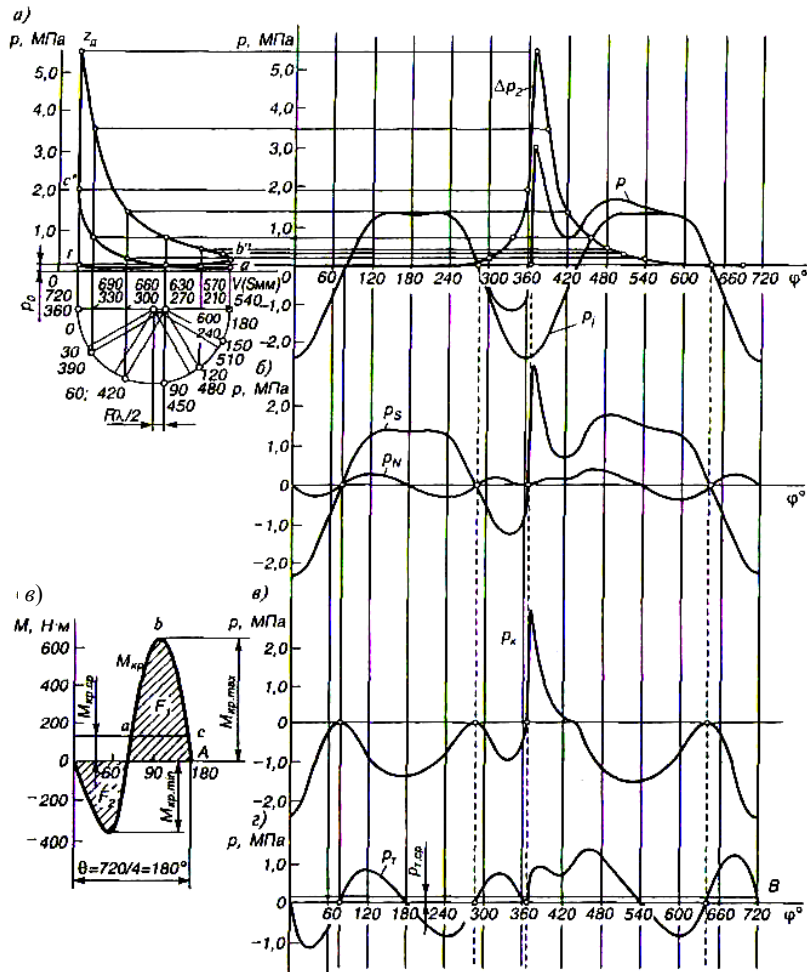


Рис. 2.6. Графики динамического расчёта двигателя с впрыском топлива

Среднее значение тангенциальной силы за цикл:

– по данным теплового расчёта

$$T_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi \tau} p_i F_{\text{п}} = \frac{2 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 4} 1,3378 \cdot 0,005024 = 812 \text{ Н};$$

– по площади, заключённой между кривой p_T и осью абсцисс (см. рис. 2.6, з):

$$p_{T \text{ ср}} = \frac{\Sigma F_1 - \Sigma F_2}{OB} M_p = \frac{1980 - 1160}{240} 0,05 = 0,171 \text{ МПа},$$

а

$$T_{\text{ср}} = p_{T \text{ ср}} F_{\text{п}} = 0,171 \cdot 0,005024 \cdot 10^6 = 816 \text{ Н}.$$

Ошибка $\Delta = (812 - 816) 100 / 812 = 0,5 \%$.

Крутящие моменты. Крутящий момент одного цилиндра (гр. 15, табл. 2.11)

$$M_{\text{кр.ц}} = TR = T 0,039 \cdot 10^3 \text{ Н·м}.$$

Период изменения крутящего момента четырёхтактного двигателя с равными интервалами между вспышками

$$\theta = 720 / i = 720 / 4 = 180^\circ.$$

Суммирование значений крутящих моментов всех четырёх цилиндров двигателя осуществляется табличным методом (табл. 2.13) через каждые 10° угла поворота коленчатого вала, и по полученным данным строится кривая $M_{\text{кр}}$ (рис. 2.6, д) в масштабе $M_{\text{м}} - 10 \text{ Н·м}$ в мм.

Средний крутящий момент двигателя:

– по данным теплового расчёта

$$M_{\text{кр.ср}} = M_i = M_e / \eta_M = 104,192 / 0,8141 = 126,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– по площади, заключённой под кривой $M_{\text{кр}}$ (рис. 2.6, д):

$$M_{\text{кр.ср}} = \frac{F_1 - F_2}{OA} = \frac{1370 - 606}{60} \cdot 10 = 127,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\text{Ошибка } \Delta = \frac{126,6 - 127,3}{126,6} \cdot 100 = 0,6 \text{ \%}.$$

Максимальный и минимальный крутящие моменты (рис. 2.6, д)

$$M_{\text{кр.макс}} = 650 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad M_{\text{кр.мин}} = -360 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Таблица 2.12

φ°	Знак	Значения $\text{tg } \beta$ при λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	–	360
10	+	0,042	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

Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала. Для проведения расчёта результирующей силы, действующей на шатунную шейку рядного двигателя, составляют табл. 2.13 в которую из табл. 2.11 переносят значения силы T .

Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа:

$$P_{\text{к}} = K + K_{R_{\text{ш}}} = (K - 6,95), \text{ кН},$$

где $K = p_{\text{к}} F_{\text{п}} = p_{\text{к}} 0,004776 \cdot 10^3, \text{ кН}$.

Результирующая сила $R_{\text{ш.ш}}$, действующая на шатунную шейку, подсчитывается графическим сложением векторов сил T и $P_{\text{к}}$ при построении полярной диаграммы (рис. 2.7, а). Масштаб сил на полярной диаграмме для суммарных сил $M_{\text{д}} = 0,1 \text{ кН}$ в мм. Значения $R_{\text{ш.ш}}$ для различных φ заносят в табл. 2.14 и по ним строят диаграмму $R_{\text{ш.ш}}$ в прямоугольных координатах (рис. 2.7, б).

Таблица 2.13

φ°	Цилиндры								$M_{\text{кр.ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$
	первый		второй		третий		четвёртый		
	φ° , криво-шипа	$M_{\text{кр.ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	φ° , криво-шипа	$M_{\text{кр.ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	φ° , криво-шипа	$M_{\text{кр.ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	φ° , криво-шипа	$M_{\text{кр.ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	
0	0	0	180	0	360	0	540	0	0
10	10	-132,4	190	-28,0	370	+125,5	550	-29,8	-64,7

20	20	-203,2	200	-65,2	380	+161,3	560	-67,1	-174,2
30	30	-223,3	210	-94,6	390	+176,6	570	-97,4	-38,7
40	40	-209,7	220	-123,0	400	+156,6	580	-126,8	-302,9
50	50	-174,3	230	-154,7	410	+128,6	590	-155,7	-356,1
60	60	-127,6	240	-165,2	420	+124,8	600	-169,7	-337,7
70	70	-65,2	250	-159,4	430	+142,6	610	-165,9	-247,9
80	80	+19,6	260	-139,8	440	+185,5	620	-146,3	-81,0
90	90	+97,4	270	-103,9	450	+234,3	630	-103,5	+124,3
100	100	+140,7	280	-36,3	460	+248,9	640	-39,1	+314,2
110	110	+160,3	290	+32,6	470	+244,2	650	+61,5	+498,6
120	120	+165,2	300	+97,0	480	+229,3	660	+121,4	+612,9
130	130	+152,9	310	+123,0	490	+190,1	670	+183,6	+649,6
140	140	+127,7	320	+138,0	500	+147,3	680	+208,8	+621,8
150	150	+94,6	330	+137,8	510	+115,3	690	+219,6	+567,3
160	160	+63,4	340	+120,2	520	+76,4	700	+201,3	+461,3
170	170	+29,8	350	+71,8	530	+30,8	710	+139,8	+272,2
180	180	0	360	0	540	0	720	0	0

По развернутой диаграмме $R_{ш. ш}$ определяют

$$R_{ш. ш. ср} = F \cdot M_p / OB = 26640 \cdot 0,1 / 240 = 11,100 \text{ кН};$$

$$R_{ш. ш. max} = 18,451 \text{ кН}; \quad R_{ш. ш. min} = 0,645 \text{ кН}.$$

где OB – длина диаграммы, мм; F – площадь под кривой $R_{ш. ш}$, мм².

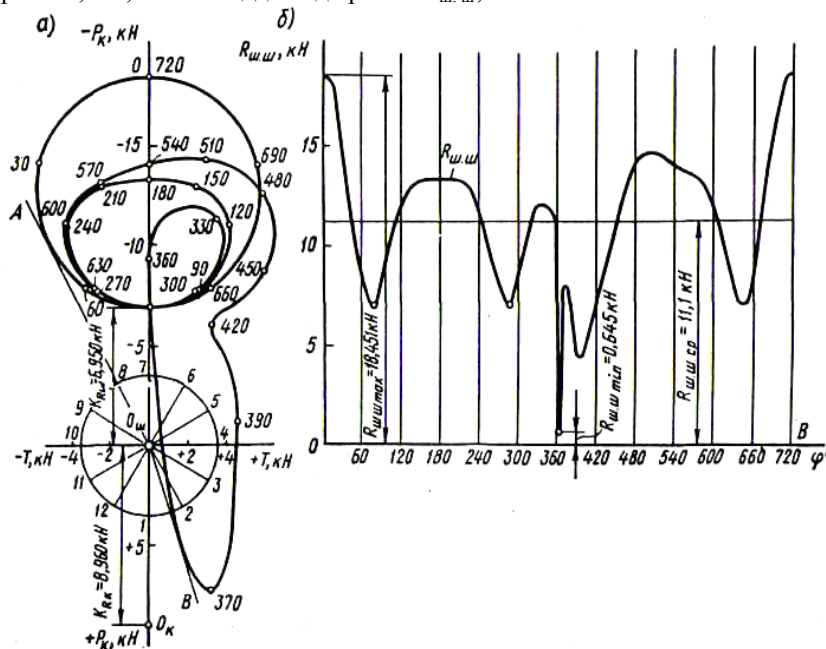


Рис. 2.7. Силы, действующие на шатунную шейку:
 а – полярная диаграмма; б – диаграмма нагрузки на шатунную шейку
 в прямоугольных координатах

По полярной диаграмме (рис. 2.7, а) строят диаграмму износа шатунной шейки (рис. 2.8). Сумму сил $R_{ш. ш. j}$ действующих по каждому лучу диаграммы износа (от 1 до 12), определяют с помощью табл. 2.15 (значения $R_{ш. ш. j}$ в табл. 2.15 выражены в кН). По данным табл. 2.15 масштабе $M_p = 50 \text{ кН}$ в мм по каждому лучу откладывают величины суммарных сил $\sum R_{ш. ш. i}$ от окружности к центру (рис. 2.8) По лучам 4 и 5 силы $\sum R_{ш. ш. i}$ не действуют, а по лучам 6, 7 и 8 действуют силы только в интервале $360^\circ < \varphi < 390^\circ$.

$R_{ш.ш. 240}$	11,820	11,820	11,820	—	—	—	—	—	—	—	—	11,820
$R_{ш.ш. 270}$	8,180	8,180	8,180	—	—	—	—	—	—	—	—	8,180
$R_{ш.ш. 300}$	8,040	8,040	—	—	—	—	—	—	—	—	8,040	8,040
$R_{ш.ш. 330}$	11,910	11,910	—	—	—	—	—	—	—	—	11,910	11,910
$R_{ш.ш. 360}$	9352	9,352	9,352	—	—	—	—	—	—	—	9,352	8,352
$R_{ш.ш. 390}$	—	—	—	—	—	—	—	—	4,650	4,650	4,650	4,650
$R_{ш.ш. 420}$	6,880	6,880	—	—	—	—	—	—	—	—	6,880	6,880
$R_{ш.ш. 450}$	10,720	—	—	—	—	—	—	—	—	10,720	10,720	10,720
$R_{ш.ш. 480}$	13,890	13,890	—	—	—	—	—	—	—	—	13,890	13,890
$R_{ш.ш. 510}$	14,590	14,590	—	—	—	—	—	—	—	—	14,590	14,590
$R_{ш.ш. 540}$	14,114	14,114	14,114	—	—	—	—	—	—	—	14,114	14,114
$R_{ш.ш. 570}$	13,430	13,430	13,430	—	—	—	—	—	—	—	—	13,430
$R_{ш.ш. 600}$	11,960	11,960	11,960	—	—	—	—	—	—	—	—	11,960
$R_{ш.ш. 630}$	7,856	7,850	7,850	—	—	—	—	—	—	—	—	7,850
$R_{ш.ш. 660}$	8,280	8Д80	—	—	—	—	—	—	—	—	8Д80	8,280
$R_{ш.ш. 690}$	15,350	15,350	—	—	—	—	—	—	—	—	15,350	15,350
$\Sigma R_{ш.ш. i}$	268,323	267,603	145,523	—	—	—	—	—	4,650	15,370	182,693	272,973

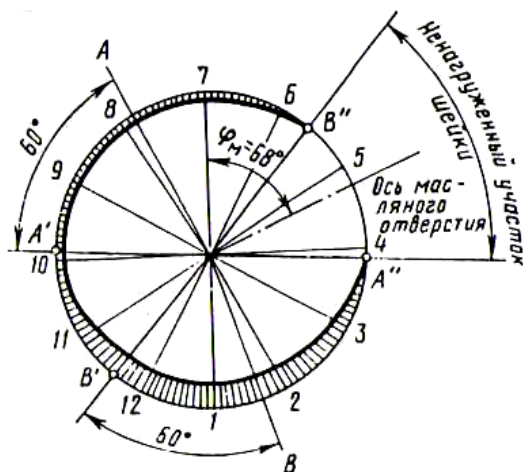


Рис. 2.8. Диаграмма износа шатунной шейки карбюраторного двигателя с впрыском топлива

2.12. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

Центробежные силы инерции рассчитываемого двигателя и их моменты полностью уравновешены: $\Sigma K_R = 0$; $\Sigma M_R = 0$.

Силы инерции первого порядка и их моменты также уравновешены: $\Sigma P_{i1} = 0$; $\Sigma M_R = 0$.

Уравновешивание сил инерции второго порядка в рассчитываемом двигателе нецелесообразно, ибо применение двухвальной системы с противовесами значительно усложнит конструкцию двигателя.

Полученные расчётным путём параметры двигателя с впрыском топлива близки по значению прототипу, следовательно проект выполнен верно и параметры двигателя не требуют корректировки.

3. РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

3.1. РАСЧЁТ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Поршень является наиболее напряжённым элементом поршневой группы, воспринимающий высокие газовые, инерционные и тепловые нагрузки. Его основными функциями являются уплотнение внутрицилиндрового пространства и передача газовых сил давления с наименьшими потерями кривошипно-шатунному механизму.

Таблица 3.1

Наименование элементов поршня	Бензиновые двигатели
Толщина днища поршня, δ/D	0,05...0,09
Высота поршня, H/D	0,08...1,20
Высота огневого (жарового) пояса, e/D	0,06...0,09
Толщина первой кольцевой перемычки, $h_{п1}/D$	0,03...0,05
Высота верхней части поршня, h_1/D	0,45...0,75
Высота юбки поршня, h_{10}/D	0,60...0,75
Внутренний диаметр поршня, d_i	$d_i = D - 2(s + t) + \Delta t$
Толщина стенки головки поршня, S/D	0,05...0,10
Толщина стенки юбки поршня, $\delta_{ю}$, мм	1,50...4,50
Радиальная толщина кольца, t/D :	
компрессионного	0,035...0,045
маслосъёмного	0,030...0,043
Радиальный зазор кольца в канавке поршня, Δt , мм:	
компрессионного	0,70...0,95
маслосъёмного	0,90...1,10
Высота кольца, a , мм	1,50...4,00
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии, A_0/t	2,5...4,0
Число масляных отверстий в поршне, n_m	6...12
Диаметр масляного канала, d_m/a	0,3...0,5
Диаметр бобышки, d_b/D	0,3...0,5
Расстояние между торцами бобышек, b/D	0,3...0,5
Наружный диаметр поршневого пальца, $d_{п1}/D$	0,22...0,28
Внутренний диаметр поршневого пальца, $d_{в1}/d_{п1}$	0,65...0,75
Длина пальца, $l_{п1}/D$:	
закреплённого	0,85...0,90
плавающего	0,78...0,88
Длина головки шатуна, $l_{ш}/D$:	
при закреплённом пальце	0,28...0,32
при плавающем пальце	0,33...0,45

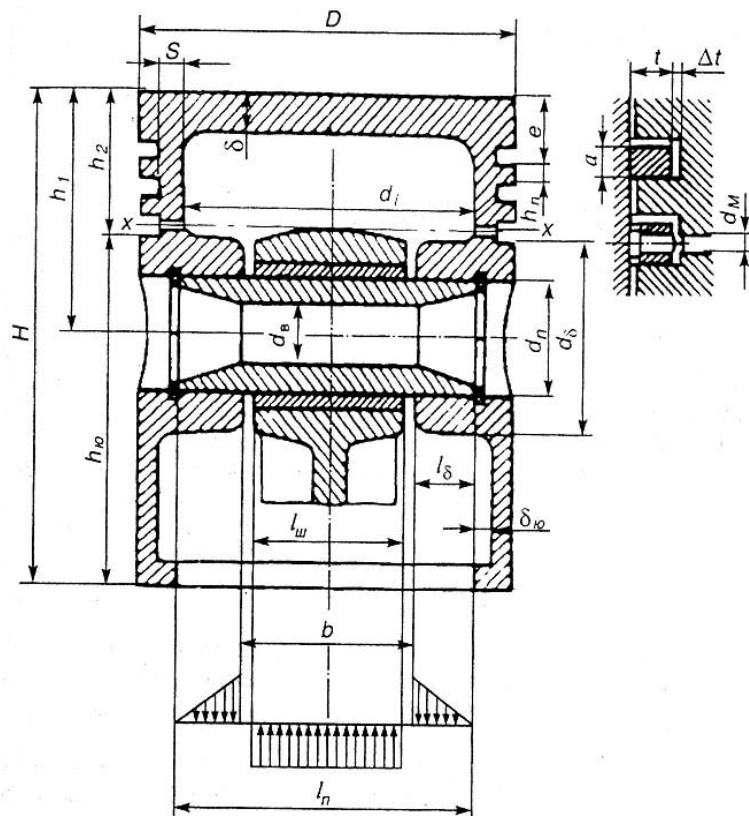


Рис. 3.1. Схема поршня

На основании данных расчётов получили: диаметр цилиндра $D = 82$ мм; ход поршня $S = 78$ мм; действительное максимальное давление сгорания $P_d = 6,195$; при $n_m = 3200$ об/мин; площадь поршня $F_n = 47,76$ см²; наибольшую нормальную силу $N_{max} = 0,0044$ МН, при $\varphi = 370$; массу поршневой группы $m_n = 0,478$ кг; $\lambda = 0,285$.

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учётом соотношений, приведённых в табл. 3.1 принимаем: толщину днища поршня $\delta = 7,5$; высоту поршня $H = 88$ мм; высоту юбки поршня $h_{ю} = 58$ мм; радиальную толщину кольца $t = 3,5$ мм; радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t = 0,8$ мм; толщину стенки головки поршня $s = 5$ мм; число и диаметр масляных каналов в поршне $n'_n = 10$ и $d_M = 1$ мм; (см. рис. 3.1). Материал поршня – эвтектический алюминиевый сплав с содержанием кремния около 12 %, $a_n = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К; материал гильзы цилиндра – серый чугун, $a_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

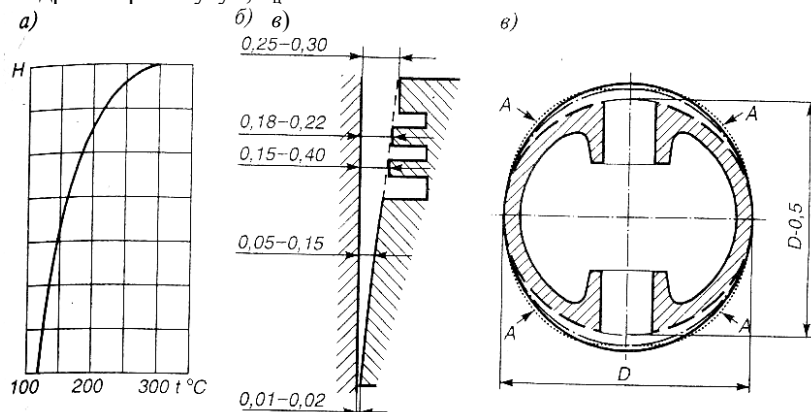


Рис. 3.2. Изменение температуры по высоте поршня и зазоров между поршнем и зеркалом цилиндра в разных сечениях

Напряжение изгиба в днище поршня

$$\sigma_{из} = p_{zd}(r_i/\delta) = 6,195 \cdot (31,7/7,5) \cdot 2 = 103,6 \text{ МПа},$$

где

$$r_i = D/2 - (s + t + \Delta t) = 82/2 - (5 + 3,5 + 0,8) = 31,7 \text{ мм}.$$

Напряжение сжатия в сечении x-x

$$\sigma_{сж} = P_{zd}/F_{x-x} = 0,0296/0,00096 = 30,8 \text{ МПа},$$

где

$$P_{zd} = p_{zd} F_{п} = 5,7628 \cdot 47,76 \cdot 10^{-6} = 0,0269 \text{ МН};$$

$$F_{x-x} = (\pi/4) (d_k^2 - d_i^2) - n'_m F' = 0,00096 \text{ м}^2;$$

$$d_x = D - 2(t + \Delta t) = 82 - 2 \cdot (3,5 + 0,8) = 73,4 \text{ мм};$$

$$F' = (d_x - d_i) d_m / 2 = 4,6 \text{ мм}^2.$$

Напряжение разрыва в сечении $x-x$:

Максимальная угловая скорость холостого хода

$$\omega_{к. к. \max} = \pi n_{к. к. \max} / 30 = 3,14 \cdot 6000 / 30 = 628 \text{ рад/с}.$$

Масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения $x-x$:

$$M_{x-x} = 0,5 m_{п} = 0,5 \cdot 0,4776 = 0,2388 \text{ кг}.$$

Максимальная разрывающая сила

$$P = m_{x-x} R \omega_{x-x, \max}^2 (1 + \lambda) = 0,2388 \cdot 0,039 \cdot 628^2 \cdot (1 + 0,285) \cdot 10^{-6} = 0,00472 \text{ МН}.$$

Напряжение разрыва

$$\sigma_p = P_j / F_{x-x} = 0,00472 / 0,00096 = 4,917 \text{ МПа}.$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке:

– среза

$$\tau = 0,0314 P_{zd} D / hc = 0,0314 \cdot 5,7628 \cdot 82 / 3,5 = 4,24 \text{ МПа};$$

– изгиба

$$\sigma_{из} = 0,0045 p_{zd} (D/hn)^2 = 0,0045 \cdot 5,7628 \cdot (82/3,5)^2 = 14,234 \text{ МПа};$$

– сложное

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = 16,57 \text{ МПа}.$$

Удельное давление поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = 0,0044 / (0,58 \cdot 0,082) = 0,925 \text{ МПа};$$

$$q_2 = 0,0044 / (0,088 \cdot 0,082) = 0,610 \text{ МПа}.$$

Ускорение приработки юбки поршня, а также уменьшение трения и снижения износа пары – юбка поршня – стенка цилиндра – достигается покрытием юбки поршня тонким слоем олова, свинца или оловянно-свинцового сплава.

Гарантированная подвижность поршня в цилиндре достигается за счёт установления диаметральных зазоров между цилиндром и поршнем при их неодинаковом расширении в верхнем сечении головки поршня Δ_r и нижнем сечении юбки $\Delta_{ю}$.

Диаметры головки и юбки поршня с учётом монтажных зазоров:

$$D_r = D - \Delta_r = 82 - 0,574 = 81,43 \text{ мм};$$

$$\Delta_r = 0,007D = 0,007 \cdot 82 = 0,574 \text{ мм};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 82 - 0,164 = 81,84 \text{ мм};$$

$$\Delta_{ю} = 0,002D = 0,164 \text{ мм}.$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии:

$$\Delta'_r = D [1 + \alpha_{ц} (T_{ц} - T_0)] - D_r [1 + \alpha_{п} (T_r - T_0)] = 82,08 - 81,97 = 0,1126 \text{ мм};$$

$$\Delta'_{ю} = D [1 + \alpha_{ц} (T_{ц} - T_0)] - D_{ю} [1 + \alpha_{п} (T_{ю} - T_0)] = 82,08 - 82,056 = 0,0239 \text{ мм},$$

где $T_{ц} = 383 \text{ К}$, $T_r = 593 \text{ К}$, $T_{ю} = 413 \text{ К}$ приняты с учётом жидкостного охлаждения двигателя.

3.1.1. РАСЧЁТ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

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

Среднее давление кольца на стенку цилиндра

$$p_c = 0,152E \frac{A_0/t}{(D/t-1)^3(D/t)} = 0,152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \frac{10,5/3,5}{(82/3,5-1)^3(82/3,5)} =$$

$$= \frac{54720}{264333} = 0,207 \text{ МПа,}$$

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

Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности определяется по формуле

$$p = p_{cp} \mu_k,$$

где μ_k – переменный коэффициент, определяемый изготовлением в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра. Для бензиновых двигателей можно принять грушевидную форму эпюры давления кольца со следующими параметрами:

По этим данным построена грушевидная эпюра давлений кольца на стенку цилиндра (рис. 3.3).

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из1} = 2,61 p_{cp} (D/t-1)^2 = 2,61 \cdot 0,207 (82/3,5-1)^2 = 272 \text{ МПа.}$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из2} = \frac{4E(1-0,114A_0/t)}{m(D/t-1,4)(D/t)} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 (1-0,114 \cdot 10,5/3,5)}{1,57(82/3,5-1,4)(82/3,5)} =$$

$$= \frac{54720}{264333} = 0,207 \text{ МПа.}$$

Таблица 3.2

Угол ψ , определяющий положение текущего давления кольца, град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент μ_k	1,05	1,04	1,02	1,00	1,02	1,27	1,50
Давление p в соответствующей точке	0,217	0,215	0,211	0,207	0,211	0,263	0,311

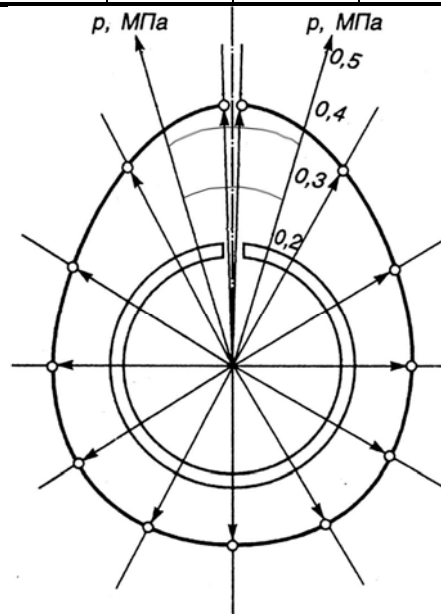


Рис. 3.3. Грушевидная эпюра давления компрессионного кольца бензинового двигателя

Монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_k = \Delta'_k + \pi D [\alpha_k (T_k - T_0) - \alpha_{ц} (T_{ц} - T_0)] = 0,08 + 3,14 \cdot 82 \times$$

$$\times [1 \cdot 10^{-6}(493 - 293) - 11 \cdot 10^{-6}(383 - 293)] = 0,392 \text{ мм.}$$

3.1.2. РАСЧЁТ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦА КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Принимаем: действительное максимальное давление сгорания $p_{\max} = p_{zd} = 7,48 \text{ МПа}$ при оборотах 3200 мин⁻¹ (из расчёта скоростной характеристики), наружный диаметр пальца $d_{\text{п}} = 22 \text{ мм}$, внутренний диаметр пальца $d_{\text{в}} = 15 \text{ мм}$, длина пальца $l_{\text{п}} = 68 \text{ мм}$, длина втулки шатуна $l_{\text{ш}} = 28 \text{ мм}$, расстояние между торцами бобышек $b = 32 \text{ мм}$. Материал поршневого пальца – сталь 15Х, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Палец плавающего типа.

Расчётная сила, действующая на поршневой палец:

– газовая

$$P_{z \max} = p_{z \max} F_{\text{п}} = 7,48 \cdot 47,76 \cdot 10^{-4} = 0,357 \text{ МН};$$

– инерционная

$$P_j = -m_{\text{п}} \omega_{\text{м}}^2 R (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = -0,478 \cdot 335^2 \cdot 0,039 (1 + 0,285) 10^{-6} = -0,00269 \text{ МН},$$

где $\omega_{\text{м}} = \pi n_{\text{м}} / 30 = 335 \text{ рад/с}$;

– расчётная

$$P = P_{z \max} + k P_j = 0,357 - 0,82 \cdot 0,00269 = 0,335 \text{ МН.}$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_m = \frac{P}{d_{\text{п}} l_{\text{ш}}} = \frac{0,335}{0,022 \cdot 0,028} = 54,4 \text{ МПа.}$$

Удельное давление пальца на бобышки

$$q_6 = \frac{P}{d_{\text{п}} (l_{\text{п}} - b)} = \frac{0,335}{0,022 (0,068 - 0,032)} = 42,3 \text{ МПа.}$$

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца при условии распределения нагрузки по длине кольца, согласно эпюре, приведено на рис. 3.4.

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{P (l_{\text{п}} + 2b - 1,5 l_{\text{ш}})}{1,2 (1 - \alpha^4) d_{\text{п}}^3} = \frac{0,335 (0,068 + 2 \cdot 0,032 - 1,5 \cdot 0,028)}{1,2 (1 - 0,682^4) 0,022^3} = -0,00269 \text{ МПа},$$

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

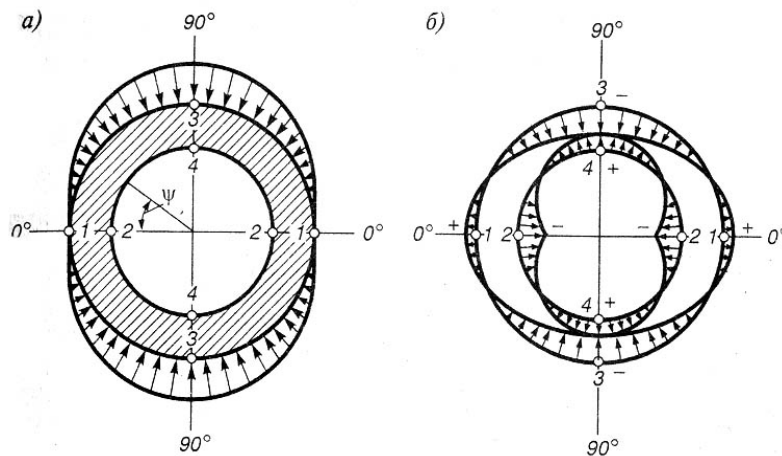


Рис. 3.4. Расчётная схема поршневого пальца

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна

$$\tau = \frac{0,85 P (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) d_{\text{п}}^2} = \frac{0,85 \cdot 0,335 (1 + 0,682 + 0,682^2)}{(1 - 0,682^4) 0,0022^2} = 161,4 \text{ МПа.}$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

$$\Delta d_{\text{пmax}} = \frac{1,35P}{El_{\text{п}}} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] =$$

$$= \frac{1,35 \cdot 0,0335}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,068} \left(\frac{1+0,682}{1-0,682} \right)^3 [0,1 - (0,682 - 0,4)^3] = 0,0383 \text{ мм.}$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15P}{l_{\text{п}} d_{\text{п}}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = 139,4 \text{ МПа;}$$

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

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

$$= -\frac{15 \cdot 0,0335}{0,068 \cdot 0,022} \left[0,174 \frac{(2+0,682)(1+0,682)}{(1-0,682)^2} + \frac{0,636}{1-0,682} \right] \times$$

$$= \frac{1,35 \cdot 0,0335}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,068} \left(\frac{1+0,682}{1-0,682} \right)^3 [0,1 - (0,682 - 0,4)^3] = 0,0383 \text{ МПа.}$$

Напряжение овализма на внутренней поверхности пальца:

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

$$\sigma_{i0^\circ} = \frac{15P}{l_{\text{п}} d_{\text{п}}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] =$$

$$= -\frac{15 \cdot 0,0335}{0,068 \cdot 0,022} \left[0,19 \frac{(2+0,682)(1+0,682)}{(1-0,682)^2 \cdot 0,682} + \frac{0,636}{1-0,682} \right] \times$$

$$= \frac{1,35 \cdot 0,0335}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,068} \left(\frac{1+0,682}{1-0,682} \right)^3 [0,1 - (0,682 - 0,4)^3] = 0,0383 \text{ МПа;}$$

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

$$\sigma_{i90^\circ} = -\frac{15P}{l_{\text{п}} d_{\text{п}}} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] =$$

$$= -\frac{15 \cdot 0,0335}{0,068 \cdot 0,022} \left[0,174 \frac{(2+0,682)(1+0,682)}{(1-0,682)^2 \cdot 0,682} + \frac{0,636}{1-0,682} \right] \times$$

$$\times [0,1 - (0,682 - 0,4)^3] = 209,1 \text{ МПа.}$$

3.2. РАСЧЁТ ШАТУННОЙ ГРУППЫ С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

Расчётными элементами шатунной группы являются поршневая и кривошипная головки, стержень шатуна и шатунные болты. На рисунке 3.5 приведена расчётная схема шатуна.

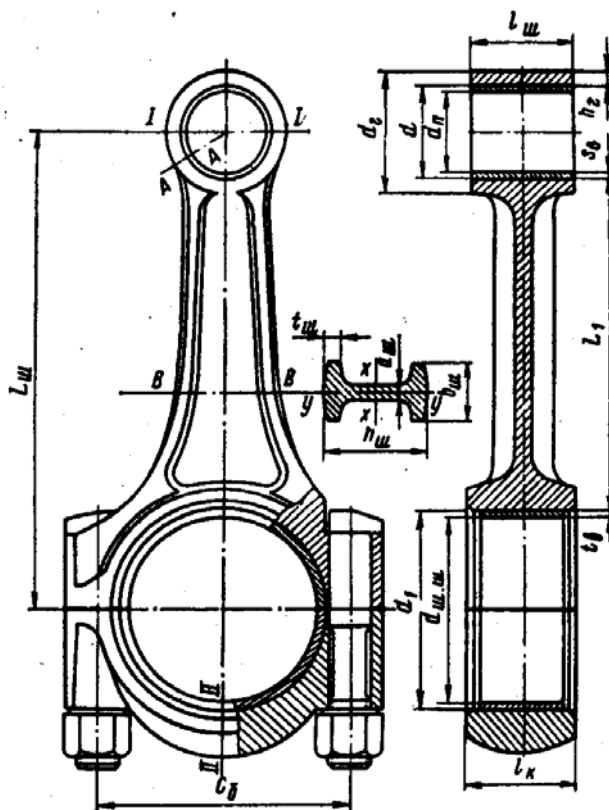


Рис. 3.5

3.2.1. РАСЧЁТ ПОРШНЕВОЙ ГОЛОВКИ ШАТУНА ДВИГАТЕЛЯ С РАСПРЕДЕЛЁННЫМ ВПРЫСКИВАНИЕМ ТОПЛИВА

Из теплового и динамического расчётов имеем давление сгорания $p_{зд} = 5,2$ МПа на режиме $n = n_N = 4800$ при $\varphi = 370^\circ$, массу поршневой группы $m_n = 0,5024$ кг; массу шатунной группы $m_{ш} = 0,754$ кг; максимальную (разностную) частоту вращения при холостом ходе $n_{x, x \max} = 6000$ мин⁻¹, ход поршня $S = 78$ мм; площадь поршня $F_n = 50,24$ см², $\lambda = 0,285$. Из расчёта поршневой группы имеем диаметр поршневого пальца $d_n = 22$ мм; длину поршневой головки шатуна $l_{ш} = 28$ мм. По таблице 3.3 принимаем: наружный диаметр головки $d_g = 30,4$ мм; внутренний диаметр головки $d = 24,4$ мм; радиальную толщину стенки головки $h_r = (d_g - d) / 2 = (30,4 - 24,4) / 2 = 3$ мм; радиальную толщину стенки втулки $s_b = (d - d_n) / 2 = (24,4 - 22) / 2 = 1,2$ мм.

Материал шатуна – углеродистая сталь 45Г2; $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5$ МПа, $\alpha_m = 1 \cdot 10^{-5}$ 1/К. Материал втулки – бронза; $E_b = 1,5 \cdot 10^5$ МПа, $\alpha_b = 1,8 \cdot 10^{-5}$ 1/К.

По таблицам 3.4 и 3.5 для углеродистой стали 45Г2:

- предел прочности $\sigma_T = 800$ МПа;
- пределы усталости при изгибе $\sigma_{-1} = 350$ МПа и растяжении – сжатии $\sigma_{-1p} = 210$ МПа;
- предел текучести $\sigma_T = 420$ МПа;
- коэффициенты приведения цикла при изгибе $\alpha_\sigma = 0,17$ и растяжении – сжатии $\alpha_\sigma = 0,12$.

Учитывая что детали шатунной группы работают в условиях переменных нагрузок, расчёт проводится на статическую прочность от действия максимальной силы и на усталостную прочность от действия постоянно изменяющихся нагрузок. Усталостная прочность зависит от характера изменения нагрузки, вызывающей симметричное, асимметричное или пульсирующее напряжение. В нашем случае в сечении I-I (см. рис. 3.5) напряжения изменяются по закону пульсирующего цикла. При переменных нагрузках за опасное напряжение принимается предел усталости σ_u (для пульсирующего цикла $\sigma_r = \sigma_0$) или пределу текучести σ_T .

При возникновении в детали нормальных или касательных напряжений, удовлетворяющих условию

$$\sigma_a / \sigma_m > (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) \quad \text{или} \quad \tau_a / \tau_m > (\beta_\tau - \alpha_\tau) / (1 - \beta_\tau),$$

расчёт производится по пределу усталости.

При возникновении в деталях напряжений, удовлетворяющих условию

$$\sigma_a / \sigma_m < (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) \quad \text{или} \quad \tau_a / \tau_m < (\beta_\tau - \alpha_\tau) / (1 - \beta_\tau),$$

расчёт ведётся по пределу текучести, где β_σ и β_τ – отношение предела усталости при изгибе или кручении к пределу текучести: $\beta_\sigma = \sigma_u - 1 / \sigma_T$ и $\beta_\tau = \tau_u - 1 / \tau_T$, где α_σ и α_τ берутся из табл. 3.3.

Таблица 3.3

Параметры	Бензиновые двигатели
Внутренний диаметр поршневой головки d : без втулки с втулкой	$d \approx d_{\text{п}}$ (1,10...1,25) $d_{\text{п}}$
Наружный диаметр головки $d_{\text{г}}$	(1,25...1,65) $d_{\text{п}}$
Длина поршневой головки шатуна $l_{\text{ш}}$: с закреплённым пальцем с плавающим пальцем	(0,28...0,32) D (0,33...0,45) D
Минимальная радиальная толщина стенки головки $h_{\text{г}}$	(0,16...0,27) $d_{\text{п}}$
Радиальная толщина стенки втулки $s_{\text{в}}$	(0,055...0,085) $d_{\text{п}}$

Таблица 3.4

Предел прочности $\alpha_{\text{в}}$, МПа	Изгиб α_{σ}	Растяжение сжатия α_{σ}	Кручение α_{τ}
350...450	0,06...0,10	0,06...0,08	0
450...600	0,08...0,13	0,07...0,10	0
600...800	0,12...0,18	0,09...0,14	0...0,08
800...1000	0,16...0,22	0,12...0,17	0,06...0,10
1000...1200	0,20...0,24	0,16...0,20	0,08...0,16
1200...1400	0,22...0,25	0,16...0,23	0,10...0,18
1400...1600	0,20...0,30	0,23...0,25	0,18...0,20

Определяем предел усталости:

– при изгибе

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{350}{420} = 0,833, \quad \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,833 - 0,17}{1 - 0,833} = 3,97;$$

– при растяжении–сжатии

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{210}{420} = 0,5, \quad \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,833 - 0,17}{1 - 0,833} = 0,76.$$

Расчёт сечения I–I (см. рис. 3.6).

Таблица 3.5

Марка стали	Механические свойства легированных сталей, МПа					
	σ_B	σ_T	σ_{-1}	σ_{-1p}	τ_T	τ_{-1}
10	320...420	180	160	120...150	140	80...120
15	350...450	200	170	120...160	140	85...130
20	400...500	240	170...220	120...160	160	100...130
20Г	480...580	480	250	180	170	90
25	430...550	240	190	–	–	–
30	480...600	280	200...270	170...210	170	110...140
35	520...650	300	220...300	170...220	190	130...180
35Г2	680...830	370	260	190	240	160
40	570...700	310...400	230...320	180...240	–	140...190
40Г	640...760	360	250	180	210	150
45	600...750	340	250...340	190...250	220	150...200

45Г2	700...920	420	310...400	210	260	180...220
50	630...800	350	270...350	200...260	–	160...210
50Г	650...850	370	290...360	–	–	–
60Г	670...870	340	250...320	210	250	170
65	750 ... 1000	380	270...360	220...260	260	170...210
65Г	820...920	400	300	220	260	180

Поршневая головка шатуна рассчитывается на:

- усталостную прочность в сечении I–I от действия инерционных сил достигающих максимальных значений при работе бензинового двигателя на режиме разностной частоты вращения вала, равной $\approx 1,38 n_N$;
- напряжения, возникающие в головке от воздействия на неё запрессованной втулки;
- усталостную прочность в сечении А–А от действия суммарных сил и запрессованной втулки. Расчёт ведётся для решения работы двигателя максимальных суммарных сил.

Сечение I–I поршневой головки нагружается на режиме $n = n_{xx}$ переменной силой инерции масс поршневой головки $m_{п}$ и верхней части головки $m_{в.г.}$.

Сила инерции создаёт в сечении I–I максимальное напряжение $\sigma_{\max} = (m_{п} + m_{в.г.})\omega_{x.x.\max}R(1 + \lambda)/(2h_{г.ш})$ и минимальное $\sigma_{\min} = 0$ напряжение, следовательно, напряжения в сечении I–I изменяются по закону пульсирующего цикла.

Определим максимальное напряжение пульсирующего цикла

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{п} + m_{в.г.})\omega_{x.x.\max}^2 R(1 + \lambda)}{2h_{г.ш}} = \frac{(0,5024 + 0,045)628^2 \cdot 0,039(1 + 0,285) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,03 \cdot 0,028} = 64,39 \text{ МПа},$$

где $m_{в.г.} = 0,06m_{ш} = 0,06 - 0,754 = 0,045$ кг – масса части головки выше сечения I–I

$$\omega_{x.x.\max} = \pi n_{x.x.\max} / 3,14 = 6000 / 30 = 628 \text{ рад/с};$$

среднее напряжение и амплитуда напряжений будет

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \sigma_{\max} / 2 = 64,39 / 2 = 32,195 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ako} = \sigma_{a0} \kappa_{\sigma} / (\epsilon_m \epsilon_n) = 32,195 \cdot 1,272 / (0,86 - 0,9) = 50 \text{ МПа},$$

где $\kappa_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_b - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (800 - 400) = 1,272$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (головка не имеет резких переходов и концентрация напряжения в основном зависит от качественной структуры материала); $\epsilon_m = 0,86$ – масштабный коэффициент, определяется по табл. 3.7 (максимальный размер для сечения I–I составляет 28 мм); $\epsilon_n = 0,9$ – коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по табл. 3.8 (чистовое обтачивание внутренней поверхности головки); так как

$$\sigma_{ak0} / \sigma_{m0} = 50 / 30 / 455 = 1 / 64 > (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) = 0,76,$$

то запас прочности в сечении I–I определяется по пределу усталости:

$$n = \sigma_{-1p} / (\sigma_{ak0} + \alpha_{\sigma} \sigma_{m0}) = 210 / (50 + 0,12 \cdot 30 / 455) = 3,9.$$

Суммарный натяг, мм

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0,04 + 0,0215 = 0,0615 \text{ мм},$$

где $\Delta = 0,04$ мм – натяг посадки бронзовой втулки; $\Delta_t = d (\alpha_b - \alpha_m) \Delta T = 24,4 (1,8 \cdot 10^{-5} - 1,0 \cdot 10^{-5}) \cdot 110 = 0,0215$ мм – температурный натяг; $\Delta T = 110$ К – средний подогрев головки и втулки;

Таблица 3.6

Масштаб-ные коэф-фициенты	Размеры детали, мм							
	10*	10...15	15...20	20...30	30...40	40...50	50...100	100...200
$\varepsilon_{\text{мст}}$	1	1... 0,95	0,95...0,90	0,90...0,85	0,85...0,80	0,80...0,77 5	0,75... 0,65	0,65... 0,55
$\varepsilon_{\text{мт}}$	1	1... 0,94	0,94...0,88	0,88...0,83	0,83...0,78	0,78...0,72	0,72... 0,60	0,60... 0,50

Таблица 3.7

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

- определяем удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \left[\frac{(d_r^2 + d^2)/(d - d) + \mu}{E_{\text{ш}}} + \frac{(d^2 + d_n^2)/(d^2 - d_n^2) - \mu}{E_{\text{в}}} \right]} =$$

$$= \frac{0,0615}{24,4 \left[\frac{(30,4^2 + 24,4^2)/(30,4^2 - 24,4^2) + 0,3}{2,2 \cdot 10^5} \right]} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{0,0615}{24,4 \left[\frac{(24,4^2 + 22^2)/(24,4^2 - 22^2) - 0,3}{1,15 \cdot 10^5} \right]} = 24,2 \text{ МПа,}$$

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

- определяем напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности головки

$$\sigma_i' = p (d_r^2 + d^2)/(d_r^2 - d^2) = 24,2 \cdot (30,42 + 24,4^2)/(30,42 - 24,42) = 111,8 \text{ МПа;}$$

- определяем напряжение от суммарного натяга на внешней поверхности головки

$$\sigma_a' = p 2d^2 (d_r^2 - d^2) = 24,2 \cdot 2 - 24,4^2 / (30,4^2 - 24,4^2) = 87,6 \text{ МПа.}$$

Расчёт сечения А–А (см. рис. 3.5 и 3.6) на изгиб:

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

$$P_{jN} = -m_n R \omega^2 (1 + \lambda) = -0,478 \cdot 0,039 \cdot 586^2 (1 + 0,285) = -8230 \text{ Н,}$$

где $\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 4800 / 30 = 502,4 \text{ рад/с;}$

- нормальная сила и изгибающий момент в сечении 0–0 будет:

$$N_{j0} = -P_{jn} (0,572 - 0,0008 \varphi_{\text{ш.3}}) = -(-8230) \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 105) = 4016 \text{ Н;}$$

$$M_{j0} = -P_{jn} r_{\text{cp}} (0,00033 - 0,0297) =$$

$$= -(-8230) \cdot 0,0137 \cdot (0,0033 \cdot 105 - 0,0297) = 0,56 \text{ Н,}$$

где $\varphi_{\text{ш.3}} = 105^\circ$ – угол заделки; $r_{\text{cp}} = (d_r + d)/4 = (30,4 + 24,4)/4 = 13,7 \text{ мм}$ – средний радиус головки;

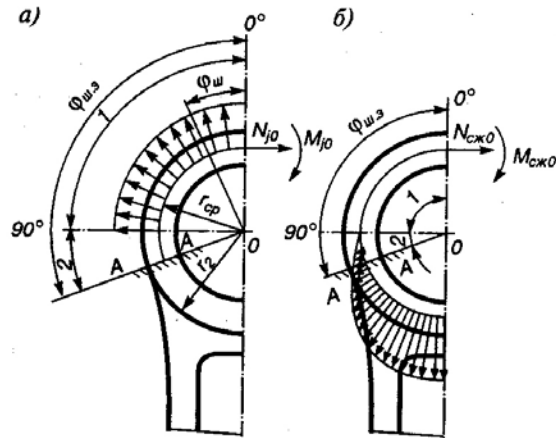


Рис. 3.6. Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна:
а – при растяжении; б – при сжатии

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

$$N_{j\varphi_{ш.3}} = N_{j0} \cos \varphi_{ш.3} - 0,5P_{jN} (\sin \varphi_{ш.3} - \cos \varphi_{ш.3}) =$$

$$= 4016 \cdot \cos 105^\circ - 0,05 \cdot (-8230) \cdot (\sin 105^\circ - \cos 105^\circ) = 4000 \text{ Н};$$

$$M_{j\varphi_{ш.3}} = M_{j0} + N_{j0} r_{cp} (1 - \cos \varphi_{ш.3}) + 0,5P_{jN} r_{cp} (\sin \varphi_{ш.3} - \cos \varphi_{ш.3}) =$$

$$= 0,56 + 4016 \cdot 0,0137 \cdot (1 - \cos 105^\circ) + 0,5 \cdot (-8230) \cdot 0,0137 \times$$

$$\times (\sin 105^\circ - \cos 105^\circ) = 0,75 \text{ Н}\cdot\text{т};$$

– напряжение на внешнем волокне от растягивающей силы

$$\sigma_{aj} = \left[2M_{j\varphi_{ш.3}} \frac{6r_{cp} + h_r}{h_r(2r_{cp} + h_r)} + KN_{j\varphi_{ш.3}} \right] \frac{10^{-6}}{l_{ш} h_r} =$$

$$= \left[2 \cdot 0,075 \cdot \frac{6 \cdot 0,0137 + 0,003}{0,003 \cdot (2 \cdot 0,0137 + 0,003)} + 0,827 \cdot 4000 \right] \times$$

$$\times \frac{10^{-6}}{0,028 \cdot 0,003} = 56,2 \text{ МПа},$$

где

$$K = E_{ш} F_r / (E_{ш} F_r + E_b F_b) = 2,2 \cdot 10^5 \cdot 168 / (2,2 \cdot 10^5 \cdot 168 + 1,15 \cdot 67,2) = 0,827;$$

$$F_r = (d_r - d) l_{ш} = (30,4 - 24,4) \cdot 28 = 168 \text{ мм}^2;$$

$$F_b = (d - d_{п}) l_{ш} = (24,4 - 22) \cdot 28 = 67,2 \text{ мм}^2;$$

– суммарная сила, сжимающая головку:

$$P_{сж} = (p_{зд} - p_0) F_{п} - m_{п} R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) =$$

$$= (5,502 - 0,1) \cdot 0,004776 \cdot 10^6 - 0,478 \cdot 0,039 \cdot 586^2 \times$$

$$\times (\cos 370^\circ + 0,285 \cos 740^\circ) = 17 \text{ 780 Н};$$

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

$$N_{сж\varphi_{ш.3}} = P_{сж} \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш.3}}{2} - \frac{\varphi_{ш.3}}{\pi} \sin \varphi_{ш.3} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{ш.3} \right) \right] =$$

$$= 17 \text{ 780} \cdot (0,0005 + 0,002) = 44,5 \text{ Н};$$

$$M_{сж\varphi_{ш.3}} = P_{сж} r_{ср} \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} (1 - \cos \varphi_{ш.3}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш.3}}{2} - \frac{\varphi_{ш.3}}{\pi} \sin \varphi_{ш.3} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{ш.3} \right) \right] = 17\,780 \cdot 0,0137 \times \\ \times (0,0001 + 0,0005 \cdot 1,2588 - 0,002) = -0,31 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

где $N_{сж0}/P_{сж} = 0,0005$ и $M_{сж0}/(P_{сж} r_{ср}) = 0,0001$ определены по табл. 3.8:

$$f(\varphi_{ш.3}) = \frac{\sin \varphi_{ш.3}}{2} - \frac{\varphi_{ш.3}}{\pi} \sin \varphi_{ш.3} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{ш.3} = 0,002$$

и

$$f(\varphi_{ш.3}) = 1 - \cos \varphi_{ш.3} = 1,2588$$

определено с помощью табл. 3.9;

Таблица 3.8

Параметры	Угол заделки $\varphi_{ш.3}$, град						
	100	105	110	115	120	125	130
$N_{сж0}/P_{сж}$	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0060	0,0085
$M_{сж0}/(P_{сж} r_{ср})$	0	0,00010	0,00025	0,00060	0,00110	0,00180	0,00300

Таблица 3.9

$f(\varphi_{ш.3})$	Угол заделки $\varphi_{ш.3}$, град						
	100	105	110	115	120	125	130
$\cos \varphi_{ш.3}$	-0,1736	-0,2588	-0,3420	-0,4226	-0,5000	-0,5736	-0,6428
$1 - \cos \varphi_{ш.3}$	1,1736	1,2588	1,3420	1,4226	1,5000	1,5736	1,6428
$\sin \varphi_{ш.3} - \cos \varphi_{ш.3}$	1,1584	1,247	1,2817	1,3289	1,3660	1,3928	1,4088
$\frac{\sin \varphi_{ш.3}}{2} - \frac{\varphi_{ш.3}}{2} \times$ $\times \sin \varphi_{ш.3} -$ $-\frac{1}{\pi} \cos \varphi_{ш.3}$	0,0011	0,0020	0,0047	0,0086	0,0130	0,0235	0,0304

– напряжение на внешнем волокне от сжимающей силы:

$$\sigma_{асж} = \left[2M_{сж\varphi_{ш.3}} \frac{6r_{ср} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma}(2r_{ср} + h_{\Gamma})} + KN_{сж\varphi_{ш.3}} \right] \frac{10^{-6}}{l_{ш} h_{\Gamma}} = \\ = \left[2 \cdot (-0,3) \frac{6 \cdot 0,0137 + 0,003}{0,003(2 \cdot 0,0137 + 0,003)} + 0,827 \cdot 44,5 \right] \times \\ \times \frac{10^{-6}}{0,028 \cdot 0,003} = -6,45 \text{ МПа};$$

– максимальное и минимальное напряжения асимметричного цикла:

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{асж} = 87,6 + 56,2 = 143,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{асж} = 87,6 - 6,45 = 81,15 \text{ МПа}.$$

– среднее напряжение и амплитуды напряжения:

$$\sigma_m = (\sigma'_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (143,8 + 81,15) / 2 = 112,48 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = (\sigma'_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (143,8 - 81,15) / 2 = 31,33 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ak} = \sigma_a \kappa_{\sigma} / (\varepsilon_M \varepsilon_{\Pi}) = 31,33 \cdot 1,272 / (0,86 \cdot 0,9) = 51,5 \text{ МПа.}$$

Так как

$$\sigma_{ak} / \sigma_m = 51,5 / 112,48 = 0,458 < (\beta_{\sigma} - \sigma_m) / (1 - \beta) = 3,97,$$

то запас прочности в сечении А–А определяется по пределу текучести:

$$n_{T\sigma} = \sigma_T / (\sigma_{ak} + \sigma_m) = 420 / (51,5 + 112,48) = 2,56.$$

3.2.2. РАСЧЁТ КРИВОШИПНОЙ ГОЛОВКИ ШАТУНА ДВИГАТЕЛЯ С РАСПРЕДЕЛЁННЫМ ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

Из динамического расчёта и расчёта поршневой головки шатуна имеем: радиус кривошипа $R = 0,039$ м; массу поршневой группы $m_{\Pi} = 0,5024$ кг; массу шатунной группы $m_{\text{ш}} = m_{\text{ш.п}} + m_{\text{ш.к}} = 0,207 + 0,547 = 0,754$ кг; угловую частоту вращения $\omega_{x,x \max} = 628$ рад/с; $\lambda = 0,285$. По таблице 3.10 принимаем: диаметр шатунной шейки $d_{\text{ш.ш}} = 48$ мм; толщину стенки вкладыша $t_{\text{в}} = 2$ мм; расстояние между шатунными болтами $C_6 = 62$ мм; длину кривошипной головки $l_{\text{к}} = 26$ мм.

Таблица 3.10

Размеры кривошипной головки	Пределы измерения	Размеры кривошипной головки	Пределы измерения
Диаметр шатунной шейки $d_{\text{ш.ш}}$	$(0,56 \dots 0,75) \times D$		
Толщина стенки вкладыша $t_{\text{в}}$:			
тонкостенного	$(0,03 \dots 0,03) \times d_{\text{ш.ш}}$	Расстояние между шатунными болтами C_6	$(1,30 \dots 1,75) \times d_{\text{ш.ш}}$
толстостенного	$0,1 d_{\text{ш.ш}}$	Длина кривошипной головки $l_{\text{к}}$	$(0,45 \dots 0,95) \times d_{\text{ш.ш}}$

Максимальная сила инерции

$$P_{jp} = -\omega_{x,x \max}^2 R \left[(m_{\Pi} + m_{\text{ш.п}})(1 + \lambda) + (m_{\text{ш.к}} - m_{\text{кр}}) \right] \cdot 10^{-6} = \\ = -(628)^2 \cdot 0,039 \cdot [(0,5024 + 0,207) \cdot (1 + 0,285) + (0,547 - 0,1885)] \times \\ \times 10^{-6} = 0,0186 \text{ МН,}$$

где $m_{\text{кр}} = 0,25 m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 0,754 = 0,1885$ кг.

Момент сопротивления расчётного сечения

$$W_{\text{из}} = l_{\text{к}} (0,5c_6 - r)^2 / 6 = 0,26 \cdot (0,5 \cdot 0,062 - 0,026)^2 / 6 = 1,08 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

где $r_1 = 0,5(d_{\text{ш.ш}} + 2t_{\text{в}}) = 0,5(48 + 2 \cdot 2) = 26$ мм – внутренний радиус кривошипной головки шатуна.

Моменты инерции вкладыша и крышки:

$$J_{\text{в}} = l_{\text{к}} t_{\text{в}}^3 \cdot 10^{-12} = 26 \cdot 2^3 \cdot 10^{-12} = 208 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4,$$

$$J = l_{\text{к}} (0,5c_6 - r_1)^3 \cdot 10^{-12} = 26 \cdot (0,5 \cdot 62 - 26)^3 \cdot 10^{-12} = 3250 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4.$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{из} = P_{jp} \left[\frac{0,023c_6}{(1+J_B/J)W_{из}} + \frac{0,4}{F_\Gamma} \right] = 0,0186 \times$$

$$\times \left[\frac{0,023 \cdot 0,062}{(1+208 \cdot 10^{-12} / 3250 \cdot 10^{-12}) \cdot 1,08 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,4}{0,000182} \right] = 274 \text{ МПа};$$

где $F_\Gamma = l_k 0,5(c_6 - d_{ш.ш}) = 26 \cdot 0,5 \cdot (62 - 48) \cdot 10^{-6} = 0,000182 \text{ м}^2$.

3.2.3. РАСЧЁТ СТЕРЖНЯ ШАТУНА ДВИГАТЕЛЯ С РАСПРЕДЕЛЁННЫМ ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

Из динамического расчёта имеем: $P_{сж} = P_\Gamma + P_j = 14\,505 \text{ Н} \approx 0,0145 \text{ МН}$ при $\varphi = 370^\circ$; $P_p = P_{пр} + P_j = -11\,500 \text{ Н} = -0,0115 \text{ МН}$ при $\varphi = 0^\circ$; $l_{ш} = 136,8 \text{ мм}$. По таблице 3.11 принимаем (см. рис. 3.5): $h_{ш} = 23 \text{ мм}$; $b_{ш} = 16 \text{ мм}$; $a_{ш} = 3,2 \text{ мм}$; $t_{ш} = 3,4 \text{ мм}$. Из расчётов поршневой и кривошипной головок шатуна: $d = 24,4 \text{ мм}$, $d_1 = 52 \text{ мм}$; характеристики прочности материала шатуна (сталь 45Г2).

Площадь и моменты инерции расчётного сечения В–В:

$$F_{cp} = h_{ш} b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2t_{ш}) = 23 \cdot 16 - (16 - 3,2) \cdot (23 - 2 \cdot 3,4) =$$

$$= 160,6^2 \text{ мм}^2 = 160,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$J_x = \left[b_{ш} h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2t_{ш})^3 \right] / 12 =$$

$$= \left[16 \cdot 23^3 - (16 - 3,2) \cdot (23 - 2 \cdot 3,4)^3 \right] / 12 = 11\,687 \text{ мм}^4 = 116,9 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4;$$

$$J_y = \left[h_{ш} b_{ш}^3 - (h_{ш} - 2t_{ш})(b_{ш} - a_{ш})^3 \right] / 12 =$$

$$= \left[23 \cdot 16^3 - (16 - 3,2) \cdot (23 - 2 \cdot 3,4)^3 \right] / 12 = 5020 \text{ мм}^4 = 502 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4.$$

Таблица 3.11

Размеры сечения шатуна	Двигатели с впрыском топлива
$h_{ш \text{ min}}$	$(0,50 \dots 0,55) d_r$
$h_{ш}$	$(1,2 \dots 1,4) h_{ш \text{ min}}$
$b_{ш}$	$(0,50 \dots 0,60) l_{ш}$
$a_{ш} \approx t_{ш}$	$(2,5 \dots 4,0)$

Максимальное напряжение от сжимающей силы:

– в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max x} = K_x P_{сж} / F_{cp} = 1,095 \cdot 0,0145 / (160,6 \cdot 10^{-6}) = 93 \text{ МПа};$$

где

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \frac{L_{ш}^2}{J_x} F_{cp} = 1 + \frac{800}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{136,8^2}{11687} \cdot 160,6 =$$

$$= 1,095, \sigma_e = \sigma_B = 800 \text{ МПа};$$

– в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\max y} = K_y P_{сж} / F_{cp} = 1,029 \cdot 0,0145 / (160,6 \cdot 10^{-6}) = 93 \text{ МПа},$$

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \frac{L_1^2}{J_y} F_{cp} = 1 + \frac{800}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{98,6^2}{5020} \cdot 160,6 = 1,029;$$

$$L_1 = L_{ш} - (d + d_1) / 2 = 136,8 - (24,4 + 52) / 2 = 98,6 \text{ мм}.$$

Минимальное напряжение от растягивающей силы

$$\sigma_{\min} = P_p / F_{cp} = -0,0115 / 160,6 \cdot 10^{-6} = -71,6 \text{ МПа},$$

Средние напряжения и амплитуды цикла:

$$\sigma_{mx} = (\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}) / 2 = (99 - 71,6) / 2 = 13,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{my} = (\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}) = (93 - 71,6) / 2 = 10,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ax} = (\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}) / 2 = (99 + 71,6) / 2 = 85,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ay} = (\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}) = (93 + 71,6) / 2 = 82,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{akx} = \sigma_{ax} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_M \varepsilon_{\Pi}) = 85,3 \cdot 1,272 / (0,88 \cdot 1,3) = 94,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{aky} = \sigma_{ay} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_M \varepsilon_{\Pi}) = 82,3 \cdot 1,272 / (0,88 \cdot 1,3) = 91,5 \text{ МПа};$$

где $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_b - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (800 - 400) = 1,272$; $\varepsilon_M = 0,88$ – определяется по табл. 3.6 (максимальный размер сечения стержня шатуна 23 мм); $\varepsilon_{\Pi} = 1,3$ – определяется по табл. 3.7 с учётом поверхностного упрочнения стержня шатуна обдувкой дробью.

Так как $\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{94,8}{13,7} > \frac{\beta_{\sigma} - \sigma_m}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,76$ (см. расчёт поршневой головки шатуна карбюраторного двигателя) и

$\sigma_{ak} / \sigma_m = 91,5 / 10,7 > 0,76$, то запасы прочности в сечении В–В определяются по пределу усталости:

$$n_{\sigma x} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \sigma_{mx}) = 210 / (94,80 + 0,12 \cdot 13,7) = 2,18 ;$$

$$n_{\sigma y} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \sigma_{my}) = 210 / (91,5 + 0,12 \cdot 10,7) = 2,26 .$$

3.2.4. РАСЧЁТ ШАТУННОГО БОЛТА ДВИГАТЕЛЯ С РАСПРЕДЕЛЁННЫМ ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

Из расчёта кривошипной головки шатуна имеем: максимальную силу инерции, разрывающую кривошипную головку и шатунные болты: $P_{jp} = 0,0186$ МН. Принимаем: номинальный диаметр болта $d = 10$ мм; шаг резьбы $t = 1$ мм; число болтов $i_b = 2$. Материал – сталь 40Х.

По таблицам 3.4 и 3.12 для легированной стали 40Х определяем:

– пределы прочности $\sigma_b = 980$ МПа; текучести $\sigma_T = 800$ МПа и усталости при растяжении–сжатии $\sigma_{-1p} = 300$ МПа; коэффициент приведения цикла при растяжении–сжатии $\alpha_{\sigma} = 0,17$.

Таблица 3.12

Марка стали	Механические свойства легированных сталей, МПа					
	σ_B	σ_T	σ_{-1}	σ_{-1p}	τ_T	τ_{-1}
20Х	650...850	400...600	310...380	230	360	230
30Х	700...900	600...800	360	260	420	220
30ХМА	950	750	470	–	–	–
35Х	950	750	–	–	–	–
35ХМА	950	800	–	–	–	–
38ХА	950	800	–	–	–	–
40Х	750...1050	650...950	320...480	240...340	–	210...260
40ХН	1000...1450	800...1300	460...600	320...420	390	240
45Х	850...1050	700...950	400...500	–	–	–
50ХН	1100	850	550	–	–	–
12ХН3А	950...1400	700...1100	420...640	270...320	400	220...300
18ХН24А	1100	850	–	–	–	–
18ХНВА	1150...1400	850...1200	540...620	360...400	550	300...360
25ХНМА	1150	–	–	–	–	–
20ХН3А	950...1450	850...1100	430...650	310	–	240...310
25ХНВА	1100...1150	950...1050	460...540	310...360	–	280...310
30ХГСА	1100	850	510...540	500...530	–	220...245
37ХН3А	1150...1600	1000...1400	520...700	–	–	320...400
40ХНМА	1150...1700	850...1600	550...700	–	700	300...400

По формулам для определения предела усталости при изгибе:

$$\beta_{\sigma} = \sigma_{-1p} / \sigma_m = 300 / 800 = 0,375;$$

$$(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) = (0,375 - 0,17) / (1 - 0,375) = 0,328.$$

Сила предварительной затяжки

$$P_{\text{пр}} = (2 \dots 3) P_{\text{jp}} / i_{\sigma} = 2 \cdot 0,0186 / 2 = 0,0186 \text{ МН.}$$

Суммарная сила, растягивающая болт:

$$P_{\sigma} = P_{\text{пр}} + \chi P_{\text{jp}} / i_{\sigma} = 0,0186 + 0,2 \cdot 0,0186 / 2 = 0,0205 \text{ МН,}$$

где $\chi = 0,2$.

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте:

$$\sigma_{\text{max}} = 4P_{\sigma} / (\pi d_{\text{в}}^2) = 4 \cdot 0,0205 / (3,14 \cdot 0,0086^2) = 353 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{\text{min}} = 4P_{\text{пр}} / (\pi d_{\text{в}}^2) = 4 \cdot 0,0186 / (3,14 \cdot 0,0086^2) = 320 \text{ МПа;}$$

где $d_{\text{в}} = d - 1,4t = 10 - 1,4 \cdot 1,0 = 8,6 \text{ мм} = 0,0086 \text{ м.}$

Среднее напряжение и амплитуды цикла

$$\sigma_m = (\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}) / 2 = (353 + 320) / 2 = 337 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}) / 2 = (353 - 320) / 2 = 17 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{ak} = \sigma_a k_{\sigma} / (\varepsilon_m \varepsilon_n) = 17 \cdot 2 / 6 / (1,0 \cdot 1,1) = 40,2 \text{ МПа,}$$

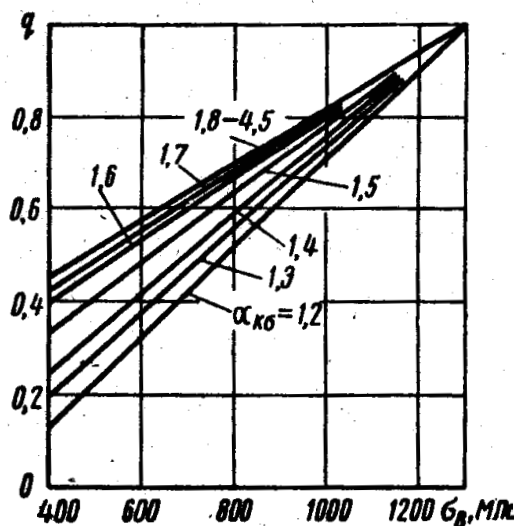


Рис. 3.7. Коэффициент чувствительности сталей к концентрации напряжений

где $k_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 0,80 \cdot (3 - 1) = 2,6$; $\alpha_{k\sigma} = 3,0$ – определяется по табл. 3.13; $q = 0,80$ – определяется по рис. 3.7 при $\sigma_{\text{в}} = 980 \text{ МПа}$ и $\sigma_{k\sigma} = 3,0$; $\varepsilon_m = 1,0$ – определяется по табл. 3.7 (обкатка роликом), q – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений $q = 0,8$ (для стали).

Так как $\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{40,2}{377} = 0,119 < \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,328$, то запас прочности болта определяется по пределу текучести:

сти:

$$n_{T\sigma} = \sigma_T / (\sigma_{ak} + \sigma_m) = 800 / (40,2 + 337) = 2,12.$$

Таблица 3.13

Вид концентратора напряжений	$\alpha_{k\sigma}$
Полукруглая выточка при отношении радиуса к диаметру стержня:	
0,1	2,0
0,5	1,6
1,0	1,2
2,0	1,1
Галтель при отношении радиуса галтели к диаметру стержня:	

0,0625...0,125	1,75...1,50
0,25	1,20
0,5	1,10
Переход под прямым углом	2,0
Острая V-образная выточка (резьба)	3,0...4,5
Отверстия при отношении диаметра отверстия к диаметру стержня: от 0,1 до 0,33	2,0...3,0
Риски от резца на поверхности изделия	1,2...1,4

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Теория двигателей внутреннего сгорания основана на использовании термодинамических зависимостей с учётом реальных факторов. Поэтому необходимо глубокое изучение процессов, происходящих в цилиндре двигателя.

Динамика поршневых двигателей внутреннего сгорания включает расчёты кинематики звеньев преобразующих механизмов и их отдельных точек; расчёты сил инерции развиваемых этими звеньями, разработку динамических моделей механизмов в целом; расчёт сил, действующих в кинематических парах. Таким образом определяются условия необходимые для прочностных расчётов, что позволяет оптимизировать конструктивные особенности двигателя.

Важность теплового и динамического расчёта возрастает в связи с повышенным уровнем форсирования двигателей при одновременном снижении их металлоёмкости (возникает проблема обеспечения прочности и жёсткости отдельных звеньев).

В данном учебном пособии рассмотрены два типа двигателей: карбюраторный двигатель и двигатель с непосредственным впрыском топлива. Сопоставление расчётов этих двигателей с их прототипами показывает небольшие отличия от оригиналов, что указывает на вероятность оптимального расчёта и не требует корректировки.

Настоящее учебное пособие будет способствовать качественной подготовке специалистов по технической эксплуатации автомобильных двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стуканов, В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля : учебное пособие / В.А. Стуканов. – М. : ФОРУМ: ИНФРА-М, 2004. – 368 с.
2. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей : учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2003. – 496 с.
3. Яманин, А.И. Динамика поршневых двигателей : учебное пособие / А.И. Яманин, А.В. Жаров. – М. : Машиностроение, 2003. – 464 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма двигателя внутреннего сгорания строится с использованием данных расчёта рабочего процесса. При построении диаграммы её масштабы рекомендуется выбирать с таким расчётом, чтобы получить высоту равной $1,2 \dots 1,7$ её основания. В начале построения (рис. П1 и рис. П2) на оси абсцисс откладывается отрезок AB , соответствующий рабочему объёму цилиндра, а по величине равный ходу поршня в масштабе M_s , который в зависимости от величины хода поршня может быть принят $1:1$, $1,5:1$ или $2:1$.

Отрезок OA (мм), соответствующий объёму камеры сгорания:

$$OA = AB / (\varepsilon - 1).$$

При построении диаграммы рекомендуется выбирать масштабы давлений $M_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07 \dots 0,10$ МПа в мм.

Затем по данным теплового расчёта на диаграмме откладывают в выбранном масштабе величины давлений в характерных точках: a, c, z^1, z, b, r .

Построение политроп сжатия и расширения можно производить аналитическим или графическим методом. При аналитическом методе построения политроп сжатия и расширения (см. рис. П1) вычисляется ряд точек для промежуточных объёмов, расположенных между V_c и V_a и между V_z и V_b , по уравнению политропы

$$pV^n = \text{const.}$$

Для политропы сжатия

$$p_x V_x^{n_1} = p_a V_a^{n_1};$$

$$p_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1},$$

где p_x и V_x – давление и объём в искомой точке процесса сжатия.

Отношение V_a / V_x , изменяется в пределах $1 \dots \varepsilon$. Аналогично для политропы расширения

$$p_x = p_b (V_b / V_x)^{n_2}.$$

Для бензиновых двигателей отношение V_b / V_x , изменяется в интервале $1 \dots \varepsilon$, а для дизелей – $1 \dots \delta$.

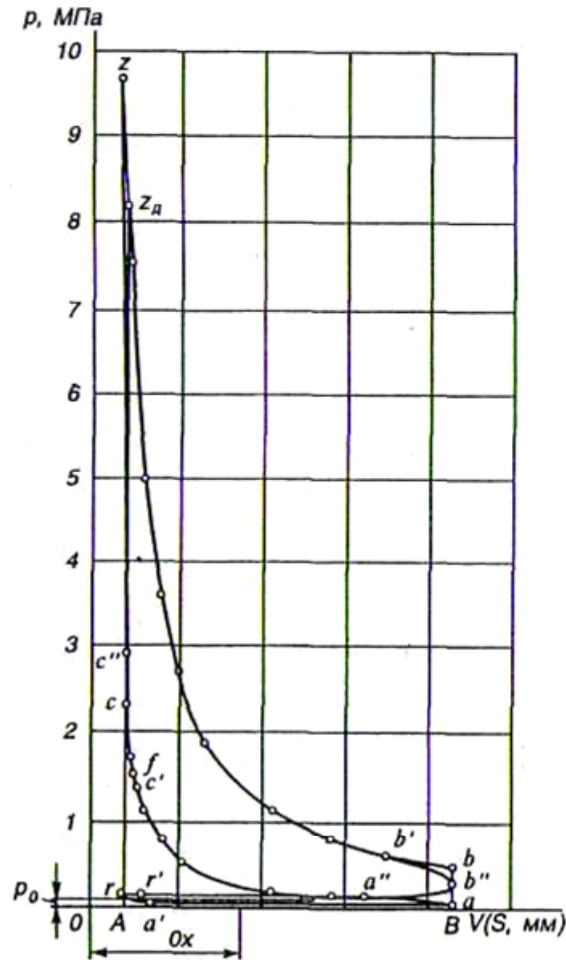


Рис. П1. Индикаторная диаграмма построенная аналитическим методом

При аналитическом методе построения диаграммы определение ординат расчётных точек политроп сжатия и расширения удобно производить в табличной форме. Соединя точки a и c плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесённые на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки z и b – кривой, проходящей через точки политропы расширения, и соединя точки c с z , а b с a прямыми линиями, получаем расчётную индикаторную диаграмму (без учёта насосных ходов). Процессы выпуска и впуска принимаются протекающими при $p = \text{const}$ и $V = \text{const}$.

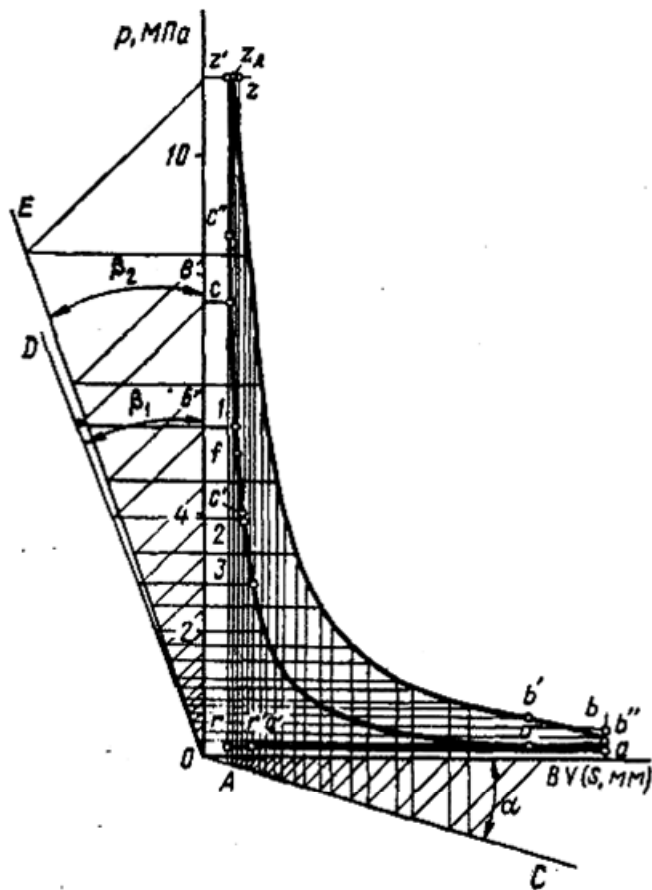


Рис. П2

При графическом методе, по наиболее распространённому способу Брауэра, политропы сжатия и расширения строят следующим образом (рис. П2).

Из начала координат проводят луч OC под произвольным углом, а к оси абсцисс (для получения достаточного количества точек на политропах) рекомендуется брать $\alpha = 15^\circ$. Далее из начала координат проводят лучи OD и OE под определёнными углами β_1 и β_2 к оси ординат. Эти углы определяют из соотношений

$$\operatorname{tg}\beta_1 = (l + \operatorname{tg}\alpha)_1^n - l;$$

$$\operatorname{tg}\beta_2 = (l + \operatorname{tg}\alpha)_2^n - l.$$

Политропу сжатия строят с помощью лучей OC и OD . Из точки c проводят горизонталь до пересечения с осью ординат; из точки пересечения – линию под углом 45° к вертикали до пересечения с лучом OD , а из этой точки – вторую горизонтальную линию, параллельную оси абсцисс. Затем из точки c проводят вертикальную линию до пересечения с лучом OC ; из точки пересечения – под углом 45° к вертикали линию до пересечения с осью абсцисс, а из этой точки – вторую вертикальную линию, параллельную оси ординат, до пересечения со второй горизонтальной линией. Точка пересечения этих линий будет промежуточной точкой l политропы сжатия. Точка 2 находится аналогичным путём при выборе точки l за начало построения.

Политропу расширения строят с помощью лучей OC и OE , начиная от точки z , аналогично построению политропы сжатия.

Полученные диаграммы (см. рис. П1 и П2) являются расчётными индикаторными диаграммами, по которым можно определить

$$p'_i = F'M_p / AB,$$

где F' – площадь диаграммы $ac(z')zba$, мм^2 ; M_p – масштаб давлений (МПа в мм); AB – отрезок, мм.

Значение p'_i , полученное по формуле, должно быть равно значению p'_i , полученному в результате теплового расчёта.

Действительная индикаторная диаграмма $ac'c''z_db'b''ra$ отличается от расчётной, так как в реальном двигателе за счёт опережения зажигания или впрыска топлива (точка c') рабочая смесь воспламеняется до прихода поршня в в.м.т. (точка f) и повышает давление в конце процесса сжатия (точка c''). Процесс видимого сгорания происходит при изменяющемся объёме и протекает по прямой cz для бензиновых двигателей); открытие выпу-

ского клапана до прихода поршня в н.м.т. (точка b') снижает давление в конце расширения (точка b'' , которая обычно располагается между точками b и a). Для правильного определения местоположения указанных точек

необходимо установить взаимосвязь между углом ϕ поворота коленчатого вала и перемещением поршня S_x . Эта

связь устанавливается на основании выбора длины шатуна $L_{ш}$ и отношения радиуса кривошипа R к длине шатуна $\lambda = R/L_{ш}$.

По индикаторной диаграмме для проверки теплового расчёта и правильности построения диаграммы $ac'c''z_db'b''a$ определяется

$$p_i = FM_p / AB,$$

где F – площадь диаграммы $ac'c''z_db'b''a$.

III. Исходные данные

№ варианта	Тип автомобиля	Тип двигателя	Тип трансмиссии	Эффективная мощность двигателя, кВт	Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹	Число цилиндров	Степень сжатия	Коэффициент избытка воздуха α	Давление окружающей среды P_0 , МПа	Температура окружающей среды T_0 , К	Температура остаточных газов T_g , К	Коэффициент выделения теплоты ξ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	ВАЗ-2107	К	МТ	52,5	5600	4	8,5	0,95	0,1	293	1010	0,86
2	ВАЗ-2109	К	МТ	49,8	5600	4	9,9	0,98	0,1	290	1015	0,90
3	ВАЗ-2110	К	МТ	56	5600	4	9,9	0,93	0,1	285	1020	0,96
4	ВАЗ-11113	К	МТ	26	5600	2	9,9	0,90	0,1	280	1030	0,95
5	ВАЗ-2131	К	МТ	62	5400	4	9,3	0,95	0,1	295	1030	0,87
6	ИЖ-2126	К	МТ	72,8	5600	4	9,5	0,95	0,1	291	1040	0,85
7	ИЖ-2717	К	МТ	54,8	4000	4	9,5	0,94	0,1	294	1040	0,88
8	ГАЗ-3302	К	МТ	66,2	4500	4	8,2	0,91	0,1	292	1045	0,91
9	ГАЗ-2310	К	МТ	73,5	4500	4	8,2	0,93	0,1	293	1040	0,95
10	ВАЗ-2108	К	МТ	49,8	5600	4	8,5	0,97	0,1	290	1040	0,87
11	Almera	Вп	МТ	64	6000	4	9,5	0,98	0,1	280	1050	0,85
12	Fiat	Вп	МТ	29	5500	4	8,8	0,98	0,1	285	1060	0,86
13	ВАЗ-21099	Вп	МТ	52,5	4800	4	9,8	0,92	0,1	288	1050	0,95
14	ВАЗ-2120	Вп	МТ	59,0	5200	4	9,5	0,90	0,1	280	1050	0,96
15	Лада 110	Вп	МТ	56,0	5600	4	9,9	0,91	0,1	285	1050	0,94
16	Лада 110	Вп	МТ	69,0	5600	4	9,8	0,92	0,1	284	1050	0,93
17	УАЗ-31512	К	МТ	55,9	2500	4	8,2	0,94	0,1	287	1055	0,88
18	УАЗ-2206	К	МТ	92	2500	4	8,2	0,90	0,1	288	1060	0,89
19	Лада 112	Вп	МТ	66	5600	4	9,5	0,94	0,1	280	1055	0,88

20	ГАЗ-3213	К	MT	72,2	2200	4	8,2	0,96	0,1	291	1060	0,91
21	Fiat Punto	Вп	MT	96	5600	4	7,8	0,94	0,1	293	1070	0,94
22	Getz	Вп	AT	78	5800	4	9,5	0,97	0,1	285	1065	0,85
23	Renault	Вп	MT	43	5250	4	9,6	0,96	0,1	286	1060	0,84
24	Matiz	Вп	AT	37,5	5900	4	9,3	0,97	0,1	290	1050	0,82
25	BA3-2115	К	MT	50,8	5600	4	9,9	0,91	0,1	292	1040	0,91
26	Getz	Вп	MT	48,5	5500	4	9,5	0,90	0,1	285	960	0,90
27	Lanos	Вп	MT	55	5400	4	9,5	0,92	0,1	290	920	0,92
28	Getz	Вп	MT	71,3	6000	4	9,5	0,96	0,1	280	1060	0,91
29	УАЗ-39095	К	MT	72	2400	4	7,8	0,89	0,1	290	910	0,88
30	ГАЗ-3110	К	MT	106,6	5200	4	9,3	0,90	0,1	293	920	0,80

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ	4
1.1. Процесс впуска	8
1.2. Процесс сжатия	12
1.3. Процесс сгорания	17
1.4. Процесс расширения и выпуска	22
1.5. Индикаторные параметры рабочего цикла	25
1.6. Эффективные показатели двигателя	26
1.7. Основные параметры цилиндра и двигателя	28
1.8. Построение индикаторной диаграммы	29
1.9. Тепловой баланс карбюраторного двигателя	32
1.10. Кинематика расчёта карбюраторного двигателя	34
1.11. Расчёт динамики карбюраторного двигателя	41
1.12. Уравновешивание двигателя	55
2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА	55
2.1. Процесс впуска	59
2.2. Процесс сжатия	62
2.3. Процесс сгорания	64
2.4. Процессы расширения и выпуска	69
2.5. Индикаторные параметры рабочего цикла	71
2.6. Эффективные показатели двигателя	71
2.7. Основные параметры цилиндра и двигателя	73
2.8. Построение индикаторной диаграммы	74
2.9. Тепловой баланс двигателя с впрыском топлива	77
2.10. Расчёт кинематики двигателя с впрыском топлива	79
2.11. Расчёт динамики двигателя с впрыском топлива	85
2.12. Уравновешивание двигателя	96
3. РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ	96
3.1. Расчёт поршневой группы карбюраторного двигателя	96
3.2. Расчёт шатунной группы двигателя с впрыском топлива	105
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	121
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	121
ПРИЛОЖЕНИЕ	122