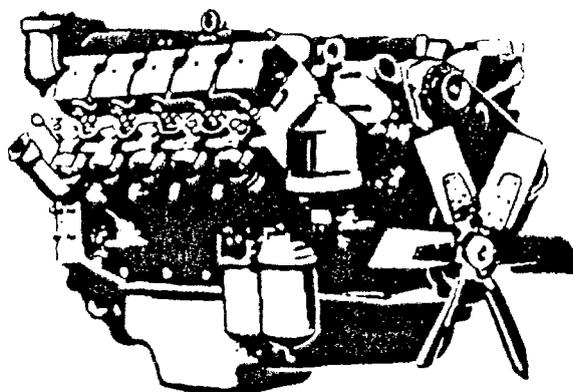


МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Кафедра технической эксплуатации автомобилей

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению курсовой работы по дисциплине
«Силовые установки транспортных средств»
для студентов специальности
1 – 37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»



Брест 2005

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» 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. Трифионов, ассистент кафедры ТЭА

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

ОГЛАВЛЕНИЕ

	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.....	10
1.7 Расчет параметров процесса сгорания.....	10
1.8 Расчет параметров процесса расширения и выпуска.....	13
1.9 Определение индикаторных показателей двигателя.....	14
1.10 Определение эффективных показателей двигателя.....	16
1.11 Определение основных размеров цилиндра и параметров двигателя.....	16
1.12 Построение индикаторной диаграммы.....	17
2. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя.....	22
2.1 Общие сведения.....	22
2.2 Построение внешней скоростной характеристики.....	22
3. Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя	24
3.1 Общие сведения.....	24
3.2 Расчет сил давления газов.....	24
3.3 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма.....	26
3.4 Расчет сил инерции.....	37
3.5 Расчет суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме.....	28
3.6 Расчет сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала.....	29
3.7 Построение графиков сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме.....	29
3.8 Построение диаграммы износа шатунной шейки.....	32
3.9 Построение графика суммарного крутящего момента двигателя.....	33
Рекомендуемая литература.....	35
Приложение А.....	36
Приложение Б.....	37
Приложение В.....	37

ВВЕДЕНИЕ

Целью курсовой работы является систематизация и закрепление знаний, полученных студентами при изучении теоретического курса дисциплины «Силовые установки транспортных средств», а также при 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 (τ);
- 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 (см. образец в **Приложении А**), задание, реферат (см. образец в **Приложении Б**), 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 *Приложении* 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 В**):

- 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 килограмма 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 $\alpha \geq 1$:
углекислого газа (кмоль CO_2 / кг топл.)

$$M_{CO_2} = C / 12;$$

водяного пара (кмоль H_2O / кг топл.)

$$M_{H_2O} = H / 2;$$

кислорода (кмоль O_2 / кг топл.)

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

азота (кмоль N_2 / кг топл.)

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0.$$

(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 $\alpha < 1$:
оксида углерода (кмоль CO / кг топл.)

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

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

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}; \tag{1.7}$$

при $\alpha < 1$

$$M_2 = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}. \tag{1.8}$$

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:

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

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 $R_B = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{град)}$ – 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 $aa''c'c$ (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:

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

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:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_o \cdot \alpha \cdot 10^3}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v}, \quad (1.43)$$

где p_i выражено в МПа, l_o – 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):

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

где N_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):

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

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 также лучи OD и OE под определенными углами β_1 и β_2 к оси ординат, равными:

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

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.

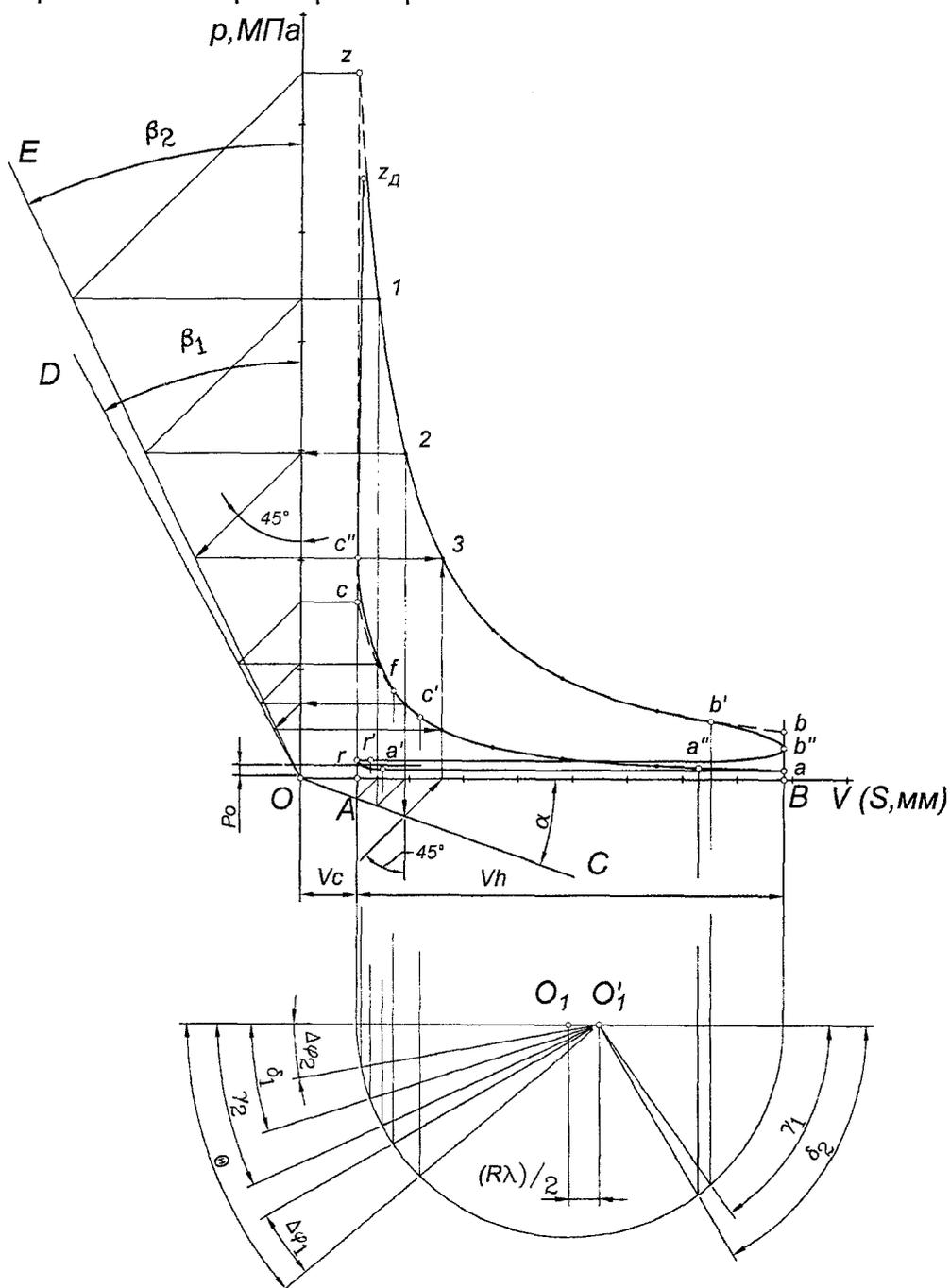


Рисунок 1.1 Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя

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:

$$p_x = p_a \cdot (V_a / V_x)^{n_1} \quad \text{или} \quad p_x = p_a \cdot (OB / Ox)^{n_1}, \quad (1.63)$$

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 $1 - \varepsilon$.

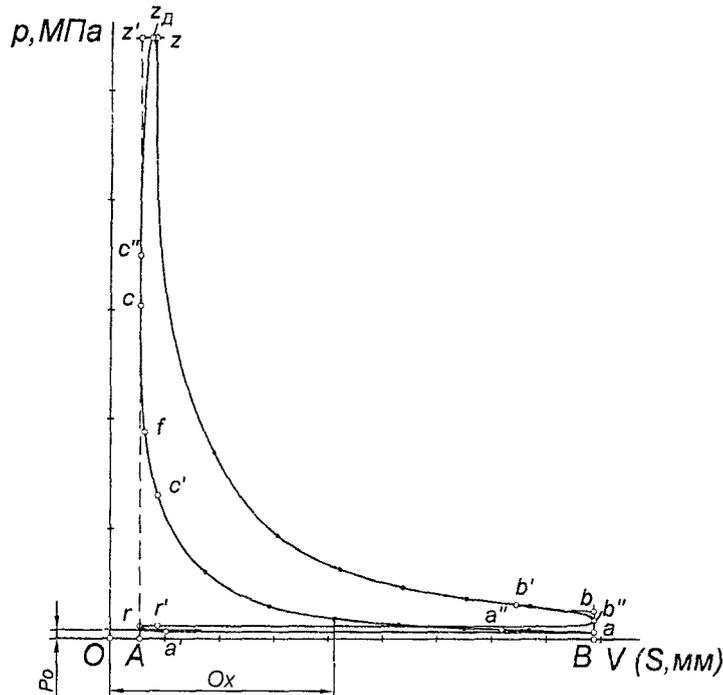


Рисунок 1.2 Индикаторная диаграмма дизельного двигателя

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

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

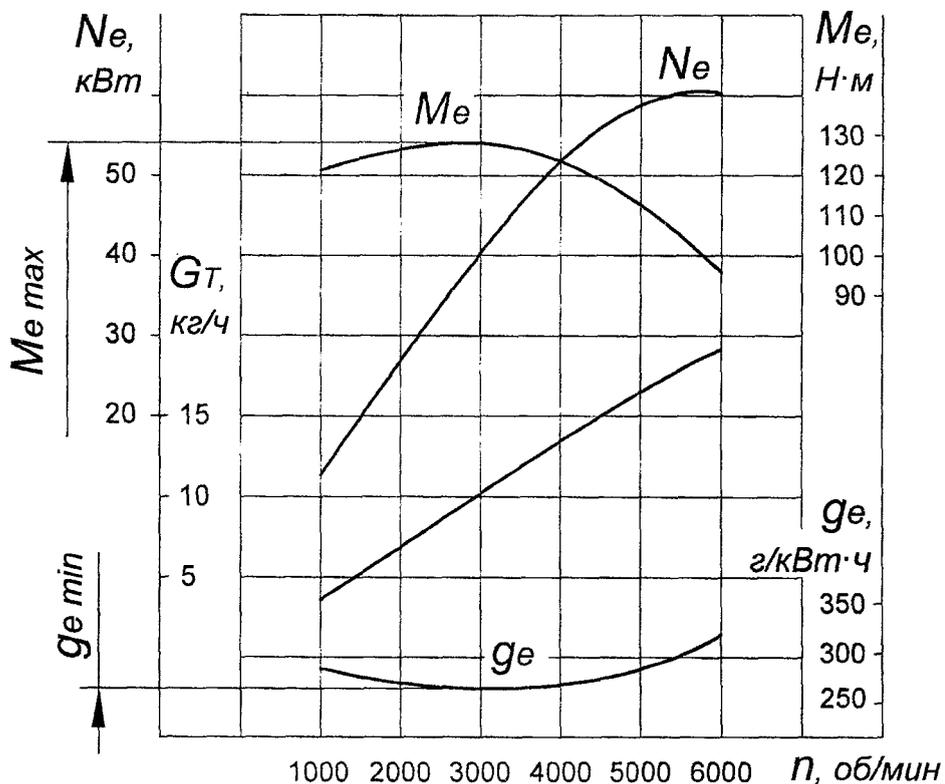


Рисунок 2.1 Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя

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 $p_{зд}$). 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_g , направленной вдоль оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца (см. рис. 3.1).

Сила P_g 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 В). 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_g , а избыточное давление Δp_g над поршнем). Диапазон и шаг изменения угла φ указаны в п.п. 3.1.

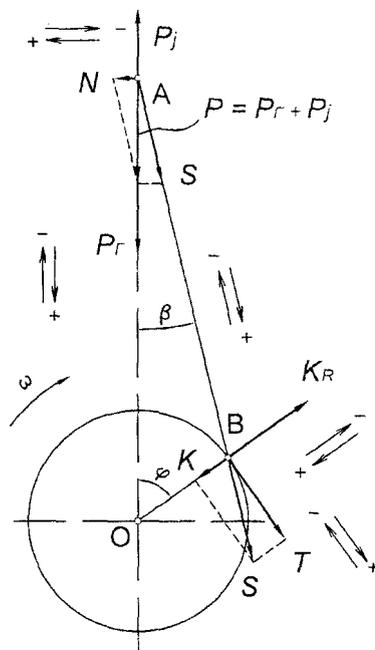


Рисунок 3.1 Схема действия газовых и инерционных сил в кривошипно-шатунном механизме

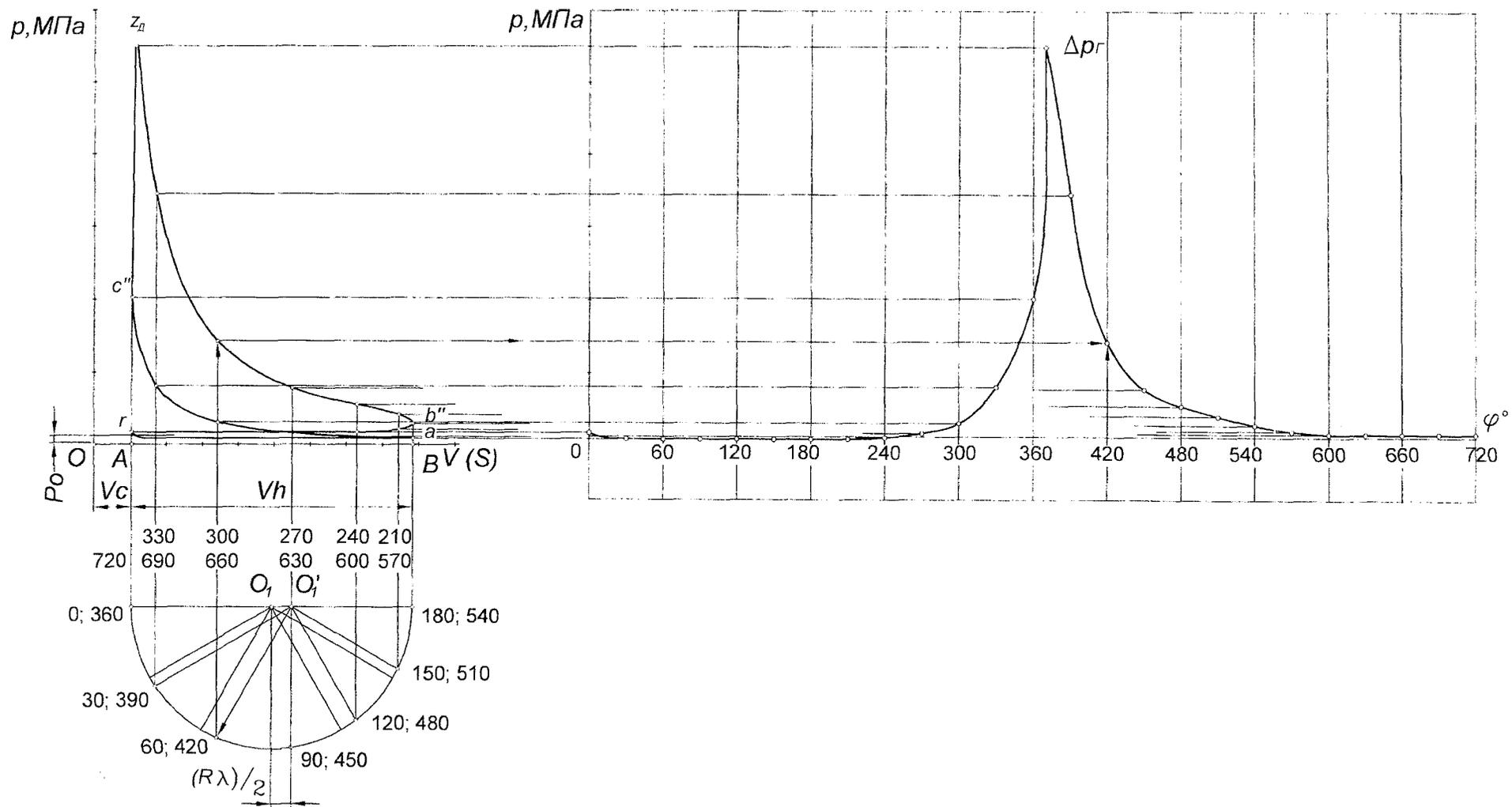


Рисунок 3.2 Перестроение (развертка) индикаторной диаграммы в координатах давление – угол поворота коленчатого вала

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.

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 (м^2);

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

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.

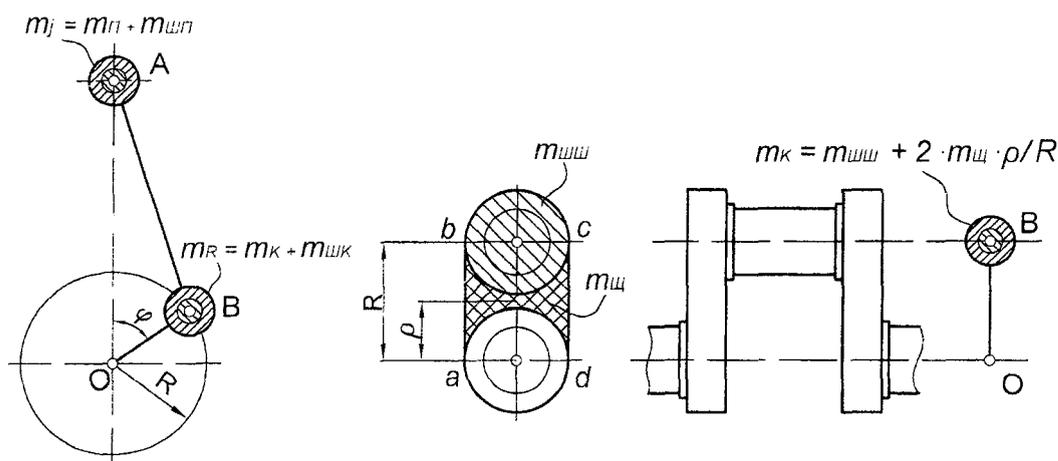


Рисунок 3.3 Схемы системы сосредоточенных масс, динамически эквивалентной кривошипно-шатунному механизму

Для большинства существующих автомобильных и тракторных двигателей:

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

При выполнении расчета значения $m_{п}$ и $m_{ш}$ принимаются по данным прототипа.

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

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

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

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

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:

$$P_j = -m_j \cdot j; \tag{3.4}$$

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

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 $P_K = K + K_{RW}$ – сила, действующая на шатунную шейку по кривошипу.

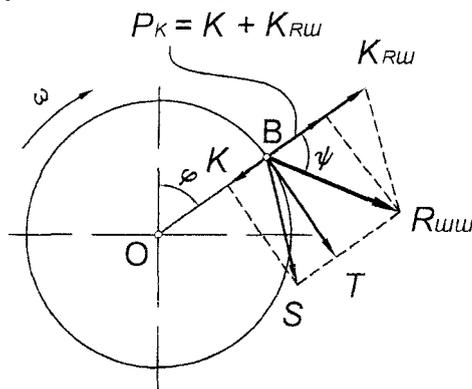


Рисунок 3.4 Схема сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала

Направление результирующей силы $R_{\text{шш}}$ для различных положений коленчатого вала определяется углом ψ ($\text{tg } \psi = T / P_K$), 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	$R_{\text{шш}}$, 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 В).

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 В). 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 $K_{R\omega}$ начало координат диаграммы переносится вертикально вниз на величину этой силы в точку O_{ω} . Векторы, соединяющие точку O_{ω} с точками на контуре диаграммы, являются по величине и направлению силами $R_{\omega\omega}$ при соответствующих углах поворота кривошипа.

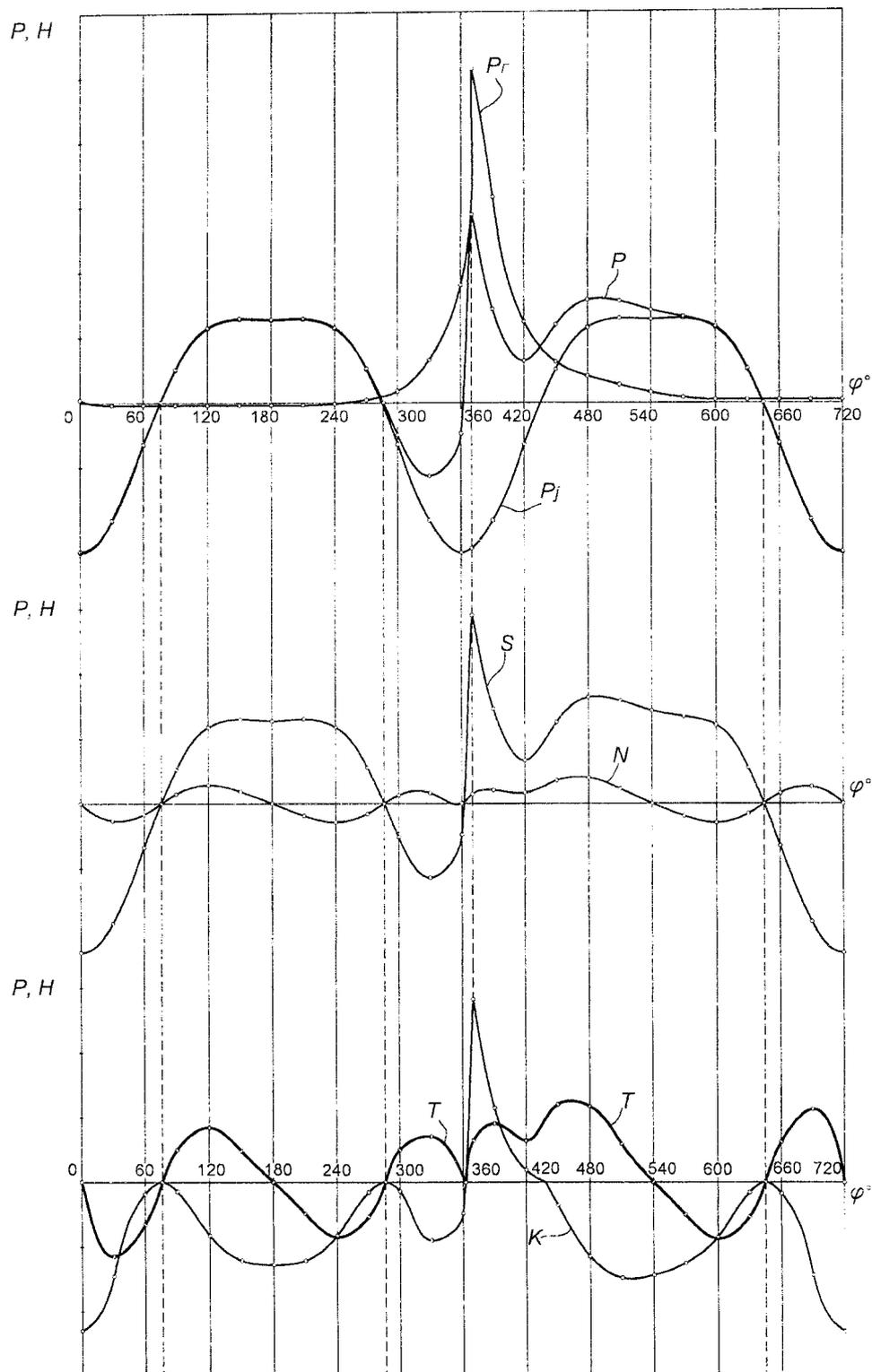


Рисунок 3.5 Графики изменения сил, действующих в КШМ

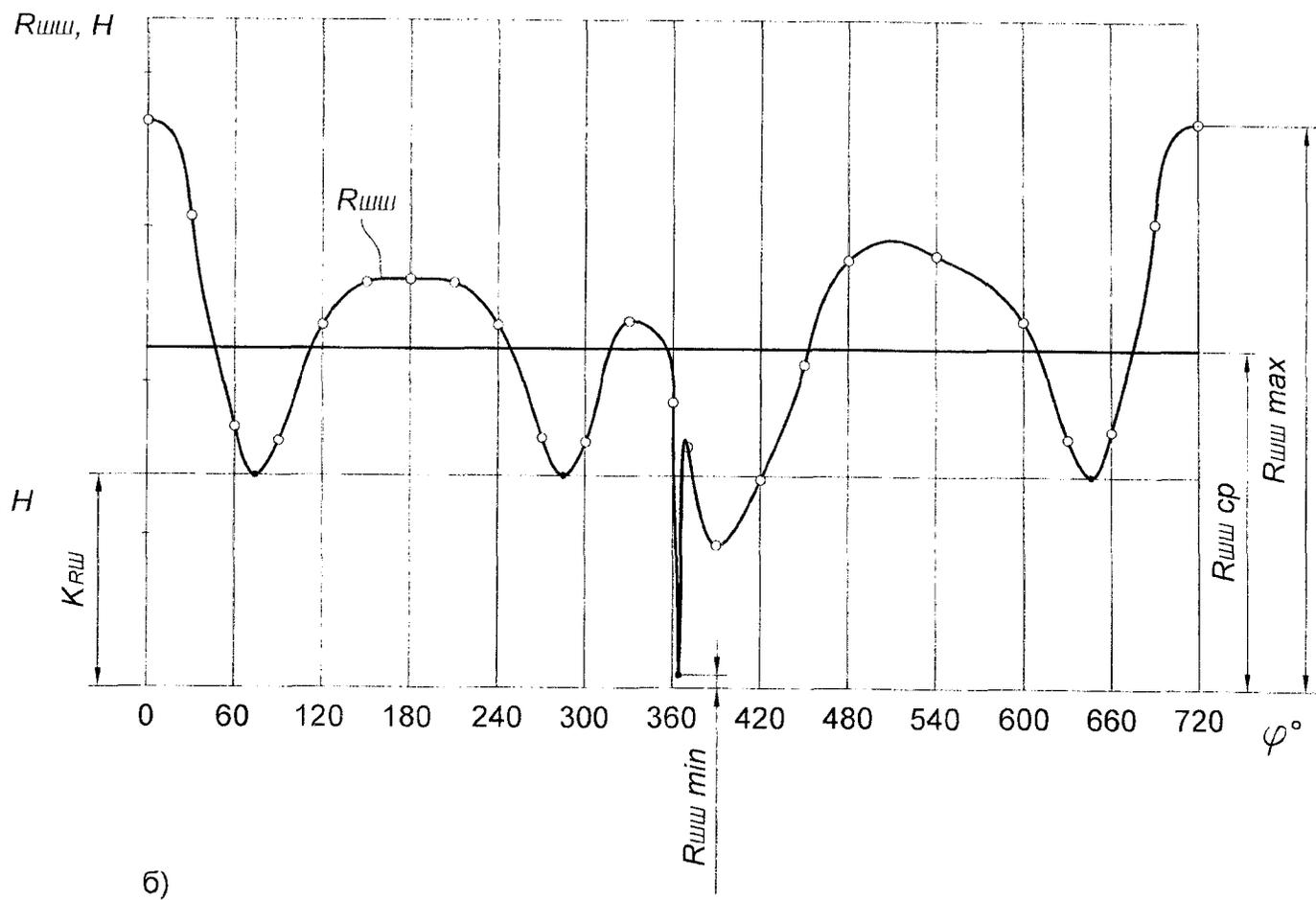
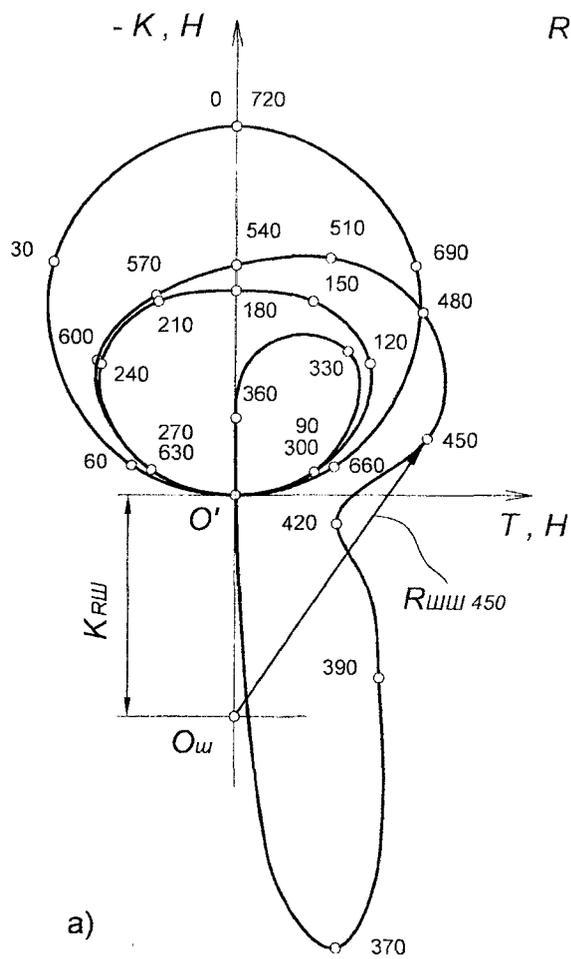


Рисунок 3.6 Диаграмма нагрузки на шатунную шейку:
 а – полярная; б – в прямоугольных координатах

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

Среднее значение $R_{\omega\omega ср}$ рассчитывается как среднеинтегральная величина с помощью зависимости $R_{\omega\omega}(\varphi)$, 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 В); лучами $O_{\omega}1, O_{\omega}2$ и т.д. окружность делится на равное количество участков (число участков – не менее 12).

Дальнейшее построение осуществляется в предположении, что действие каждого вектора силы $R_{\omega\omega i}$ 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 $O_{\omega}10$ рис. 3.7), необходимо:

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

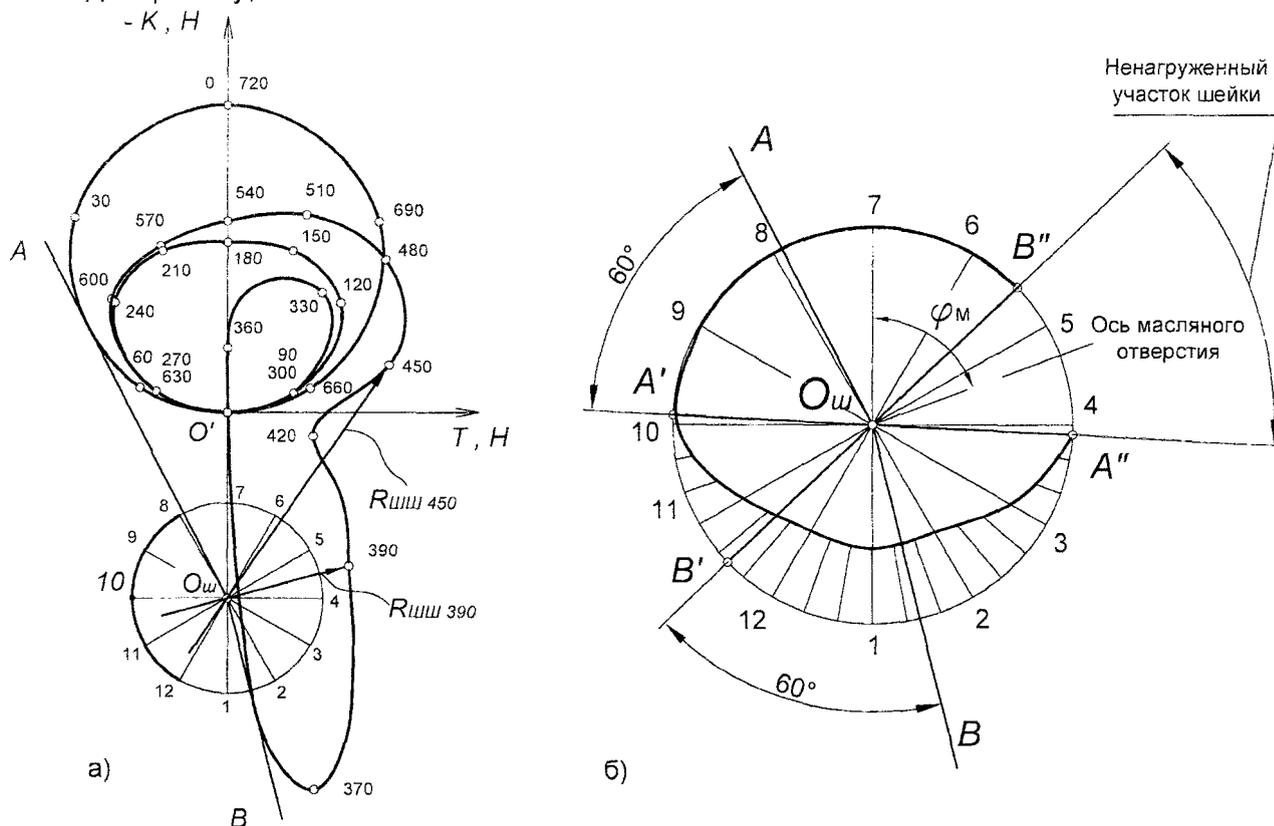


Рисунок 3.7 Построение диаграммы износа шатунной шейки
а – полярная диаграмма; б – диаграмма износа

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

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

Таблица 3.3 Определение суммарных сил, обуславливающих характер износа шатунной шейки

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

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.

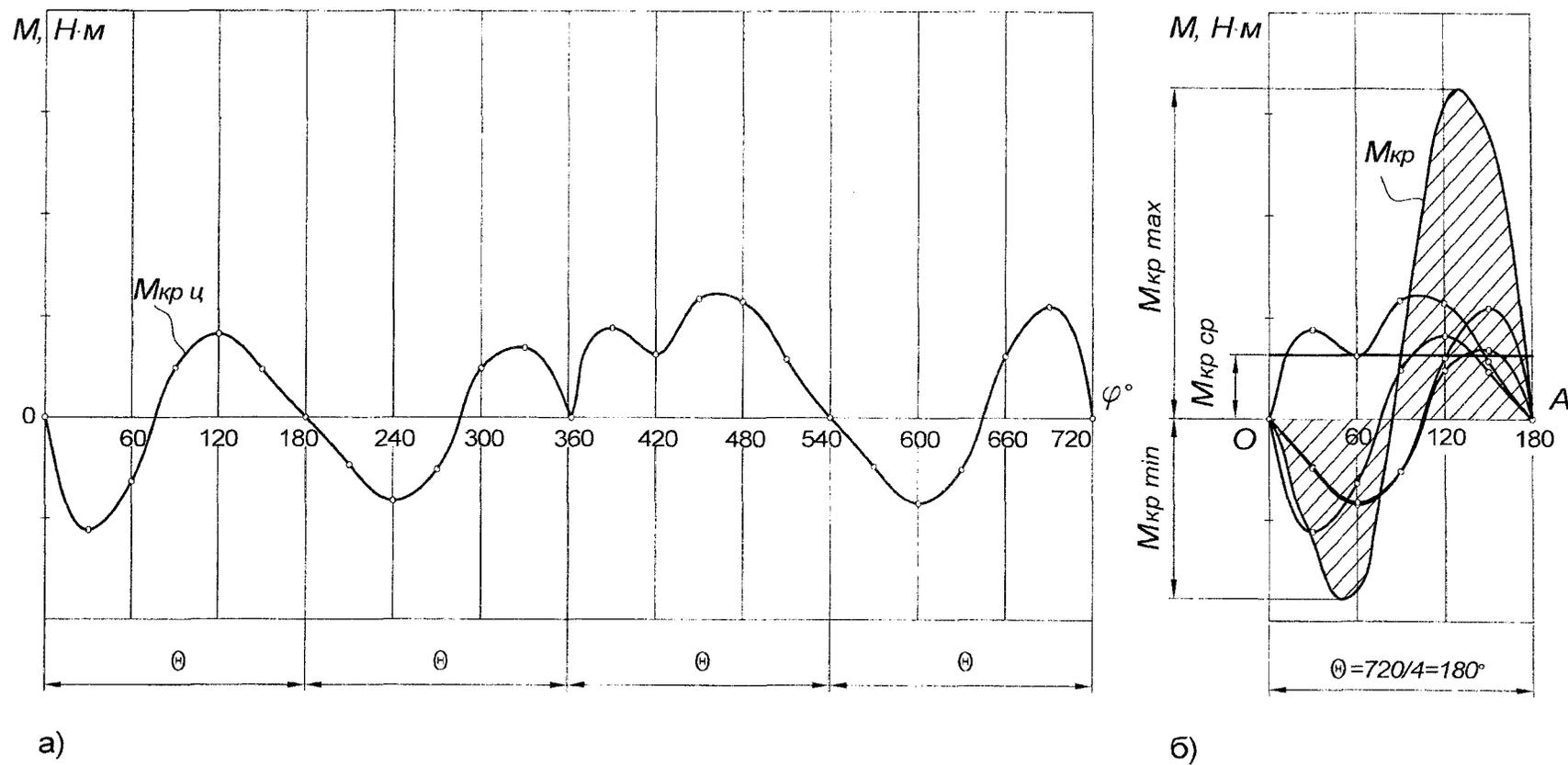


Рисунок 3.8 Построение графика суммарного крутящего момента двигателя:
 а – график крутящего момента, развиваемого одним цилиндром; б – график суммарного крутящего момента

При равных интервалах между вспышками в цилиндрах двигателя построение кривой $M_{кр}(\varphi)$ производится в следующей последовательности (см. рис. 3.8 и **Приложение В**): 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.

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.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Кафедра технической эксплуатации автомобилей

Допущен к защите
« ____ » _____

КУРСОВАЯ РАБОТА
по дисциплине «Силовые установки транспортных средств»
на тему: «Тепловой и динамический расчет двигателя
(прототип ЗМЗ - 402.10)»

Выполнил: студент гр. ТЭА-1
Иванов И.И.

Проверил: Трифонов А.В.

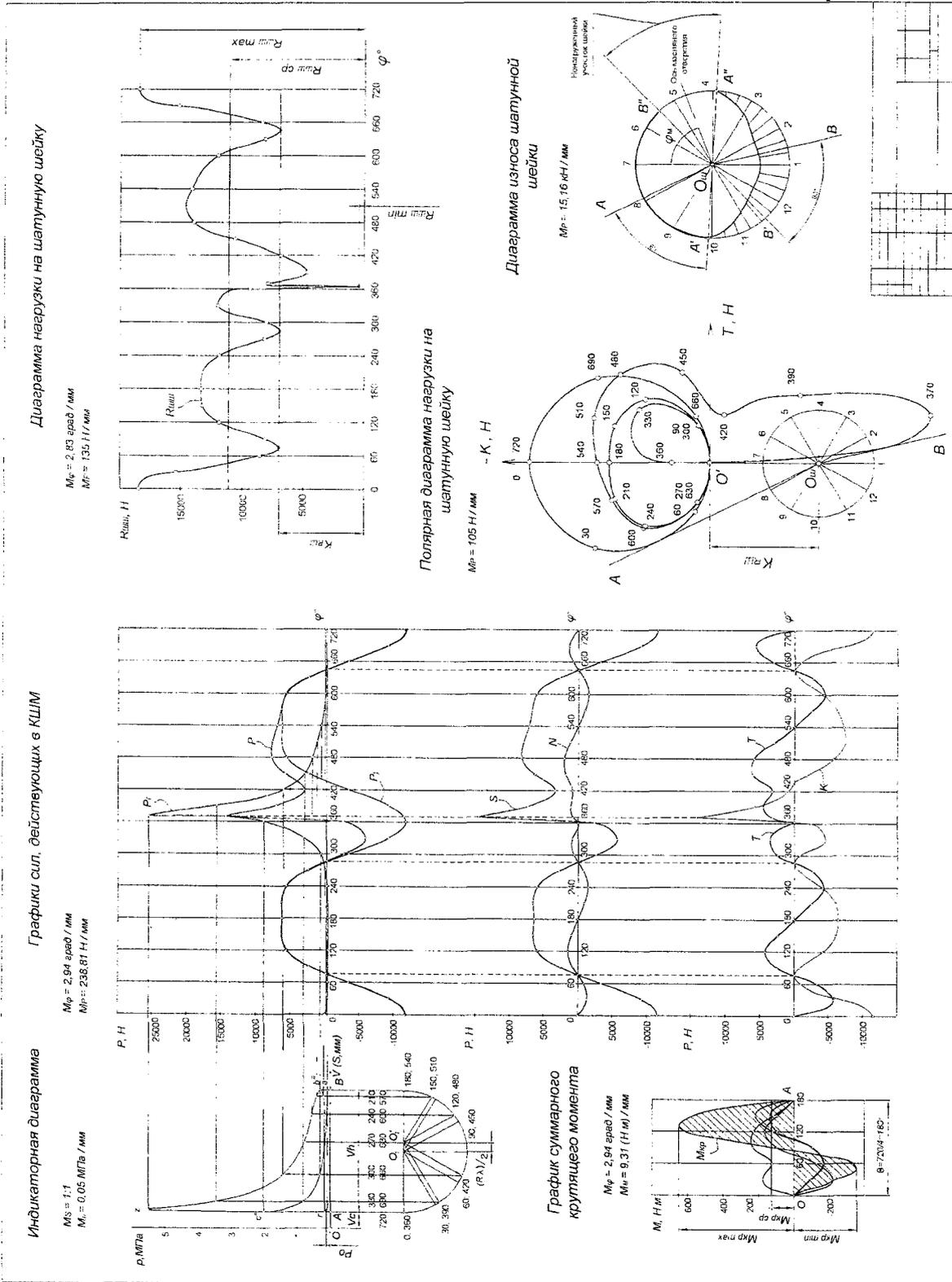
Брест 2006

РЕФЕРАТ

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»**

Ответственный за выпуск: Трифонов А.В.

Редактор: Строкач Т.В.

Компьютерная верстка: Боровикова Е.А.

Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано к печати 6.12.2005 г. Формат 60x84 ¹/₈. Бумага «Снегурочка». Усл. п. л. 4,7. Уч.-изд. л. 5,0. Заказ N 1181. Тираж 100 экз. Отпечатано на ризографе Учреждения образования «Брестский государственный технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.