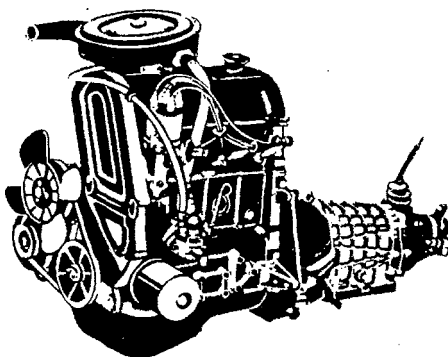


МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Институт повышения квалификации и переподготовки кадров
Кафедра инженерных технологий

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению курсовой работы по дисциплине
«Силовые установки транспортных средств»
для студентов специальности
1 – 37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,
обучающихся на базе среднего специального технического образования



Брест 2006

УДК 621.431

Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Силовые установки транспортных средств» для студентов специальности 1 – 37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», обучающихся на базе среднего специального технического образования, содержат требования к составу и оформлению курсовой работы, а также методику расчета рабочего цикла двигателя, внешней скоростной характеристики, динамического расчета кривошипно-шатунного механизма ДВС.

Составитель: А.В. Трифонов, ст. преподаватель кафедры инженерных технологий

Рецензент: КРАЦ Т.А., начальник СТО «МАЗ» СП «Веставто» ОАО

СОДЕРЖАНИЕ

	с.
Введение.....	4
Состав исходных данных.....	4
Содержание и оформление курсовой работы.....	4
1 Тепловой расчет двигателя.....	5
1.1 Общие сведения.....	5
1.2 Выбор топлива, определение его теплоты сгорания.....	5
1.3 Определение параметров рабочего тела.....	6
1.4 Определение параметров окружающей среды и остаточных газов.....	7
1.5 Расчет параметров процесса впуска.....	8
1.6 Расчет параметров процесса сжатия.....	11
1.7 Расчет параметров процесса сгорания.....	11
1.8 Расчет параметров процесса расширения и выпуска.....	14
1.9 Определение индикаторных показателей двигателя.....	15
1.10 Определение эффективных показателей двигателя.....	16
1.11 Определение основных размеров цилиндра и параметров двигателя.....	18
1.12 Построение индикаторной диаграммы.....	19
2 Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя.....	23
2.1 Общие сведения.....	23
2.2 Построение внешней скоростной характеристики.....	24
3 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	26
3.1 Общие сведения.....	26
3.2 Расчет сил давления газов.....	26
3.3 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма.....	29
3.4 Расчет сил инерции.....	30
3.5 Расчет суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме.....	30
3.6 Расчет сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала.....	31
3.7 Построение графиков сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме.....	32
3.8 Построение диаграммы износа шатунной шейки.....	34
3.9 Построение графика суммарного крутящего момента двигателя.....	36
Рекомендуемая литература.....	38
Приложения	
Приложение А	
Приложение Б	

ВВЕДЕНИЕ

Целью курсовой работы является систематизация и закрепление знаний, полученных студентами при изучении теоретического курса дисциплины «Силовые установки транспортных средств», а также выполнении практических и лабораторных работ; освоение методики и получение практических навыков теплового и динамического расчета автомобильного (тракторного) двигателя.

Приведенная в настоящих методических указаниях последовательность расчета двигателя базируется на известных методиках, изложенных в литературе.

СОСТАВ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Задание на курсовое проектирование включает следующие исходные данные:

- тип и назначение проектируемого двигателя;
- тактность (T);
- номинальная мощность (N_e , кВт) при частоте вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- число (i) и расположение цилиндров;
- степень сжатия (ϵ);
- коэффициент избытка воздуха (α);
- отношение хода поршня к диаметру цилиндра (S/D);
- тип наддувочного агрегата и давление наддува (p_k) (для двигателей с наддувом);
- рекомендуемый прототип.

Помимо указанных данных при выполнении курсовой работы студенту необходимо самостоятельно выбрать ряд величин, используя сведения о принятом прототипе двигателя.

СОДЕРЖАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа включает пояснительную записку и графическую часть.

Пояснительная записка объемом 30 – 40 листов формата А4 оформляется в соответствии со стандартом СТ БГТУ – 01 – 2002 «Стандарт университета. Оформление материалов курсовых, дипломных проектов и работ, отчетов по практике» и содержит: титульный лист, задание, реферат (см. образец в Приложении А), содержание, введение, основную часть, заключение, список использованных источников, приложение (приложения).

Введение должно отражать основные задачи, которые необходимо решить при выполнении курсовой работы.

В основной части последовательно приводятся расчеты двигателя: тепловой, расчет внешней скоростной характеристики, динамический (см. соответствующие разделы настоящих методических указаний). Поскольку выполнение некоторых расчетов сопровождается достаточно большим объемом повторяющихся вычислений, рекомендуется их осуществлять с применением ЭВМ.

В заключении приводятся основные результаты решения поставленных во введении задач.

В Приложение включаются материалы вспомогательного характера.

Графическая часть курсовой работы должна содержать:

- индикаторную диаграмму двигателя в координатах $p - V$ (давление - объем) или $p - S$ (давление – ход поршня), построенную на 1 листе миллиметровой бумаги формата А4 или А3 (может помещаться в Приложение);

– внешнюю скоростную характеристику двигателя (зависимости $N_e(n)$, $g_e(n)$, $M_e(n)$, $G_T(n)$) построенную на 1 листе миллиметровой бумаги формата А4 (может помещаться в Приложение);

– диаграммы и графики динамического расчета двигателя, построенные на 1 листе плотной бумаги формата А1 с основной надписью согласно ГОСТ 2.104 – 68 (см. Приложение Б):

- индикаторную диаграмму в координатах $p-V$ или $p-S$;
- развернутую по углу поворота кривошипа индикаторную диаграмму (в координатах $p-\varphi$);
- графики изменения сил, действующих в КШМ в зависимости от угла поворота кривошипа (для сил P_r, P_j, P, N, S, K, T);
- полярную и развернутую по углу поворота кривошипа φ диаграммы результирующей силы $R_{шш}$, действующей на шатунную шейку коленчатого вала;
- диаграмму износа шатунной шейки;
- график суммарного индикаторного крутящего момента многоцилиндрового двигателя $M_{кр}$.

Для всех диаграмм и графиков на чертеже должны быть указаны названия, а также выбранные масштабы построения величин.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

1.1 Общие сведения

Тепловой расчет (расчет рабочего цикла) двигателя служит для определения параметров рабочего тела в цилиндре, а также энергетических (среднее эффективное давление, литровая мощность), экономических (удельный эффективный расход топлива, эффективный КПД) и конструктивных (диаметр цилиндра, ход поршня, литраж) параметров двигателя, построения индикаторной диаграммы. Параметры, полученные в тепловом расчете, используют при построении скоростной характеристики и являются исходными при проведении динамического и прочностных расчетов.

В качестве расчетного режима принимается режим номинальной мощности.

1.2 Выбор топлива, определение его теплоты сгорания

Для бензинового двигателя в соответствии с заданной степенью сжатия по табл. 1.1 определяется октановое число топлива, согласно которому по табл. 1.2 производится выбор марки бензина. Необходимо учитывать, что двигатели с впрыском бензина по сравнению с карбюраторными при одинаковой степени сжатия позволяют использовать топлива с более низкими октановыми числами. В двигателях с наддувом применяют топлива с повышенными октановыми числами.

Для дизельного двигателя выбирается дизельное топливо: марки Л – при работе в летних условиях (температура окружающего воздуха 0 °С и выше), марки З – при работе в зимних условиях (температура окружающего воздуха до -30 °С).

Таблица 1.1 Требуемая детонационная стойкость топлива, применяемого в двигателях с воспламенением от искры при различных степенях сжатия

Степень сжатия	6,5 ÷ 7,5	7,5 ÷ 8,5	8,5 ÷ 10	10,0 ÷ 12,0
Октановое число	64 ÷ 74	74 ÷ 80	80 ÷ 90	90 ÷ 100

Таблица 1.2 Детонационная стойкость бензинов разных марок в соответствии с ГОСТ 2084-77, ГОСТ 31077-2002 и ТУ 38.001165-2003

Марка бензина	A-76	«Нормаль-80» (АИ-80)	«Регуляр-91» (АИ-91)	«Регуляр-92» (АИ-92)	«Премиум-95» (АИ-95)	«Супер-98» (АИ-98)
Октановое число не менее:						
моторный метод,	76	76	82,5	83	85	88
исследовательский метод	–	80	91	92	95	98

Низшая теплота сгорания жидкого топлива, кДж/кг:

$$H_u = (33,91 \cdot C + 103,01 \cdot H - 10,89 \cdot O) \cdot 10^3, \quad (1.1)$$

где C , H и O – массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива.

Средний элементный состав бензинов и дизельных топлив в массовых долях представлен в табл. 1.3.

Таблица 1.3 Средний элементный состав жидких топлив

Топливо	Содержание, кг		
	C	H	O
Бензин	0,855	0,145	–
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004

1.3 Определение параметров рабочего тела

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания одного кг жидкого топлива:

$$\left. \begin{aligned} L_0 &= \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \\ l_0 &= \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right), \end{aligned} \right\} \quad (1.2)$$

где L_0 , кмоль возд./ кг топл.; l_0 , кг возд./ кг топл.

Количество свежего заряда, кмоль св. зар./ кг топл.:
для дизелей

$$M_1 = \alpha \cdot L_0; \quad (1.3)$$

для бензиновых двигателей

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

где α – коэффициент избытка воздуха;

$m_T = 115$ кг/кмоль – средняя молярная масса бензина.

При полном сгорании топлива ($\alpha \geq 1$) в состав продуктов сгорания входят: углекислый газ CO_2 , водяной пар H_2O , избыточный кислород O_2 , азот N_2 .

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания жидкого топлива при $\alpha \geq 1$:

$$\left. \begin{aligned}
 &\text{углекислого газа (кмоль } CO_2 / \text{ кг топл.)} \\
 &\qquad\qquad\qquad M_{CO_2} = C / 12; \\
 &\text{водяного пара (кмоль } H_2O / \text{ кг топл.)} \\
 &\qquad\qquad\qquad M_{H_2O} = H / 2; \\
 &\text{кислорода (кмоль } O_2 / \text{ кг топл.)} \\
 &\qquad\qquad\qquad M_{O_2} = 0,208 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0; \\
 &\text{азота (кмоль } N_2 / \text{ кг топл.)} \\
 &\qquad\qquad\qquad M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0.
 \end{aligned} \right\} (1.5)$$

При неполном сгорании топлива ($\alpha < 1$) продукты сгорания состоят из оксида углерода CO , углекислого газа CO_2 , водяного пара H_2O , водорода H_2 и азота N_2 .

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания жидкого топлива при $\alpha < 1$:

$$\left. \begin{aligned}
 &\text{оксида углерода (кмоль } CO / \text{ кг топл.)} \\
 &\qquad\qquad\qquad M_{CO} = 0,277 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0; \\
 &\text{углекислого газа (кмоль } CO_2 / \text{ кг топл.)} \\
 &\qquad\qquad\qquad M_{CO_2} = C / 12 - M_{CO}; \\
 &\text{водяного пара (кмоль } H_2O / \text{ кг топл.)} \\
 &\qquad\qquad\qquad M_{H_2O} = H / 2 - 0,139 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0; \\
 &\text{водорода (кмоль } H_2 / \text{ кг топл.)} \\
 &\qquad\qquad\qquad M_{H_2} = M_{CO} / 2; \\
 &\text{азота (кмоль } N_2 / \text{ кг топл.)} \\
 &\qquad\qquad\qquad M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0.
 \end{aligned} \right\} (1.6)$$

Общее количество продуктов сгорания жидкого топлива, кмоль пр. сг./кг топл.:
при $\alpha \geq 1$

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}; \quad (1.7)$$

при $\alpha < 1$

$$M_2 = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}. \quad (1.8)$$

1.4 Определение параметров окружающей среды и остаточных газов

При работе двигателя без наддува давление p_0 и температура T_0 окружающей среды:

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

Для двигателя с наддувом указанные параметры окружающей среды принимаются соответственно равными давлению p_K и температуре T_K воздуха на выходе из компрессора.

Температура воздуха на выходе из компрессора, К:

$$T_K = T_0 \cdot (p_K / p_0)^{(n_K - 1) / n_K}, \quad (1.9)$$

где n_K – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре (нагнетателе).

Величину n_K можно принять по опытным данным в зависимости от типа наддувочного агрегата и степени охлаждения воздуха (см. табл. 1.4).

Таблица 1.4 Показатель политропы сжатия воздуха в агрегатах наддува разного типа

Тип наддувочного агрегата	Поршневые нагнетатели	Объемные нагнетатели	Осевые и центробежные нагнетатели
Показатель политропы сжатия n_K	1,4 ÷ 1,6	1,55 ÷ 1,75	1,4 ÷ 2,0

Перед началом процесса впуска в цилиндре двигателя содержится некоторое количество остаточных газов, находящихся в объеме V_c камеры сгорания.

Давление остаточных газов для двигателей без наддува, а также с наддувом и выпуском в атмосферу, МПа:

$$p_r = (1,05 \div 1,25) \cdot p_0.$$

Большие значения p_r принимаются при высокой частоте вращения коленчатого вала, меньшие – при использовании непосредственного впрыска и электронного управления системой питания.

Для двигателей с газотурбинным наддувом давление остаточных газов, МПа:

$$p_r = (0,75 \div 0,98) \cdot p_K.$$

Температура остаточных газов:
для бензиновых двигателей

$$T_r = 900 \div 1100 \text{ К};$$

для дизелей

$$T_r = 600 \div 900 \text{ К}.$$

Необходимо иметь в виду, что увеличение степени сжатия приводит к снижению T_r , а увеличение коэффициента избытка воздуха или частоты вращения коленчатого вала – к росту. Двигатели с наддувом имеют большие значения температуры остаточных газов.

1.5 Расчет параметров процесса впуска

В действительном цикле двигателя процессы впуска (наполнения) и выпуска протекают при непрерывном изменении давления по углу поворота коленчатого вала, причем начало и конец процессов не совпадают с в.м.т. и н.м.т. соответственно (н.м.т. и в.м.т. для выпуска).

При проведении расчетов для простоты принимается, что процесс впуска осуществляется от точки r до точки a индикаторной диаграммы (см. рис. 1.1) при мгновенном изменении давления в в.м.т. (с последующим ориентировочным скруглением) и дальнейшем его постоянстве.

Основными параметрами, характеризующими процесс впуска, являются: давление p_a и температура T_a заряда в конце впуска – начале сжатия, коэффициент остаточных газов γ_r , коэффициент наполнения η_V .

Давление газов в цилиндре p_a определяется по формуле, МПа:

$$p_a = p_K - \Delta p_a, \quad (1.10)$$

где Δp_a – потери давления за счет сопротивления впускной системы и затухания скорости движения заряда в цилиндре;

$p_K = p_0$ – при отсутствии наддува двигателя (здесь и далее).

Величина Δp_a с учетом некоторых допущений определяется из уравнения Бернулли, МПа:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) \cdot (\omega_{вп}^2 / 2) \cdot \rho_K \cdot 10^{-6}, \quad (1.11)$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра;

$\xi_{вп}$ – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению;

$\omega_{вп}$ – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы (как правило, в клапане или продувочных окнах), м/с;

ρ_K – плотность заряда на впуске (при отсутствии наддува $\rho_K = \rho_0$), кг/м³.

По опытным данным в современных автомобильных двигателях на номинальном режиме:

$$(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5 \div 4; \quad \omega_{вп} = 50 \div 130 \text{ м / с.}$$

Для бензиновых двигателей с электронным впрыском и дизелей значение суммы $(\beta^2 + \xi_{вп})$ принимается пониженным в связи с меньшим по сравнению с карбюраторными двигателями сопротивлением впускной системы.

Плотность заряда на впуске, кг/м³:

при наличии наддува

$$\rho_K = p_K \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_K);$$

при отсутствии наддува

$$\rho_0 = p_0 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_0).$$

(1.12)

где $R_B = 287$ Дж/(кг · град) – удельная газовая постоянная воздуха.

Величина p_a при четырехтактном рабочем цикле лежит в пределах:

для бензиновых двигателей

$$p_a = (0,80 \div 0,95) \cdot p_0;$$

для дизелей без наддува

$$p_a = (0,82 \div 0,97) \cdot p_0;$$

для двигателей с наддувом

$$p_a = (0,90 \div 0,97) \cdot p_K.$$

Коэффициент остаточных газов γ_r характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания; с его ростом уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр двигателя в процессе впуска.

Для четырехтактных двигателей (без учета продувки и дозарядки цилиндра):

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}, \quad (1.13)$$

где ΔT – температура подогрева свежего заряда при его контакте со стенками впускного трубопровода и цилиндра;

ε – степень сжатия;

$T_K = T_0$ – при отсутствии наддува двигателя (здесь и далее).

Температура подогрева свежего заряда принимается в зависимости от типа двигателя:

для бензиновых двигателей

$$\Delta T = 0 \div 20^{\circ};$$

для дизелей без наддува

$$\Delta T = 10 \div 40^{\circ};$$

для двигателей с наддувом

$$\Delta T = (-5) \div (+10)^{\circ}.$$

Ориентировочные значения коэффициента остаточных газов:

для бензиновых двигателей

$$\gamma_r = 0,04 \div 0,10;$$

для дизелей без наддува

$$\gamma_r = 0,02 \div 0,05;$$

для двигателей с наддувом величина γ_r снижается.

Температура заряда в конце процесса впуска, К:

$$T_a = (T_K + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r), \quad (1.14)$$

Величина T_a при четырехтактном рабочем цикле изменяется в пределах:

для бензиновых двигателей

$$T_a = 320 \div 370 \text{ К};$$

для дизелей без наддува

$$T_a = 310 \div 350 \text{ К};$$

для двигателей с наддувом (без промежуточного охлаждения)

$$T_a = 320 \div 400 \text{ К}.$$

Коэффициент наполнения η_V характеризует степень совершенства процесса впуска и зависит от ряда конструктивных, регулировочных и режимных параметров двигателя.

Без учета продувки и дозарядки четырехтактного двигателя:

$$\eta_V = \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_K} \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r). \quad (1.15)$$

Значения коэффициента наполнения при работе автотракторных ДВС на номинальном режиме:

для бензиновых двигателей с электронным впрыском

$$\eta_V = 0,80 \div 0,96;$$

для карбюраторных двигателей

$$\eta_V = 0,70 \div 0,90;$$

для дизелей без наддува

$$\eta_V = 0,80 \div 0,94;$$

для дизелей с наддувом

$$\eta_V = 0,80 \div 0,97.$$

1.6 Расчет параметров процесса сжатия

Рассматриваемый процесс характеризуется давлением p_c и температурой T_c рабочего тела в конце сжатия, показателем политропы сжатия n_1 .

Процессы сжатия и расширения действительного цикла осуществляются по сложным законам, которые условно рассматриваются как политропные с переменным показателем.

На практике, для упрощения расчетов, переменный показатель политропы сжатия заменяют некоторой средней величиной n_1 . Изменение давления в данном процессе иллюстрируется кривой $aa''c's$ (см. рис. 1.1) или $aa''c'fc''$ – при учете начала сгорания до в.м.т.

По опытным данным при жидкостном охлаждении величина показателя политропы:

для бензиновых двигателей

$$n_1 = 1,36 \div 1,39;$$

для дизелей без наддува с неохлаждаемыми поршнями

$$n_1 = 1,35 \div 1,42;$$

для дизелей с наддувом и охлаждаемыми поршнями

$$n_1 = 1,32 \div 1,37.$$

При выборе значения показателя необходимо учитывать, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя, а также с уменьшением отношения поверхности охлаждения к объему цилиндра n_1 увеличивается. Повышение средней температуры процесса сжатия и увеличение интенсивности охлаждения двигателя (например, путем применения жидкостной системы охлаждения, алюминиевых поршней и головок блока цилиндра) уменьшают значение n_1 .

Давление p_c (МПа) и температура T_c (К) конца процесса сжатия определяются из уравнения политропы с постоянным показателем n_1 :

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (1.16)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (1.17)$$

В современных ДВС указанные параметры изменяются в пределах:

для карбюраторных двигателей

$$p_c = 0,9 \div 2,0 \text{ МПа}, \quad T_c = 600 \div 800 \text{ К};$$

для быстроходных дизелей без наддува

$$p_c = 3,5 \div 5,5 \text{ МПа}, \quad T_c = 700 \div 900 \text{ К}.$$

В бензиновых двигателях с электронным впрыском величина p_c может достигать 2,5 МПа, а применение наддува в дизелях сопровождается ростом p_c и T_c в зависимости от степени наддува.

1.7 Расчет параметров процесса сгорания

Целью расчета процесса сгорания является определение температуры T_z и давления p_z (p_{zd}) в конце видимого сгорания, а для дизеля – и объема V_z .

Для упрощения термодинамических расчетов автотракторных ДВС принимают, что процесс сгорания в бензиновых двигателях происходит при постоянном объеме, т.е. по изохоре (рис. 1.1, прямая $cc''z$), а в дизелях – при постоянном объеме и при постоянном давлении, т.е. по циклу со смешанным подводом теплоты (рис. 1.2, прямые $cc''z'$ и $z'z$).

Температура T_z определяется путем решения уравнения сгорания, которое имеет вид:

для бензиновых двигателей

$$\xi_z \cdot H_{\text{раб.см}} + (mc_V)_c \cdot T_c = \mu \cdot (mc''_V)_z \cdot T_z; \quad (1.18)$$

для дизелей

$$\xi_z \cdot H_{\text{раб.см}} + [(mc_V)_c + 8,315 \cdot \lambda] \cdot T_c = \mu \cdot (mc''_p)_z \cdot T_z, \quad (1.19)$$

где ξ_z – коэффициент использования теплоты;

$H_{\text{раб.см}}$ – теплота сгорания рабочей смеси,

кДж/кмоль раб.см;

$(mc_V)_c$ – средняя мольная теплоемкость свежего заряда при постоянном объеме, кДж/кмоль град;

$(mc''_V)_z, (mc''_p)_z$ – средние мольные теплоемкости продуктов сгорания при постоянном объеме и постоянном давлении соответственно, кДж/кмоль град;

μ – действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси;

$\lambda = p_z / p_c$ – степень повышения давления.

По опытным данным значения коэффициента ξ_z для различных типов двигателей при их работе на номинальном режиме:

для бензиновых двигателей с электронным впрыском

$$\xi_z = 0,90 \div 0,96;$$

для карбюраторных двигателей

$$\xi_z = 0,80 \div 0,95;$$

для быстроходных дизелей с неразделенными камерами сгорания

$$\xi_z = 0,70 \div 0,88;$$

для дизелей с разделенными камерами сгорания

$$\xi_z = 0,65 \div 0,80.$$

Меньшие значения коэффициента использования теплоты характерны для двигателей с несовершенным смесеобразованием.

Теплота сгорания рабочей смеси, кДж/кмоль раб.см:

при $\alpha < 1$

$$H_{\text{раб.см}} = (H_u - \Delta H_u) / [M_1 \cdot (1 + \gamma_r)]; \quad (1.20)$$

при $\alpha \geq 1$

$$H_{\text{раб.см}} = H_u / [M_1 \cdot (1 + \gamma_r)], \quad (1.21)$$

где ΔH_u – количество теплоты потерянное вследствие химической неполноты сгорания, кДж/кг:

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0, \quad (1.22)$$

M_1 выражено в кмоль св. зар./кг топл.; L_0 – в кмоль возд./кг топл.

Средние мольные теплоемкости, кДж/кмоль град:
свежего заряда

$$(mc_V)_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c; \quad (1.23)$$

продуктов сгорания для бензиновых двигателей

$$(mc''_V)_z = (18,42 + 2,60 \cdot \alpha) + (1,55 + 1,38 \cdot \alpha) \cdot 10^{-3} \cdot T_z; \quad (1.24)$$

продуктов сгорания для дизелей

$$(mc''_V)_z = (20,10 + 0,92 / \alpha) + (1,55 + 1,38 / \alpha) \cdot 10^{-3} \cdot T_z, \quad (1.25)$$

$$(mc''_p)_z = (mc''_V)_z + 8,315. \quad (1.26)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = \frac{M_2 / M_1 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (1.27)$$

Величина μ изменяется в пределах:

для бензиновых двигателей

$$\mu = 1,02 \div 1,12;$$

для дизелей

$$\mu = 1,01 \div 1,06.$$

Степень повышения давления для дизелей:

для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием

$$\lambda = 1,6 \div 2,5;$$

для вихрекамерных и предкамерных дизелей, а также для дизелей с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием

$$\lambda = 1,2 \div 1,8;$$

для дизелей с наддувом величина λ определяется допустимыми значениями температуры и давления в конце видимого процесса сгорания.

Уравнения сгорания (1.18), (1.19) после подстановки в них числовых значений всех известных параметров и последующих преобразований принимают вид уравнений второго порядка относительно T_z :

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0,$$

где $A, B,$ и C – численные значения известных величин,

откуда

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}, \text{ К.}$$

Определение давления p_z в конце видимого сгорания зависит от характера цикла.

Для бензиновых двигателей (подвод теплоты в цикле осуществляется при постоянном объеме) теоретическое давление, МПа:

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot T_z / T_c; \quad (1.28)$$

действительное давление

$$p_{zd} = 0,85 \cdot p_z; \quad (1.29)$$

степень повышения давления

$$\lambda = p_z / p_c. \quad (1.30)$$

Для бензиновых двигателей $\lambda = 3,2 \div 4,2$.

Для дизелей (подвод теплоты в цикле осуществляется как при постоянном объеме, так и при постоянном давлении) теоретическое давление, МПа:

$$p_z = \lambda \cdot p_c; \quad (1.31)$$

действительное давление

$$p_{zd} = p_z; \quad (1.32)$$

степень предварительного расширения

$$\rho = (\mu / \lambda) \cdot (T_z / T_c). \quad (1.33)$$

Для дизелей $\rho = 1,2 \div 1,7$.

Объем, освобождаемый поршнем в процессе предварительного расширения:

$$V_z - V_c = V_c \cdot (\rho - 1). \quad (1.34)$$

Значения температуры и давления конца сгорания при полной нагрузке автотракторных ДВС изменяются в пределах:

для бензиновых двигателей

$$T_z = 2400 \div 3100 \text{ К}, \quad p_z = 3,5 \div 7,5 \text{ МПа};$$

для дизелей

$$T_z = 1800 \div 2300 \text{ К}, \quad p_z = 5,0 \div 12,0 \text{ МПа}.$$

1.8 Расчет параметров процесса расширения и выпуска

При расчете процесса расширения и выпуска необходимо определить давление p_b и температуру T_b рабочего тела в конце расширения, показатель политропы расширения n_2 , а также проверить точность выбора величин параметров остаточных газов.

Для упрощения расчетов принимают, что процесс расширения является политропным с постоянным показателем n_2 (см. рис. 1.1, политропа $zb'b$), а процесс выпуска осуществляется от точки b до точки r индикаторной диаграммы при мгновенном изменении давления в н.м.т. (с последующим ориентировочным скруглением) и дальнейшем его постоянстве.

По опытным данным средние значения величины n_2 при номинальной нагрузке:

для бензиновых двигателей

$$n_2 = 1,23 \div 1,30;$$

для дизелей

$$n_2 = 1,18 \div 1,28.$$

Выбор значения показателя осуществляется с учетом того, что все факторы, способствующие увеличению доли теплоты, выделяющейся при догорании топлива в процессе расширения и уменьшающие теплоотдачу в стенки, снижают n_2 .

Так, увеличение линейных размеров цилиндра (при $S/D = const$) и, как правило, рост быстроходности двигателя приводят к уменьшению среднего показателя политропы расширения.

Увеличение коэффициента использования теплоты, отношения S/D цилиндра и интенсивности охлаждения приводят к росту n_2 .

Давление p_b (МПа) и температура T_b (К) конца процесса расширения:

для бензиновых двигателей

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2}, \quad (1.35)$$

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2-1}; \quad (1.36)$$

для дизелей

$$p_b = p_z / \delta^{n_2}, \quad (1.37)$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1}, \quad (1.38)$$

где $\delta = \varepsilon / \rho$ – степень последующего расширения.

Ориентировочные значения указанных параметров для автотракторных ДВС без наддува на номинальном режиме:

для бензиновых двигателей

$$p_b = 0,35 \div 0,60 \text{ МПа}, \quad T_b = 1200 \div 1700 \text{ К};$$

для дизелей

$$p_b = 0,25 \div 0,50 \text{ МПа}, \quad T_b = 1000 \div 1200 \text{ К}.$$

Правильность предварительного выбора (см. п.п.1.4) температуры остаточных газов T_r проверяется с помощью выражения:

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_r}. \quad (1.39)$$

Если расхождение между принятой величиной T_r и вычисленной по формуле (1.39) превышает 10%, тепловой расчет необходимо уточнить.

1.9 Определение индикаторных показателей двигателя

Индикаторные показатели характеризуют рабочий цикл двигателя. К ним относятся: среднее индикаторное давление p_i , индикаторная мощность N_i , индикаторный КПД η_i , индикаторный удельный расход топлива g_i .

Теоретическое среднее индикаторное давление, МПа:

для бензиновых двигателей

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]; \quad (1.40)$$

для дизелей

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) + \lambda \cdot (\rho - 1) \right]. \quad (1.41)$$

Действительное среднее индикаторное давление:

$$p_i = \varphi_{\Pi} \cdot p'_i, \quad (1.42)$$

где φ_{Π} – коэффициент полноты диаграммы, который принимается равным:

для бензиновых двигателей с электронным впрыском

$$\varphi_{\Pi} = 0,95 \div 0,98;$$

для карбюраторных двигателей

$$\varphi_{\Pi} = 0,94 \div 0,97;$$

для дизелей

$$\varphi_{\Pi} = 0,92 \div 0,95.$$

При работе четырехтактных ДВС с полной нагрузкой величина p_i достигает:

для бензиновых двигателей

$$p_i = 0,6 \div 1,4 \text{ МПа};$$

для дизелей без наддува

$$p_i = 0,7 \div 1,1 \text{ МПа}.$$

В форсированных бензиновых двигателях величина p_i может достигать 1,6 МПа, а применение наддува в дизелях сопровождается ростом p_i вплоть до 2,2 МПа.

Индикаторный КПД двигателей, работающих на жидком топливе:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha \cdot 10^3}{H_u \cdot \rho_K \cdot \eta_V}, \quad (1.43)$$

где p_i выражено в МПа, l_0 – кг возд./кг топл., H_u – кДж/кг, ρ_K – кг/м³.

Индикаторный удельный расход жидкого топлива, г/(кВт · ч):

$$g_i = 3,6 \cdot 10^6 / (H_u \cdot \eta_i), \quad (1.44)$$

где H_u выражено в кДж/кг.

Ориентировочные значения η_i и g_i при работе на номинальном режиме:

для бензиновых двигателей с электронным впрыском

$$\eta_i = 0,35 \div 0,45, \quad g_i = 180 \div 230 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

для карбюраторных двигателей

$$\eta_i = 0,30 \div 0,40, \quad g_i = 210 \div 275 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

для дизелей

$$\eta_i = 0,40 \div 0,50, \quad g_i = 170 \div 210 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

1.10 Определение эффективных показателей двигателя

Эффективные показатели характеризуют работу двигателя в целом, т.к. кроме тепловых потерь рабочего цикла учитывают потери на преодоление различных механических сопротивлений и на совершение процессов впуска и выпуска. К эффективным показателям относятся: эффективная мощность N_e , среднее эффективное давление p_e , эффективный КПД двигателя η_e , эффективный удельный расход топлива g_e .

Потери на преодоление различных сопротивлений оценивают величиной мощности механических потерь N_M или среднего давления механических потерь p_M .

При проведении предварительных расчетов двигателей величина p_M (МПа) приближенно определяется в зависимости от средней скорости поршня $v_{п.ср}$ по эмпирическим формулам вида:

$$p_M = a + b \cdot v_{п.ср}, \quad (1.45)$$

где $v_{п.ср}$ выражено в м/с;

a, b – коэффициенты, значения которых устанавливаются экспериментально (см. табл. 1.5).

Таблица 1.5 Значения эмпирических коэффициентов для расчета механических потерь в двигателях

Тип двигателя	a , МПа	b , (МПа · с)/м
Высокофорсированный бензиновый с впрыском топлива и электронным управлением	0,024	0,0053
Карбюраторный:		
$S/D > 1$	0,049	0,0152
$S/D \leq 1$	0,039	0,0132
Дизель с камерой сгорания:		
неразделенной	0,103	0,0118
разделенной	0,103	0,0135

Средняя скорость поршня, м/с:

$$v_{п.ср} = S \cdot n / (3 \cdot 10^4), \quad (1.46)$$

где S – ход поршня, мм;
 n – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

Величина S принимается равной величине хода поршня двигателя, выбранного в качестве прототипа.

В современных автомобильных и тракторных двигателях скорость поршня обычно изменяется в пределах:

для бензиновых двигателей легковых автомобилей

$$v_{п.ср} = 12 \div 20 \text{ м/с};$$

для бензиновых двигателей грузовых автомобилей

$$v_{п.ср} = 9 \div 16 \text{ м/с};$$

для автомобильных дизелей

$$v_{п.ср} = 7 \div 13 \text{ м/с};$$

для тракторных дизелей

$$v_{п.ср} = 6 \div 11 \text{ м/с}.$$

Среднее эффективное давление, МПа:

$$p_e = p_i - p_M; \quad (1.47)$$

для двигателей с механическим наддувом

$$p_e = p_i - p_M - p_H, \quad (1.48)$$

где p_H – потери давления на привод нагнетателя.

Величина p_e при четырехтактном рабочем цикле и работе на номинальном режиме:

для карбюраторных двигателей

$$p_e = 0,6 \div 1,1 \text{ МПа};$$

для дизелей без наддува

$$p_e = 0,65 \div 0,85 \text{ МПа};$$

В форсированных карбюраторных двигателях и двигателях с электронным впрыском величина p_e может достигать 1,3 МПа, в дизелях с наддувом – 2,0 МПа.

Механический КПД (η_M) представляет собой отношение среднего эффективного давления к индикаторному:

$$\eta_M = p_e / p_i. \quad (1.49)$$

Эффективный КПД двигателя:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M. \quad (1.50)$$

При работе на номинальном режиме механический и эффективный КПД изменяются в пределах:

для бензиновых двигателей

$$\eta_M = 0,75 \div 0,92, \quad \eta_e = 0,25 \div 0,38;$$

для четырехтактных дизелей без наддува

$$\eta_M = 0,70 \div 0,82, \quad \eta_e = 0,35 \div 0,42;$$

для четырехтактных дизелей с наддувом

$$\eta_M = 0,80 \div 0,90, \quad \eta_e = 0,38 \div 0,45.$$

Эффективный удельный расход жидкого топлива, г/(кВт ч):

$$g_e = 3,6 \cdot 10^6 / (H_u \cdot \eta_e), \quad (1.51)$$

где H_u выражено в кДж/кг.

Примерные значения g_e современных автомобильных и тракторных двигателей при работе их на номинальном режиме:

для бензиновых двигателей с электронным впрыском

$$g_e = 200 \div 290 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

для карбюраторных двигателей

$$g_e = 230 \div 310 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

для дизелей с неразделенными камерами

$$g_e = 200 \div 235 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

для вихрекамерных и предкамерных дизелей

$$g_e = 220 \div 260 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

1.11 Определение основных размеров цилиндра и параметров двигателя

При заданных значениях эффективной мощности (N_e) и коэффициента короткоходности (S/D) основные конструктивные параметры двигателя (диаметр цилиндра и ход поршня) определяются в следующей последовательности.

По эффективной мощности, частоте вращения коленчатого вала, тактности и эффективному давлению определяется литраж двигателя, л:

$$V_n = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{p_e \cdot n}, \quad (1.52)$$

где τ – тактность двигателя;

N_e выражено в кВт, p_e – в МПа, n – мин⁻¹.

Рабочий объем одного цилиндра, л:

$$V_h = V_n / i, \quad (1.53)$$

где i – число цилиндров двигателя.

Диаметр цилиндра, мм:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot (S/D)}}. \quad (1.54)$$

Ход поршня, мм:

$$S = D \cdot (S/D). \quad (1.55)$$

Полученные значения D и S необходимо округлить до ближайших целых чисел.

По окончательно принятым значениям D и S определяются основные параметры двигателя:

литраж двигателя (л)

$$V_n = \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i / (4 \cdot 10^6), \quad (1.56)$$

эффективная мощность (кВт)

$$N_e = p_e \cdot V_n \cdot n / (30 \cdot \tau), \quad (1.57)$$

эффективный крутящий момент (Н м)

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n}, \quad (1.58)$$

часовой расход топлива (кг/ч)

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \quad (1.59)$$

средняя скорость поршня $v_{п.ср}$ (м/с) – по формуле (1.46).

Если расхождение между значениями $v_{п.ср}$, вычисленными в данном п.п. и п.п. 1.10 превышает 5%, эффективные параметры двигателя необходимо пересчитать.

1.12 Построение индикаторной диаграммы

Построение индикаторной диаграммы ДВС производится в координатах $p-V$ (давление - объем) или $p-S$ (давление – ход поршня) на основании данных расчета рабочего процесса.

В начале построения (см. рис. 1.1, рис. 1.2) на оси абсцисс откладывается отрезок AB , соответствующий рабочему объему 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 объему камеры сгорания:

$$OA = AB / (\varepsilon - 1). \quad (1.60)$$

Для дизелей необходимо найти положение точки z , определяемое отрезком $z'z$ (рис. 1.2):

$$z'z = OA \cdot (\rho - 1). \quad (1.61)$$

При построении диаграммы масштабы давлений ($M_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07; 0,10$ МПа в мм) рекомендуется выбирать таким образом, чтобы получить высоту диаграммы равной 1,2 – 1,7 ее основания.

Далее по данным теплового расчета на диаграмме откладываются в выбранном масштабе величины давлений в характерных точках: a, c, z', z, b, r .

Построение политроп сжатия и расширения осуществляется аналитическим или графическим методом.

При графическом методе (рис. 1.1) из начала координат проводится луч OC под произвольным углом α к оси абсцисс (рекомендуется принять $\alpha = 15 \div 20^\circ$), а так же лучи OD и OE под определенными углами β_1 и β_2 к оси ординат, равными:

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \arctg((1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_1} - 1); \\ \beta_2 &= \arctg((1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_2} - 1). \end{aligned} \quad (1.62)$$

Политропа расширения строится с помощью лучей OC и OE . Из точки z (для дизелей положение данной точки определяется по формуле (1.61)) проводится горизонталь до пересечения с осью ординат; из точки пересечения – линия под углом 45° к вертикали до пересечения с лучом OE , а из этой точки – вторая горизонтальная линия, параллельная оси абсцисс. Затем из точки z необходимо провести 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 представляет собой промежуточную точку 1 политропы расширения.

Точка 2 политропы и последующие находятся аналогичным путем при выборе в качестве начала построения предыдущей найденной точки (на рис. 1.1 изображены линии построения только трех точек для каждой из политроп, при этом линии со стрелками иллюстрируют поиск точки 3 политропы расширения при известном положении ее точки 2).

Полученные точки соединяются плавной кривой, образующей искомую политропу.

Политропа сжатия строится с помощью лучей OC и OD , начиная от точки c , аналогично построению политропы расширения.

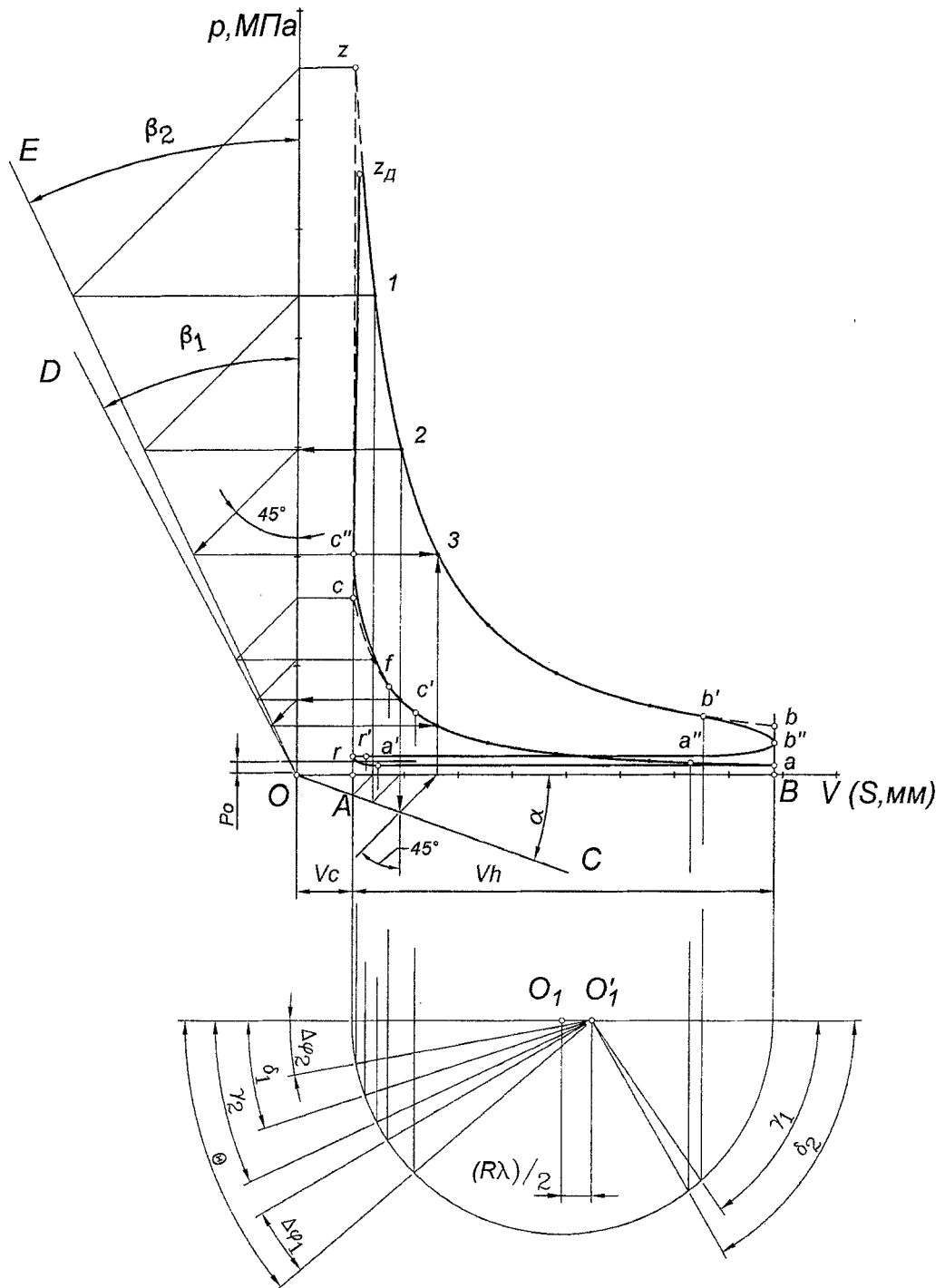


Рисунок 1.1 Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя

При аналитическом методе построения политроп (рис. 1.2) необходимо определить координаты $(V_x; p_x)$ ряда точек, соответствующих промежуточным положениям поршня x между н.м.т. (в.м.т.) и в.м.т. (н.м.т.) во время тактов сжатия и расширения.

Из уравнения политропы сжатия:

$$p_x = p_a \cdot (V_a / V_x)^{\gamma_1} \quad \text{или} \quad p_x = p_a \cdot (OB / OX)^{\gamma_1}, \quad (1.63)$$

где p_x и V_x – давление и объем в искомой точке процесса сжатия.

Отношение V_a / V_x (или OB / OX) изменяется в интервале $1 - \varepsilon$.

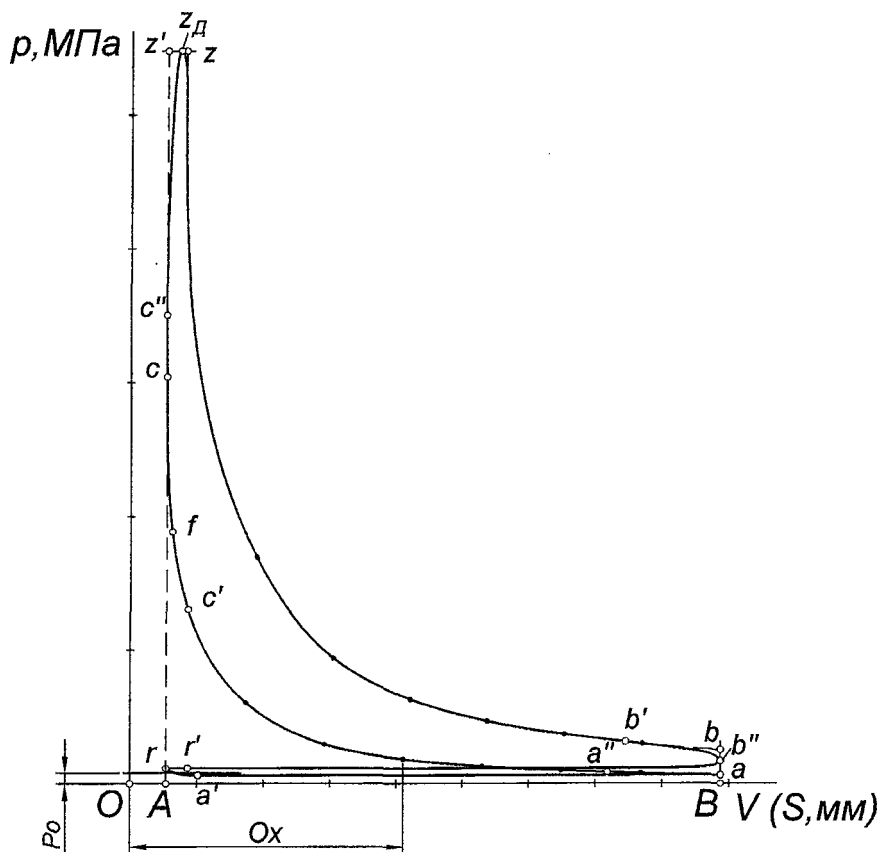


Рисунок 1.2 Индикаторная диаграмма дизельного двигателя

Аналогично для политропы расширения

$$p_x = p_b \cdot (V_b / V_x)^{n_2} \quad \text{или} \quad p_x = p_b \cdot (OB / OX)^{n_2}. \quad (1.64)$$

Для бензиновых двигателей отношение V_b / V_x изменяется в интервале $(1 - \varepsilon)$, а для дизелей – $(1 - \delta)$.

Таким образом, при аналитическом построении политроп сжатия и расширения предварительно определяются координаты Ox промежуточных положений поршня по оси абсцисс, соответствующих объемам V_x , как координаты точек, получаемых при делении отрезка AB диаграммы на 8 – 10 частей. Затем, используя формулы (1.63) и (1.64), определяются координаты этих точек по оси ординат. Все вычисления удобно производить табличным способом (см. табл. 1.6).

Таблица 1.6 Определение точек политроп сжатия и расширения аналитическим методом

№ точек	Ox , мм	$\frac{OB}{OX}$	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_1}$	p_x , МПа	p_x / M_p , мм	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_2}$	p_x , МПа	p_x / M_p , мм
1	OA	ε	ε^{n_1}	p_c	p_c / M_p	ε^{n_2}	p_z	p_z / M_p
2								
...
10	OB	1	1	p_a	p_a / M_p	1	p_b	p_b / M_p

На заключительном этапе построения действительной индикаторной диаграммы необходимо нанести линии впуска и выпуска, а также произвести ее скругление с учетом фаз газораспределения, опережения зажигания (впрыска), скорости нарастания давления в процессе сгорания. Для этого на диаграмме отмечаются положения следующих характерных точек:

r' – точки, соответствующей моменту начала открытия впускного клапана, (определяется углом δ_1 поворота коленчатого вала (п.к.в.) от начала открытия впускного клапана до в.м.т.);

a'' – точки, соответствующей моменту полного закрытия впускного клапана (определяется углом δ_2 п.к.в. от н.м.т. до момента полного закрытия впускного клапана);

c' – точки, соответствующей моменту начала зажигания (впрыска), (определяется углом θ опережения зажигания (впрыска));

f – точки «отрыва» линии сгорания от линии сжатия (определяется продолжительностью $\Delta\varphi_1$ периода задержки воспламенения (или формирования фронта пламени) по углу п.к.в. от точки c');

c'' – точки, соответствующей действительной величине давления p_c'' в конце процесса сжатия с учетом начала процесса сгорания до в.м.т.;

z_d – точки, соответствующей действительной величине максимального давления p_{zd} в цилиндре двигателя, положение точки z_d по горизонтали определяется углом п.к.в. $\Delta\varphi_2$ от в.м.т., который зависит от допустимой скорости нарастания давления на каждый градус п.к.в.;

b' – точки, соответствующей моменту начала открытия выпускного клапана, (определяется углом γ_1 п.к.в. от начала открытия выпускного клапана до н.м.т.);

a' – точки, соответствующей моменту полного закрытия выпускного клапана (определяется углом γ_2 п.к.в. от в.м.т. до момента полного закрытия выпускного клапана);

Давление в конце сжатия p_c'' приблизительно определяется по формуле:

$$p_c'' = (1,15 \div 1,25) \cdot p_c. \quad (1.65)$$

Максимального давление p_{zd} в цилиндре двигателя определяется по формулам (1.29), (1.32)).

При построении диаграммы углы фаз газораспределения, угол опережения зажигания (впрыска) принимаются равными значениям соответствующих параметров двигателя, выбранного в качестве прототипа.

Ориентировочные значения углов п.к.в., определяющих положение характерных точек индикаторной диаграммы современных четырехтактных автомобильных двигателей приведены в табл. 1.7.

Для нанесения точек на диаграмму необходимо установить взаимосвязь между углом поворота коленчатого вала и перемещением поршня. Применяя для этих целей метод Брикса, под индикаторной диаграммой строят вспомогательную полуокружность радиусом R , равным половине хода поршня (см. рис.1.1). Далее от центра полуокружности (точка O_1) в сторону н.м.т. откладывается поправка Брикса:

$$O_1O'_1 = R \cdot \lambda / 2. \quad (1.66)$$

где $\lambda = R / L_{ш}$; R – радиус кривошипа; $L_{ш}$ – длина шатуна.

Таблица 1.7 Ориентировочные значения углов поворота коленчатого вала, определяющих положение характерных точек действительной индикаторной диаграммы

Угол п.к.в. (точка диаграммы)	Тип двигателя	
	Бензиновый	Дизельный
$\delta_1(r')$	10 ÷ 35°	
$\delta_2(a'')$	40 ÷ 85°	
$\theta(c')$	30 ÷ 40°	15 ÷ 25°
$\Delta\varphi_1(f)$	5 ÷ 18°	8 ÷ 12°
$\Delta\varphi_2(z_d)$	8 ÷ 12°	6 ÷ 10°
$\gamma_1(b')$	40 ÷ 80°	
$\gamma_2(a')$	10 ÷ 30°	

Для автомобильных и тракторных двигателей:

$$\lambda = (0,23 \div 0,3).$$

Использование вспомогательной полуокружности и центра Брикса (точки O'_1) позволяет наносить на диаграмму точки, положения которых определены углами п.к.н. Например, для построения точки r' , необходимо из точки O'_1 под углом δ_1 к левой половине основания полуокружности (т.к. угол задан относительно в.м.т.) отложить луч. Из точки пересечения отложенного луча и полуокружности проводится вертикаль, которая, пересекая диаграмму на участке, соответствующем требуемому такту двигателя, определяет положение искомой точки r' .

Нанесенные на диаграмму характерные точки соединяются плавными кривыми (точка r с точкой a' ; c' с f и c'' и далее с z_d и политропой расширения; b' с b'' (точка b'' располагается примерно посередине между b и a) и далее с r' и r) для получения действительной индикаторной диаграммы $ra'ac'fc''z_db'b''r$ (см. рис. 1.1, рис. 1.2).

2. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

2.1 Общие сведения

Внешней скоростной характеристикой двигателя называется зависимость ряда его параметров (эффективной мощности N_e , эффективного крутящего момента M_e , часового расхода топлива G_T , удельного эффективного расхода топлива g_e и др.) от частоты вращения коленчатого вала при полностью открытой дроссельной заслонке (бензиновый двигатель) или при положении рейки топливного насоса, соответствующем максимальной подаче топлива (дизель).

Внешняя скоростная характеристика позволяет оценить мощностные, экономические, динамические и эксплуатационные показатели двигателя во время его работы с полной нагрузкой. В курсовой работе с помощью предварительно построенной характеристики определяются максимальные мощностные и минимальные удельные экономические показатели, а также коэффициент приспособляемости.

2.2 Построение внешней скоростной характеристики

Для вновь проектируемого двигателя скоростная характеристика может быть построена расчетным путем по эмпирическим зависимостям с использованием результатов теплового расчета, проведенного для режима номинальной мощности (характеристики реальных двигателей получают при проведении стендовых испытаний).

Построение кривых скоростной характеристики ведется в интервале частот вращения коленчатого вала:

– для бензиновых двигателей

от $n_{min} = 600 \div 1000$ мин⁻¹ до $n_{max} = (1,05 \div 1,20) \cdot n_N$;

– для дизелей

от $n_{min} = 300 \div 800$ мин⁻¹ до n_N , где n_N – частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности.

Расчетные точки кривых эффективной мощности и эффективного удельного расхода топлива определяются по следующим зависимостям через каждые 500–1000 мин⁻¹:

$$N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n_N} \cdot \left[c_1 + c_2 \cdot \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (2.1)$$

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[c_3 - c_4 \cdot \frac{n_x}{n_N} + c_5 \cdot \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right], \quad (2.2)$$

где N_e, g_{eN}, n_N – соответственно номинальная эффективная мощность (кВт), удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности (г/кВт·ч), частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности (мин⁻¹);

N_{ex}, g_{ex}, n_x – соответственно эффективная мощность (кВт), удельный эффективный расход топлива (г/кВт·ч), частота вращения коленчатого вала (мин⁻¹) в искомой точке скоростной характеристики;

$c_1 \dots c_5$ – коэффициенты, значения которых устанавливаются экспериментально (см. табл. 2.1).

Таблица 2.1 Значения эмпирических коэффициентов для расчета скоростной характеристики двигателя

Тип двигателя	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5
Бензиновый	1,0	1,0	1,20	1,00	0,8
Дизель с камерой сгорания:					
неразделенной	0,5	1,5	1,55	1,55	1,0
вихревой	0,7	1,3	1,35	1,35	1,0
с предкамерой	0,6	1,4	1,20	1,20	1,0

Точки кривых эффективного крутящего момента M_{ex} (Н м) и часового расхода топлива G_{Tx} (кг/ч) определяются по формулам:

$$M_{ex} = 3 \cdot 10^4 \cdot N_{ex} / (\pi \cdot n_x); \quad (2.3)$$

$$G_{Tx} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3}, \quad (2.4)$$

где N_{ex} , кВт; n_x , мин⁻¹; g_{ex} , г/(кВт·ч).

По рассчитанным значениям параметров N_e , g_e , M_e , G_T для ряда значений n производится построение внешней скоростной характеристики (примерный вид характеристики карбюраторного двигателя изображен на рис. 2.1).

С помощью построенной характеристики определяются максимальный эффективный крутящий момент $M_{e\max}$ и минимальный эффективный удельный расход топлива $g_{e\min}$, а также коэффициент приспособляемости K :

$$K = M_{e\max} / M_{eN}, \quad (2.5)$$

где M_{eN} – эффективный крутящий момент при номинальной мощности.

Величина K должна находиться в пределах:
для бензиновых двигателей

$$K = 1,2 \div 1,35;$$

для дизелей

$$K = 1,05 \div 1,20.$$

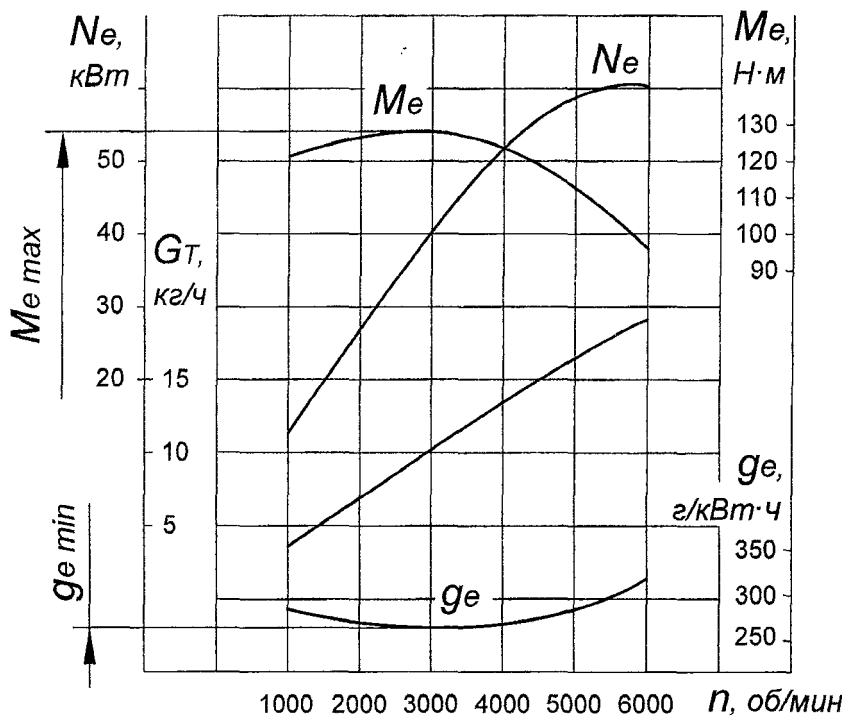


Рисунок 2.1 Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя

3. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ

3.1 Общие сведения

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма (КШМ) заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции, знание которых требуется для выполнения расчетов деталей двигателя на прочность и износ, расчета подшипников коленчатого вала, анализа уравновешенности двигателя.

Динамический расчет проводится для определенного режима работы двигателя (в курсовой работе для *номинального режима*).

В течение каждого рабочего цикла силы, действующие в КШМ, непрерывно изменяются по величине и направлению. Поэтому расчет необходимо производить для ряда положений коленчатого вала. При четырехтактном рабочем цикле двигателя силы определяются через каждые 30° угла поворота коленчатого вала в диапазоне от 0° до 720° , а в местах резкого изменения величин нагрузок (от 360° до 400°) – через 10° (в курсовой работе достаточно произвести расчет сил через каждые 30° , а также для положения кривошипа, соответствующего максимальному давлению в цилиндре p_{zd}). В качестве нулевого выбирается такое положение кривошипа, при котором поршень находится в в.м.т. во время такта впуска.

3.2 Расчет сил давления газов

Силы давления газов, действующие на площадь поршня, для упрощения заменяются одной силой P_r , направленной вдоль оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца (см. рис. 3.1).

Сила P_r определяется для ряда углов φ поворота коленчатого вала по действительной развернутой (в координатах $p - \varphi$) индикаторной диаграмме.

Построение развернутой диаграммы производится в следующей последовательности (см. рис. 3.2 и Приложение Б). На листе в координатах $p - V$ (или $p - S$) изображается полученная в тепловом расчете индикаторная диаграмма; затем правее нее наносится координатная сетка $p - \varphi$, при этом ось абсцисс φ по горизонтали должна располагаться на уровне линии p_0 свернутой диаграммы (на развернутой диаграмме показывается не абсолютное давление p_r , а избыточное давление Δp_r над поршнем). Диапазон и шаг изменения угла φ указаны в п.п. 3.1.

Дальнейшее перестроение индикаторной диаграммы осуществляется по методу Брикса: под свернутой диаграммой строится вспомогательная полуокружность и определяется центр Брикса (см. п.п. 1.12, а также рис. 3.2). Из центра O_1 от левой половины основания полуокружности (что соответствует выбранному нулевому положению кривошипа) под требуемыми углами φ откладываются вспомогательные лучи, а из центра Брикса O'_1 проводятся линии, параллельные этим лучам до пересечения с полуокружностью. Из найденных таким образом точек проводятся вертикали, которые, пересекая диаграмму на участке, соответствующем требуемому такту двигателя, определяют положения поршня, соответствующие заданным углам φ . Величины давлений в этих точках переносятся на вертикали соответствующих углов φ развернутой диаграммы.

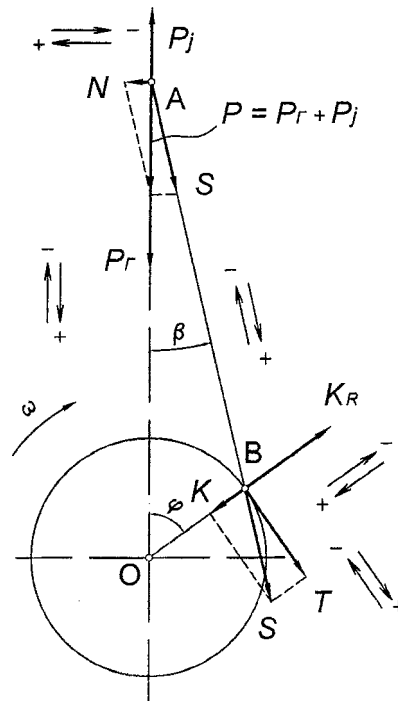


Рисунок 3.1 Схема действия газовых и инерционных сил в кривошипно-шатунном механизме

Сила давления газов, Н:

$$P_r = (p_r - p_0) \cdot F_{\pi} \cdot 10^6 = \Delta p_r \cdot F_{\pi} \cdot 10^6, \quad (3.1)$$

где F_{π} – площадь поршня (м²);

p_0 – атмосферное давление, МПа;

$p_r, \Delta p_r$ – абсолютное и избыточное давление газов над поршнем в любой момент времени, МПа.

Величины Δp_r снимаются с развернутой индикаторной диаграммы для требуемых φ и заносятся в сводную табл. 3.2 динамического расчета. Соответствующие им силы P_r рассчитываются по формуле (3.1) и также заносятся в табл. 3.2. Силы давления газов, направленные к оси коленчатого вала, считаются положительными, а от него – отрицательными (на рис. 3.1 положительные и отрицательные направления указаны парными стрелками).

Для определения сил P_r непосредственно по развернутой индикаторной диаграмме, а также в случае, если на ее координатной сетке будут строиться графики других сил, необходимо пересчитать масштаб диаграммы. Если кривая Δp_r построена в масштабе M_p (МПа в мм), то масштаб этой же кривой для P_r будет

$$M_P = M_p \cdot F_{\pi} \cdot 10^6 \text{ (Н в мм)}.$$

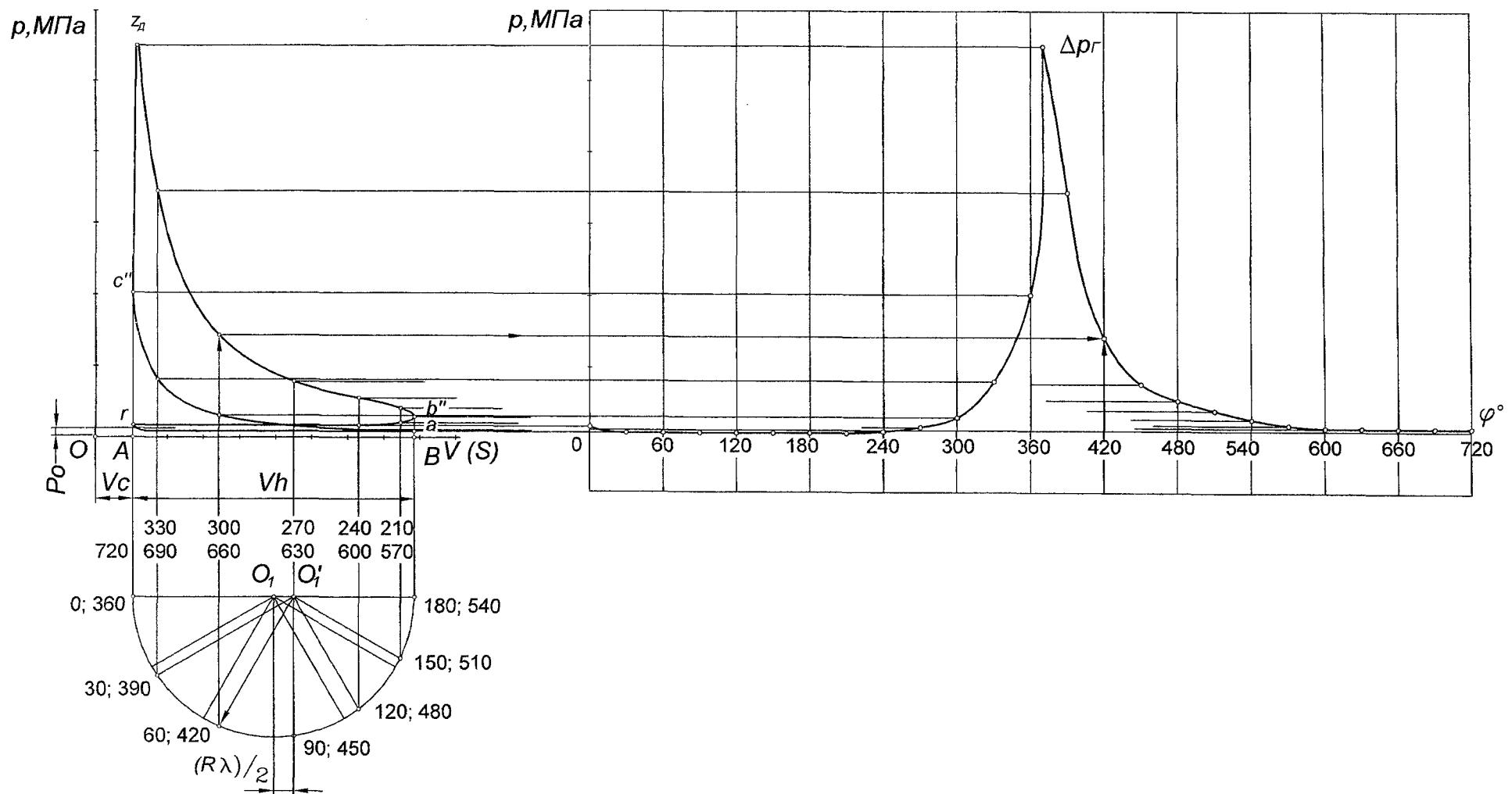


Рисунок 3.2 Перестроение (развертка) индикаторной диаграммы в координатах давление – угол поворота коленчатого вала

3.3 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

Для упрощения динамического расчета действительный КШМ заменяется эквивалентной системой сосредоточенных масс (см. рис. 3.3), которая состоит из массы m_j (кг), сосредоточенной в точке A и совершающей возвратно-поступательное движение, и массы m_R (кг), сосредоточенной в точке B и совершающей вращательное движение:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{шп}}; \quad m_R = m_K + m_{\text{шк}}, \quad (3.2)$$

где m_{Π} – масса поршневой группы;

$m_{\text{шп}}$ – часть массы шатунной группы, сосредоточенной в точке A (на оси поршневого пальца);

$m_{\text{шк}}$ – часть массы шатунной группы, сосредоточенной в точке B (на оси кривошипа);

$m_{\text{ш}} = m_{\text{шп}} + m_{\text{шк}}$ – полная масса шатунной группы;

m_K – часть массы кривошипа, сосредоточенной в точке B .

$$m_K = m_{\text{шш}} + 2 \cdot m_{\text{щ}} \cdot \rho / R, \quad (3.3)$$

где $m_{\text{шш}}$ – масса шатунной шейки с прилегающими частями щек;

$m_{\text{щ}}$ – масса средней части щеки, заключенной в контуре $abcd$, центр тяжести которой расположен на расстоянии ρ от оси вращения вала.

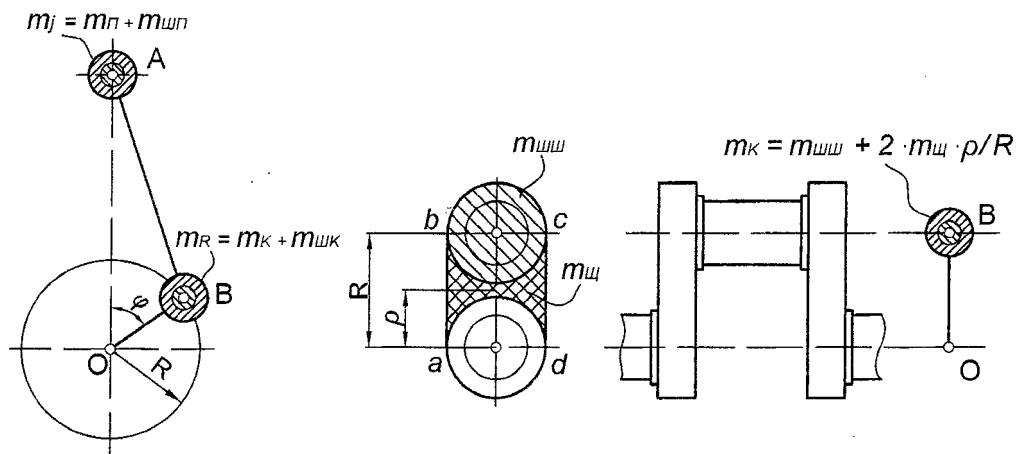


Рисунок 3.3 Схемы системы сосредоточенных масс, динамически эквивалентной кривошипно-шатунному механизму

Для большинства существующих автомобильных и тракторных двигателей:

$$m_{\text{шп}} = (0,2 \div 0,3) \cdot m_{\text{ш}}, \quad \text{тогда} \quad m_{\text{шк}} = m_{\text{ш}} - m_{\text{шп}}.$$

При выполнении расчета значения m_{Π} и $m_{\text{ш}}$ принимаются по данным прототипа.

Для приближенного определения значений m_{Π} , $m_{\text{ш}}$ и m_K можно использовать конструктивные массы m' (кг/м²), т.е. массы, отнесенные к площади поршня (табл. 3.1).

При выборе значений из табл. 3.1 следует учитывать, что большие значения m' соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндров; уменьшение S/D снижает $m'_{\text{ш}}$ и m'_K ; V-образным двигателям с двумя шатунами на шейке соответствуют большие значения m'_K .

Исходя из определения конструктивных масс, значения m' , выбранные по таблице необходимо умножить на площадь F_{Π} (м²) для получения искомых величин m (кг).

Таблица 3.1 Конструктивные массы элементов КШМ

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Конструктивные массы, кг/м ²	
	Бензиновые двигатели ($D = 60 \div 100$ мм)	Дизели ($D = 80 \div 120$ мм)
Поршневая группа $m'_П$:		
поршень из алюминиевого сплава	80 ÷ 150	150 ÷ 300
чугунный поршень	150 ÷ 250	250 ÷ 400
Шатун $m'_Ш$	100 ÷ 200	250 ÷ 400
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов $m'_К$:		
стальной кованый вал со сплошными шейками	150 ÷ 200	200 ÷ 400
чугунный литой вал с полыми шейками	100 ÷ 200	150 ÷ 300

3.4 Расчет сил инерции

Силы инерции, действующие в КШМ, в соответствии с характером движения приведенных масс подразделяются на силы инерции поступательно движущихся масс P_j и центробежные силы инерции вращающихся масс K_R (см. рис. 3.1), Н:

$$P_j = -m_j \cdot j; \quad (3.4)$$

$$j = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (3.5)$$

где j – ускорение поршня, м/с²;

$\omega = \pi \cdot n / 30$ – угловая скорость вращения коленчатого вала для расчетного режима, рад/с;

m_j в кг, n в мин⁻¹;

R (м) и λ – см. п.п. 1.12.

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2. \quad (3.6)$$

Для рядного двигателя центробежная сила инерции K_R является результирующей двух сил:

силы инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{RШ} = -m_{ШК} \cdot R \cdot \omega^2, \quad (3.7)$$

и силы инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{RK} = -m_K \cdot R \cdot \omega^2. \quad (3.8)$$

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j действуют по оси цилиндра и как силы давления газов, являются положительными, если направлены к оси коленчатого вала, и отрицательными, если направлены от него.

Центробежная сила инерции K_R действует по радиусу кривошипа и направлена от оси коленчатого вала. Силы P_j , рассчитанные для требуемых положений кривошипа (углов φ), заносятся в табл. 3.2.

3.5 Расчет суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Суммарные силы, действующие в КШМ, определяют алгебраическим сложением сил давления газов и сил возвратно-поступательно движущихся масс, Н:

$$P = P_r + P_j. \quad (3.9)$$

Суммарная сила P , как и силы P_r и P_j , направлена по оси цилиндра и приложена к оси поршневого пальца (см. рис. 3.1). Воздействие от силы P передается на стенки цилиндра перпендикулярно его оси и на шатун по направлению его оси.

Сила N (Н), действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (3.10)$$

где $\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \varphi)$ – угол отклонения шатуна от оси цилиндра.

Нормальная сила N считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала двигателя.

Сила S (Н), действующая вдоль шатуна, воздействует на него и далее передается кривошипу. Она считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает:

$$S = P / \cos \beta. \quad (3.11)$$

От действия силы S на шатунную шейку возникают две составляющие силы (см. рис. 3.1):

сила, направленная по радиусу кривошипа (Н):

$$K = P \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta; \quad (3.12)$$

и тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа (Н):

$$T = P \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (3.13)$$

Сила K считается положительной, если она сжимает щеки колена.

Сила T принимается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

Рассчитанные для требуемых углов φ значения P, N, S, K, T заносятся в табл. 3.2.

3.6 Расчет сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала

Аналитически результирующая сила, действующая на шатунную шейку рядного двигателя (или V-образного – в случае, если учитывается действие сил со стороны только одного из двух расположенных рядом на шейке шатунов) (рис. 3.4), Н:

$$R_{\text{шш}} = \sqrt{T^2 + P_K^2}, \quad (3.14)$$

где $P_K = K + K_{R\text{ш}}$ – сила, действующая на шатунную шейку по кривошипу.

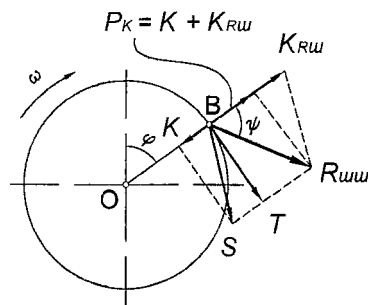


Рисунок 3.4 Схема сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала

Направление результирующей силы $R_{\text{шш}}$ для различных положений коленчатого вала определяется углом ψ ($\operatorname{tg} \psi = T / P_K$), заключенным между вектором $R_{\text{шш}}$ и осью кривошипа.

Значения $R_{\text{шш}}$, вычисленные для требуемых φ , заносятся в табл. 3.2.

Таблица 3.2 Результаты вычисления сил, действующих в КШМ

φ , град	Δp_r , МПа	P_r , Н	P_j , Н	P , Н	N , Н	S , Н	K , Н	T , Н	$R_{шш}$, Н
0									
...
720									

3.7 Построение графиков сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Графики изменения сил, действующих в КШМ, в зависимости от угла поворота кривошипа φ строятся в прямоугольной системе координат по данным табл. 3.2 (см. рис. 3.5 и Приложение Б).

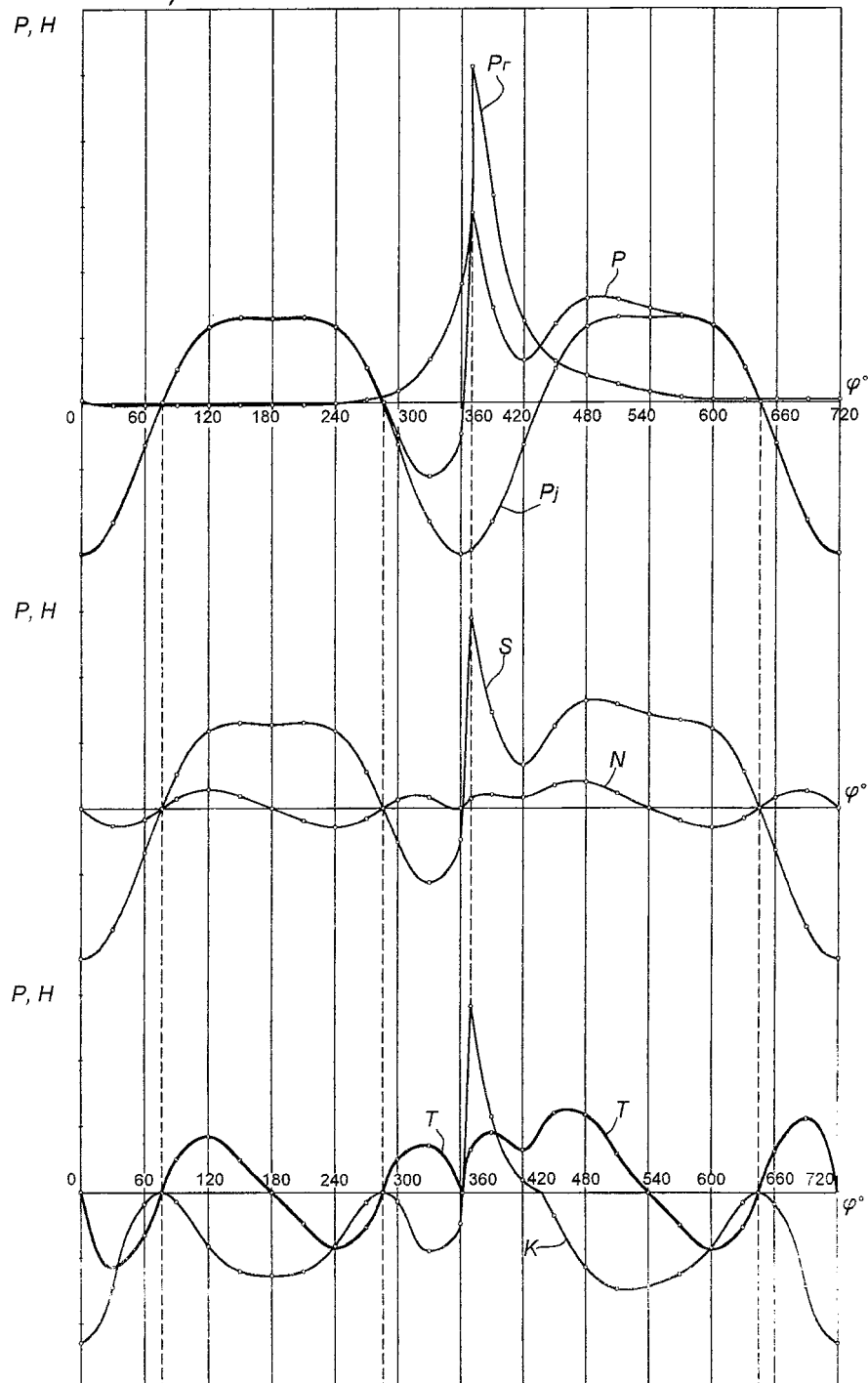


Рисунок 3.5 Графики изменения сил, действующих в КШМ

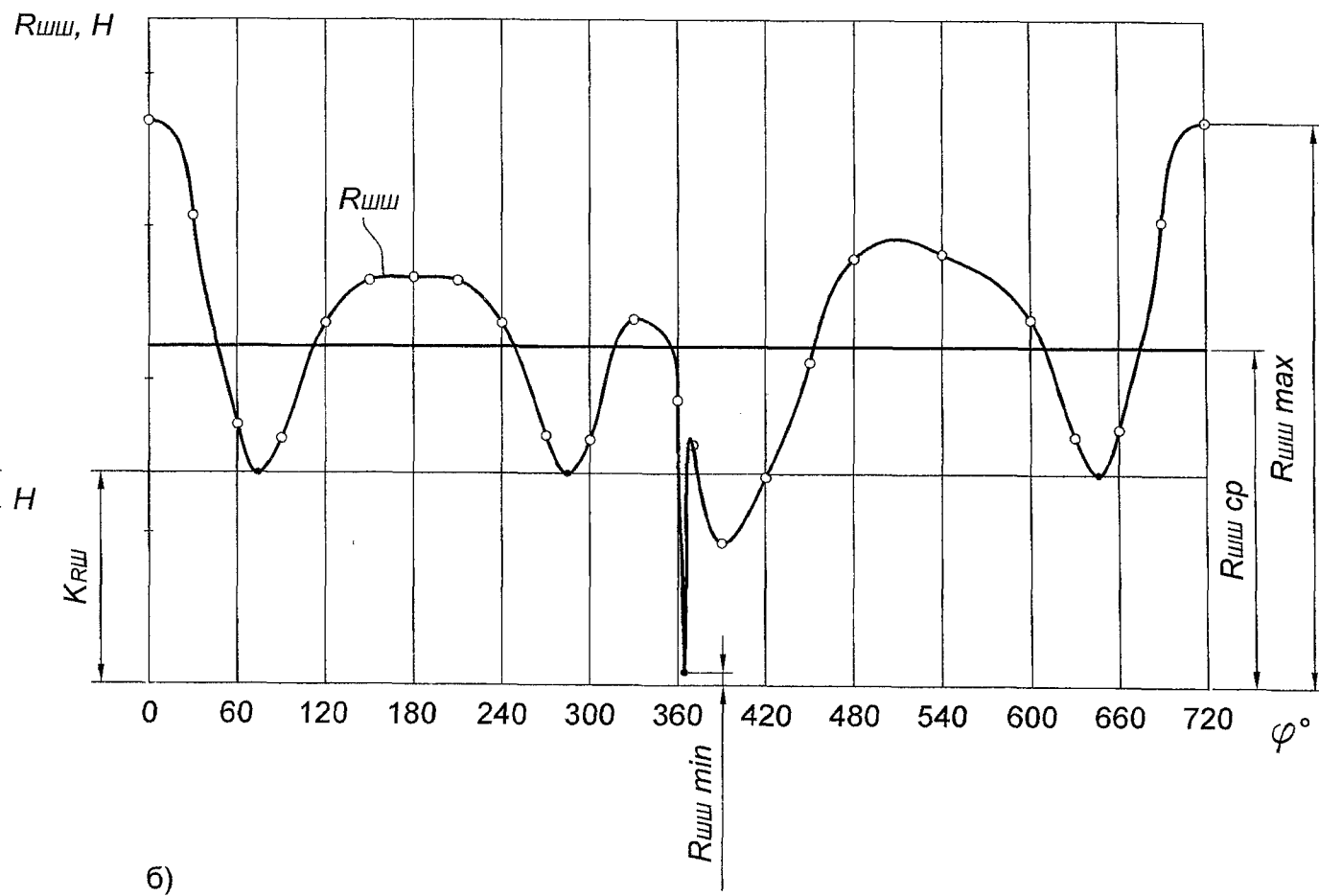
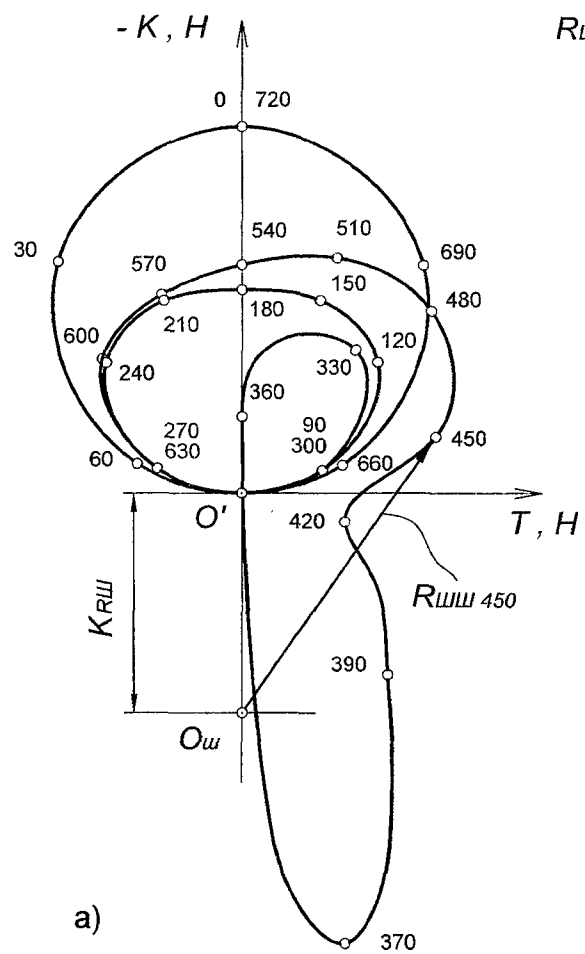


Рисунок 3.6 Диаграмма нагрузки на шатунную шейку:
 а – полярная; б – в прямоугольных координатах

Все графики целесообразно строить в одном масштабе, а координатные сетки располагать одну под другой. При этом на одной координатной сетке можно группировать несколько графиков: кривые $P_j(\varphi)$ и $P(\varphi)$ – на координатной сетке развернутой индикаторной диаграммы вместе с кривой $P_r(\varphi)$, а кривые сил $N(\varphi)$, $S(\varphi)$ и $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ – попарно.

Построение графика $R_{\text{шш}}(\varphi)$ ведется как в прямоугольной системе координат, так и в виде полярной диаграммы с базовым направлением (полярной осью) по кривошипу.

При рассмотрении силы $R_{\text{шш}}$ как геометрической суммы сил T и P_k построение полярной диаграммы производится следующим образом (см. рис. 3.6 и **Приложение Б**). Из точки O' по оси абсцисс вправо откладываются положительные силы $T(\varphi)$, а по оси ординат вверх – отрицательные силы $K(\varphi)$. Плавная кривая, соединяющая точки с координатами $(T(\varphi); K(\varphi))$ в порядке нарастания φ (соответствующие значения φ указываются рядом с точкой), является искомой диаграммой. Для учета влияния центробежной силы $K_{R\text{ш}}$ начало координат диаграммы переносится вертикально вниз на величину этой силы в точку $O_{\text{ш}}$. Векторы, соединяющие точку $O_{\text{ш}}$ с точками на контуре диаграммы, являются по величине и направлению силами $R_{\text{шш}}$ при соответствующих углах поворота кривошипа.

При построении графика $R_{\text{шш}}(\varphi)$ в прямоугольных координатах по расчетным данным табл. 3.2 минимальное $R_{\text{шш min}}$ и максимальное $R_{\text{шш max}}$ значения силы (а так же необходимые значения в точках перегиба кривой) определяются по полярной диаграмме.

Среднее значение $R_{\text{шш ср}}$ рассчитывается как среднеинтегральная величина с помощью зависимости $R_{\text{шш}}(\varphi)$, построенной в прямоугольной системе координат. Для этого площадь (мм^2), ограниченную графиком и осями координат, требуется разделить на длину (мм) графика.

3.8 Построение диаграммы износа шатунной шейки

На основании полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку коленчатого вала производится построение *диаграммы износа*, которая дает наглядное представление о характере износа шейки по окружности и позволяет определить местоположение масляного отверстия.

Для построения диаграммы износа проводится окружность, изображающая в произвольном масштабе шатунную шейку (см. рис. 3.7 и **Приложение Б**); лучами $O_{\text{ш}}1, O_{\text{ш}}2$ и т.д. окружность делится на равное количество участков (число участков – не менее 12).

Дальнейшее построение осуществляется в предположении, что действие каждого вектора силы $R_{\text{шш}i}$ распространяется на 60° по окружности шейки в обе стороны от точки приложения силы.

Таким образом, для определения величины усилия (износа), действующего по каждому лучу (например по лучу $O_{\text{ш}}10$ рис. 3.7), необходимо:

- 1) перенести луч с диаграммы износа параллельно самому себе на полярную диаграмму;

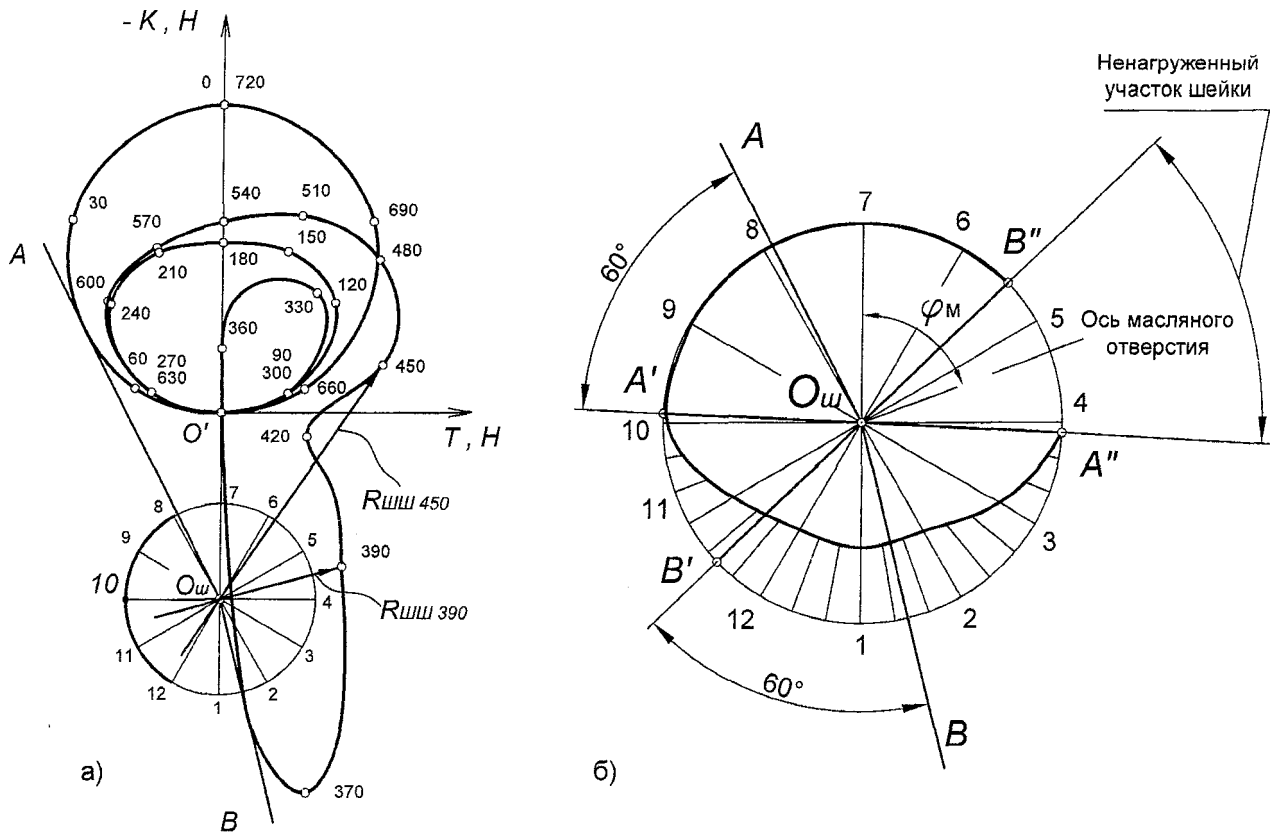


Рисунок 3.7 Построение диаграммы износа шатунной шейки
 а – полярная диаграмма; б – диаграмма износа

- 2) определить по полярной диаграмме сектор на шатунной шейке (по 60° в каждую сторону от луча $O_{ш}10$), в котором действующие силы $R_{шш i}$ создают нагрузку (износ) по направлению луча $O_{ш}10$;
- 3) определить величину каждой силы $R_{шш i}$, действующей в секторе луча $O_{ш}10$ (в секторе луча $O_{ш}10$ действуют всего две силы: $R_{шш 390}$ и $R_{шш 450}$) и подсчитать результирующую величину $R_{шш \Sigma}$ ($R_{шш \Sigma} = R_{шш 390} + R_{шш 450}$) для $O_{ш}10$;
- 4) отложить результирующую величину $R_{шш \Sigma}$ в выбранном масштабе на диаграмме износа по лучу $O_{ш}10$ от окружности к центру;
- 5) таким же образом определить результирующие величины сил, действующих в секторах каждого луча (например, в секторе луча $O_{ш}12$ действуют все силы $R_{шш i}$, а в секторах лучей $O_{ш}4$ и $O_{ш}5$ нет ни одной действующей силы);
- 6) отложить на каждом луче отрезки, соответствующие в выбранном масштабе результирующим величинам сил $R_{шш \Sigma}$, а концы отрезков соединить плавной кривой, характеризующей износ шейки;
- 7) перенести на диаграмму износа ограничительные касательные к полярной диаграмме $O_{ш}A$ и $O_{ш}B$ и, проведя от них лучи $O_{ш}A'$ и $O_{ш}B'$ под углами 60° , определить граничные точки (A'' и B'') кривой износа шатунной шейки, посе-

редине между которыми располагается ось масляного отверстия (по диаграмме определяется угол φ_M , определяющий положение оси).

Для упрощения расчета результирующих величин $R_{\omega\omega\Sigma}$ составляется таблица (см. табл. 3.3), в которую заносятся значения сил $R_{\omega\omega i}$, действующих по каждому лучу, и их сумма.

Таблица 3.3 Определение суммарных сил, обуславливающих характер износа шатунной шейки

$R_{\omega\omega i}$	Значения $R_{\omega\omega i}$ (Н) для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$R_{\omega\omega 0}$												
$R_{\omega\omega 30}$												
...
$R_{\omega\omega 690}$												
$\Sigma R_{\omega\omega i}$												

3.9 Построение графика суммарного крутящего момента двигателя

Крутящий момент $M_{крц}$ (Н м), развиваемый одним цилиндром двигателя в любой момент времени, прямо пропорционален тангенциальной силе T :

$$M_{крц} = T \cdot R, \quad (3.15)$$

где T , Н; R , м.

Поэтому кривая изменения силы $T(\varphi)$ является также и кривой изменения $M_{крц}(\varphi)$, но в масштабе $M_M = M_P \cdot R$ (Н м в мм) (M_P – масштаб построения графиков сил, (Н в мм)).

Для построения кривой суммарного крутящего момента $M_{кр}(\varphi)$ многоцилиндрового двигателя необходимо графически суммировать кривые моментов каждого цилиндра, сдвигая одну кривую относительно другой на угол поворота кривошипа между вспышками.

При равных интервалах между вспышками в цилиндрах двигателя построение кривой $M_{кр}(\varphi)$ производится в следующей последовательности (см. рис. 3.8 и **Приложение Б**): график $M_{крц}(\varphi)$ (или $T(\varphi)$ при соответствующем выборе масштаба) разбивается на число участков равное числу цилиндров двигателя; все участки совмещаются на новой координатной сетке длиной θ и суммируются. Для четырехтактного двигателя:

$$\theta = 720^\circ / i. \quad (3.16)$$

Результирующая кривая показывает изменение суммарного индикаторного крутящего момента двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

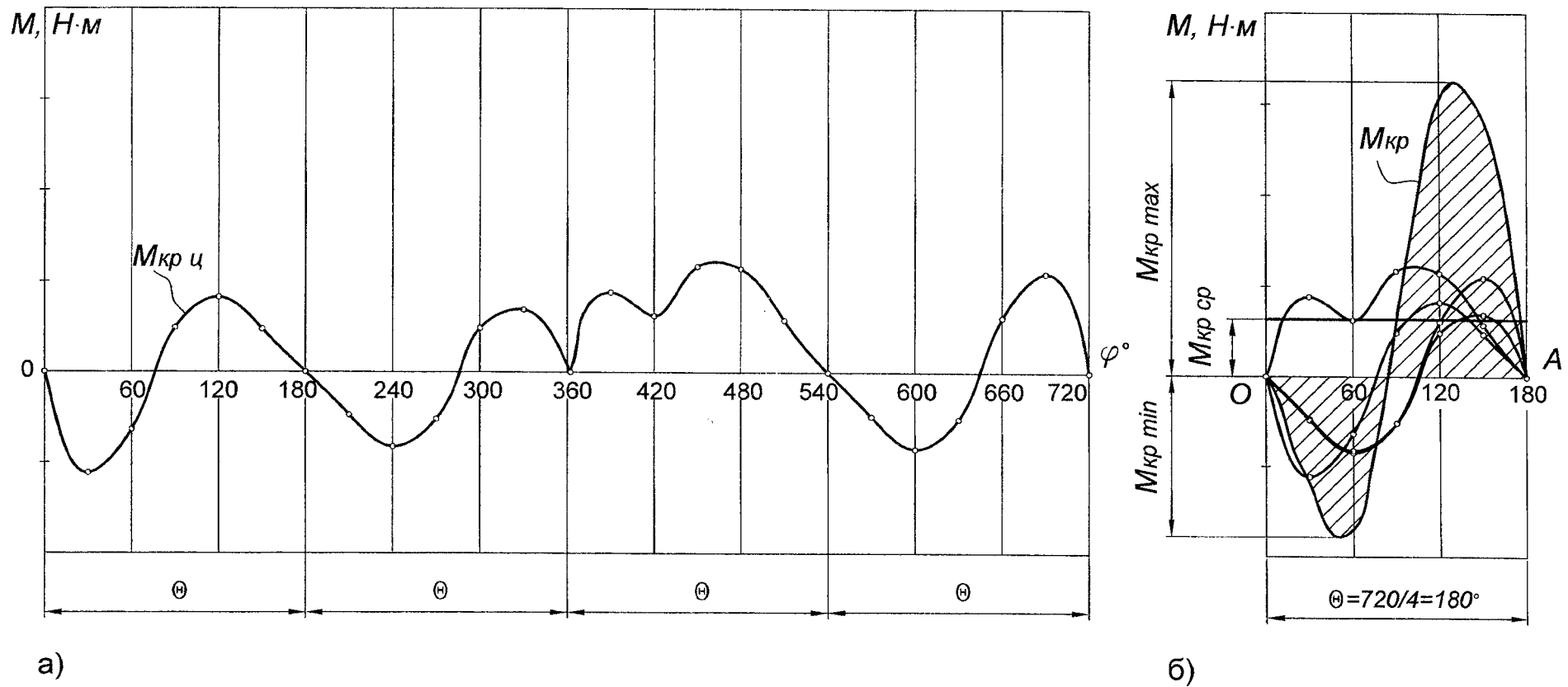


Рисунок 3.8 Построение графика суммарного крутящего момента двигателя:
а – график крутящего момента, развиваемого одним цилиндром; **б** – график суммарного крутящего момента

По графику $M_{кр}(\varphi)$ определяется среднее значение суммарного крутящего момента $M_{кр ср}$ (Н м) (см. рис. 3.8):

$$M_{кр ср} = (F_1 - F_2) \cdot M_M / OA, \quad (3.17)$$

где F_1, F_2 – соответственно положительная и отрицательная площади, заключенные между кривой $M_{кр}(\varphi)$ и линией OA (при $i \geq 6$ отрицательная площадь, т.е. площадь ниже линии OA , как правило отсутствует), мм²;

M_M – масштаб моментов, Н м в мм;

OA – длина интервала между вспышками на диаграмме, мм.

По величине $M_{кр ср}$ можно определить действительный эффективный крутящий момент M_e , снимаемый с вала двигателя, и сравнить его значение с величиной, найденной в тепловом расчете двигателя (см. п.п. 1.11).

$$M_e = M_{кр ср} \cdot \eta_M. \quad (3.18)$$

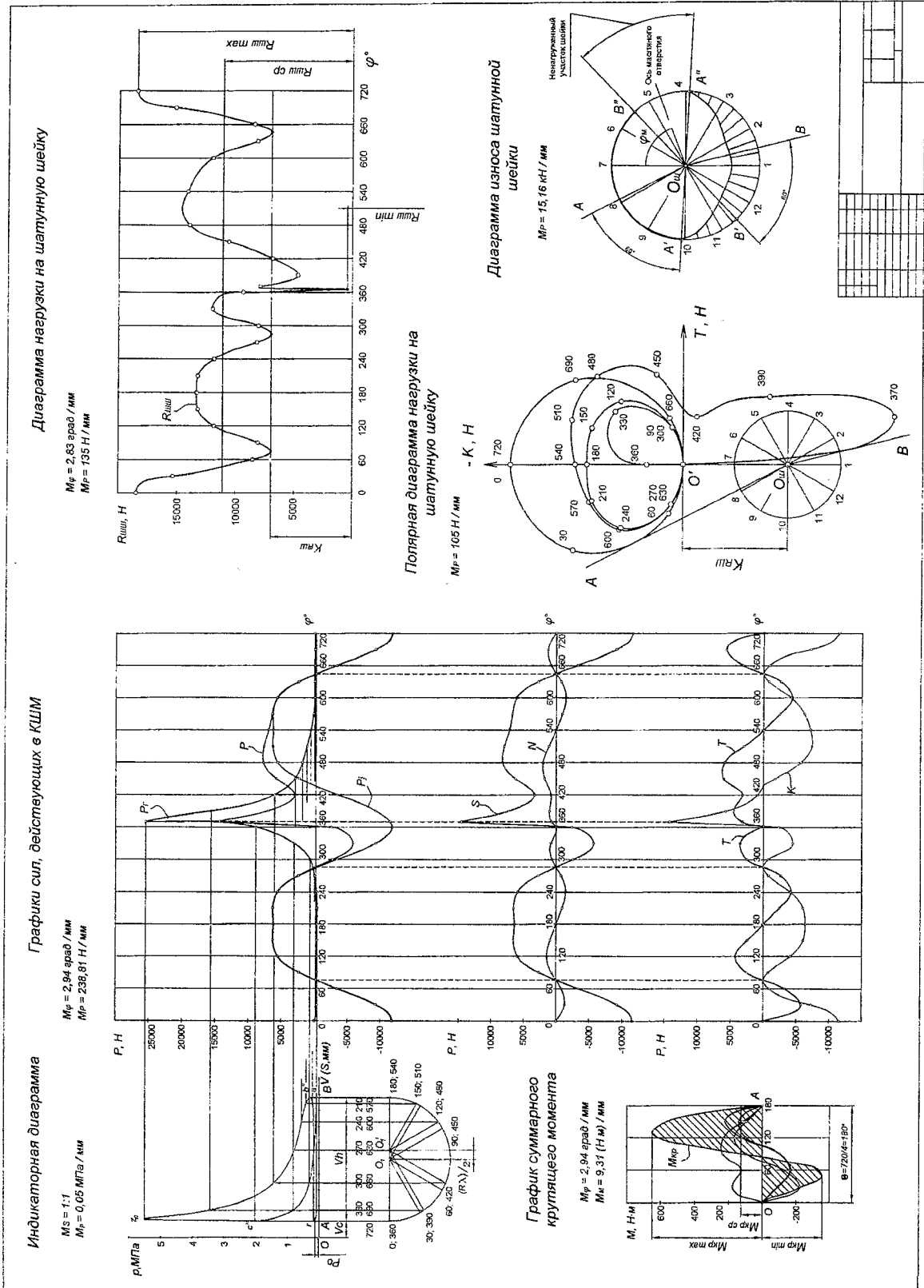
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильные двигатели / Под. ред. М.С. Ховаха – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
2. Артамонов М.Д. и др. Основы теории и конструирования автомобильных двигателей. – М.: Высш. шк., 1976. – 132 с.
3. Болтинский В.Н. Теория, конструирование и расчет тракторных и автомобильных двигателей. – М.: Сельхозиздат, 1962. – 390 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1984. – 383 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 375 с.
6. Железко Б.Е. и др. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. – Мн.: Вышэйшая школа, 1987. – 247 с.
7. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
8. Попык К.Г. Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высш. шк., 1968. – 389 с.

Тепловой и динамический расчет двигателя (прототип ЗМЗ - 402.10) / Иванов И.И. гр. ТЭА -1 – Брест.: 2006 – 35 с.: 5 ил., 4 табл., 5 источников.

Ключевые слова: ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ, ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА, ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КШМ ДВИГАТЕЛЯ, ВНЕШНЯЯ СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ

Содержит расчеты двигателя: тепловой, расчет внешней скоростной характеристики, динамический.



Учебное издание

Составитель: Трифонов Александр Викторович

Методические указания

к выполнению курсовой работы по дисциплине
«Силовые установки транспортных средств»
для студентов специальности

1 – 37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,
обучающихся на базе среднего специального технического образования

Ответственный за выпуск: Трифонов А.В.
Редактор:

Подписано к печати _____ .2006 г. Формат 60x84 1/8 Бумага «Снегурочка» N 1. Усл. п.л.
_____. Уч. изд. л. . Заказ N _____. Тираж 100 экз.

РЕЦЕНЗИЯ

на методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «**Силовые установки транспортных средств**»

для студентов специальности

1 - 37 01 06 «**Техническая эксплуатация автомобилей**»,

составленные Трифоновым А.В.

В методических указаниях содержатся требования к составу и оформлению курсовой работы по дисциплине «Силовые установки транспортных средств», указан перечень необходимого графического материала.

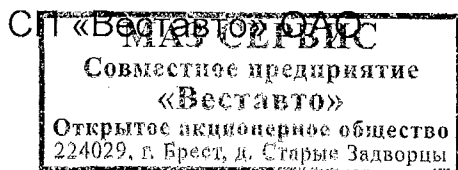
Приводится подробная методика расчета рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания, внешней скоростной характеристики, динамического расчета кривошипно-шатунного механизма двигателя.

Представленная методика позволит студенту освоить связь между элементами рабочих процессов двигателя, получить представление о влиянии различных факторов на показатели рабочих процессов, а также глубже проанализировать динамику КШМ двигателя.

Содержащиеся в методических указаниях диаграммы и справочные материалы облегчат студенту освоение методики расчета ДВС и выполнение курсовой работы.

Представленные методические указания могут быть рекомендованы к изданию и использоваться для выполнения курсовой работы студентами специальности 1 - 37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей».

Рецензент,
начальник СТО «МАЗ»



Т. А. КРАЦ