

Проект «Инженерные кадры Зауралья»

*МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ*  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Курганский государственный университет»

Кафедра «Автомобильный транспорт и автосервис»

## **АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ**

Методические указания  
к выполнению практических работ  
по дисциплине «Силовые агрегаты»,  
для студентов направления 190600.62

Курган 2014

Кафедра: «Автомобильный транспорт и автосервис»

Дисциплины: «Силовые агрегаты»  
(направление 190600.62).

Составили: канд. техн. наук, проф. А.В. Глазырин; канд. техн. наук,  
доц. В.Н. Шабуров.

Утверждены на заседании кафедры «13» марта 2014 г.

Рекомендованы методическим советом университета в рамках проекта «Инженерные кадры Зауралья» «20» декабря 2013

## Содержание

Введение .....	4
1 Построение индикаторной диаграммы .....	4
2 Определение основных показателей двигателя .....	6
2.1 Индикаторные показатели .....	6
2.2 Эффективные показатели .....	10
3 Динамический расчет .....	11
3.1 Сила давления газов .....	11
3.2 Силы инерции .....	14
3.3 Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме .....	14
3.4 Крутящий момент двигателя .....	15
3.5 Неравномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя .	17
Заключение .....	17
Список литературы .....	18
Приложение А .....	19

## Введение

Практические занятия проводятся с целью закрепления знаний, полученных при теоретическом изучении курса. Студентом определяются основные показатели двигателя. Производится динамический расчет.

Практические занятия проводятся по разделам:

- 1) построение и анализ индикаторной диаграммы двигателя;
- 2) определение основных показателей двигателя;
- 3) динамический расчет двигателя и построение диаграммы крутящего момента.

Исходные данные для практических занятий выдаются преподавателем.

Расшифровка обозначений исходных данных:

$D/S$  – диаметр цилиндра / ход поршня, мм;

$i$  – число и расположение цилиндров;

$n_N$  – частота вращения двигателя при максимальной мощности,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$\varepsilon$  – степень сжатия;

$\rho$  – степень предварительного расширения;

$P_a$  – давление конца впуска, МПа;

$P_c$  – давление конца сжатия, МПа;

$P_z$  – давление конца сгорания, МПа;

$P_b$  – давление конца расширения, МПа;

$P_r$  – давление остаточных газов, МПа;

$P_k$  – давление наддува.

### 1 Построение индикаторной диаграммы

На основании данных задания производится построение индикаторной диаграммы действительного цикла двигателя.

Прежде всего необходимо определить:

- рабочий объем цилиндра  $V_h$ , л:

$$V_h = \pi D^2 S / 4; \quad (1.1)$$

- объем камеры сгорания  $V_c$ , л:

$$V_c = V_h / (\varepsilon - 1); \quad (1.2)$$

- полный объем цилиндра  $V_a$ , л:

$$V_a = V_h + V_c; \quad (1.3)$$

- рабочий объем (литраж) двигателя  $V_l$ , л:

$$V_l = V_h \cdot i. \quad (1.4)$$

При построении диаграммы ее масштабы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту равную 1,2-1,7 ее основания. Отрезок АВ, соответствующий рабочему объему цилиндра, рекомендуется выбирать равный ходу поршня в масштабе 1:1; 1,5:1 или 2:1. Масштаб давлений рекомендуется выбирать 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07-0,1 МПа/мм.

Отрезок ОА, соответствующий объему камеры сгорания:

$$OA = AB/(\varepsilon - 1), \quad (1.5)$$

отрезок  $Z'Z$  для дизелей:

$$Z'Z = OA(\rho - 1). \quad (1.6)$$

Затем на диаграмме наносятся давления в характерных точках  $P_a, P_c, P_z, P_b, P_r$ .

Построение политроп сжатия и расширения производится аналитическим или графическим методами. В практической работе рассматривается аналитический метод, графический метод описан в /3, 4/.

При аналитическом методе необходимо определить ординаты промежуточных расчетных точек по уравнению политропы:

- сжатия  $PV^{n1} = \text{const}$ ;
- расширения  $PV^{n2} = \text{const}$ .

Для политропы сжатия  $P_x V_x^{n1} = P_a V_a^{n1}$ , откуда:

$$P_x = P_a (V_a/V_x)^{n1}, \quad (1.7)$$

где  $P_x, V_x$  – давление и объем в искомой промежуточной точке.

Отношение  $V_a/V_x$  изменяется в пределах  $1 - \varepsilon$ .

Аналогично для политропы расширения:

$$P_x = P_b (V_b/V_x)^{n2}. \quad (1.8)$$

Отношение  $V_b/V_x$  изменяется для бензинового двигателя в интервале от 1 до  $\varepsilon$ , для дизелей – от 1 до  $\delta$ .

Для получения действительной индикаторной диаграммы  $a'a'c'fz_db''b''ga$  (скругление индикаторной диаграммы) производится выбор:

- фаз газораспределения (точке  $a'$  соответствует открытие впускного клапана  $\varphi_{н.вп.} = 10-30$  град. до в.м.т.; точке  $a''$  – закрытие его  $\varphi_{к.вп.} = 35-85$  град. после НМТ; точке  $b''$  – открытие выпускного клапана  $\varphi_{н.вып.} = 40-70$  град. до НМТ; точке  $g'$  – закрытие выпускного клапана  $\varphi_{к.вып.} = 10-50$  град. после ВМТ);

- угла опережения (угол опережения зажигания в двигателе с искровым зажиганием  $\varphi_{оп.з} = 5-25$  град. до ВМТ, большее значение при повышенной степени сжатия; угол опережения впрыска в дизеле  $\varphi_{оп.в} = 20-35$  град. до ВМТ) – точка  $c'$ ;

- периода задержки воспламенения (задержка воспламенения в двигателе с искровым зажиганием составляет  $\Delta\varphi_1 = 5-18$  град., а в дизеле  $\Delta\varphi_1 = 8-12$  град.; отрезок  $c'f = (\varphi_{оп.з} - \Delta\varphi_1)$  для бензиновых или  $c'f = (\varphi_{оп.в} - \Delta\varphi_1)$  для дизелей;

- давления в верхней мертвой точке процесса сжатия:  $P_c'' = (1,15-1,25) P_c$ ;
- действительного максимального давления сгорания ( $P_{зд} = 0,85P_z$  для бензиновых;  $P_{зд} = P_z$  для дизелей).

Для определения местоположения указанных точек устанавливается связь

между углом  $\varphi$  поворота коленчатого вала и перемещением поршня:

$$AX = AB \cdot [(1 - \cos\varphi) + \lambda/4 (1 - \cos 2\varphi)]/2, \quad (1.9)$$

где  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda=0,25-0,3$ .

Результаты расчёта политропы сводятся в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты расчета точек политроп

Политропа сжатия					Политропа расширения				
$V_a/V_x$	$V_x, \text{л}$	$P_x, \text{МПа}$	$V_x, \text{мм}$	$P_x, \text{мм}$	$V_b/V_x$	$V_x, \text{л}$	$P_x, \text{МПа}$	$V_x, \text{мм}$	$P_x, \text{мм}$
1					1				
.					.				
.					.				
.					.				
$\varepsilon$					$\delta$				

На рисунках 1.1 и 1.2 приведены примеры индикаторных диаграмм для бензинового и дизельного двигателей. При анализе индикаторной диаграммы необходимо описать процессы действительного цикла двигателя с указанием характерных точек.

## 2 Определение основных показателей двигателя

### 2.1 Индикаторные показатели

Расчет основных показателей двигателя производится для режима максимальной мощности.

Среднее индикаторное давление  $P'_i$  может быть определено по площади, соответствующей теоретическому циклу на индикаторной диаграмме.

Среднее индикаторное давление по нескругленной диаграмме, Па:

$$P'_i = \frac{L'_i}{V_h} \quad (2.1)$$

где  $L'_i$  – индикаторная работа цикла по нескругленной диаграмме, Дж:

$$L_i = F_i \cdot m_p \cdot m_v, \quad (2.2)$$

где  $F_i$  – площадь заключенная между точками азсва,  $\text{мм}^2$ ;

$m_p$  и  $m_v$  – масштабы давления и объема;

$V_h$  – рабочий объем цилиндра,  $\text{м}^3$ .

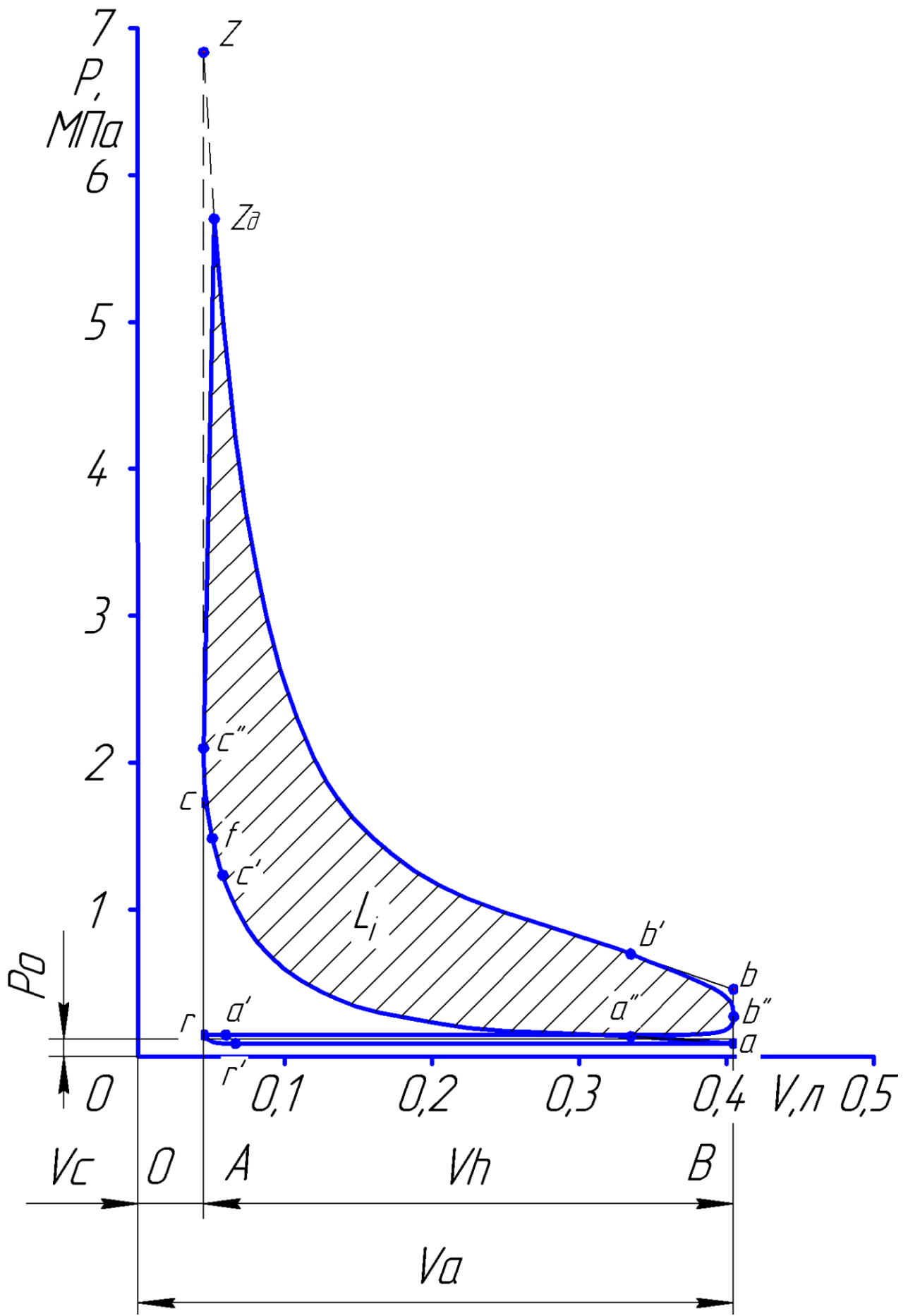


Рисунок 1.1 – Индикаторная диаграмма бензинового четырехтактного двигателя

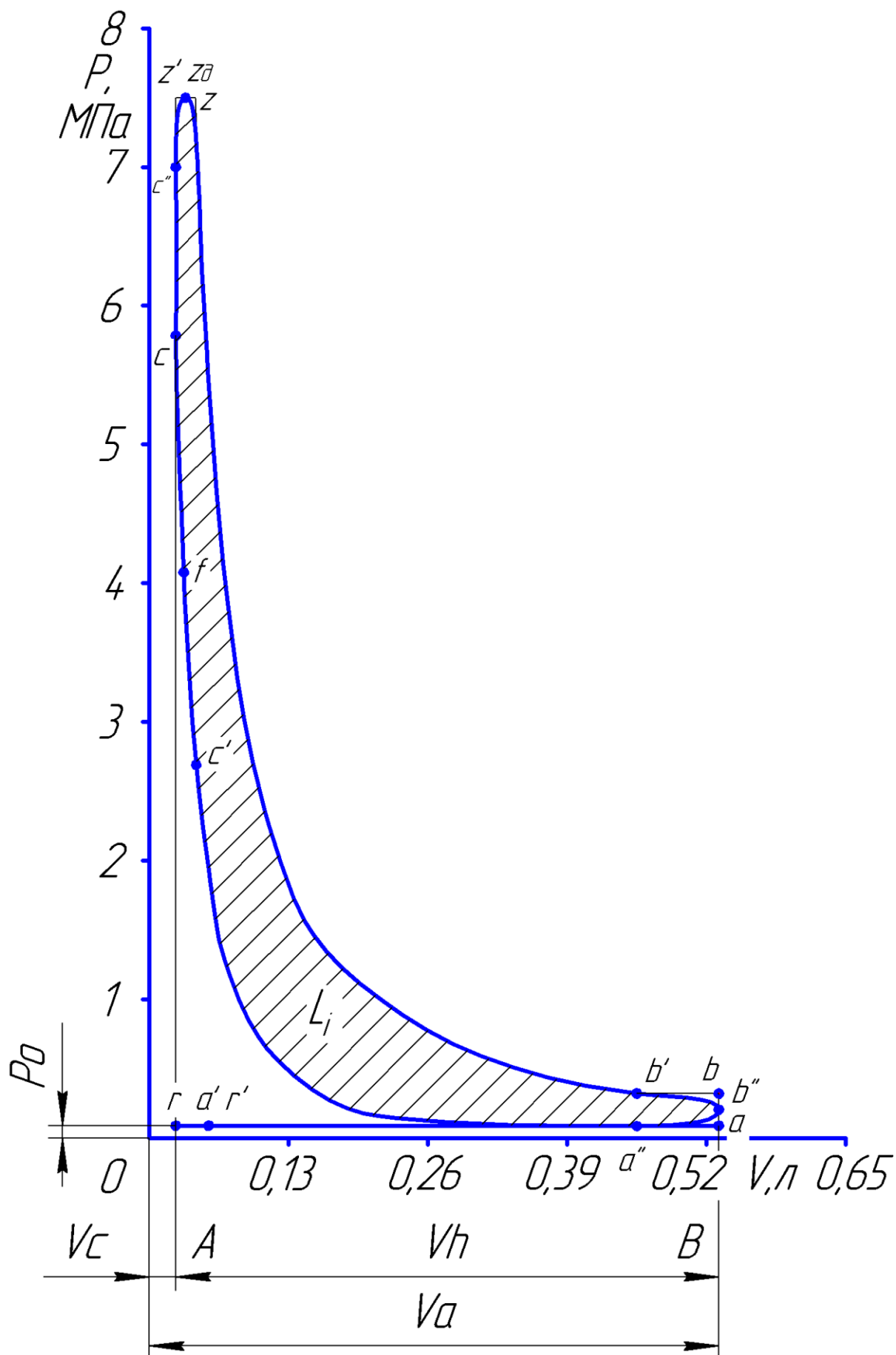


Рисунок 1.2 – Индикаторная диаграмма дизельного четырёхтактного двигателя



Более точно величина  $P_i'$  определяется по формуле, МПа:

- бензиновый двигатель

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda_1}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (2.3)$$

- дизель

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda_1 (\rho - 1) + \frac{\lambda_1 \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (2.4)$$

где  $\delta$  – степень последующего расширения  $\delta = \varepsilon / \rho$ ; в бензиновых двигателях с искровым зажиганием  $\delta = \varepsilon$ ;

$\lambda_1$  – степень повышения давления  $\lambda_1 = P_z / P_c$ ;

$n_1, n_2$  – показатели политроп сжатия и расширения.

$$n_1 = (\lg P_c - \lg P_a) / \lg \varepsilon; \quad n_2 = (\lg P_z - \lg P_b) / \lg \delta. \quad (2.5)$$

Среднее индикаторное давление  $P_i$ , МПа:

$$P_i = P_i' \varphi_{\pi}, \quad (2.6)$$

где  $\varphi_{\pi}$  – коэффициент полноты индикаторной диаграммы ( $\varphi_{\pi} = 0,92-0,97$ ; при этом большее значение для бензиновых двигателей).

Индикаторная мощность  $N_i$ , кВт:

$$N_i = \frac{P_i V_h i n_N}{30 \tau}, \quad (2.7)$$

где  $V_h$  – рабочий объем цилиндра, л;

$\tau$  – коэффициент тактности двигателя ( $\tau = 4$  для четырехтактных и  $\tau = 2$  для двухтактных двигателей).

Индикаторный КПД цикла  $\eta_i$ :

$$\eta_i = \frac{l_o \alpha P_i}{H_u \eta_v \rho_k}, \quad (2.8)$$

где  $l_o$  – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг ( $l_o = 14,95$  для бензинов и  $l_o = 14,45$  для дизельных топлив);

$H_u$  – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг ( $H_u = 44$  для бензинов и  $H_u = 42,5$  для дизельных топлив);

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха ( $\alpha = 0,85-0,96$  для бензиновых карбюраторных двигателей;  $\alpha = 1,3-1,7$  для дизелей без наддува;  $\alpha = 1,5-2,2$  для дизелей с наддувом);

$\eta_v$  – коэффициент наполнения;

$\rho_k$  – плотность заряда на впуске, кг/м<sup>3</sup>.

$$\rho_k = P_k 10^6 / (R_B T_K), \quad (2.9)$$

где  $P_k$  – давление наддува (для двигателей без наддува  $P_k = P_0$ ), МПа.

Температура  $T_k$ , К, воздуха на входе в двигатель:

$$T_k = T_0 \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{0,393}, \quad (2.10)$$

где  $P_0$ ,  $T_0$  – давление, МПа, и температура, К, окружающей среды ( $P_0=0,1$  МПа;  $T_0=273+(10...20)$ ,К);  $R_B = 287$  Дж/(кг·град.) – удельная газовая постоянная воздуха.

Коэффициент наполнения  $\eta_v$  определяется по выражению:

$$\eta_v = \varphi_{\text{доз}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}, \quad (2.11)$$

где  $\varphi_{\text{доз}}$  – коэффициент дозарядки ( $\varphi_{\text{доз}} = 1,02-1,15$ , при этом большее значение для высокооборотных двигателей);

$\Delta T$  – подогрев свежего заряда, К ( $\Delta T=0-25$  для бензиновых карбюраторных двигателей и  $\Delta T = 20-40$  для дизелей);

$\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов;

$T_r$  – температура остаточных газов, К ( $T_r = 900-1100$  для бензиновых двигателей и  $T_r = 700-900$  для дизелей).

Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$ :

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) P_r}{T_r (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon P_a - P_r)}. \quad (2.12)$$

Удельный индикаторный расход топлива  $g_i$ , г/кВт·ч:

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{\eta_i H_u}. \quad (2.13)$$

## 2.2 Эффективные показатели

Среднее эффективное давление  $P_e$ , МПа:

$$P_e = P_i - P_m, \quad (2.14)$$

где  $P_m$  – среднее давление механических потерь, МПа, определяемое в зависимости от средней скорости поршня по выражению:

$$P_m = a + b V_{\text{п.ср}}, \quad (2.15)$$

где  $a$ ,  $b$  – постоянные для данного типа двигателя коэффициенты.

Выражение (1.19) имеет вид:

- для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением  $S/D > 1$ :  $P_m = 0,049 + 0,0152 V_{\text{п.ср}}$ ;

- для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением  $S/D < 1$ :  $P_M = 0,039 + 0,0132 V_{п.ср}$ ;
  - для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением  $S/D \leq 1$ :  $P_M = 0,034 + 0,0113 V_{п.ср}$ ;
  - для четырехтактных дизелей с неразделенными камерами сгорания:  
 $P_M = 0,089 + 0,0118 V_{п.ср}$ ;
  - для дизелей с вихревыми камерами:  $P_M = 0,089 + 0,0135 V_{п.ср}$ ;
  - для предкамерных дизелей:  $P_M = 0,103 + 0,0153 V_{п.ср}$ .
- Средняя скорость поршня  $V_{п.ср}$ , м/с:

$$V_{п.ср} = S n_N / 30, \quad (2.16)$$

где  $S$  – ход поршня, м.

Эффективная мощность двигателя  $N_e$ , кВт:

$$N_e = \frac{P_e V_h i n_N}{30 \tau}. \quad (2.17)$$

Литровая мощность двигателя  $N_l$ , кВт/л:

$$N_l = \frac{P_e n_N}{30 \tau}. \quad (2.18)$$

Эффективный крутящий момент двигателя  $M_e$ , Н·м:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \frac{N_e}{n_N}. \quad (2.19)$$

Эффективный КПД двигателя:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m, \quad (2.20)$$

где  $\eta_m$  – механический КПД, определяемый по формуле:

$$\eta_m = P_e / P_i. \quad (2.21)$$

Удельный эффективный расход топлива  $g_e$ , г/кВт·ч:

$$g_e = g_i / \eta_m. \quad (2.22)$$

Часовой расход топлива  $G_T$ , кг/ч:

$$G_T = g_e N_e / 10. \quad (2.23)$$

### 3 Динамический расчет

На рисунке 3.1 приведены схемы сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме двигателя.

#### 3.1 Сила давления газов

Силу давления газов на поршень  $P_g$ , кН, определяет по формуле:

$$P_r = (p - p_0)F_n \cdot 10^3 = \Delta p_r F_n \cdot 10^3, \quad (3.1)$$

где  $p$  – текущее давление газов в цилиндре в любой момент времени, МПа;  
 $p_0$  – давление окружающей среды, МПа;  
 $F_n$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>.

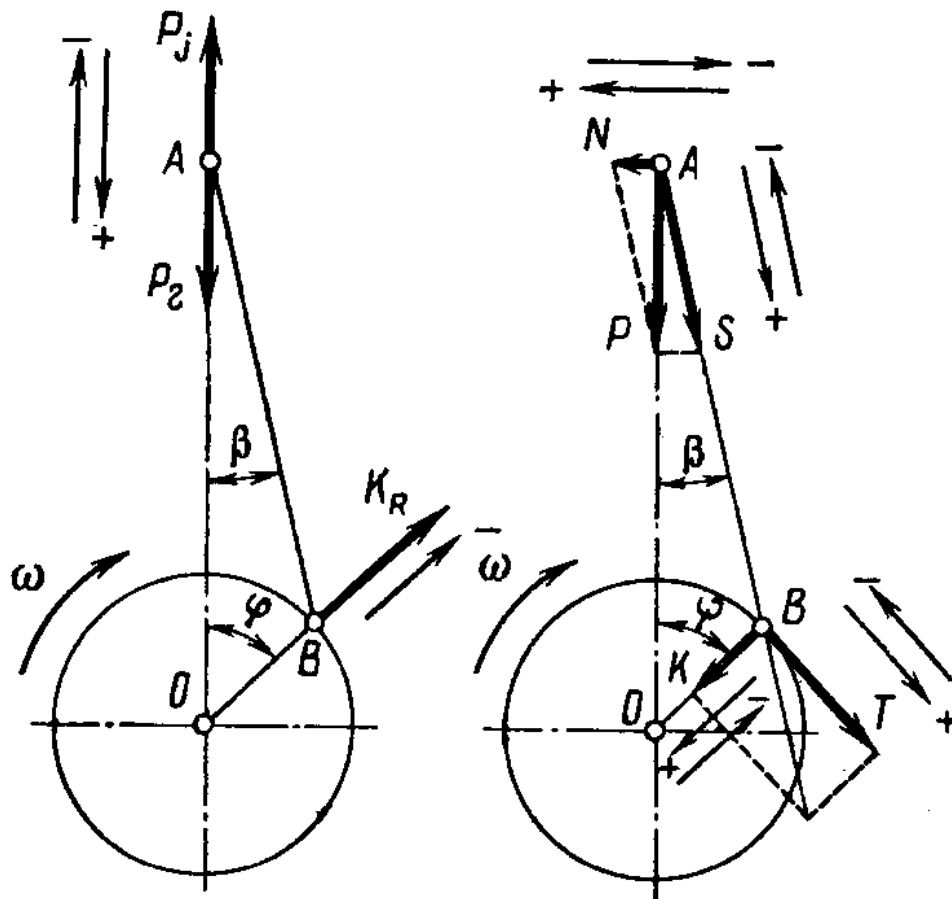


Рисунок 3.1 – Схемы сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Зависимость силы давления газов, действующей на поршень, от угла поворота коленчатого вала определяют по индикаторной диаграмме, построенной на основании теплового расчета. Перестроение (развертывание) индикаторной диаграммы в координаты  $(p - \varphi)$  осуществляется графическим методом (метод Брикса).

Под индикаторной диаграммой строят вспомогательную полуокружность радиусом  $R=S/2$  (рисунок 3.2). Далее от центра полуокружности (точка 0) в сторону НМТ откладывают поправку Брикса, равную  $R\lambda/2$ . Полуокружность делят лучами из центра 0 на несколько частей (интервал между точками на развернутой диаграмме рекомендуется брать равным  $30^\circ$ ), а из центра Брикса (точка 0') проводят линии, параллельные этим лучам. Из этих точек проводят вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы и полученные величины давления откладывают на вертикали соответствующих углов  $\varphi$ . Развертку индикаторной диаграммы обычно начинают от ВМТ в процессе хода впуска.

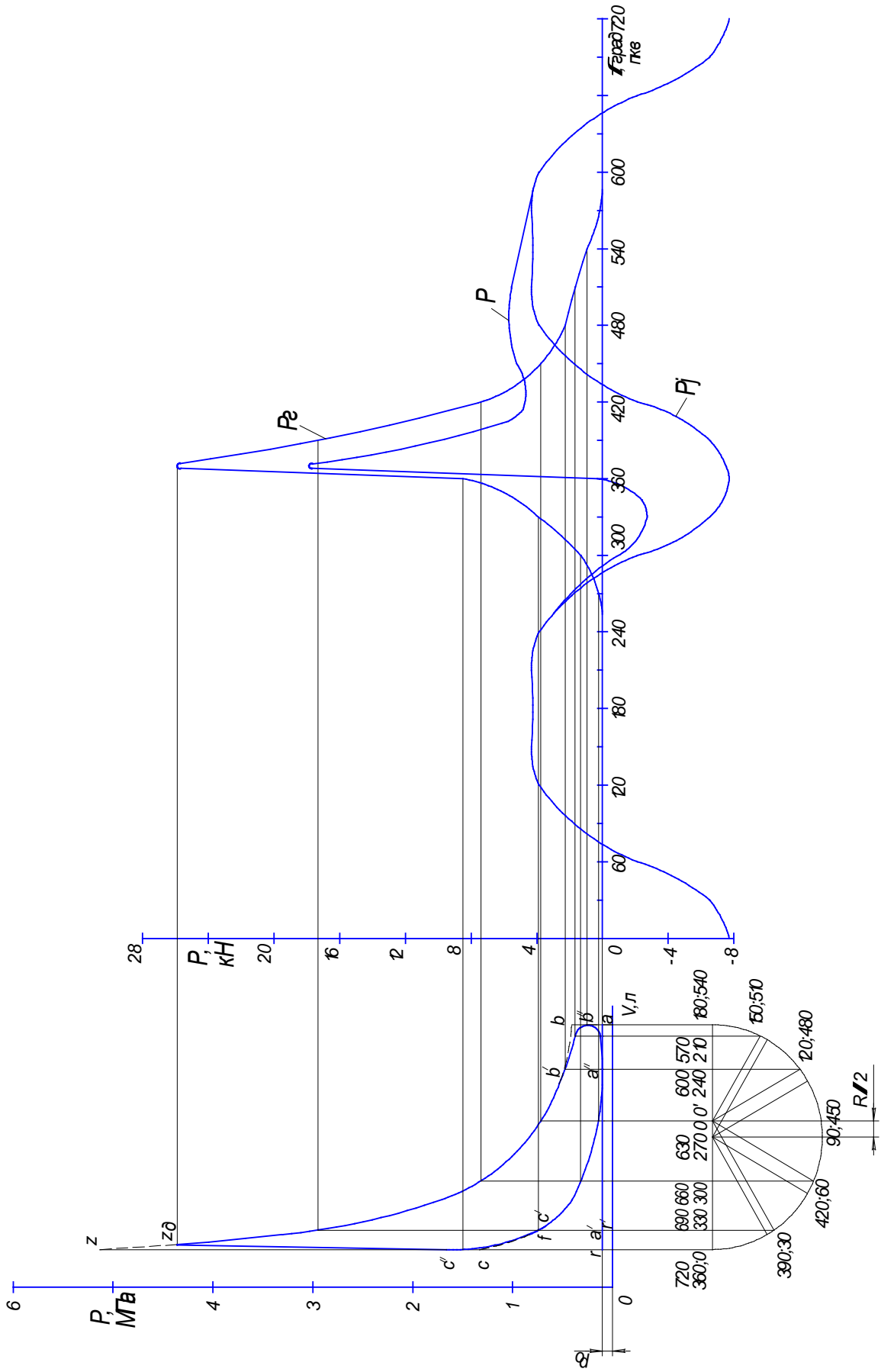


Рисунок 3.2 – Силы, действующие на поршень

### 3.2 Силы инерции

Сила инерции  $P_j$ , кН, от возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \cdot 10^{-3}, \quad (3.2)$$

где  $m_j$  – возвратно-поступательно движущиеся массы, кг;

$R$  – радиус кривошипа, м;

$\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала,  $c^{-1}$ .

Центробежная сила инерции  $K_R$ , Н, определяется по формуле:

$$K_R = -m_R R \omega^2. \quad (3.3)$$

Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму, состоит из массы  $m_j = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}}$ , совершающей возвратно-поступательное движение, и массы  $m_R$ , совершающей вращательное движение. Для рядного двигателя  $m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}}$ , для V-образного со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом  $m_R = m_{\text{к}} + 2m_{\text{шк}}$  ( $m_{\text{шп}} = 0,275 m_{\text{ш}}$ ,  $m_{\text{шк}} = 0,725 m_{\text{ш}}$ ).

Для приближенного определения значений  $m_{\text{п}}$ ,  $m_{\text{ш}}$  и  $m_{\text{к}}$  можно использовать конструктивные массы, отнесенные к площади поршня,  $m' = m/F_{\text{п}}$ , приведенные в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Конструктивные массы

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Конструктивные массы, кг/м <sup>2</sup>	
	Бензиновые двигатели (D=60-100 мм)	Дизели (D=80-120 мм)
Поршневая группа ( $m_{\text{п}}' = m_{\text{п}}/F_{\text{п}}$ ):		
- алюминиевый поршень;	80 – 150	150 – 300
- чугунный поршень	150 – 250	250 – 400
Шатун ( $m_{\text{ш}}' = m_{\text{ш}}/F_{\text{п}}$ )	100 – 200	250 – 400
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов ( $m_{\text{к}}' = m_{\text{к}}/F_{\text{п}}$ ):		
- стальной кованый вал со сплошными шейками;	150 – 200	200 – 400
- чугунный литой вал с полыми шейками	100 – 200	150 – 300

### 3.3 Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Суммарная сила  $P$ , кН, действующая на поршень:

$$P = P_{\text{г}} + P_j. \quad (3.4)$$

Боковая сила  $N$ , кН, действующая перпендикулярно оси цилиндра:

$$N = P \operatorname{tg} \beta, \quad (3.5)$$

где  $\beta$  – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра.

Сила  $K$ , кН, направленная по радиусу кривошипа:

$$K = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (3.6)$$

Тангенциальная сила  $T$ , кН:

$$T = P \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (3.7)$$

Численные значения тригонометрических функций, входящих в уравнения, для различных  $\lambda$  и  $\varphi$  приведены в таблицах А2 – А4 приложения А.

Результаты расчётов сводятся в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты динамического расчета

$\varphi^\circ$	$\Delta p_r$ , Па	$P_r$ , кН	$P_j$ , кН	$P$ , кН	$\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$	$K$ , кН	$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$	$T$ , кН	$M_{кр}$ , Н·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

### 3.4 Крутящий момент двигателя

Текущее значение крутящего момента  $M_{кр}$ , Н·м одного цилиндра определяется по формуле:

$$M_{кр} = TR, \quad (3.8)$$

где  $T$  – тангенциальная сила, Н;

$R$  – радиус кривошипа, м.

Результаты расчета сил и крутящего момента представлены в таблице 4.

Суммирование значений крутящих моментов всех цилиндров двигателя производится табличным или графическим методами. При применении табличного метода значения крутящих моментов одного цилиндра и двигателя сводятся в таблицу 3.3. При этом крутящий момент двигателя  $M_{кр\Sigma}$ , Нм, определяется как сумма:

$$M_{кр\Sigma} = \sum_{j=1}^i M_{кр} [\varphi + (j-1)\Theta]_j, \quad (3.9)$$

где  $j$  – порядковый номер цилиндра;

$i$  – число цилиндров;

$\Theta = 720/i$  – периодичность следования рабочих ходов в цилиндрах 4-тактного двигателя;

$M_{кр} [\varphi + (j-1)\Theta]_j$  – крутящий момент  $j$ -го цилиндра при угле поворота  $[\varphi + (j-1)\Theta]$ .

Среднее значение суммарного крутящего момента  $M_{крср}$ , Нм, определяется по формуле:

$$M_{крср} = (F_1 - F_2)m_M/OA, \quad (3.10)$$

где  $F_1$  и  $F_2$  – соответственно положительная и отрицательная площади, заключенные между кривой  $M_{кр\Sigma}$  и линией  $OA$  (при  $i \geq 6$  отрицательная площадь, как правило, отсутствует),  $мм^2$ ;

$m_M$  – масштаб моментов,  $Нм/мм$ ;

$OA$  – длина интервала между вспышками на диаграмме,  $мм$ .

Таблица 3.3 – Крутящий момент двигателя

$\varphi^\circ$	Цилиндры								$M_{кр\Sigma}$ Нм
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	$\varphi^\circ$ криво- шипа	$M_{кр\cdot ц}$ Нм	$\varphi^\circ$ криво- шипа	$M_{кр\cdot ц}$ Нм	$\varphi^\circ$ криво- шипа	$M_{кр\cdot ц}$ Нм	$\varphi^\circ$ криво- шипа	$M_{кр\cdot ц}$ Нм	

По данным таблицы 3.3 строится график (рисунок 3.3).

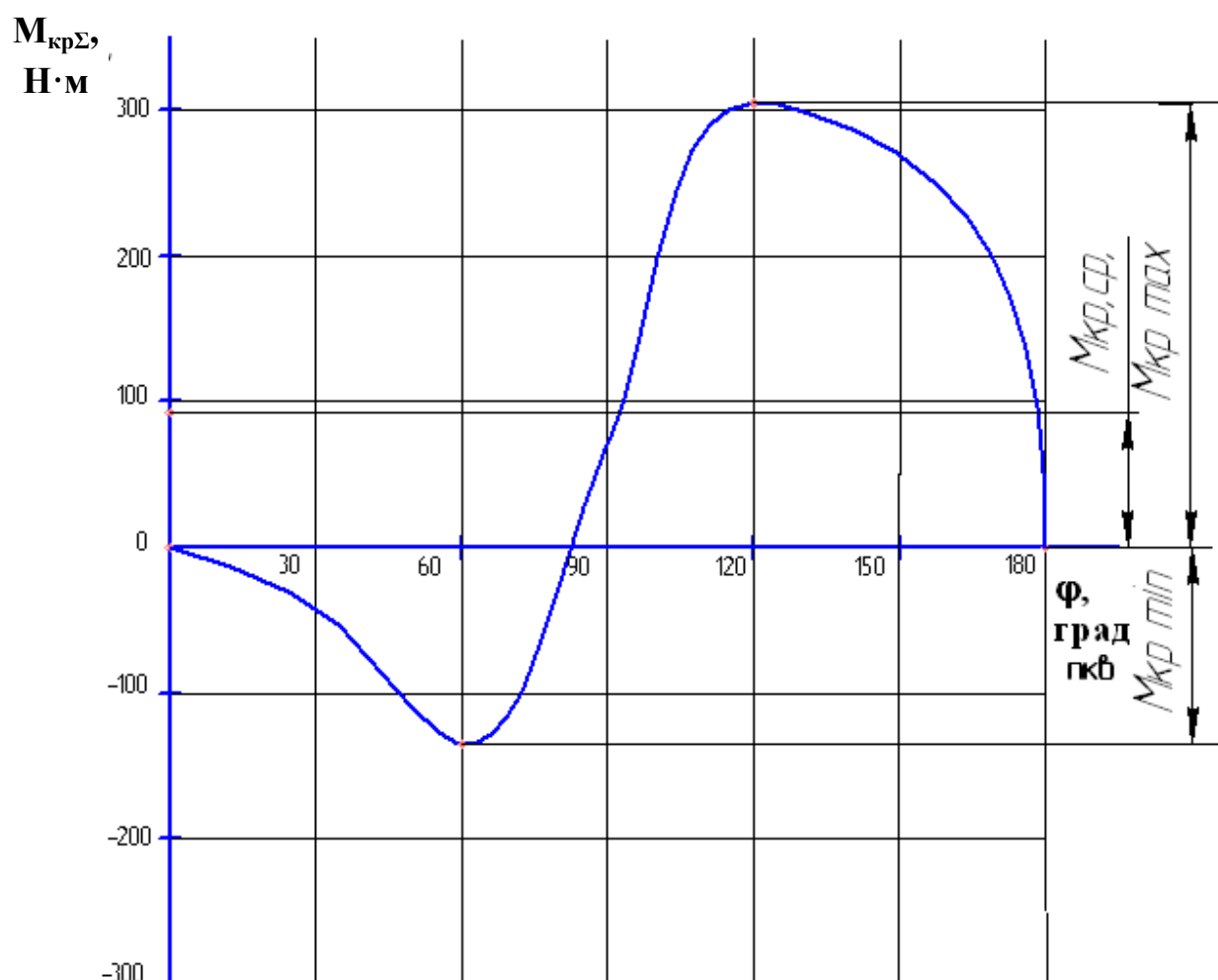


Рисунок 3.3 – Кривая крутящего момента двигателя



### 3.5 Неравномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя

Неравномерность крутящего момента обычно оценивается коэффициентом неравномерности крутящего момента:

$$\mu = (M_{кр.маx} - M_{кр.мин})/M_{кр.ср}. \quad (3.11)$$

Избыточная работа крутящего момента  $L_{изб}$ , Дж,

$$L_{изб} = Fm_M m_\varphi, \quad (3.12)$$

где  $F$  – площадь над прямой  $M_{кр.ср}$ ,  $мм^2$ ;  
 $m_M$  – масштаб момента,  $Нм/мм$ ;  
 $m_\varphi = 4\pi/(i \cdot OA)$  – масштаб угла поворота коленчатого вала,  $рад/мм$ :  
-  $OA$  в  $мм$ ;  
-  $i$  – число цилиндров.

Неравномерность угловой скорости оценивается как:

$$\delta = (\omega_{маx} - \omega_{мин})/\omega_{ср}. \quad (3.13)$$

Неравномерность хода для автомобильных двигателей:  $\delta = 0,01-0,02$ .

Момент инерции движущихся масс двигателя,  $кгм^2$ :

$$J_o = L_{изб}/(\delta\omega^2), \quad (3.14)$$

где  $\omega$  – средняя угловая скорость коленчатого вала.

Момент инерции маховика со сцеплением автомобильного двигателя  $J_M$  составляет 80-90% от момента инерции двигателя.

### Заключение

Кратко описываются результаты работы и делаются выводы.

## Список литературы

1 Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания [Текст] : учебник для вузов. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян ; под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высш. шк., 2007. – 479 с.

2 Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания [Текст] : учебник для вузов. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование / В. Н. Луканин, И. В. Алексеев, М. Г. Шатров ; под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высш. шк., 2007. – 400 с.

3 Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2002. – 496 с.

4 Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1980. – 400 с.

## **Приложение А**

Зависимость значений  
тригонометрических функций  
от угла поворота коленчатого вала

Таблица А1 – Зависимость значения функции  $(1 - \cos \varphi) + \lambda/4 (1 - \cos 2\varphi)$  от угла поворота коленчатого вала

φ, град пкв	Значения $(1 - \cos \varphi) + \lambda/4 (1 - \cos 2\varphi)$ при λ											φ, град пкв	
	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31					
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	360
10	0,0188	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	0,0196	0,0197	0,0199	0,0199	0,0199	0,0199	0,0199	350
20	0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	0,0773	0,0779	0,0784	0,0784	0,0784	0,0784	0,0784	340
30	0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	0,1703	0,1715	0,1728	0,1728	0,1728	0,1728	0,1728	330
40	0,2836	0,2857	0,2877	0,2898	0,2918	0,2939	0,2960	0,2980	0,2980	0,2980	0,2980	0,2980	320
50	0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	0,4423	0,4452	0,4482	0,4482	0,4482	0,4482	0,4482	310
60	0,5900	0,5938	0,5975	0,6013	0,6050	0,6088	0,6125	0,6163	0,6163	0,6163	0,6163	0,6163	300
70	0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	0,7860	0,7905	0,7949	0,7949	0,7949	0,7949	0,7949	290
80	0,9428	0,9476	0,9525	0,9573	0,9622	0,9670	0,9719	0,9767	0,9767	0,9767	0,9767	0,9767	280
90	1,1200	1,1250	1,1300	1,1355	1,1400	1,1450	1,1500	1,1550	1,1550	1,1550	1,1550	1,1550	270
100	1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	1,3142	1,3191	1,3239	1,3239	1,3239	1,3239	1,3239	260
110	1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	1,4700	1,4745	1,4789	1,4789	1,4789	1,4789	1,4789	250
120	1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,6050	1,6088	1,6125	1,6163	1,6163	1,6163	1,6163	1,6163	240
130	1,7132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	1,7279	1,7308	1,7338	1,7338	1,7338	1,7338	1,7338	230
140	1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	1,8259	1,8280	1,8300	1,8300	1,8300	1,8300	1,8300	220
150	1,8960	1,8973	1,8985	1,8998	1,9010	1,9023	1,9035	1,9048	1,9048	1,9048	1,9048	1,9048	210
160	1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	1,9567	1,9573	1,9578	1,9578	1,9578	1,9578	1,9578	200
170	1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	1,9892	1,9893	1,9895	1,9895	1,9895	1,9895	1,9895	190
180	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	180

Таблица А2 – Зависимость значения функции  $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$  от угла поворота колеччатого вала

φ, град пкв	Знак	Значения $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ при λ										Знак	φ, град пкв
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31				
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100			+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761			+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772			+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210			+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198			+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5977	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890			+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450			+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045			+	290
80	-	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177			-	280
90	-	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100			-	270
100	-	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649			-	260
110	-	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795			-	250
120	-	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550			-	240
130	-	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966			-	230
140	-	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122			-	220
150	-	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110			-	210
160	-	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022			-	200
170	-	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935			-	190
180	-	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900			-	180

Таблица А3 – Зависимость значения функции  $\operatorname{tg} \beta$  от угла поворота колеччатого вала

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

Таблица А4 – Зависимость значения функции  $\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta$  от угла поворота коленчатого вала

φ, град пкв	Знак	Значения $\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta$ при λ												Знак	φ, град пкв	
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31							
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	360
10	+	0,215	0,216	0,218	0,220	0,221	0,223	0,225	0,227	0,227	0,227	0,227	0,227	0,227	0,227	350
20	+	0,419	0,423	0,426	0,429	0,432	0,436	0,439	0,442	0,442	0,442	0,442	0,442	0,442	0,442	340
30	+	0,605	0,609	0,613	0,618	0,622	0,627	0,631	0,636	0,636	0,636	0,636	0,636	0,636	0,636	330
40	+	0,762	0,767	0,772	0,777	0,782	0,788	0,793	0,798	0,798	0,798	0,798	0,798	0,798	0,798	320
50	+	0,886	0,891	0,896	0,901	0,906	0,912	0,917	0,922	0,922	0,922	0,922	0,922	0,922	0,922	310
60	+	0,972	0,976	0,981	0,985	0,990	0,995	0,999	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	300
70	+	1,018	1,022	1,025	1,029	1,032	1,035	1,039	1,043	1,043	1,043	1,043	1,043	1,043	1,043	290
80	+	1,027	1,029	1,030	1,032	1,034	1,036	1,038	1,040	1,040	1,040	1,040	1,040	1,040	1,040	280
90	+	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	270
100	+	0,943	0,941	0,939	0,937	0,936	0,934	0,932	0,930	0,930	0,930	0,930	0,930	0,930	0,930	260
110	+	0,861	0,858	0,854	0,851	0,847	0,844	0,840	0,837	0,837	0,837	0,837	0,837	0,837	0,837	250
120	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	0,728	240
130	+	0,646	0,641	0,636	0,631	0,626	0,620	0,615	0,610	0,610	0,610	0,610	0,610	0,610	0,610	230
140	+	0,524	0,519	0,513	0,508	0,503	0,498	0,493	0,488	0,488	0,488	0,488	0,488	0,488	0,488	220
150	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	0,364	0,364	0,364	0,364	0,364	0,364	0,364	210
160	+	0,265	0,261	0,258	0,255	0,252	0,248	0,245	0,242	0,242	0,242	0,242	0,242	0,242	0,242	200
170	+	0,133	0,131	0,129	0,127	0,126	0,124	0,122	0,121	0,121	0,121	0,121	0,121	0,121	0,121	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	180

Глазырин Аркадий Васильевич  
Шабуров Виктор Николаевич

## **АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ**

Методические указания  
к выполнению практических работ  
по дисциплине «Силовые агрегаты»  
для студентов направления 190600.62

Редактор Е.А. Могутова

---

Подписано в печать 20.10.14	Формат 60×84 1/16	Бумага 65 г/м <sup>2</sup>
Печать цифровая	Усл. печ. л. 1,5	Уч. изд. л. 1,5
Заказ 264	Тираж 25	Не для продажи

---

РИЦ Курганского государственного университета.  
640000, г. Курган, ул. Советская, 63/4.  
Курганский государственный университет.