

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»

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ,
ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ
И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПОРШНЕВОГО
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Методические указания
к выполнению курсовой работы
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. А.В. Савельев.

Утверждены на заседании кафедры «2» сентября 2013 г.

Рекомендованы методическим советом университета в рамках проекта «Инженерные кадры Зауралья»
«22» ноября 2013 г.

Содержание

Введение	4
1 Определение основных показателей двигателя	4
1.1 Индикаторные показатели	4
1.2 Эффективные показатели	7
2 Построение индикаторной диаграммы	8
3 Динамический расчет	12
3.1 Сила давления газов	12
3.2 Силы инерции	14
3.3 Силы и крутящий момент, 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

Курсовая работа выполняется с целью закрепления знаний, полученных при теоретическом изучении курса. Студентом определяются основные показатели двигателя. Производится динамический расчет.

Курсовая работа выполняется в следующем объеме:

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

Исходные данные для выполнения курсовой работы 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, мин^{-1} ;

ε – степень сжатия;

ρ – 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 Определение основных показателей двигателя

1.1 Индикаторные показатели

На основании данных задания определяются основные параметры двигателя:

- 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 $V_{л}$, л:

$$V_{л} = V_h \cdot i. \quad (1.4)$$

Расчет основных показателей двигателя производится для режима максимальной мощности.

На основании данных задания определяется расчетное среднее индикаторное давление P_i' , МПа:

- бензиновый двигатель

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda_1}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (1.5)$$

- дизель

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_1 (\rho - 1) + \frac{\lambda_1 \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (1.6)$$

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

λ_1 – степень повышения давления $\lambda_1 = P_z / P_c$;

n_1, n_2 – показатели политроп сжатия и расширения.

$$n_1 = (\lg P_c - \lg P_a) / \lg \varepsilon; \quad (1.7)$$

$$n_2 = (\lg P_z - \lg P_b) / \lg \delta.$$

Величина P_i' может быть определена по площади, соответствующей теоретическому циклу на индикаторной диаграмме.

Среднее индикаторное давление по нескругленной диаграмме, Па:

$$P_i' = \frac{L_i'}{V_h} \quad (1.8)$$

где L_i' – индикаторная работа цикла по нескругленной диаграмме, Дж:

$$L_i' = F_i \cdot m_p \cdot m_v, \quad (1.9)$$

где F_i – площадь заключенная между точками асзвв, мм²;

m_p и m_v – масштабы давления и объема;

V_h – рабочий объем цилиндра, м³.

Среднее индикаторное давление P_i , МПа:

$$P_i = P_i' \varphi_n, \quad (1.10)$$

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

Индикаторная мощность N_i , кВт:

$$N_i = \frac{P_i V_h i n_N}{30 \tau}, \quad (1.11)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, л;

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

Индикаторный КПД цикла η_i :

$$\eta_i = \frac{l_o \alpha P_i}{H_u \eta_v \rho_k}, \quad (1.12)$$

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);

α – 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);

η_v – коэффициент наполнения;

ρ_k – плотность заряда на впуске, кг/м³.

$$\rho_k = P_k 10^6 / (R_B T_k), \quad (1.13)$$

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

Температура T_k , К, воздуха на входе в двигатель:

$$T_k = T_o \left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{0,393}, \quad (1.14)$$

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

Коэффициент наполнения η_v определяется по выражению:

$$\eta_v = \varphi_{\text{доз}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}, \quad (1.15)$$

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

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

γ_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 γ_r :

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) P_r}{T_r (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon P_a - P_r)}. \quad (1.16)$$

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

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{\eta_i H_u}. \quad (1.17)$$

1.2 Эффективные показатели

Среднее эффективное давление P_e , МПа:

$$P_e = P_i - P_m, \quad (1.18)$$

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

$$P_m = a + b V_{п.ср}, \quad (1.19)$$

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

Выражение (1.19) имеет вид:

- для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением

$$S/D > 1: P_m = 0,049 + 0,0152 V_{п.ср};$$

- 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:

$$V_{п.ср} = S n_N / 30, \quad (1.20)$$

где S – ход поршня, м.

Эффективная мощность двигателя N_e , кВт:

$$N_e = \frac{P_e V_h i n_N}{30 \tau}. \quad (1.21)$$

Литровая мощность двигателя N_l , кВт/л:

$$N_l = \frac{P_e n_N}{30 \tau}. \quad (1.22)$$

Эффективный крутящий момент двигателя M_e , Н·м:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \frac{N_e}{n_N}. \quad (1.23)$$

Эффективный КПД двигателя:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m, \quad (1.24)$$

где η_m – механический КПД, определяемый по формуле:

$$\eta_m = P_e / P_i. \quad (1.25)$$

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

$$g_e = g_i / \eta_m. \quad (1.26)$$

Часовой расход топлива G_T , кг/ч:

$$G_T = g_e N_e / 10. \quad (1.27)$$

2 Построение индикаторной диаграммы

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

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:

$$OA = AB / (\varepsilon - 1), \quad (2.1)$$

отрезок $Z'Z$ для дизелей:

$$Z'Z = OA(\rho - 1). \quad (2.2)$$

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.

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:

$$P_x = P_a (V_a / V_x)^{n1}, \quad (2.3)$$

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:

$$P_x = P_b (V_b / V_x)^{n2}. \quad (2.4)$$

Отношение V_b / V_x изменяется для бензинового двигателя в интервале от 1 до ε , для дизелей – от 1 до δ .

Для получения действительной индикаторной диаграммы $a''c'fz_d b''b''ga$ (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 н.м.т.; точке b'' – открытие выпускного клапана $\varphi_{н.вып.} = 40-70$ град. до

н.м.т.; точке r' – закрытие выпускного клапана $\varphi_{к.вып.} = 10-50$ град после в.м.т.);
 - угла опережения (угол опережения зажигания в двигателе с искровым зажиганием $\varphi_{оп.з} = 5-25$ град. до в.м.т., большее значение при повышенной степени сжатия; угол опережения впрыска в дизеле $\varphi_{оп.в} = 20-35$ град. до в.м.т.) – 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 ($P_{zd} = 0,85P_z$ для бензиновых; $P_{zd} = P_z$ для дизелей).

Для определения местоположения указанных точек устанавливается связь между углом φ поворота коленчатого вала и перемещением поршня:

$$AX = AB[(1-\cos\varphi) + \lambda/4 (1-\cos2\varphi)]/2, \quad (2.5)$$

где λ – 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	$V_x, л$	$P_x, МПа$	$V_x, мм$	$P_x, мм$	V_b/V_x	$V_x, л$	$P_x, МПа$	$V_x, мм$	$P_x, мм$
1					1				
.					.				
.					.				
.					.				
ϵ					δ				

На рисунке 1 *а, б* приведены примеры индикаторных диаграмм для бензинового и дизельного двигателей. При анализе индикаторной диаграммы необходимо описать процессы действительного цикла двигателя с указанием характерных точек.

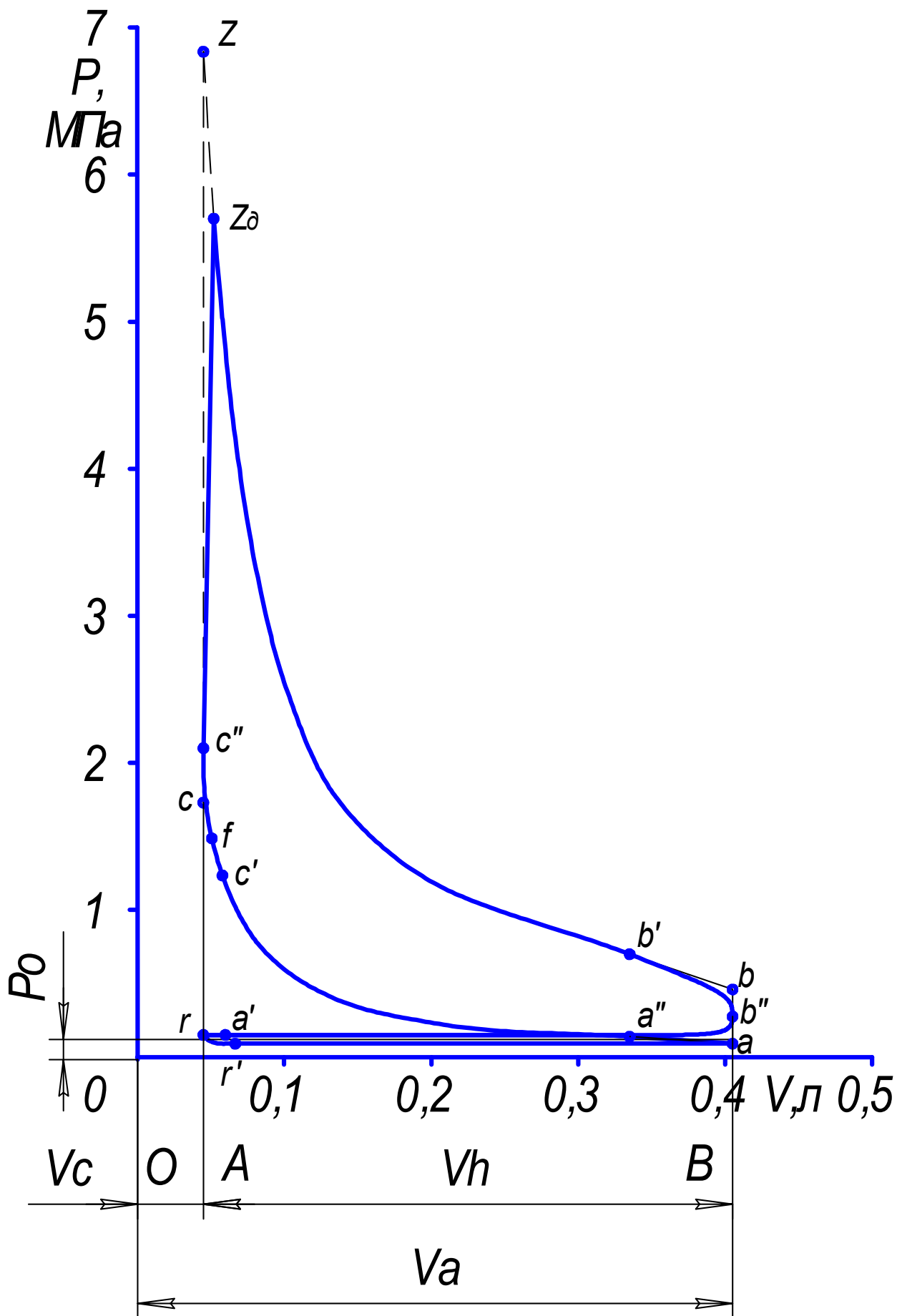


Рисунок 1 а – Индикаторная диаграмма бензинового четырехтактного двигателя

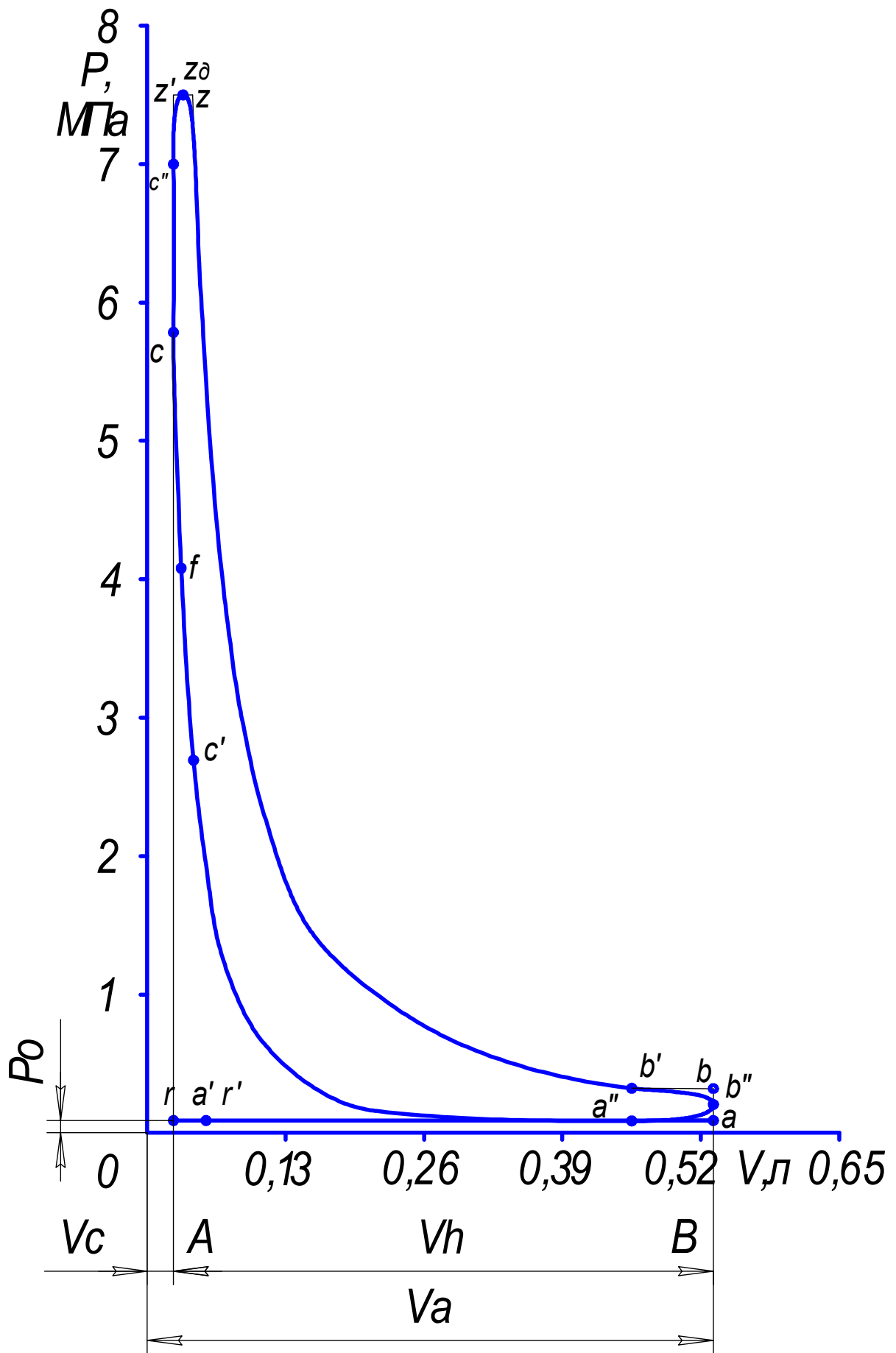


Рисунок 1 б – Индикаторная диаграмма дизельного четырёхтактного двигателя

3 Динамический расчет

На рисунке 2 приведены схемы сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме двигателя.

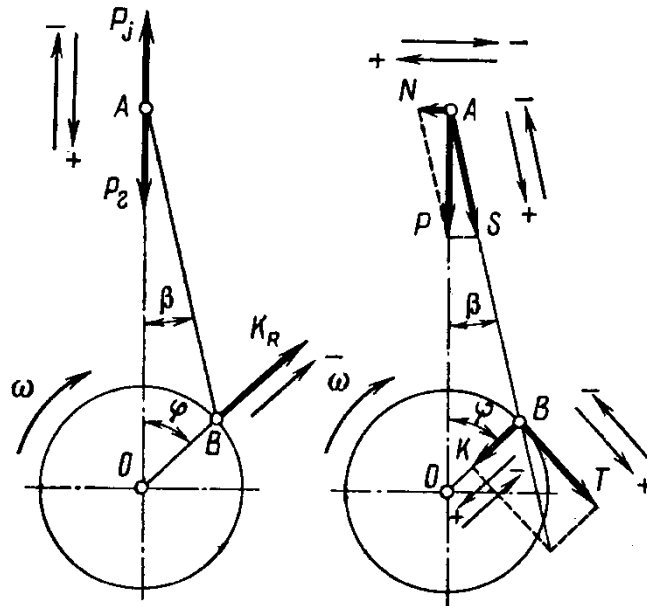


Рисунок 2 – Схемы сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

3.1 Сила давления газов

Силу давления газов на поршень P_r , кН, определяют 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, m^2 .

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). Далее от центра полуокружности (точка O) в сторону н.м.т. откладывают поправку Брикса, равную $R\lambda/2$. Полуокружность делят лучами из центра O на несколько частей (интервал между точками на развернутой диаграмме рекомендуется брать равным 30°), а из центра Брикса (точка O') 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 φ . Развертку индикаторной диаграммы обычно начинают от в.м.т. в процессе хода впуска.

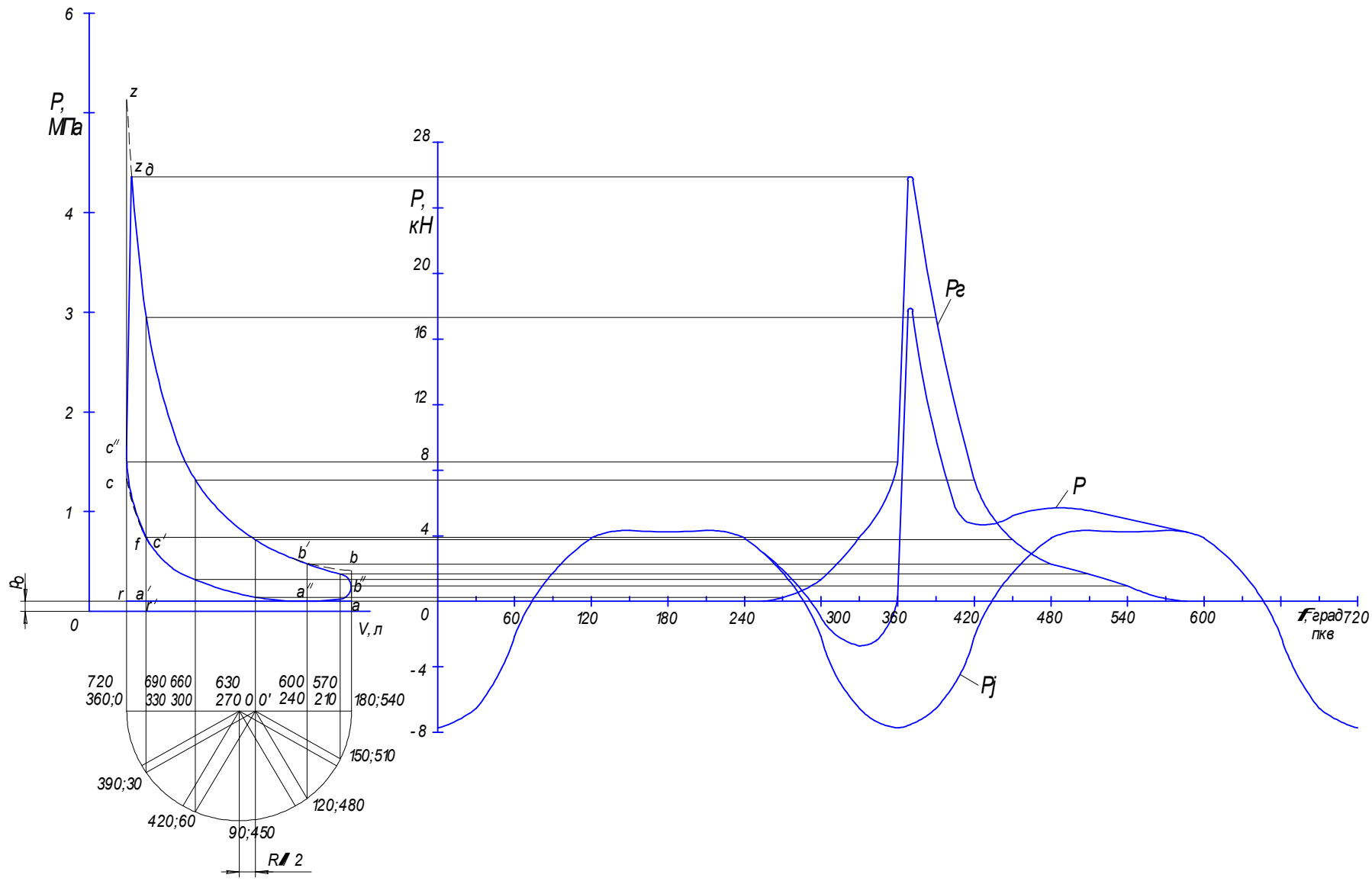


Рисунок 3 – Силы, действующие на поршень

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;

ω – 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 2.

Таблица 2 – Конструктивные массы

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Конструктивные массы, кг/м ²	
	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 и крутящий момент, 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 β – 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 λ и φ приведены в таблицах А2 – А4 приложения А.

Результаты расчётов сводятся в таблицу 3.

Таблица 3 – Результаты динамического расчета

φ°	Δp_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 4. 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 ОА (при $i \geq 6$ отрицательная площадь, как правило, отсутствует), $мм^2$;

m_M – масштаб моментов, $Нм/мм$;

ОА – длина интервала между вспылками на диаграмме, $мм$.

Таблица 4 – Крутящий момент двигателя

φ°	Цилиндры								$M_{кр\Sigma}$ Нм
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	φ° криво- шипа	$M_{кр\cdotц}$ Нм	φ° криво- шипа	$M_{кр\cdotц}$ Нм	φ° криво- шипа	$M_{кр\cdotц}$ Нм	φ° криво- шипа	$M_{кр\cdotц}$ Нм	

По данным таблицы 4 строится график (рисунок 4).

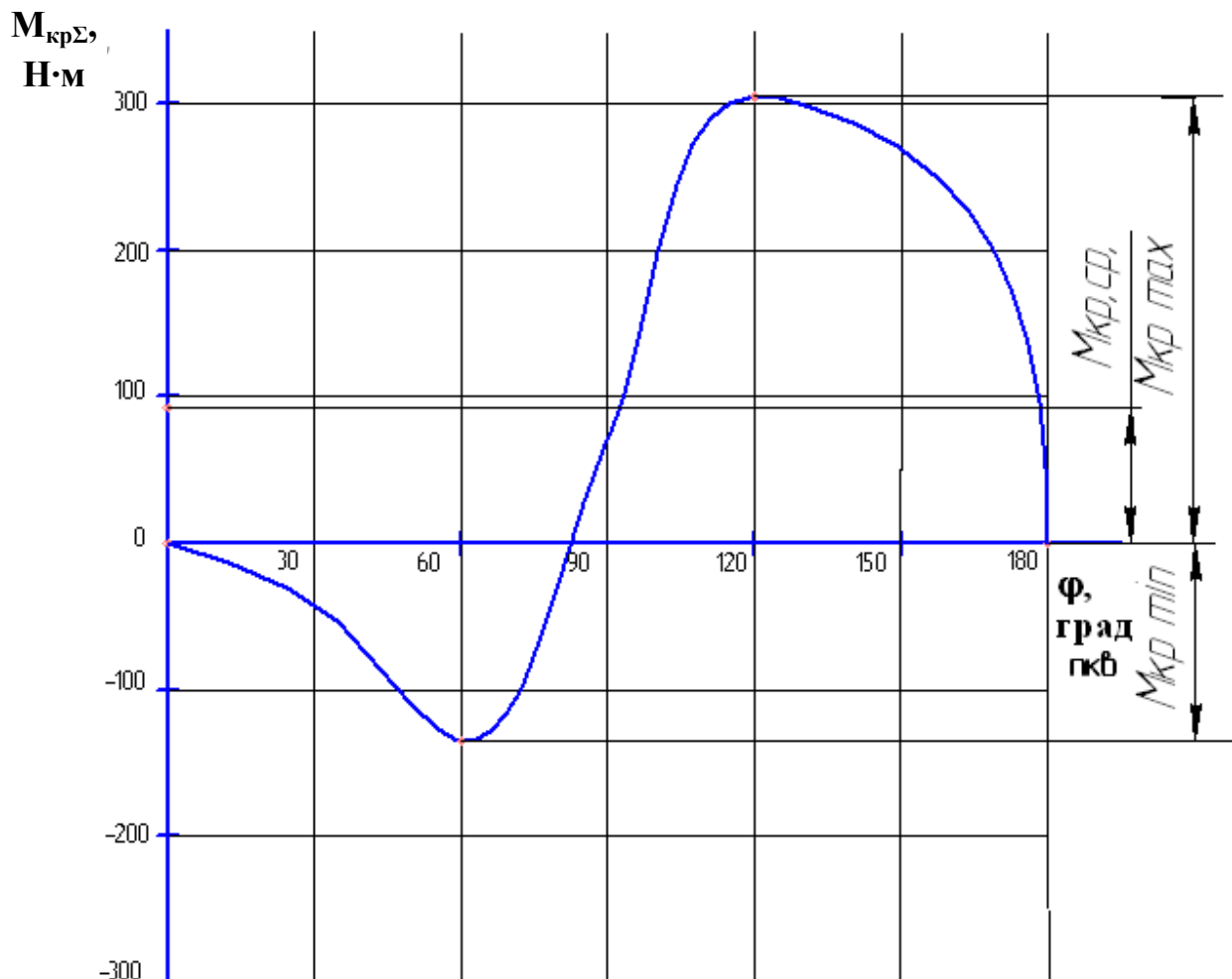


Рисунок 4 – Кривая крутящего момента двигателя

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 $M_{кр.ср}$, мм²;

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, кгм²:

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

где ω – 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 А2 – Зависимость значения функции $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ от угла поворота коленчатого 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

Глазырин Аркадий Васильевич
Савельев Алексей Викторович

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ
И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПОРШНЕВОГО
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Методические указания
к выполнению курсовой работы
по дисциплине «Силовые агрегаты»
для студентов направления 190600.62

Редактор Е.А. Могутова

Подписано к печати 24.01.14	Формат 60×84 1/16	Бумага тип. № 1
Печать цифровая	Усл. п.л. 1,5	Уч.-изд. л. 1,5
Заказ 29	Тираж 100	Не для продажи

РИЦ Курганского государственного университета.
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.
Курганский государственный университет.