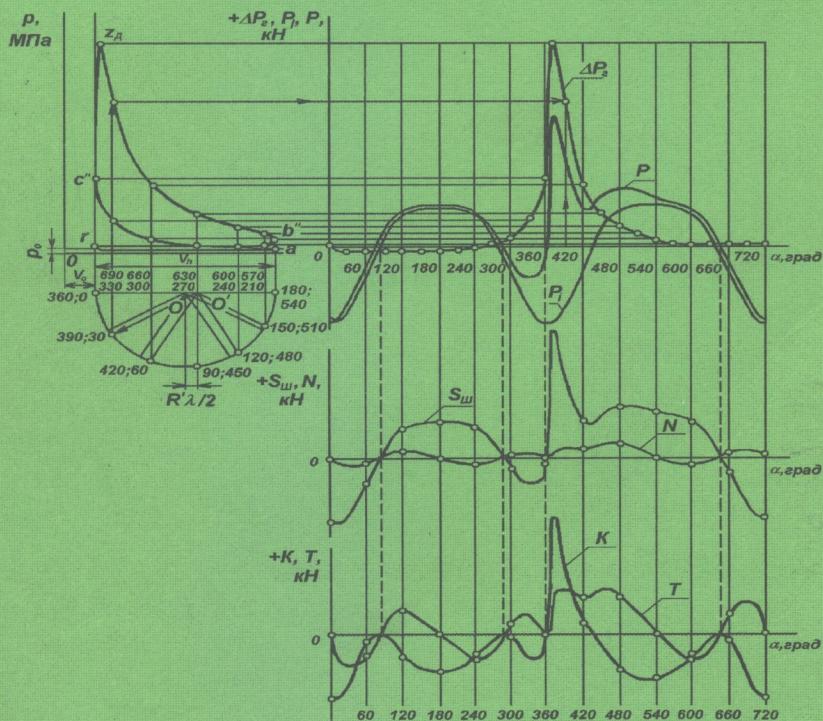


В. Ф. Анісімов, А. В. Дмитрієва, С. М. Севостьянов

ТЕПЛОВИЙ ТА ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК
АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

В. Ф. Анісімов, А. В. Дмитрієва, С. М. Севостьянов

**ТЕПЛОВИЙ ТА ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК
АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ**

НТБ ВНТУ



439661

Затверджено Вченою радою Вінницького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів спеціальності “Автомобілі та автомобільне господарство”. Протокол № 9 від 26 квітня 2007 р.



Вінниця ВНТУ 2009

Рецензенти:

А. Д. Гарькавий, доктор технічних наук, професор
В. І. Савуляк, доктор технічних наук, професор
В. М. Ребедайло, кандидат технічних наук, професор

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України

Анісімов В. Ф., Дмитрієва А. В., Севостьянов С. М.

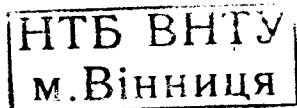
Б61 Тепловий та динамічний розрахунок автомобільних двигунів.
Навчальний посібник. - Вінниця: ВНТУ, 2009 – 130 с.

Навчальний посібник містить відомості та систематизовану методику розрахунків сучасних автомобільних двигунів. Взаємозв'язок теплового розрахунку з динамічним показано на прикладах розрахунків конкретного двигуна. Навчальний посібник стане в нагоді студентам при вивченні дисципліни, під час підготовки до виконання лабораторних й практичних робіт та курсового проектування.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності "Автомобілі та автомобільне господарство".

УДК 621.431

439661



ЗМІСТ

Вступ	5
1 ТЕОРЕТИЧНА ДІАГРАМА РОЗРАХУНКОВОГО ЦИКЛУ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	6
1.1 Основні рівняння робочого циклу двигуна	12
1.2 Приклад теплового розрахунку дизельного двигуна Д-144	26
1.2.1 Параметри робочого тіла	12
1.2.2 Параметри навколишнього середовища	13
1.2.3 Процес впуску	13
1.2.4 Процес стиснення.....	14
1.2.5 Процес згоряння	14
1.2.6 Процес розширення	16
1.2.7 Ефективні показники двигуна	17
1.2.8 Основні розміри циліндра	17
1.3 Методи побудови діаграми розрахункового циклу	19
1.3.1 Аналітичний метод визначення координат точок політроп стиснення і розширення при побудові їх в координатах $P-V$	20
1.3.2 Аналітичний метод визначення координат точок політроп стиснення і розширення при побудові їх в координатах $P-S$ і $P-\varphi$	24
1.3.3 Приклад побудови теоретичної індикаторної діаграми дизеля Д-144.....	28
1.3.4 Графічний метод побудови політроп стиснення і розширення методом Брауера.....	31
1.3.5 Графічний спосіб побудови політроп стиснення і розширення методом Толле.....	33
1.3.6 Аналітичний метод перебудови індикаторної діаграми з координат $P-V$ в координати $P-\alpha$	35
1.3.7 Графічний метод перебудови індикаторної діаграми з координат $P-V$ в координати $P-\alpha$	38
1.3.8 Визначення середнього індикаторного тиску дійсного циклу за розгорнутою діаграмою.....	40
2 ТЕОРЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	43
2.1 Зовнішня швидкісна характеристика	43
2.2 Навантажувальна характеристика	48
3 ТЕОРЕТИЧНІ ДІАГРАМИ ПЕРЕМІЩЕННЯ, ШВИДКОСТІ ТА ПРИСКОРЕННЯ ПОРШНЯ	50
3.1 Переміщення поршня.....	50
3.1.1 Діаграма Брікса Ф.А. для визначення $S_x = f(\varphi)$	56
3.1.2 Графічний метод побудови кривої переміщення поршня	58
3.2 Швидкість поршня	59
3.2.1 Графічний метод побудови кривої швидкості поршня	64

3.2.2 Діаграма Брікса для швидкості поршня	68
3.3 Прискорення поршня	69
3.3.1 Графічний метод визначення прискорення поршня методом Толле	73
3.3.2 Графічний метод побудови кривої прискорення поршня	75
3.4 Кінематика шатуна	78
3.4.1 Кутове переміщення шатуна	78
3.4.2 Кутова швидкість коливання шатуна	80
3.4.3 Кутове прискорення шатуна	80
3.4.4 Приклад визначення кінематичних параметрів поршня і шатуна..	81
4 ТЕОРЕТИЧНІ ДІАГРАМИ СИЛ І МОМЕНТІВ, ЯКІ ДІЮТЬ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	86
4.1. Приведення мас рухомих деталей кривошипно-шатунного механізму	86
4.2 Сили інерції кривошипно-шатунного механізму	91
4.2.1 Графічна побудова кривої сили P_j	93
4.2.2 Метод обертових векторів	94
4.2.3 Приклад розрахунку сил інерції	95
4.3 Сумарні сили, які діють в кривошипному механізмі	96
4.4 Сили, які діють на шатунні шийки колінчастого вала	97
4.5 Сили, що діють на корінні шийки колінчастого вала	110
4.5.1 Табличний метод побудови векторної діаграми сил, які діють на корінну шийку	110
4.5.2 Графічний метод побудови векторної діаграми сил, що діють на корінну шийку	117
4.6 Крутний момент багатоциліндрового двигуна і моменти, що скручують шийки вала	121
Література	129

ВСТУП

Прогрес в автомобільній промисловості, подальше збільшення вантажообороту автомобільного транспорту передбачає не тільки кількісний ріст автопарку, але й значне покращення використання наявних автомобілів, підвищення культури експлуатації, збільшення міжремонтних строків служби.

В галузі розвитку та удосконалення автомобільних двигунів основними задачами є: розширення використання дизелів, покращення паливної економічності, зниження питомої маси двигунів, вартості їх виробництва та експлуатації.

Виконання поставлених задач потребує від спеціалістів, пов'язаних з виробництвом і експлуатацією автомобільних двигунів, глибоких знань теорії, конструкції та розрахунку двигунів внутрішнього згоряння.

В процесі виконання курсових і дипломних проєктів по двигунах внутрішнього згоряння студент повинен виконати графічну частину за теоретичними діаграмами, які характеризують якість проходження робочого процесу двигуна; характер зміни зусиль, що діють на шатунні і корінні шийки колінчастого вала; урівноваженість двигуна, кінематику і динаміку газорозподільного механізму. Для полегшення розв'язання даної задачі в посібнику наведені основні методи розрахунків і побудови вказаних теоретичних діаграм.

Тепловий розрахунок є першим етапом проєктування, на основі якого визначаються потужності і економічні показники двигуна, а також обираються шляхи їх подальшого поліпшення. Тепловий розрахунок дає початкові дані для кінематичного, динамічного розрахунків, а також розрахунків теплонапруженого стану основних деталей двигуна.

Основою теплового розрахунку є умовний цикл – проміжний між ідеальним термодинамічним і дійсним, який здійснюється в реальному ДВЗ. При цьому враховуються різні втрати в робочому циліндрі, властивості реального робочого тіла і інші відхилення від ідеального термодинамічного циклу. Метод теплового розрахунку, прийнятий в технічній літературі, в своїй основі був вперше розроблений професором В.І. Гріневцевим в 1907 році і надалі розвинений стосовно різних типів двигунів.

Автори навчального посібника мають мету не тільки допомогти студентам у вивченні матеріалу, засвоєнні глибоких знань, але і в практичному використанні цих знань при проєктуванні та розрахунках автомобільних двигунів.

1 ТЕОРЕТИЧНА ДІАГРАМА РОЗРАХУНКОВОГО ЦИКЛУ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1.1 Основні рівняння робочого циклу двигуна

Для побудови діаграми розрахункового циклу ДВЗ необхідно попередньо виконати розрахунок цього циклу, щоб мати необхідні параметри, або потрібно мати ці параметри заданими. Такими параметрами є (рис. 1.1): ступінь стиснення ϵ ; розміри робочого циліндра D, S ; ступінь попереднього розширення $\rho = \frac{V_z}{V_c}$; показники політроп стиснення і розширення n_1, n_2 ; тиски характерних точок циклу – початку стиснення P_a (точка a), кінця стиснення P_c (точка c), кінця згоряння P_z (точка z), кінця розширення P_e (точка e), початку випускання P_e (точка e) та інші параметри.

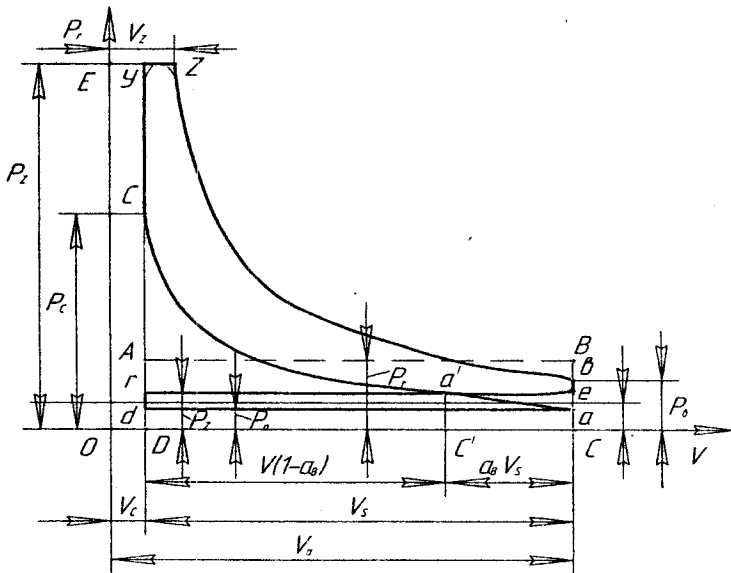


Рисунок 1.1 - Схема побудови діаграми розрахункового циклу в координатах $P_r - V$ для чотиритактного двигуна з samozapalovanнням, без наддування

Необхідно розрізнати номінальний ступінь стиснення ϵ_n і дійсний

ϵ_d .

Номінальним ступенем стиснення ε_H називається відношення повного об'єму циліндра до об'єму простору стиснення.

Дійсним ступенем стиснення ε_D називається відношення об'єму робочого тіла в момент закриття органів газорозподілення, які закриваються останніми в такті стиснення, до мінімального об'єму робочого тіла (об'єму простору стиснення).

$$\varepsilon_H = \frac{\overline{OC}}{OD} = \frac{V_u}{V_c} = \frac{V_s + V_c}{V_c}; \quad (1.1)$$

$$\varepsilon_D = \frac{\overline{OC'}}{OD} = \frac{V_s(1 - a_g) + V_c}{V_c}. \quad (1.2)$$

Звідси отримуємо

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon_H - 1}; \quad V_c = \frac{V_s}{\varepsilon_D - 1}(1 - a_g); \quad (1.3)$$

$$\varepsilon_D = \varepsilon_H(1 - a_g) + a_g; \quad (1.4)$$

$$\varepsilon_H = \frac{\varepsilon_D - a_g}{1 - a_g}. \quad (1.5)$$

В теоретичних діаграмах чотиритактного ДВЗ, без наддування, зазвичай, приймають:

$$\varepsilon_D = \varepsilon_H = \frac{V_s + V_c}{V_c}, \quad V_c = \frac{V_s}{\varepsilon_D - 1}. \quad (1.6)$$

Основні рівняння робочого циклу двигуна:

$$L_o = \frac{8 \cdot C / 3 + 8H - O}{0,23}; \quad (1.7)$$

$$M_1 = \alpha \cdot L_o; \quad (1.8)$$

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}; \quad (1.9)$$

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}, \quad (1.10)$$

де L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива;

M_1 – кількість свіжого заряду;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

M_2 – загальна кількість продуктів згорання;

β_0 – хімічний коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші.

$$P_a = P_k - \Delta P_a; \quad (1.11)$$

$$\Delta P_a = \frac{(\beta_1^2 + \xi_{en}) (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2}; \quad (1.12)$$

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r}; \quad (1.13)$$

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}; \quad (1.14)$$

$$\eta_v = \frac{T_k (\varepsilon P_a - P_r)}{(T_k + \Delta T) (\varepsilon - 1) P_k}; \quad (1.15)$$

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad (1.16)$$

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

$$\beta \overline{\mu C}_{P_z} T_z = \frac{Q}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + T_c (\overline{\mu C}_{V_c} + 8,314 \lambda); \quad (1.18)$$

$$\mu C_{P_z} = (20,2 + \frac{0,92}{\alpha}) + (15,5 + \frac{13,8}{\alpha}) \cdot 10^{-4} \cdot T_z + 8,314; \quad (1.19)$$

$$\rho = \frac{\beta T_z}{\lambda T_c}; \quad (1.20)$$

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}; \quad (1.21)$$

$$P_{\sigma} = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}; \quad (1.22)$$

$$T_{\sigma} = \frac{T_z}{\delta^{n_2}}; \quad (1.23)$$

- де P_a – тиск в кінці впуску;
 P_k – тиск навколишнього середовища;
 ΔP_a – втрати тиску на впусканні у двигун;
 β_l – коефіцієнт затухання швидкості руху заряду в перерізі циліндра, який розглядається;
 ξ_{an} – коефіцієнт опору впускної системи, віднесений до найбільш вузького її перерізу;
 ω_{an} – середня швидкість руху заряду в найменшому перерізі впускної системи;
 ρ_k – щільність заряду на впуску при наддуванні;
 γ_r – коефіцієнт залишкових газів;
 T_k – температура навколишнього середовища;
 T_r – температура залишкових газів;
 Δt – температура підігріву свіжого заряду;
 P_r – тиск залишкових газів;
 ε – ступінь стиснення;
 T_a – температура в кінці впуску;
 η_v – коефіцієнт наповнення;
 P_c – тиск в кінці стиснення;
 n_l – показник політропи стиснення;
 T_c – температура в кінці стиснення;
 μC_{P_2} – середня мольна теплоємність при постійному тиску для продуктів згоряння рідкого палива в дизелях;
 T_z – температура в кінці згоряння;
 Q – кількість тепла, яке виділяється при згорянні;
 μC_{V_c} – середня молярна теплоємність заряду (повітря) в кінці стиснення (без врахування впливу залишкових газів);
 λ – ступінь підвищення тиску;
 ρ – ступінь попереднього розширення;
 β – коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші;
 δ – ступінь наступного розширення;

P_e – тиск в кінці процесу розширення;

P_z – тиск в кінці процесу згорання;

n_2 – показник політропи розширення.

$$P_i = \frac{P_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (1.24)$$

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_H \cdot \rho_K \cdot \eta_V}; \quad (1.25)$$

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i}; \quad (1.26)$$

$$P_e = P_i - P_M; \quad (1.27)$$

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i}; \quad (1.28)$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_M; \quad (1.29)$$

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e}; \quad (1.30)$$

де P_i – середній індикаторний тиск циклу;

η_i – індикаторний коефіцієнт корисної дії;

Q_H – найнижча теплотворна здатність палива;

g_i – індикаторна питома витрата палива;

P_e – середній ефективний тиск;

P_M – середній тиск механічних втрат;

η_M – механічний коефіцієнт корисної дії;

η_e – ефективний коефіцієнт корисної дії;

g_e – ефективна питома витрата палива.

$$V_H = \frac{(30 \tau_{\text{дв}} N_e)}{P_e \cdot n}; \quad (1.31)$$

$$V_h = \frac{V_H}{i}; \quad (1.32)$$

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot S/D}}; \quad (1.33)$$

$$S = D \cdot k; \quad (1.34)$$

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4}; \quad (1.35)$$

$$W_{n,cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}; \quad (1.36)$$

$$M_e = \frac{9550 N_e}{n}; \quad (1.37)$$

$$G_T = N_e \cdot g_e; \quad (1.38)$$

$$N_n = \frac{N_e}{V_n}; \quad (1.39)$$

$$N_n = \frac{4N_e}{i \cdot \pi \cdot D^2}, \quad (1.40)$$

де V_n – літраж двигуна;

τ_{om} – коефіцієнт тактності;

N_e – ефективна потужність;

n – частота обертання колінчастого вала двигуна;

i – кількість циліндрів;

D – діаметр циліндра;

V_h – робочий об'єм циліндра;

$k = S/D$;

S – хід поршня;

F_n – площа поршня;

$W_{n,cp}$ – середня швидкість поршня;

M_e – ефективний крутний момент двигуна;

G_T – годинна витрата палива;

N_n – літрова потужність;

N_n – питома поршнева потужність.

1.2 Приклад теплового розрахунку дизельного двигуна Д-144

Вихідними даними для теплового розрахунку двигуна є такі.

Тип двигуна – чотиритактний, чотирициліндровий, однорядний, однокамерний дизель без наддування. Номінальна потужність дизеля $N_{ен} = 44,12$ кВт; номінальна частота обертання $n_n = 2000$ хв⁻¹; ступінь стиснення $\epsilon = 16,5$; коефіцієнт тактності $\tau_{об} = 4$; коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,45$. Дизельне паливо „Г” (ДСТ 305–82); найнижче питоме тепло згоряння палива $Q_H = 42500$ кДж/кг; середній елементний склад: $C = 85,7\%$; $H = 13,3\%$; $O = 1\%$.

Розрахунок виконуємо для умов згоряння 1 кг палива. При розрахуванні задаємося рядом параметрів з урахуванням меж їх зміни і значень, які характерні для прототипу.

1.2.1 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,133 - 0,01 \right) = 14,5 \text{ кг},$$

або

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_v} = \frac{14,5}{28,96} = 0,5 \text{ кмоль}.$$

Кількість свіжого заряду:

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,45 \cdot 0,5 = 0,725 \text{ кмоль}.$$

Загальна кількість продуктів згоряння:

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} = 0,725 + \frac{0,133}{4} + \frac{0,01}{32} = 0,7503 \text{ кмоль}.$$

При цьому хімічний коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші:

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,7503}{0,725} = 1,032.$$

1.2.2 Параметри навколишнього середовища

Атмосферні умови приймаємо такі: $P_o = 0,1 \text{ МПа}$; $T_o = 288 \text{ К}$. Тиск навколишнього середовища $P_k = P_o = 0,1 \text{ МПа}$; температура навколишнього середовища $T_k = T_o = 288 \text{ К}$. Тиск і температура залишкових газів: $P_r = 1,15 \cdot 0,1 = 0,115 \text{ МПа}$. Приймаємо $T_r = 930 \text{ К}$.

1.2.3 Процес впуску

Приймаємо температуру підігріву заряду $\Delta t = 15 \text{ }^\circ\text{C}$. Густина заряду на впуску:

$$\rho_k = \frac{P_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 288} = 1,21 \text{ кг/м}^3.$$

де $R_g = 287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{град.)}$ – питома газова постійна для повітря.
Приймаємо:

$$(\beta^2 + \xi_{en}) = 3,25 \text{ і } \omega_{en} = 75 \text{ м/с.}$$

Тоді втрата тиску на впуску в двигун:

$$\Delta P_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en})(\omega_{en} \rho_k \cdot 10^{-6})}{2} = \frac{(3,25 \cdot 75^2)(1,21 \cdot 10^{-6})}{2} = 0,011 \text{ МПа.}$$

Тиск в кінці впуску:

$$P_a = P_k - \Delta P_a = 0,1 - 0,011 = 0,089 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r} = \frac{288 + 15}{930} \cdot \frac{0,115}{16,5 \cdot 0,089 - 0,115} = 0,028.$$

Температура в кінці впуску:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{288 + 15 + 0,028 \cdot 930}{1 + 0,028} = 320 \text{ К.}$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_v = \frac{T_k(\varepsilon P_a - P_r)}{(T_k + \Delta T)(\varepsilon - 1)P_k} = \frac{288(16,5 \cdot 0,089 - 0,115)}{(288 + 15)(16,5 - 1) \cdot 0,1} = 0,83.$$

1.2.4 Процес стиснення

Показник політропи стиснення можна визначити за емпіричною формулою:

$$n_1 = \frac{1,41 - 100}{n_n} = \frac{1,41 - 100}{2000} = 1,36.$$

Тиск в кінці стиснення:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,089 \cdot 16,5^{1,36} = 4,07 \text{ МПа.}$$

Температура в кінці стиснення:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 320 \cdot 16,5^{1,36 - 1} = 878 \text{ К.}$$

Середня молярна теплоємність заряду (повітря) в кінці стиснення (без врахування впливу залишкових газів):

$$\overline{\mu C_{Vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 878 = 21,69 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

Число молей залишкових газів:

$$M_r = \alpha \gamma_r L_0 = 1,45 \cdot 0,028 \cdot 0,5 = 0,0203 \text{ кмоль}$$

Число молей газів в кінці стиснення до згорання:

$$M_c = M_l + M_r = 0,725 + 0,0203 = 0,7453 \text{ кмоль.}$$

1.2.5 Процес згорання

Середня молярна теплоємність при постійному тиску для продуктів рідкого палива в дизелі:

$$\overline{\mu C}_{P_z} = (20,2 + \frac{0,92}{\alpha}) + (15,5 + \frac{13,8}{\alpha}) \cdot 10^{-4} T_z + 8,314 = (20,2 + \frac{0,92}{1,45}) + (15,5 + \frac{13,8}{1,45}) \cdot 10^{-4} T_z + 8,314 = 29,149 + 0,0025 T_z \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

Число молей газів після згорання:

$$M_z = M_2 + M_r = 0,7503 + 0,0203 = 0,7706 \text{ кмоль.}$$

Розрахунковий коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші:

$$\beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{0,7706}{0,7453} = 1,035.$$

Приймаємо коефіцієнт використання тепла $\xi = 0,85$. Тоді кількість тепла, яке передається газам на ділянці $су_z$ (див. рис. 1.1) при згоранні 1 кг палива:

$$Q = \xi Q_H = 0,85 \cdot 42500 = 36000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Приймаємо ступінь підвищення тиску $\lambda = 1,85$. Температуру в кінці згорання визначають з рівняння згорання для дизеля:

$$\beta \overline{\mu C}_{P_z} T_z = \frac{Q}{\alpha L_o (1 + \gamma_r)} + T_c (\overline{\mu C}_{V_c} + 8,314 \lambda);$$

$$1,035(29,149 + 0,0025 T_z) T_z = \frac{36000}{1,45 \cdot 0,5 + 0,0203} + 878(21,69 + 8,314 \cdot 1,85).$$

Розв'язуємо рівняння відносно T_z і знаходимо $T_z = 2250 \text{ К}$.

$$P_z = P_c \lambda = 4,07 \cdot 1,85 = 7,52 \text{ МПа.}$$

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta T_z}{\lambda T_c} = \frac{1,035 \cdot 2250}{1,85 \cdot 878} = 1,43.$$

1.2.6 Процес розширення

Ступінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16,5}{1,43} = 11,55.$$

З урахуванням характерних значень показника політропи розширення для заданих параметрів дизеля приймаємо $n_2 = 1,17$. Тоді:

$$P_g = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{7,52}{11,55^{1,17}} = 0,43 \text{ МПа};$$

$$T_g = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2250}{11,55^{1,17-1}} = 1480 \text{ К}.$$

Перевіримо правильність раніше прийнятої температури залишкових газів (T_r , прийнята 930 °К):

$$T_r = \frac{T_g}{\sqrt[3]{\frac{P_g}{P_r}}} = \frac{1480}{\sqrt[3]{\frac{0,43}{0,115}}} = 978 \text{ К}.$$

$$\Delta = 100 \frac{978 - 930}{978} = 4,9\% \text{ (допустиме значення } \Delta = 5\%).$$

Індикаторні параметри робочого циклу двигуна:

$$\begin{aligned} P_i' &= \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right) \right] = \\ &= 4,07 / (16,5 - 1) \left[1,85(1,43 - 1) + \frac{1,85 \cdot 1,43}{1,17 - 1} \left(1 - \frac{1}{11,55^{1,17 - 1}}\right) - \frac{1}{1,36 - 1} \left(1 - \frac{1}{16,5^{1,36 - 1}}\right) \right] = \\ &= 0,95 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Приймаємо коефіцієнт повноти індикаторної діаграми $\nu = 0,95$. Середній індикаторний тиск циклу для округленої індикаторної діаграми:

$$P_i = P_i' \cdot \nu = 0,95 \cdot 0,95 = 0,9025 \text{ МПа}.$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{P_i \lambda_{i0}}{Q_H \rho_k \eta_v} = \frac{0,9025 \cdot 1,45 \cdot 14,5}{42,5 \cdot 1,21 \cdot 0,83} = 0,448.$$

Індикаторна питома витрата палива:

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,448} = 190 \frac{г}{кВт \cdot год}.$$

1.2.7 Ефективні показники двигуна

Приймаємо попередньо середню швидкість поршня $W_{н.ср} = 8 \text{ м/с}$.

Середній тиск механічних втрат:

$$P_m = a + v W_{н.ср} = 0,105 + 0,012 \cdot 8 = 0,201 \text{ МПа}.$$

Середній ефективний тиск:

$$P_e = P - P_m = 0,9025 - 0,201 = 0,7015 \text{ МПа}.$$

Механічний ККД:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{0,7015}{0,9025} = 0,78.$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,448 \cdot 0,78 = 0,35.$$

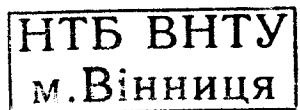
Ефективна питома витрата палива:

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,35} = 243 \frac{г}{кВт \cdot год}.$$

1.2.8 Основні розміри циліндра

Літраж двигуна:

439664



$$V_n = \frac{30\tau_{\text{дв}} N_e}{P_{en}} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 44,12}{0,7015 \cdot 2000} = 3,78 \text{ л.}$$

Робочий об'єм циліндра:

$$V_h = \frac{V_n}{i} = \frac{3,78}{4} = 0,945 \text{ л.}$$

Задаємося $\rho = \frac{S}{D} = 1,15$. Тоді діаметр циліндра:

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi\rho}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,945}{3,14 \cdot 1,15}} = 105 \text{ мм.}$$

Хід поршня:

$$S = D \cdot \rho = 105 \cdot 1,15 = 120 \text{ мм.}$$

Площа поршня:

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 105^2}{4} = 8650 \text{ мм}^2 = 86,5 \text{ см}^2.$$

Середня швидкість поршня:

$$W_{n,ср} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{120 \cdot 2000}{3 \cdot 10^4} = 8 \text{ м/с.}$$

$W_{n,ср}$ відповідає прийнятій при визначенні середнього тиску механічних втрат.

Ефективний крутний момент двигуна:

$$M_e = \frac{9550 N_e}{n_n} = \frac{9550 \cdot 44,12}{2000} = 212 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Годинна витрата палива:

$$G_T = N_e \cdot g_e = 44,12 \cdot 243 = 10,7 \text{ кг/год.}$$

Літрова потужність:

$$N_l = \frac{N_e}{V_l} = \frac{44,12}{3,78} = 11,7 \text{ кВт/л.}$$

Питома поршнева потужність:

$$N_n = \frac{4N_e}{i\pi D^2} = \frac{44,12 \cdot 4}{4 \cdot 3,14 \cdot 1,05^2} = 12,8 \frac{\text{кВт}}{\text{Дж}}$$

Якщо прийняти масу “сухого” двигуна, який не заправлений, без допоміжного обладнання за прототипом дизеля Д-144 ($G_{\text{сух}} = 375$ кг), то літрова маса:

$$g_l = \frac{G_{\text{сух}}}{V_h \cdot i} = \frac{375}{0,945 \cdot 4} = 99 \frac{\text{кг}}{\text{л}}$$

та питома маса:

$$g_N = \frac{G_{\text{сух}}}{N_{\text{ен}}} = \frac{375}{44,12} = 8,5 \frac{\text{кг}}{\text{кВт}}$$

1.3 Методи побудови діаграми розрахункового циклу

На основі теплового розрахунку двигуна Д-144 побудуємо діаграму розрахункового циклу в координатах P_s - V для чотиритактного ДВЗ з самозапалюванням, без наддування. Діаграма будується так (див. рис. 1.1):

- проведемо координатні осі P - V і відмітимо їх перетин буквою O ;
- приймаємо певний масштаб для тиску (ординат), наприклад:

$$m_o : 1 \text{ мм} \rightarrow a \text{ МПа};$$

- умовно приймаємо, що робочий об'єм циліндра V_s (або хід поршня S) зображується відрізком 200 мм, тобто, $\overline{V_s} = 200$ мм, тоді масштаб для осі абсцис буде:

$$m_a : 1 \text{ мм} \rightarrow \frac{V_s}{\overline{V_s}} = \frac{\pi D^2 S}{4 \cdot 200} \cdot \text{м}^3; \quad (1.41)$$

- проведемо атмосферну лінію 1-1 з ординатою $P_0 = 0,1$ МПа;

- за формулою (1.41) знаходимо, в прийнятому масштабі, об'єм камери стиснення:

$$\overline{V_c} = \frac{V_s}{\varepsilon_g - 1} = \frac{200 \text{ мм}}{\varepsilon_g - 1};$$

- відкладаємо на осі абсцис відрізок $V_c = \overline{OD}$, знайдемо точку D , яка відповідає ВМТ., від якої відклавши далі відрізок $V_s = 200 \text{ мм} = DC$, знайдемо точку C - НМТ.;

- проведемо через точки D і C вертикалі, на яких відкладемо від осі абсцис, в прийнятому масштабі, значення тисків в характерних точках циклу. На вертикалі, яка проходить через точку D , визначаться (за їх ординатами) такі моменти циклу:

a - початок наповнення, при $\overline{P_a} = \overline{Dd}$;

r - кінець вихлопу, при $\overline{P_r} = \overline{Dr}$;

c - кінець стиснення, при $\overline{P_c} = \overline{Dc}$;

y - кінець згоряння (при $V = const$) з ординатою $\overline{P_z} = \overline{Dy}$. На вертикалі, яка проходить через точку C , визначаються (за їх ординатами) такі моменти циклу:

a - початок стиснення, при $\overline{P_a} = \overline{Ca}$;

b - кінець розширення при $\overline{P_b} = \overline{Cb}$;

e - кінець вільного вихлопу, при $\overline{P_r} = \overline{Ce}$;

- проводимо через точку y горизонталь, на якій відкладаємо відрізок $\overline{E_z} = V_z = \rho \overline{V_c}$, отримаємо точку z - кінець згоряння при $P = const$, з ординатою P_z ;

- з'єднуємо прямими точки: c та y ; y та z ; b та e ; e та r ; d та a - отримуємо частину обрису діаграми, в тому числі, повністю процес наповнення (da), процес вихлопу (er) та процес згоряння (cyz);

- залишається, для закінчення діаграми, з'єднати точки a та c , z та b , проводячи через них відповідні політропи - стиснення (ac) та розширення (zb).

Побудова цих політроп може буде виконана графічно або графоаналітично. Розглянемо ці методи.

1.3.1 Аналітичний метод визначення координат точок політроп стиснення і розширення при побудові їх в координатах $P-V$

З рівнянь політропи стиснення $PV^{n_1} = P_c V_c^{n_1}$ і політропи розширення $PV^{n_2} = P_z V_z^{n_2}$, в яких P і V параметри будь-яких точок (поточні ко-

ординати), отримаємо, зауваживши, що $V_z = \rho V_c$, такі рівняння:
для лінії стиснення:

$$P = \frac{P_c V_c^{n_1}}{V^{n_1}} = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}}; \quad (1.42)$$

для лінії розширення:

$$P = \frac{P_z V_z^{n_2}}{V^{n_2}} = \frac{P_z \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}; \quad (1.43)$$

За формулами (1.41) і (1.42), надаючи відношенню V/V_c послідовно числові значення 1; 2; 3...; ε_g (тобто, кратні V_c), отримаємо відповідні значення тисків для об'ємів $1V_c, 2V_c, 3V_c, \dots, \varepsilon_g \cdot V_c = V_a$.

Результати заносимо в таблицю 1.1.

Відкладемо на осі абсцис ($0-V$) об'єми кратні V_c (рис. 1.2) – $V_c, 2V_c, 3V_c, \dots, \varepsilon_g V_c$ і відновимо перпендикуляри в отриманих точках, на яких відкладемо, в прийнятому масштабі, тиски, що відповідають цим об'ємам, знайдені за формулами (1.41) і (1.42) – отримаємо ряд точок, які належать шуканим кривим стиснення і розширення, які з'єднуємо плавними лініями.

Планіметриємо діаграму і проводимо лінію AB (рис. 1.3), ордината якої дає теоретичний середній індикаторний тиск.

$$P'_i = \frac{\text{площ. } acyzba}{V_s} m_0 = \frac{\text{площ. } ABCDA}{DC} m_0, \text{ МПа} \quad (1.44)$$

Звіряємо отримане з діаграм значення P'_i з розрахунковим. Різниця не повинна бути більшою, ніж 2-3% (внаслідок недостатньої точності побудови або розрахунків).

Зазвичай поблизу діаграми розміщується таблиця з характерними параметрами робочого циклу (див. рис. 1.3), де відмічають прийняті масштаби.

Для чотиритактних ДВЗ з наддуванням діаграма розрахункового циклу P_r-V будується так само, як і для двигунів без наддування, тільки лінія наповнення ra розміститься вище від атмосферної лінії (рис. 1.4).

Таблиця 1.1 – Визначення координат точок політроп стиснення та розширення розрахункового циклу ДВЗ, в системі координат $P_r - V$

$\frac{V}{V_c}$	Лінія стиснення				Лінія розширення				
	$\lg \frac{V}{V_c}$	$\frac{V}{V_c}$	$\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}$	$p_r = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$ ата	\bar{P}_r , мм	$n_2 \lg \frac{V}{V_c}$	$\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}$	$p_r = \frac{p_z \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$ ата	\bar{P}_r , мм
1	0	1	1	δ_h	δ_h	-	-	-	-
ρ	$\lg \rho$					$n_2 \lg \rho$	ρ^{n_2}	p_z	\bar{P}_z
2									
3									
:	:	:	:	:	:	:	:	:	:
ε_δ	$\lg \varepsilon_\delta$	$n_1 \lg \varepsilon_\delta$	$\varepsilon_\delta^{n_1}$	p_a	\bar{P}_a	$n_2 \lg \varepsilon_\delta$	$\varepsilon_\delta^{n_2}$	p_b	\bar{P}_b

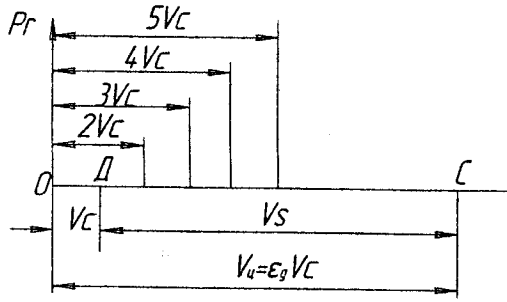


Рисунок 1.2 - Схема для побудови політроп стиснення і розширення

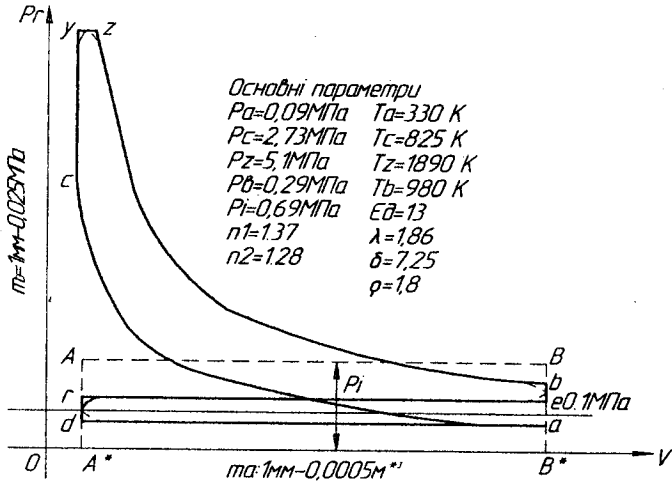


Рисунок 1.3 – Загальний вигляд діаграми розрахункового циклу чотиритактного двигуна з самозапалюванням, без наддування, в координатах p - V (пунктиром показані округлення)

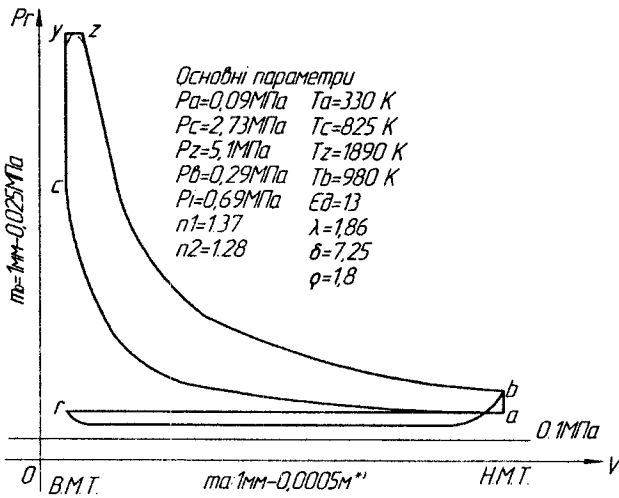


Рисунок 1.4 - Загальний вигляд діаграми розрахункового циклу чотиритактного двигуна з самозапилюванням, з газотурбінним наддуванням, в координатах $p_r - V$

1.3.2 Аналітичний метод визначення координат точок політроп стиснення і розширення при побудові їх в координатах $P-S$ і $P-\varphi$

Розглянемо побудову індикаторної діаграми в координатах $P-S$ і $P-\varphi$.

Для побудови індикаторної діаграми необхідно визначити ординати проміжних розрахункових точок політроп стиснення і розширення, розрачунок яких виконують в табличній формі (таблиця 1.2).

Індикаторну діаграму будують в координатах $P_r - S_x$ (тиск газів – хід поршня) і $P_r - \varphi$ (тиск газів – кут повороту кривошипа).

При розрахуванні політроп в рівнянні для ступеня стиснення

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_s}{V_c} = \frac{H_c + S}{H_c} = 1 + \frac{S}{H_c} \quad (1.45)$$

підставляють відносні значення висоти камери згоряння після стиснення h_c і після розширення h_s .

Таблиця 1.2 – Розрахування політрон розрахункової діаграми дизеля Д-144

φ град п.к.в.	S _x	S _x + h _c	Політрон розширення			Політрон стиснення			φ град п.к.в.
			δ _x = $\frac{S_x + h_c}{\rho h_c}$	δ _x ^{n₂}	P _{bx} = $\frac{P_z}{\delta_x^{n_2}}$	ε _x = $\frac{2 + h_c}{S_x + h_c}$	ε _x ^{n₁}	P _{cx} = P _a ε _x ^{n₁}	
0	0,000	0,129	-	-	-	16,5	45,3	4,077	360
10	0,019	0,148	-	-	7,50	14,4	37,6	3,384	350
20	0,077	0,206	1,094	1,111	6,75	10,3	23,8	2,142	340
30	0,169	0,298	1,583	1,712	4,38	7,1	14,3	1,287	330
40	0,292	0,421	2,236	2,564	2,93	5,1	9,2	0,828	320
50	0,439	0,568	3,016	3,638	2,06	3,7	5,9	0,531	310
60	0,605	0,734	3,898	4,912	1,53	2,9	4,3	0,387	300
70	0,782	0,911	4,838	6,325	1,18	2,3	3,1	0,279	290
80	0,962	1,091	5,794	7,811	0,96	1,9	2,4	0,216	280
90	1,140	1,269	6,739	9,321	0,81	1,6	1,9	0,171	270
100	1,309	1,438	7,636	10,788	0,69	1,5	1,7	0,153	260
110	1,466	1,595	8,471	12,181	0,62	1,3	1,4	0,126	250
120	1,605	1,734	9,208	13,429	0,56	1,2	1,3	0,117	240
130	1,725	1,854	9,846	14,525	0,52	1,14	1,2	0,108	230
140	1,824	1,953	10,372	15,436	0,48	1,09	1,1	0,099	220
150	1,901	2,030	10,781	16,151	0,46	1,05	1,06	0,095	210
160	1,956	2,085	11,073	16,664	0,45	1,02	1,03	0,093	200
170	1,989	2,118	11,248	16,973	0,442	1,01	1,01	0,091	190
180	2,000	2,129	11,301	17,065	0,439	1,00	1,00	0,089	180

Враховуючи, що повний хід поршня $S = \frac{V_s}{F_n}$ і висота камери згоряння $H_c = \frac{V_c}{F_n}$ можуть бути представлені в вигляді відношень $h_c = \frac{H_c}{R}$ і $h_s = \frac{S}{R} = 2$, отримаємо вираз для ступеня стиснення в такому вигляді:

$$\varepsilon = 1 + \frac{2}{h_c}, \text{ звідки } h_c = \frac{2}{\varepsilon - 1}.$$

Якщо ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{H_z}{H_c} = \frac{h_z}{h_c},$$

$$h_z = \rho h_c,$$

то при цьому поточне значення ступеня стиснення:

$$\varepsilon_x = \frac{2 + h_c}{S_x + h_c}, \quad (1.46)$$

де S_x – безрозмірне переміщення поршня.

Поточні значення абсолютного тиску на ділянці стиснення:

$$P_{cx} = P_a \cdot \varepsilon_x^{n_1} = P_a \left(\frac{2 + h_c}{S_x + h_c} \right)^{n_1}. \quad (1.47)$$

Поточні значення ступеня наступного розширення:

$$\delta_x = \frac{\overline{S}_x + h_c}{\rho h_c}. \quad (1.48)$$

При цьому необхідно враховувати, що тиск в процесі розширення для карбюраторного двигуна змінюється в інтервалі від 1 до ε , а для дизеля – від 1 до δ . Тоді поточні значення абсолютного тиску на ділянці розширення визначають за формулою:

$$P_{ex} = \frac{P_z}{\delta_x^{n_2}} = P_z \left(\frac{\rho h_c}{S_x + h_c} \right)^{n_2} \quad (1.49)$$

Для карбюраторного двигуна $\delta = \varepsilon$ і $P_{ex} = \frac{P_z}{\varepsilon_x^{n_2}}$.

Після визначення ординат проміжних розрахункових точок стиснення і розширення будують індикаторну діаграму. Для цього задаються довжиною діаграми l_s по осі абсцис (рекомендується приймати l_s рівними S ; $1,5S$; $2S$) і висотою по осі ординат $l_p = (1,2 \dots 1,7)l_s$. Тоді масштаби визначають з співвідношень: $\mu_s = S/l_s$ (для переміщення поршня) і $\mu_p = P_z/l_p$ (для тиску).

Після визначення масштабу на координатних осях відкладають безрозмірні переміщення поршня \bar{S}_x і відповідні йому кути повороту кривошипа φ° н.к.в. (табл. 1.2), а також значення тисків P_{cx} і P_{ex} . З'єднаємо отримані точки P_{cx} і P_{ex} для різних значень \bar{S}_x і φ плавною кривою та отримаємо розрахункову індикаторну діаграму *ac'z'z'a* (рис. 1.5).

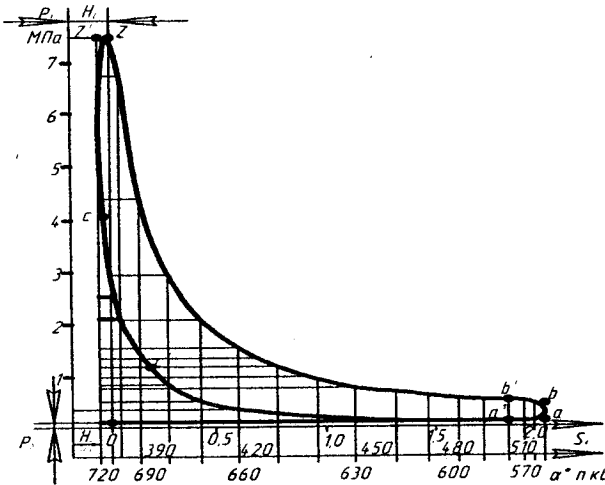


Рисунок 1.5 – Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля Д-144

1.3.3 Приклад побудови теоретичної індикаторної діаграми дизеля Д-144

У відповідності до технічних даних дизеля, приймаємо: $N_{en} = 44,12$ кВт; $n_H = 2000$ хв⁻¹; $\varepsilon = 16,5$; $\lambda = 0,279$.

В результаті теплового розрахунку отримані значення тисків в характерних точках діаграми: $P_a = 0,09$; $P_r = 0,12$; $P_c = 4,1$; $P_z = 7,5$; $P_g = 0,44$ МПа; значення показників політроп стиснення і розширення $n_1 = 1,36$; $n_2 = 1,17$; ступінь попереднього розширення $\rho = 1,43$; ступінь наступного розширення $\delta = 11,55$; середній індикаторний тиск за не округленою індикаторною діаграмою $P'_i = 0,95$ МПа.

1. Для побудови розрахункової індикаторної діаграми визначаємо відносну висоту камери згоряння h_c і h_z :

$$h_c = \frac{2}{(\varepsilon - 1)} = \frac{2}{16,5 - 1} = 0,129;$$

$$h_z = \rho \cdot h_c = 1,43 \cdot 0,129 = 0,185.$$

2. Розрахунок ε_x , P_{cx} , P_{gx} і δ_x за формулами (1.46, 1.47, 1.48, 1.49) виконано в табличній формі (див. табл. 1.2).

Проміжні значення тиску для тактів всмоктування свіжого заряду і випускання відпрацьованих газів не розраховують. Їх приймають постійними і рівними значенням, отриманим на основі теплового розрахунку. При цьому потрібно враховувати, що точка, яка відповідає максимальному тиску згоряння P_z циклу, завжди зміщується відносно ВМТ на 10-15° п.к.в. Тому в таблиці 1.2 при $\varphi = 0^\circ$ п.к.в. не вказано значень тиску згоряння.

При заповненні таблиці 1.2 розрахунковими даними, потрібно контролювати отримані значення тисків, ступені стиснення і ступені наступного розширення, порівнюючи їх з даними для характерних точок діаграми, які отримані в результаті теплового розрахунку.

3. Корегуємо розрахункову індикаторну діаграму з метою її наближення до дійсної, з врахуванням даних за фазами газорозподілення і за кутом випередження впорскування палива для дизеля Д-144, які наведені в таблиці 1.3.

Положення точок, які відповідають фазам газорозподілення, наносять на діаграму в масштабі μ_s .

З'єднавши отримані точки плавними кривими, отримаємо округлену дійсну індикаторну діаграму (див. рис. 1.5).

Таблиця 1.3 - Розрахункові положення фаз газорозподілення і кута випередження впорскування палива

Позначення точок на діаграмі	Положення точок на діаграмі (φ° п.к.в.)	Розрахункові положення точок в масштабі діаграми (S_x , мм)
r'	16° до в.м.п.	14,4
a'	16° після в.м.п.	14,4
a''	40° після в.м.т.	156,3
$c' (\varphi_{впр})$	15° до в.м.т.	25,8
b'	40° до в.м.т.	156,3

4. Визначаємо середній індикаторний тиск планометруванням розрахункової індикаторної діаграми. Площа діаграми $acz'zba F' = 4260 \text{ мм}^2$; масштаб тиску $\mu_p = 0,036 \text{ МПа/мм}$; довжина діаграми $\ell = 160 \text{ мм}$.

Тоді:

$$P_i' = \frac{F_i' \mu_p}{\ell} = \frac{4260 \cdot 0,036}{160} = 0,958 \text{ МПа.}$$

Середні індикаторні тиски, отримані планометруванням і в результаті теплового розрахунку, практично збігаються.

Розрахування дійсного середнього індикаторного тиску можна виконати за такою методикою.

Індикаторну діаграму поділимо на 12 ординат з кроком 30° п.к.в., починаючи від ВМТ. Значення ординат тиску з таблиці 1.2 запишемо у вказаному порядку і визначаємо їх різницю:

$$\begin{array}{llll}
 Y_0 = Y_{12} = 4,077 & Y_1 = 4,38 & Y_2 = 1,53 & Y_3 = 0,81 \\
 & Y_{11} = 1,287 & Y_{10} = 0,387 & Y_9 = 0,176 \\
 \text{Різниця:} & d_1 = 3,09 & d_2 = 1,14 & d_3 = 0,64 \\
 Y_4 = 0,56 & Y_5 = 0,46 & Y_6 = 0,44 & \\
 Y_8 = 0,117 & Y_7 = 0,095 & & \\
 d_4 = 0,44 & d_5 = 0,36 & &
 \end{array}$$

Переписуємо отримані значення $d_1 \dots d_5$ в такому порядку і визначаємо їх різницю:

$$\begin{array}{lll}
 d_1 = 3,09 & d_2 = 1,14 & d_3 = 0,64 \\
 d_5 = 0,36 & d_4 = 0,44 & \\
 \text{Різниця:} & \delta_1 = 2,73 & \delta_2 = 0,7
 \end{array}$$

Визначаємо коефіцієнти ряду:

$$B_2 = \frac{0,866(\delta_1 + \delta_2)}{12} = \frac{0,866(2,73 + 0,7)}{12} = 0,2475;$$

$$B_4 = \frac{0,866(\delta_1 - \delta_2)}{12} = \frac{0,866(2,73 - 0,7)}{12} = 0,1465.$$

Тоді середній індикаторний тиск:

$$P_i = \pi(B_2 + \frac{\lambda \cdot B_4}{2}) = 3,14 \cdot (0,2475 + \frac{0,279 \cdot 0,1465}{2}) = 0,84 \text{ МПа}$$

При цьому різниця між середніми індикаторними тисками P_i , які отримані в результаті обробки індикаторної діаграми за наведеною методикою і в результаті теплового розрахунку, склала:

$$\Delta = \frac{100(0,9025 - 0,84)}{0,9025} = 6,9\%.$$

Дійсна індикаторна діаграма $ac'c''z_a\theta''r_a$ (рис. 1.6) відрізняється від розрахункової, тому що в реальному двигуні за рахунок випередження запалювання або впорскування палива (точка c'), робоча суміш займається до приходу поршня в ВМТ (точка f) і підвищує тиск в кінці процесу стиснення (точка c''). Процес видимого згоряння протікає при об'ємі, який змінюється за кривою $c''z_a$ для карбюраторних двигунів; в дизелі діаграма в зоні протікання процесів c_z , і z округлюється. У зв'язку з відкриванням випускного клапана до приходу поршня в НМТ (точка θ'), тиск в кінці розширення знижується (точка θ'') і діаграма також має округлення.

На розрахунковій індикаторній діаграмі наносять значення фаз газорозподілення: початку відкривання і закривання впускних клапанів (точки r' і a''); початку відкривання і закривання випускних клапанів (точки θ' і a') (див. рис. 1.6).

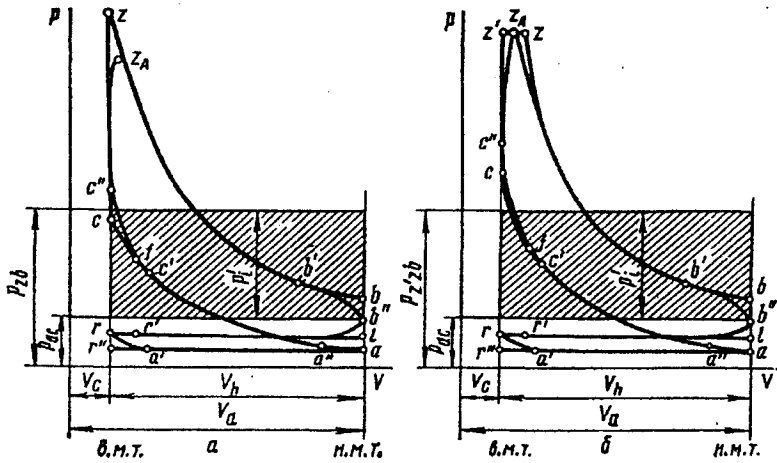
Місце розташування точок c' , f' , b' , a' , r' , a'' на діаграмі визначають з рівняння взаємозв'язку між кутами повороту колінчастого вала φ і переміщенням поршня S_x .

$$S_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (1.50)$$

де $\lambda = R/l_u$ – постійна шатунно-кривошипного механізму;

R – радіус кривошипа;

l_u – довжина шатуна.



a – карбюраторний двигун; *b* – дизель

Рисунок 1.6 – Згорнуті індикаторні діаграми (для визначення середнього індикаторного тиску)

1.3.4 Графічний метод побудови політроп стиснення і розширення методом Брауера

За методом Брауера побудова політроп виконується в системі координат P_c-V , при одній заданій точці кривої.

Нехай потрібно побудувати політропу стиснення $P \cdot V^{n_1} = const$, для якої відомі координати точки $a (P_a; V_a)$ або точки $c (P_c; V_c)$.

З початку координатної системи осей $P-V$ – точки 0 , проводимо два промені, один промінь – OB під будь-яким кутом α до осі абсцис, а інший промінь – OA під кутом β до осі ординат, до того ж, кут β пов'язаний з кутом α співвідношенням (рис. 1.7).

$$\operatorname{tg} \beta = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_1} - 1. \quad (1.51)$$

Після нанесення заданої точки $a (P_a; V_a)$, опустимо з неї перпендикуляр на вісь абсцис і з точки перетину їх a_1 , проведемо лінію $a_1 l''$, під кутом 45° до осі абсцис, проводячи її до перетину з променем OB – в точці l'' , а з цієї останньої (точки l'') проводимо вверх вертикаль $l'' - l' - l$. Після цього, з цієї самої точки $a (P_a; V_a)$, проводимо лінію aa'' , паралельну осі абсцис і ведемо її до перетину з променем OA в точці a'' , з якої проводимо

пряму $a'' - 1^{IV}$ під кутом 45° до прямої aa'' і ведемо її до перетину з віссю ординат в точці 1^{IV} , і нарешті, проводимо через точку 1^{IV} пряму $1'' - 1^{IV} - 1$, паралельну осі абсцис і ведемо її до перетину з, раніше отриманою, прямою $1'' - 1' - 1$ – точка їх перетину 1 буде належати політропі стиснення, тобто, $P_1 V_1^{n_1} = P_a V_a^{n_1}$ (що може бути доведено).

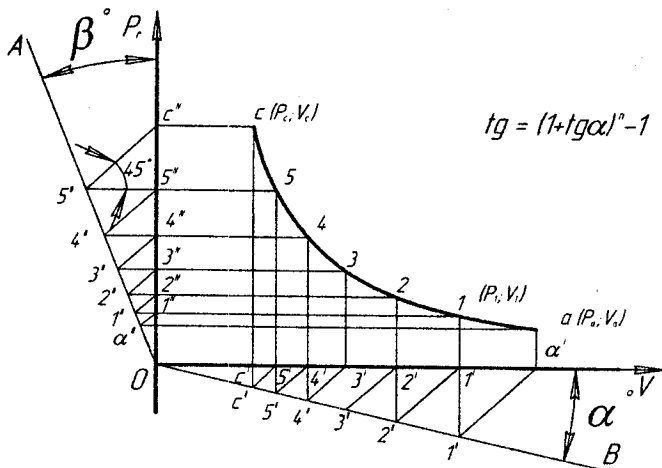


Рисунок 1.7 - Графічний метод побудови політропи стиснення за методом Брауера

Використовуючи цей метод і надалі, тепер з точки $1 (P_1; V_1)$ отримаємо ряд точок політропи стиснення аж до початкової її точки – $c (P_c; V_c)$. Так само будується і політропа розширення, тільки у рівнянні (1.51) для визначення кута β буде входити показник політропи розширення n_2 , тобто:

$$\operatorname{tg} \beta = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_2} - 1. \quad (1.52)$$

Метод Брауера потребує точності побудови, тому що з переходом до кожної наступної точки, помилки від неточностей сумуються.

Для зручності побудови рекомендується кут α приймати таким: $\alpha = 14^\circ 30' (tg \alpha = 0,25)$.

Наведемо відповідну таблицю для визначення кута β (таблиця 1.4).

Таблиця 1.4 - Значення кутів α і β за рівнянням $\operatorname{tg}\beta = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^n - 1$

Показник політропи n	1,25	1,3	1,35	1,4
$\operatorname{tg}\alpha$	0,25	0,25	0,25	0,25
$\operatorname{tg}\beta$	0,322	0,337	0,352	0,367

1.3.5 Графічний спосіб побудови політроп стиснення і розширення методом Толле

За методом Толле побудова політроп виконується в системі координат $P_2 - V$ за двома заданими крайніми точками кривої. Цей метод точніший, ніж метод Брауера, тому що дає менше накопичень неточностей побудови (рис. 1.8).

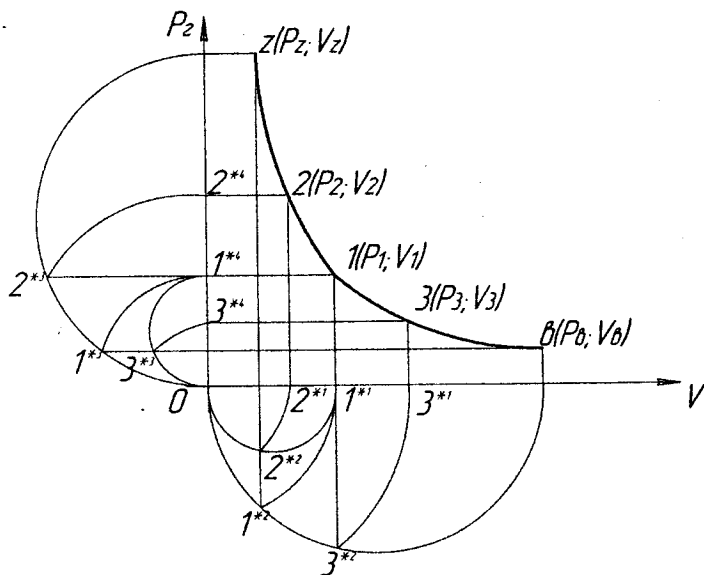


Рисунок 1.8 – Графічний спосіб побудови політропи розширення методом Толле

Нехай потрібно побудувати політропу розширення $P \cdot V^{n_2} = \text{const}$, для якої задані її крайні точки $z(P_z; V_z)$ і $v(P_0; V_0)$.

Для знаходження проміжної точки кривої $l(P_1; V_1)$, що лежить між заданими точками z і v , діємо так.

1.3.6 Аналітичний метод перебудови індикаторної діаграми з координат $P-V$ в координати $P-\alpha$

Аналітичний метод знаходження залежності P від α використовується в тих випадках, коли індикаторної діаграми немає, але є параметри і величини, які її характеризують і які отримані з теплового розрахунку: ступінь стиснення ε , тиск P_c кінця стиснення, тиск P_z в циліндрі в кінці згоряння, ступінь попереднього розширення ρ , показник політропи розширення n^2 і тиск кінця розширення P_v . Позначимо $\frac{S_p}{\varepsilon - 1}$ через S_c (S_p – робочий хід поршня).

Для чотиритактного двигуна $S_p = S$.

Абсолютний тиск в циліндрі визначають з рівняння:

$$P = P_z + 1 = P' \left(\frac{S_p + S_c}{S_x + S_c} \right)^n = P' \left(\frac{V_p + V_c}{V_x} \right)^n = BP, \quad (1.53)$$

де S_x – хід поршня для даного кута повороту кривошипа α , що змінюється в межах від 0 до S_p ;

n – показник політропи, який при стисненні дорівнює n_1 і при розширенні – n_2 ;

V_x – поточний об'єм циліндра;

V_p – об'єм, який відповідає робочій частині ходу поршня.

За величину P' беруть величину P_a при побудові лінії стиснення, і значення P_v при побудові лінії розширення.

Підраховавши послідовно для різних α величини $\frac{S_p + S_c}{S_x + S_c}$ B і P ,

отримують залежність абсолютного тиску газів на поршень від кута повороту кривошипа.

Залежність ходу поршня S_x від кута повороту колінчастого вала кривошипно-шатунного механізму однорядного двигуна виражається формулою:

$$S_x = \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - (\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta) \right] B = AR, \quad (1.54)$$

$$A = 1 + \frac{1}{\lambda} - (\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta).$$

При розрахунках доцільно як початкові, так і кінцеві величини записувати у вигляді таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 - Результати теоретичного розрахунку

α	A	S_x	$S_x + S_c$	$\frac{S_p + S_c}{S_x + S_c}$	$B = \left(\frac{S_p + S_c}{S_x + S_c} \right)^n$	$P = BP'$	$P_2 = P - 1$
1	2	3	4	5	6	7	8

Після заповнення таблиці 1.5 потрібно перевірити правильність проведених розрахунків, побудувавши за табличними даними індикаторну діаграму (див. рис. 1.9). Середній індикаторний тиск, отриманий шляхом планіметривання цієї діаграми, не повинен відрізнятися від середнього індикаторного тиску, визначеного за тепловим розрахунком (до множення його на коефіцієнт повноти діаграми), більше, ніж на $\pm 2\%$.

Після визначення абсолютного тиску газів P на поршень, знаходять значення залишкового тиску P_2 при певних кутах, які заносять в графу 8 таблиці 1.5.

За даними таблиці 1.5 будують криву залежності P_2 від α , приклад якого для чотиритактного двигуна наведено на рис. 1.11.

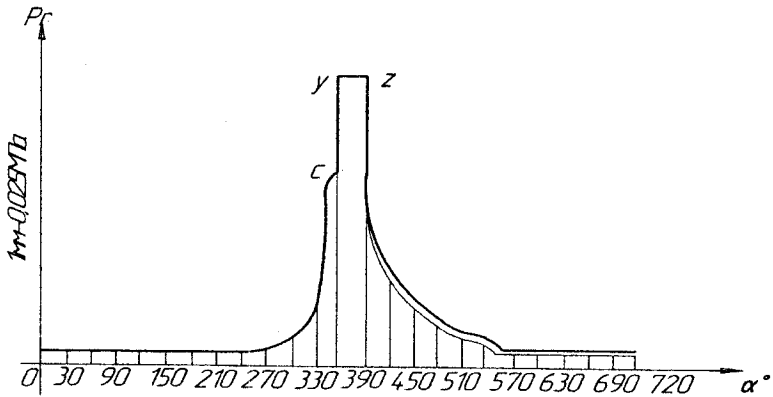


Рисунок 1.11 – Розгорнута діаграма розрахункового циклу в координатах P - α чотиритактного двигуна з samozапалюванням без наддування

Залежність абсолютного тиску P газу в циліндрі від α при наявності індикаторної діаграми можна отримати так.

На атмосферній лінії індикаторної діаграми наносять крайню точку c , яка відповідає положенню поршня на початку такту розширення (рис. 1.12), і від неї відкладають в масштабі величину S_x для різних α . З кінців відкладених відрізків проводять перпендикуляр до перетину з контурною лінією діаграми. Відрізки перпендикулярів від атмосферної лінії до лінії стиснення дають в масштабі величину надлишкових тисків P_2 газу в циліндрі при відповідних α стиснення, а відрізки від атмосферної лінії до лінії розширення – величину надлишкових тисків газу при відповідних α розширення.

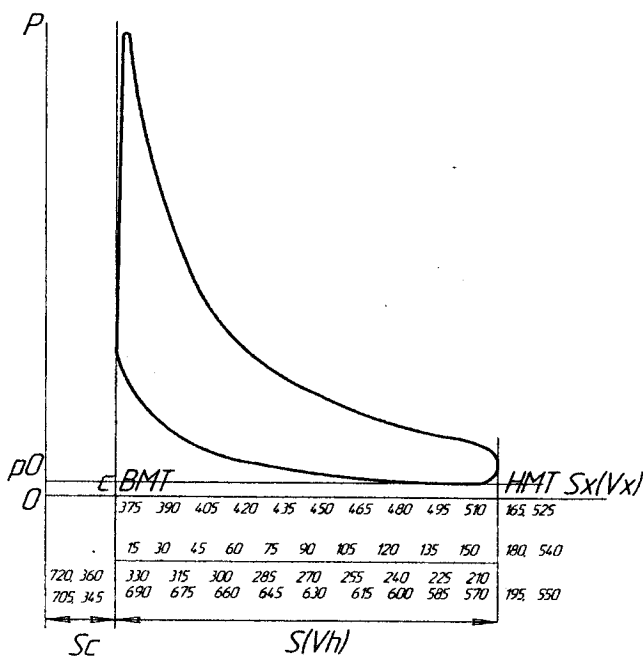


Рисунок 1.12 – Перебудова індикаторної діаграми з координат $p-V$ в координати $p-\alpha$

Отримані значення заносять в графу 8 таблиці 1.5.

За даними таблиці 1.5 будують криву залежності P_2 від α , приклад якого для чотиритактного двигуна наведено на рис. 1.13.

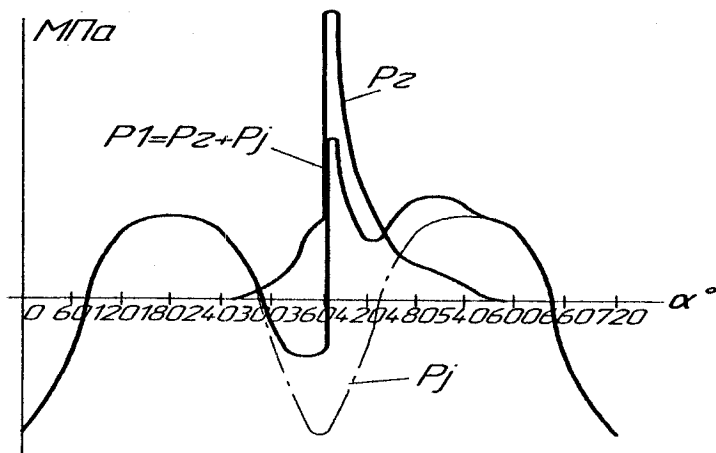


Рисунок 1.13 – Криві зміни питомих сил P_2 , P_j , P_i залежно від α для чотиритактного двигуна

1.3.7 Графічний метод перебудови індикаторної діаграми з координат P - V в координати P - α

Для графічної перебудови індикаторної діаграми $P_2 = f(V)$ в розгорнуту діаграму $P_2 = f(\alpha)$ використовуємо метод Брікса.

Викреслюється індикаторна діаграма, яку отримали в результаті теплового розрахунку, аналітичним або графічним методом (рис. 1.14) в координатах $P_2 - V$. Проводять горизонтальну лінію 0-6, довжина якої дорівнює S (ходу поршня). Далі описують півколо з центром в точці 0 і ділять її на шість рівних частин (для більшої точності можна поділити на 12 частин). Визначають точку $0'$ ($00' = r \frac{\lambda}{2}$) – поправка Бікса. З точки O проводять промені, паралельні попереднім, і одержують точки 0, 1, 2, ..., 12 на дузі півкола. Після цього проєктують одержані точки на лінії процесів впускання, стиснення, розширення і випускання індикаторної діаграми, одержують 24 точки з 1 по 12 і з 1' по 12'.

Продовжуючи вісь абсцис вправо, в верхньому правому куті будують розгорнуту за кутом повороту колінчастого вала α індикаторну діаграму. Для цього розділяють горизонтальну лінію на 24 частини, далі послідовно проєктують всі точки з індикаторної діаграми на площину P - α до перетину їх з вертикальними лініями однойменних точок. З'єднують отримані точки плавною лінією і одержують розгорнуту індикаторну діаграму за кутом α , тобто $P_2 = f(\alpha)$.

1.3.8 Визначення середнього індикаторного тиску дійсного циклу за розгорнутою діаграмою

Для розрахунку середнього індикаторного тиску з використанням індикаторної діаграми, яка записана в координатах $P_2 - \alpha$, використовується метод гармонічного аналізу. При цьому функція $P = f(\alpha)$ задовольняє умови Дирихле, може бути представлена у вигляді збіжного тригонометричного ряду.

$$F(\varphi_{п.к.в}^o) = \frac{A_0}{2} + \Sigma(A_k \cos K_\varphi + B_k \sin K_\varphi). \quad (1.55)$$

Її можна розкласти в ряд Фур'є і визначити коефіцієнти ряду A_0 , A_k і B_k .

Для розрахунку середнього індикаторного тиску використовують такі вирази:

для чотиритактного двигуна:

$$P_i = \pi(B_2 + \frac{\lambda}{2} B_4); \quad (1.56)$$

для двотактного двигуна:

$$P_i = \frac{\pi}{2}(B_1 + \frac{\lambda}{2} B_2). \quad (1.57)$$

У виразах (1.55) і (1.56) коефіцієнти B_1 , B_2 і B_4 отримують розкладанням кривої зміни тиску в циліндрі (рис. 1.15) на 24 ординати (метод Рунне) в такому порядку:

- розгорнуту індикаторну діаграму, починаючи від ВМТ, ділять вертикальними лініями через 15° п.к.в. При цьому кожному ординату нумерують;

- визначають отримані ординати Y_1, Y_2, \dots, Y_{24} з врахуванням масштабу тиску, записують в певному порядку і визначають їх різницю:

$$\begin{array}{cccccccccccccccc} Y_1 & Y_2 & Y_3 & Y_4 & Y_5 & Y_6 & Y_7 & Y_8 & Y_9 & Y_{10} & Y_{11} & Y_{12} \\ Y_{24} & Y_{23} & Y_{22} & Y_{21} & Y_{20} & Y_{19} & Y_{18} & Y_{17} & Y_{16} & Y_{15} & Y_{14} & Y_{13} \\ d_1 & d_2 & d_3 & d_4 & d_5 & d_6 & d_7 & d_8 & d_9 & d_{10} & d_{11}; \end{array}$$

- записують значення різниці d в певному порядку і вираховують їх суму та різницю:

$$\begin{array}{cccccc}
 d_1 & d_2 & d_3 & d_4 & d_5 & d_6 \\
 d_{i1} & d_{i10} & d_9 & d_8 & d_7 & \\
 \text{Сума} & \sigma_1 & \sigma_2 & \sigma_3 & \sigma_4 & \sigma_5 & \sigma_6 \\
 \text{Різниця} & \delta_1 & \delta_2 & \delta_3 & \delta_4 & \delta_5; &
 \end{array}$$

- визначають коефіцієнти Фур'є B_1, B_2 і B_4 в послідовності, що показана нижче (таблиця 1.6).

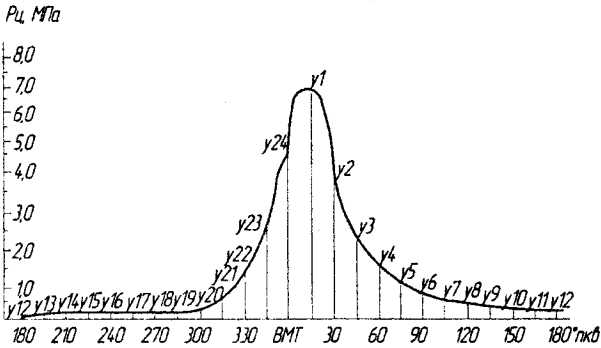


Рисунок 1.15 – Розгорнута індикаторна діаграма двигуна (до визначення середнього індикаторного тиску), де y_1, y_2, \dots, y_{24} – ординати індикаторної діаграми з кроком 15° повороту колінчастого вала (пкв)

Таблиця 1.6 – Послідовність визначення коефіцієнтів Фур'є

0,259	$0,259\sigma_1$					
0,5		$0,5\sigma_2$	$0,5(\delta_1+\delta_2)$			
0,707	$0,707\sigma_3$				$0,707(\delta_1-\delta_5)$	$0,707(\delta_2-\delta_4)$
0,866		$0,866\sigma_4$		$0,866(\delta_2+\delta_4)$		
0,966	$0,966\sigma_5$					
1,0		σ_6	δ_3			
Сума добутоків	S_1	S_2	S_1	S_2	S_1	S_2
Коефіцієнт Фур'є	$B_1 = \frac{S_1 + S_2}{24}$		$B_2 = \frac{S_1 + S_2}{24}$		$B_4 = \frac{S_1 + S_2}{24}$	

При роботі двигунів на номінальному режимі значення P_i знаходиться в таких межах: для чотиритактних двигунів з іскровим запаленням без наддування, які працюють на бензині (карбюраторні, з вприскуванням легкого палива, форкамерно-факельні) – 0,8-1,2; для чотиритактних газових двигунів з іскровим запаленням – 0,5-0,7; для чотиритактних дизелів без наддування – 0,75-1,05, з наддуванням – до 2,2; для двотактних карбюраторних з кривошипно-камерним продуванням – 0,25-0,45; для двотактних дизелів без наддування – 0,35-0,7, з наддуванням – до 1,2 МПа.

В автотракторних дизелях з низьким та середнім наддуванням значення P_i знаходиться в межах 1,2...1,5 МПа. Найбільш високі значення характерні для двигунів, що проектуються з високим наддуванням і проміжним охолодженням повітря. Менше значення P_i в дизелях без наддування, порівняно з карбюраторними двигунами, пояснюється тим, що дизелі працюють з великим коефіцієнтом надлишку повітря. Це зумовлює менш ефективне використання робочого об'єму циліндра і додаткові втрати тепла на нагрівання надлишкового повітря.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

2.1 Зовнішня швидкісна характеристика

Для попереднього оцінювання властивостей двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) до їх побудови та подальших стендових випробувань, а також при відсутності стендових характеристик, запропоновано ряд емпіричних формул для побудови зовнішньої швидкісної характеристики ДВЗ. З цих формул найбільш точною є формула (2.1) проф. Хлистова Ф.Л., яка узагальнює формули, що запропоновані іншими авторами. Відносно часто застосовується формула (2.2) Лейдермана С.Р.

$$N_e = \frac{N_{ен}}{1-\delta} \cdot \frac{n_x}{n_n} \left[\frac{3-4\delta}{2} + \delta \frac{n}{n_n} - \frac{1}{2} \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right]; \quad (2.1)$$

$$N_e = N_{ен} \cdot \frac{n_x}{n_n} \left[1 + \frac{n_x}{n_n} - \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right], \quad (2.2)$$

де N_e , $N_{ен}$ – відповідно, поточне значення потужності та номінальна ефективна потужність, кВт;

n_x , n_n – відповідно, поточне значення частоти обертання вала та номінальна частота обертання вала двигуна, хв⁻¹;

$\delta = \frac{n_{ме}}{n_n}$ – емпіричний коефіцієнт;

$n_{ме}$ – частота обертання вала при максимальному крутячому моменті ($\delta = 0,414 \dots 0,66$).

Формула Лейдермана (2.2) виходить з формули Хлистова (2.1) при $\delta = \frac{1}{2}$.

Зазвичай формула Лейдермана подається в такому вигляді:

$$N_e = N_{ен} \left[a \frac{n_x}{n_n} + b \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 - c \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^3 \right]. \quad (2.3)$$

де a , b , c – коефіцієнти, які залежать від типу двигуна (табл. 2.1).

При побудові зовнішньої швидкісної характеристики для дизелів поточні питому g_e та годинну G_T витрати палива можна визначити за формулами:

$$g_e = g_{en} \left[1,55 - 1,55 \frac{n}{n_n} + \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \right] \frac{z}{\kappa B m \cdot \text{год}}; \quad (2.4)$$

$$G_T = G_{Tn} \cdot \frac{n}{n_n} \left\{ 0,775 + \frac{n}{n_n} \left[1,55 - 3,375 \frac{n}{n_n} + 3,05 \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 - \left(\frac{n}{n_n} \right)^3 \right] \right\} \frac{\kappa z}{\text{год}}. \quad (2.5)$$

Таблиця 2.1 - Значення коефіцієнтів a , b , c рівняння (2.3)

Двигуни	Коефіцієнти		
	a	b	c
Карбюраторні чотиритактні	1	1	1
Дизелі:			
прямоструйні	0,5	1,5	1
передкамерні	0,6	1,4	1
вихрокамерні	0,7	1,3	1

Крива крутного моменту визначається за формулою:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n_x}. \quad (2.6)$$

Методика побудови зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного або тракторного двигуна наведена нижче.

Криві швидкісної характеристики будують в інтервалі від

$$n_{\min} = n_n / 4 \text{ до } n_{\max} = (1,1 \dots 1,2) n_n, \text{ хв}^{-1}.$$

Розрахункові точки вибирають через кожні 500-1000 хв⁻¹ та визначають за емпіричними залежностями.

Побудова кривої ефективної потужності N_e за формулою (2.3): для карбюраторних двигунів (використовуючи табл.2.1):

$$N_e = N_{en} \cdot \frac{n_x}{n_n} \left[1 + \frac{n_x}{n_n} - \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right];$$

для дизелів з нерозділеними камерами:

$$N_e = N_{en} \frac{n_x}{n_n} \left[0,5 + 1,5 \frac{n_x}{n_n} - \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right];$$

для дизелів з передкамерою:

$$N_e = N_{ен} \frac{n_x}{n_n} \left[0,6 + 1,4 \frac{n_x}{n_n} - \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right];$$

для дизелів з вихровою камерою:

$$N_e = N_{ен} \frac{n_x}{n_n} \left[0,7 + 1,3 \frac{n_x}{n_n} - \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right].$$

За розрахунковими точками (табл. 2.2) в масштабі m_N (кВт/мм) будується крива ефективної потужності (рис. 2.1). Приклад наведено для карбюраторного двигуна.

Побудова кривої ефективного крутного моменту M_e (Н·м) виконується за формулою:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n_x}. \quad (2.7)$$

За отриманими точками (див. табл. 2.2) в масштабі m_M ($\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}$) будують криву ефективного крутного моменту (рис. 2.1).

Розрахункові точки кривої питомої витрати палива g_e ($\frac{г}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$) визначаються за такими емпіричними формулами:

для карбюраторних двигунів:

$$g_e = g_{ен} \left[1,2 - \frac{n_x}{n_n} + 0,8 \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right];$$

для дизелів з нерозділеними камерами:

$$g_e = g_{ен} \left[1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_n} + \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right];$$

Таблиця 2.2 - Побудова зовнішньої швидкісної характеристики карбюраторного двигуна

$n_{хв}$ хв ⁻¹	$n_{ш}$ хв ⁻¹	$\frac{n_x}{n_H}$	$N_{ен},$ кВт	$\frac{n_x}{n_H} \left[1 + \frac{n_x}{n_H} - \left(\frac{n_x}{n_H} \right)^2 \right]$	$N_{е},$ кВт	$\frac{3 \cdot 10^4}{\pi}$	$M_{е},$ Н · м	$\frac{g_{е},}{z}$ кВт · год	$\left[1,2 - \frac{n_x}{n_H} + 0,8 \left(\frac{n_x}{n_H} \right)^2 \right]$	$\frac{g_{е},}{z}$ кВт · год	$G_{м},$ кг/год
1	2	3	4	5	6	7	9	10	11	12	13
1000	42000	0,238	90	0,281	25,29	9554	242	260	1,007	262	6,6
1800	42000	0,429	90	0,534	48,06	9554	256	260	0,918	239	11,5
2600	42000	0,619	90	0,765	68,85	9554	263	260	0,887	231	15,8
3400	42000	0,809	90	0,934	84,06	9554	236	260	0,945	245	20,6
4200	42000	1,000	90	1,000	90,00	9554	205	260	1,000	260	23,4
5000	42000	1,09	90	0,934	84,06	9554	162	260	1,060	276	24,0

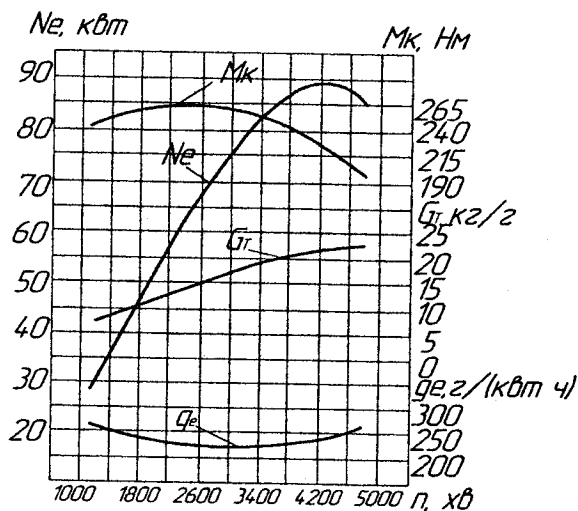


Рисунок 2.1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна для дизелів з передкамерою:

$$g_e = g_{en} \left[1,35 - 1,35 \frac{n_x}{n_n} + \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right];$$

для дизелів з вихровою камерою:

$$g_e = g_{en} \left[1,2 - 1,2 \frac{n_x}{n_n} + \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right].$$

За отриманими точкам (табл. 2.2) в масштабі $m_{g_e} \frac{z}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$ на мм будується крива питомої витрати палива (рис. 2.1).

Побудова кривої годинної витрати палива G_t (кг/год.) ведеться за формулою:

$$G_t = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} \quad (2.8)$$

За отриманими точками (табл. 2.2) в масштабі m_{G_t} кг/год. на мм будується крива годинної витрати палива (рис. 2.1).

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики рекомендують-ся масштаби:

- n – до 2000 хв^{-1} , в 10 мм – 200 хв^{-1} ;
- n – більше 2000 хв^{-1} , в 10 мм – 500 хв^{-1} ;
- N_e – до 100 кВт, в 10 мм – 5 кВт
- N_e – більше 100 кВт, в 10 мм – 10 кВт;
- M_e – в 10 мм – 10 Н·м;
- g_e – в 10 мм – 20 г/кВт·год;
- G_T – в 10 мм – 2...5 кг/год.

2.2 Навантажувальна характеристика

Вихідними даними для побудови навантажувальної характеристики двигуна в функції від ефективної потужності є також розрахункові дані таблиці 2.2.

Навантажувальна характеристика двигуна – це залежність годинної G_m та питомої g_e витрат палива і інших показників від навантаження (ефективної потужності N_e , крутного моменту M_k або середнього ефективного тиску P_e) при постійній частоті обертання колінчастого вала двигуна.

Навантажувальна характеристика дозволяє оцінити паливну економічність двигуна при різному ступені завантаження та постійній частоті обертання колінчастого вала.

Приклад показників навантажувальної характеристики $M_k, n, G_T, g_e = f(N_e)$ наведений на рис. 2.2, який дає більш повне уявлення про показники роботи двигуна в регуляторній зоні – в межах роботи регулятора.

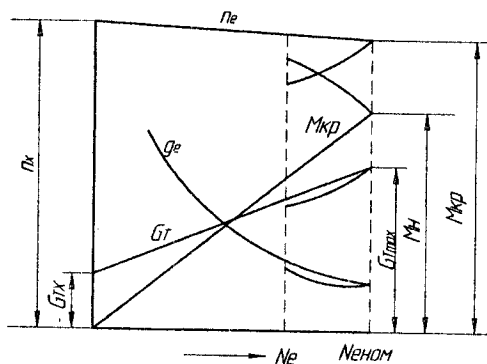


Рисунок 2.2 – Навантажувальна характеристика двигуна

Нерегуляторна зона в межах від $M_{кн}$ до $M_{кmax}$ характеризує роботу двигуна при дії на його показники корегувального пристрою в період короточасних перевантажень. Для підвищення ефективності роботи транспортно-парку потрібно прагнути до того, щоб середнє експлуатаційне завантаження двигуна було, по можливості, якнайвищим (в межах регуляторної зони), але не більше 95% від максимальної потужності двигуна.

3 ТЕОРЕТИЧНІ ДІАГРАМИ ПЕРЕМІЩЕННЯ, ШВИДКОСТІ ТА ПРИСКОРЕННЯ ПОРШНЯ

3.1 Переміщення поршня

Шлях поршня S_x за період повороту кривошипа на кут φ дорівнює (рис. 3.2):

$$\begin{aligned} S_x &= A_B A = A_B O - AO = A_B O - (AC + OC) = \\ &= r + \ell - (r \cos \varphi + \ell \cos \beta) = r \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - (\cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \cos \beta) \right] = \quad (3.1) \\ &= r(1 - \cos \varphi) + \ell(1 - \cos \beta) = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right]. \end{aligned}$$

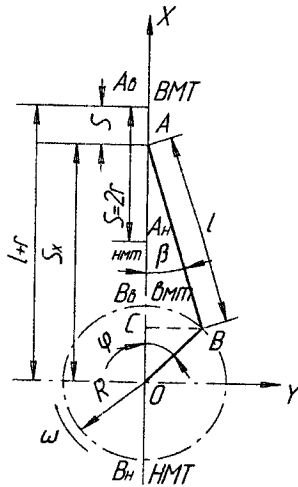


Рисунок 3.1 - Схема аксіального (нормального) кривошипно-шатунного механізму

За теоремою синусів з трикутника АВО маємо:

$$\ell \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \varphi;$$

$$\sin \beta = \frac{r}{\ell} \sin \varphi = \lambda \sin \varphi;$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi).$$

Використовуючи біном Ньютона, отримуємо нескінченний ряд:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi - \frac{1}{2 \cdot 4} \lambda^4 \sin^4 \varphi. \quad (3.2)$$

Члени цього ряду швидко зменшуються, наприклад, при $\lambda = 1/4$, тільки одні коефіцієнти третього та четвертого членів будуть дорівнювати $1/8\lambda^4 = 0,0005$; $1/16\lambda^6 = 0,000005$. Тому з достатнім ступенем точності для розрахування більшості сучасних двигунів ($\lambda = \frac{1}{4,2} \div \frac{1}{3,2}$) обмежуються тільки першими двома членами ряду (3.2), що дає похибку менше 0,1% для $\lambda = 1/4$.

Отже, з достатнім наближенням приймаємо, що

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi. \quad (3.3)$$

Значення $\cos \beta$ (3.3) підставляємо в рівняння (3.1), і отримуємо:

$$\begin{aligned} S_x &= r(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi) = r(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{1 - \cos 2\varphi}{2}) = \\ &= r[(1 + \frac{\lambda}{4}) - (\cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi)] = r[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)] \end{aligned} \quad (3.4)$$

Числові значення виразу $A = \left[(1 + \frac{1}{\lambda}) - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right]$ при різних значеннях φ та λ наведено в таблиці 3.1.

Для побудови діаграми шляху поршня $S_x = f(\varphi)$ необхідно скласти таблицю 3.2, використовуючи при цьому рівняння (3.1) та таблицю 3.1.

Таблиця 3.2 - Визначення шляху поршня $S_x = f(\varphi)$

Кут повороту кривошипа, φ°	Функція A	Шлях поршня		Кут повороту кривошипа, φ°
		$S_x = A_r$, м	S_x , мм	
0°				360°
5°				355°
10°				350°
...				...
180°				180°

Таблиця 3.1 - Значення виразу $(1 + \frac{1}{\lambda}) - (\cos\varphi + \frac{1}{\lambda} \cos\beta)$ залежно від φ та λ

φ	Знак	λ																Знак	φ
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2							
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	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	+	360
5	+	0,0050	0,0050	0,0049	0,0049	0,0049	0,0048	0,0048	0,0049	0,0049	0,0048	0,0048	0,0048	0,0048	0,0047	0,0047	0,0047	+	355
10	+	0,0199	0,0198	0,0196	0,0195	0,0194	0,0193	0,0192	0,0194	0,0194	0,0192	0,0191	0,0191	0,0189	0,0189	0,0188	0,0188	+	350
15	+	0,0446	0,0443	0,0439	0,0437	0,0434	0,0431	0,0429	0,0434	0,0434	0,0429	0,0427	0,0425	0,0423	0,0423	0,0421	0,0421	+	345
20	+	0,0787	0,0781	0,0775	0,0771	0,0766	0,0762	0,0758	0,0766	0,0766	0,0758	0,0754	0,0750	0,0746	0,0746	0,0743	0,0743	+	340
25	+	0,1218	0,1209	0,1200	0,1193	0,1186	0,1179	0,1173	0,1186	0,1186	0,1173	0,1167	0,1161	0,1156	0,1156	0,1150	0,1150	+	335
30	+	0,1733	0,1721	0,1700	0,1699	0,1689	0,1679	0,1671	0,1699	0,1699	0,1679	0,1662	0,1653	0,1646	0,1646	0,1639	0,1639	+	330
35	+	0,2328	0,2312	0,2296	0,2282	0,2269	0,2256	0,2244	0,2282	0,2282	0,2256	0,2233	0,2222	0,2212	0,2212	0,2202	0,2202	+	325
40	+	0,2993	0,2973	0,2953	0,2936	0,2919	0,2902	0,2888	0,2936	0,2936	0,2902	0,2888	0,2874	0,2859	0,2847	0,2835	0,2835	+	320
45	+	0,3722	0,3697	0,3672	0,3652	0,3631	0,3611	0,3594	0,3652	0,3652	0,3611	0,3594	0,3576	0,3559	0,3544	0,3529	0,3529	+	315
50	+	0,4504	0,4475	0,4447	0,4422	0,4398	0,4374	0,4353	0,4422	0,4398	0,4374	0,4353	0,4313	0,4295	0,4295	0,4277	0,4277	+	310
55	+	0,5333	0,5299	0,5266	0,5238	0,5210	0,5183	0,5159	0,5238	0,5210	0,5183	0,5159	0,5112	0,5092	0,5092	0,5072	0,5072	+	305
60	+	0,6197	0,6159	0,6121	0,6090	0,6059	0,6028	0,6001	0,6090	0,6059	0,6028	0,6001	0,5975	0,5949	0,5926	0,5904	0,5904	+	300
65	+	0,7087	0,7045	0,7004	0,6969	0,6935	0,6901	0,6872	0,6969	0,6935	0,6901	0,6872	0,6843	0,6814	0,6789	0,6765	0,6765	+	295
70	+	0,7993	0,7949	0,7904	0,7867	0,7830	0,7793	0,7762	0,7867	0,7830	0,7793	0,7762	0,7730	0,7699	0,7672	0,7646	0,7646	+	290
75	+	0,8908	0,8860	0,8813	0,8774	0,8734	0,8695	0,8662	0,8774	0,8734	0,8695	0,8662	0,8629	0,8596	0,8568	0,8539	0,8539	+	285
80	+	0,9820	0,9770	0,9721	0,9680	0,9639	0,9598	0,9564	0,9680	0,9639	0,9598	0,9564	0,9529	0,9495	0,9465	0,9436	0,9436	+	280
85	+	1,0722	1,0671	1,0620	1,0537	1,0557	1,0495	1,0460	1,0557	1,0557	1,0495	1,0460	1,0424	1,0389	1,0359	1,0328	1,0328	+	275

Продовження таблиці 3.1

φ	Знак	λ														Знак	φ
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2					
90	+	1,1606	1,1555	1,1504	1,1419	1,1419	1,1377	1,1341	1,1306	1,1270	1,1240	1,1209	+	270			
95	+	1,2465	1,2414	1,2363	1,2280	1,2238	1,2203	1,2167	1,2132	1,2102	1,2072	1,2042	+	265			
100	+	1,3293	1,3243	1,3194	1,3112	1,3071	1,3037	1,3002	1,2968	1,2938	1,2909	1,2880	+	260			
105	+	1,4084	1,4037	1,3989	1,3950	1,3871	1,3838	1,3805	1,3772	1,3745	1,3716	1,3688	+	255			
110	+	1,4834	1,4789	1,4745	1,4707	1,4670	1,4634	1,4602	1,4571	1,4539	1,4513	1,4486	+	250			
115	+	1,5539	1,5498	1,5456	1,5422	1,5388	1,5353	1,5324	1,5296	1,5267	1,5242	1,5217	+	245			
120	+	1,6197	1,6159	1,6221	1,6090	1,6059	1,6028	1,6000	1,5973	1,5949	1,5926	1,5904	+	240			
125	+	1,6804	1,6771	1,6737	1,6710	1,6692	1,6654	1,6631	1,6607	1,6583	1,6563	1,6543	+	235			
130	+	1,7360	1,7331	1,7302	1,7278	1,7254	1,7229	1,7209	1,7189	1,7168	1,7151	1,7133	+	230			
135	+	1,7864	1,7839	1,7814	1,7794	1,7773	1,7753	1,7736	1,7718	1,7701	1,7686	1,7671	+	225			
140	+	1,8314	1,8294	1,8274	1,8257	1,8240	1,8223	1,8209	1,8195	1,8180	1,8168	1,8156	+	220			
145	+	1,8711	1,8695	1,8679	1,8665	1,8652	1,8639	1,8627	1,8616	1,8605	1,8595	1,8585	+	215			
150	+	1,9054	1,9042	1,9030	1,8920	1,8910	1,9000	1,8991	1,8983	1,8974	1,8967	1,8959	+	210			
155	+	1,9344	1,9335	1,9327	1,9320	1,9312	1,9305	1,9299	1,9293	1,9287	1,9282	1,9277	+	205			
160	+	1,9581	1,9575	1,9569	1,9565	1,9560	1,9556	1,9552	1,9548	1,9544	1,9540	1,9537	+	200			
165	+	1,9764	1,9761	1,9758	1,9756	1,9753	1,9750	1,9748	1,9745	1,9743	1,9741	1,9739	+	195			
170	+	1,9895	1,9894	1,9892	1,9891	1,9890	1,9888	1,9888	1,9887	1,9886	1,9885	1,9884	+	190			
175	+	1,9974	1,9973	1,9973	1,9973	1,9973	1,9972	1,9972	1,9972	1,9971	1,9971	1,9971	+	185			
180	+	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	+	180			

Діаграма шляху поршня, яка побудована на основі даних таблиці 3.2, представлена на рисунку 3.2. Такий метод побудови діаграми називають аналітичним або табличним.

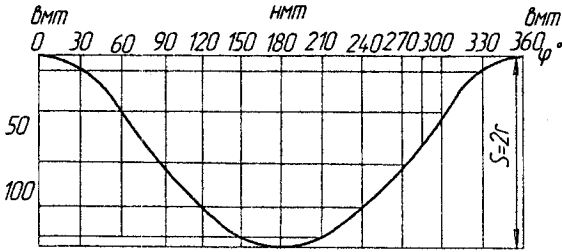


Рисунок 3.2 - Зміна шляху S_x поршня залежно від кута φ повороту колінчастого вала

Крім аналітичного способу визначення шляху поршня, є ще цілий ряд графічних способів: номограма $\frac{S}{2r} = f(\varphi)$ (рис. 3.3), двоцентрова діаграма проф. Ф.А. Брікса (рис. 3.4, 3.5); графічний метод побудови переміщення поршня (рис. 3.6).

Використання номограми (рис. 3.3) зрозуміле з самого рисунка.

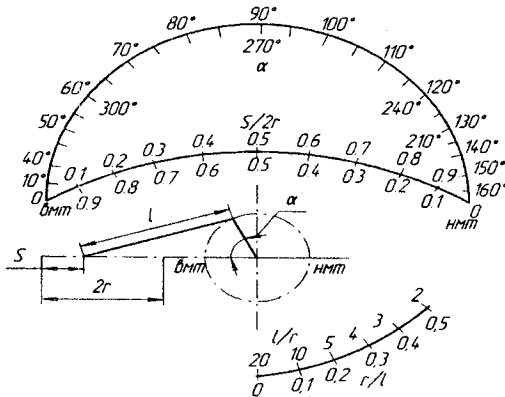


Рисунок 3.3 - Номограма залежності між кутом повороту кривошипа і відповідною йому часткою ходу поршня $\frac{S}{2r} = f(\varphi)$ при значеннях $\lambda = \frac{r}{l}$ від 0,5 до 0 – для аксіального кривошипно-шатунного механізму

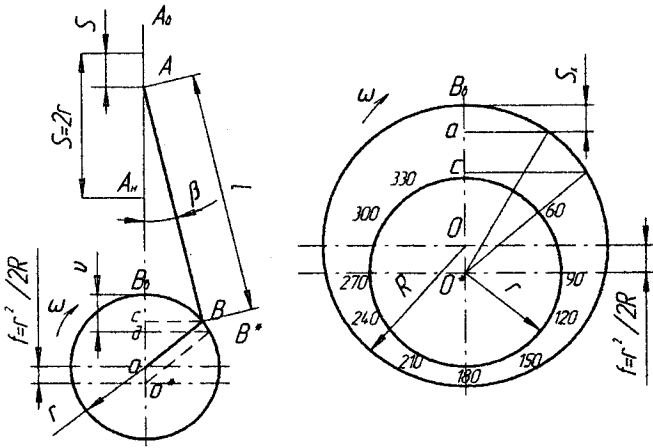
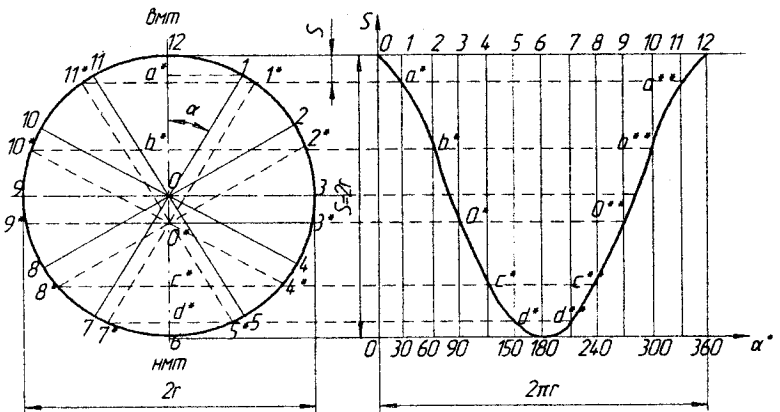


Рисунок 3.4 - Схема побудови діаграми Ф.А. Брікса для визначення шляху поршня $S = f(\alpha)$ двигунів з аксіальним кривошипно-шатунним механізмом



а – діаграма Брікса; б – крива шляху поршня

Рисунок 3.5 – Побудова кривої шляху поршня $S = f(\alpha)$ за допомогою діаграми Брікса

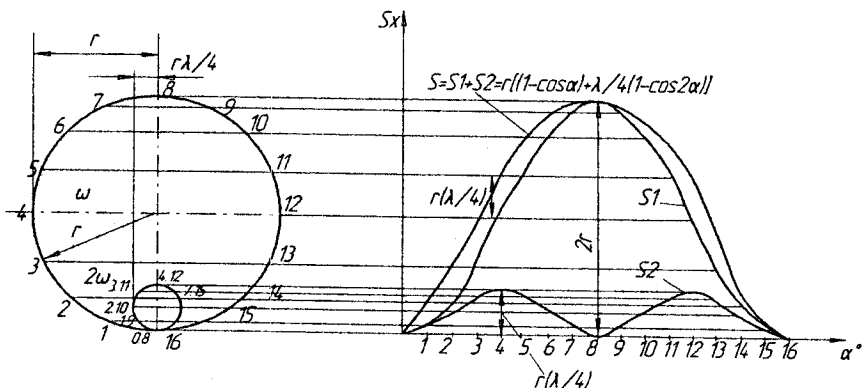


Рисунок 3.6 – Графічна побудова кривої переміщення поршня

3.1.1 Діаграма Брікса Ф.А. для визначення $S_x = f(\varphi)$

Ступінь точності діаграми Брікса $S_x = f(\varphi)$ рівноцінна точності формули (3.4), а побудова дуже проста, компактна та виконується так.

В певному масштабі викреслюється кривошипне коло (див. рис. 3.4, а), радіусом кривошипа r , далі від його центра O відкладається (в тому самому масштабі) в сторону нижньої мертвої точки (НМТ) відрізок $\overline{OO'}$, який дорівнює $\frac{r^2}{2l}$, отримуємо полюс діаграми O' .

Величина

$$f = \frac{r^2}{2l} = \frac{\lambda r}{2}, \quad (3.5)$$

яку називають поправкою Брікса, ϵ , як це видно з формули (3.1), максимальним значенням члена цієї формули $-1/2r\lambda \sin^2 \alpha$ (при $\alpha = 90^\circ$) та відображає вплив кінцевої довжини шатуна.

Для отримання з діаграми Брікса (див. рис. 3.4, а) величини шляху поршня S , відповідного заданому куту повороту кривошипа α , поступають так. Зображаємо задане положення кривошипа OB , проводячи з центра окружності O промінь OB під кутом α . Далі з полюса діаграми O' проводимо промінь $O'B'$ паралельно даному положенню кривошипа OB та з точки перетину цього променя з кривошипним колом - B' , опускаємо пер-

пендикуляр на вертикальний діаметр $B_B B_H$, на якому відсічеться відрізок $\overline{B_B D}$, який є шуканим шляхом поршня від ВМТ (в масштабі m), тобто:

$$S = B_B \cdot D \cdot m.$$

Відрізок $\overline{B_B C}$, який відсікається проекцією дійсного положення кривошипа OB на діаметрі $B_B B_H$, дає шлях поршня від ВМТ при даному α для шатуна нескінченної довжини, а відрізок CD представляє собою вплив кінцевої довжини даного шатуна на шлях поршня при α , тобто, $CD = 1/2 \lambda r \sin^2 \alpha$. Доведемо це.

З рисунка 3.4, а видно, що:

$$S = A_B A + B_B D = B_B C + CD;$$

$$B_B C = OB_B - OC = r - r \cos \alpha = r(1 - \cos \alpha);$$

$$CD = AD - AC = 1 - \ell \cos \beta = \ell(1 - \cos \beta).$$

Підставляємо значення $\cos \beta$ з формули (3.3) і отримуємо:

$$CD = \ell \left[1 - (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha) \right] = \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha = \frac{1}{2} \lambda r \sin^2 \alpha;$$

$$S = B_B C + CD = r(1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha),$$

що і вимагалось довести.

Можна дещо спростити використання діаграми Брікса, таким методом, як це показано на рис. 3.4, б. Викреслюється, в вибраному масштабі, кривошипне коло радіусом кривошипа r з центра його O , далі відкладається в сторону НМТ поправка Брікса $f = \frac{r^2}{2\ell}$ (в тому самому масштабі) та відмічається полюс O' . Після цього, довільним радіусом r' проводиться з полюса O' , як з центра, допоміжне коло, яке розбивають на визначене число частин – зазвичай на рівні частини, які відповідають градусам повороту кривошипа від ВМТ. Через поділки допоміжного кола проводяться промені з полюса діаграми до перетину з кривошипним колом, а з точок цих перетинів опускають перпендикуляр на вертикальний діаметр $B_B B_H$, на якому і відсікаються відрізки, що зображують шляхи поршня від ВМТ для даного кута повороту кривошипа α . Наприклад, для 30° та 50° шлях поршня буде дорівнювати:

$$\overline{S}_{\alpha=30^\circ} = \overline{B_B a}; \quad \overline{S}_{\alpha=50^\circ} = \overline{B_B c}.$$

За допомогою діаграми Брікса можна графічно побудувати криву шляху поршня $S_x = f(\varphi)$ – рис. 3.5, яка в визначеному масштабі може представляти собою і криву об'ємів ходу поршня $V = f(a)$.

Метод побудови можна пояснити, наприклад, для $\alpha = 30^\circ$ (точка 1). Відкладемо на осі абсцис (див. рис. 3.5, б) в будь-якому масштабі кривошипну окружність 2π і розділимо її на інтервали градусів відповідно до розбивки на діаграмі Бікса (рис. 3.5, а), одержимо точку a' кривої, як перетину перпендикуляра, проведеного через поділку $\alpha = 30^\circ$ на осі абсцис, і горизонталі, проведеної через точку a' на вертикальному діаметрі 0-6 діаграми Бікса, (ця точка a' є проекцією допоміжного променя $01'$, паралельного заданому положенню кривошипа 01 для $\alpha = 30^\circ$).

3.1.2 Графічний метод побудови кривої переміщення поршня

Формула (3.4) показує, що переміщення S_x поршня можна умовно представити таким, що складається з двох гармонічних переміщень:

$$S_x = S_1 + S_2,$$

де $S_1 = r(1 - \cos \alpha)$ - переміщення поршня першого порядку (якщо б шатун мав нескінченно велику довжину $l = \infty$, $\lambda = r/\infty = 0$, тобто, при урахуванні тільки першого члена бінома;

$$S_2 = \frac{\lambda \cdot r}{4 \cdot (1 - \cos 2\alpha)} - \text{переміщення поршня другого порядку, тобто,}$$

додаткового переміщення, залежне від кінцевої довжини шатуна і визначене другим членом розкладання.

Ця обставина використовується для графічної побудови кривої шляху поршня (див. рис. 3.6).

Описуємо коло радіусом r (у визначеному масштабі) з центром в точці O . Ділимо коло на 16 рівних частин (по $22,5^\circ$) і нумеруємо точки від 0 до 16, починаючи знизу. Далі всі точки з кола проектуємо на площину $S_x - \alpha$ до перетину їх з однойменними точками (тобто, з перпендикулярами, проведеними до осі абсцис через ці точки). З'єднавши тонкою лінією отримані точки на площині $S_x - \alpha$, отримуємо криву переміщення поршня першого порядку (рис. 3.6, крива S_1).

Для побудови кривої переміщення поршня другого порядку, описуємо коло радіусом $\frac{\lambda \cdot r}{4}$ (в тому ж масштабі) з центром в точці O_1 . Ділимо

коло на 8 рівних частин і нумеруємо точки двічі по колу. Спроектувавши ці точки на площину $S_X - \alpha$, отримуємо криву переміщення поршня другого порядку S_2 .

Сумарна величина переміщення знаходиться шляхом графічного додавання двох кривих S_1 і S_2 .

Аналізуючи сумарну криву (див. рис. 3.6), бачимо, що при повороті колінчастого вала на кут $\alpha = 90^\circ$ (перша чверть кола), поршень проходить більше половини свого шляху.

Так, наприклад, при $\lambda = \frac{1}{4}$:

$$S_X = r \cdot (1 - \cos 90^0) + \frac{\lambda \cdot r}{4} \cdot (1 - \cos 2 \cdot 90^0) = \frac{9}{8} \cdot r = 0,56 \cdot S.$$

Це пояснюється тим, що при зміні α від 0 до 90° шатун рухається в напрямку до колінчатого вала і одночасно відхиляється від осі циліндра, при цьому обидва цих рухи відповідають переміщенню поршня в одному напрямку.

При зміні α від 90 до 180° , шатун продовжує рухатись в напрямку до колінчатого вала, вже не вдаряючись, а приближується до осі циліндра, що, ніби, протидіє руху поршня. Отже, при зміні кута повороту колінчатого вала в межах $90-180^\circ$, поршень проходить менше половини свого ходу.

Для $\lambda = \frac{1}{4}$ цей шлях становить близько $0,44 \cdot S$.

3.2. Швидкість поршня

Швидкість поршня для будь-якого кута повороту колінчастого вала є першою похідною від його переміщення за часом:

$$V_n = \frac{dS_X}{dt} = \frac{d}{dt} \cdot [r \cdot (1 - \cos \varphi) + e \cdot (1 - \cos \beta)] = r \cdot \sin \varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt} + e \cdot \sin \beta \cdot \frac{d\beta}{dt},$$

якщо $r \cdot \sin \varphi = e \cdot \sin \beta$, звідки $r \cdot \sin \varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt} = e \cdot \sin \beta \cdot \frac{d\beta}{dt}$, маємо:

$$e \frac{d\beta}{dt} = r \cdot \omega \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos \beta},$$

тоді

$$V_n = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi + r \cdot \omega \cdot \frac{\cos \varphi \cdot \sin \beta}{\cos \beta} = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin \varphi \cdot \cos \beta + \cos \varphi \cdot \sin \beta}{\cos \beta}$$

$$V_n = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (3.6)$$

Швидкість поршня можна визначити і графічним шляхом. Якщо D – миттєвий центр обертання шатуна (рис. 3.7), то

$$\frac{V_n}{U} = \frac{\overline{A'D} \cdot \omega_D}{\overline{BD} \cdot \omega_D} = \frac{\overline{A'D}}{\overline{BD}}$$

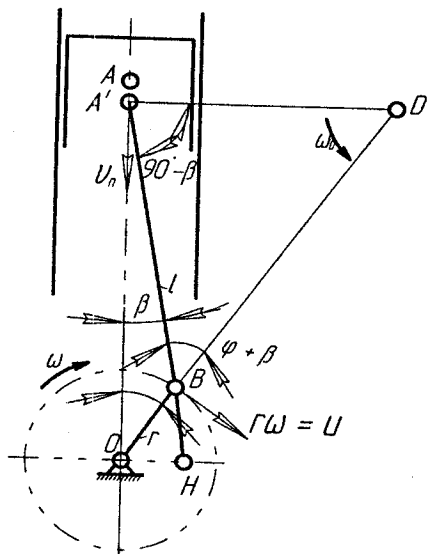


Рисунок 3.7 – Графічне визначення швидкості поршня

Із подібних трикутників $A'DB$ та OBH

$$\frac{\overline{A'D}}{\overline{BD}} = \frac{\overline{OH}}{\overline{OB}} = \frac{\overline{OH}}{r},$$

звідси $\frac{V_n}{U} = \frac{\overline{OH}}{r}$ або $V_n = \frac{U}{r} \cdot \overline{OH} = \frac{r \cdot \omega}{r} \cdot \overline{OH} = \omega \cdot \overline{OH}$.

Швидкість поршня пропорційна відрізку OH , відсікаемого віссю шатуна від спряженого діаметра кола кривошипа.

Із трикутника $A'BD$ маємо:

$$\frac{\overline{A'D}}{BD} = \frac{V_n}{U} = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin(90^\circ - \beta)} = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta},$$

відповідно,

$$V_n = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Максимального значення швидкість досягає при найбільшому значенні $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, тобто, при $\varphi + \beta = 90^\circ$, коли вісь шатуна займає положення перпендикулярне до радіуса кривошипа.

В цьому випадку:

$$\cos \beta = \frac{e}{\sqrt{e^2 + r^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda^2}};$$

$$V_{\max} = r \cdot \omega \cdot \sqrt{1 + \lambda^2}.$$

Знайдемо відношення:

$$\frac{V_{\max}}{V_{cp}} = \frac{r \cdot \omega \cdot \sqrt{1 + \lambda^2}}{\frac{2}{\pi} \cdot r \cdot \omega} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{1 + \lambda^2}.$$

Значення цього відношення для різних λ знаходиться в межах 1,64 – 1,62, що дозволяє, з достатньою для практики точністю, приймати

$$V_{\max} = 1,63, \quad V_{cp} = 1,63 \frac{S_n}{30}.$$

Числові значення виразу $B = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ при різних значеннях φ і λ наведені в таблиці 3.3.

Для побудови діаграми швидкості поршня $V_n = f(\varphi)$ необхідно скласти таблицю 3.4, використовуючи при цьому рівняння (3.6) і таблицю 3.3.

Таблиця 3.3 - Значення виразу $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ залежно від φ і λ

φ°	Знак	λ														Знак	φ°	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2						
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	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
5	+	0,1144	0,1135	0,1126	0,1120	0,1112	0,1106	0,1100	0,1095	0,1089	0,1083	0,1077	0,1071	0,1065	0,1059	0,1053	-	355
10	+	0,2273	0,2255	0,2240	0,2226	0,2212	0,2199	0,2187	0,2175	0,2164	0,2154	0,2144	0,2134	0,2124	0,2114	0,2104	-	350
15	+	0,3371	0,3348	0,3326	0,3303	0,3284	0,3266	0,3246	0,3230	0,3216	0,3199	0,3185	0,3171	0,3157	0,3143	0,3129	-	346
20	+	0,4430	0,4399	0,4370	0,4343	0,4317	0,4293	0,4269	0,4247	0,4227	0,4207	0,4187	0,4167	0,4147	0,4127	0,4107	-	340
25	+	0,5433	0,5400	0,5360	0,5328	0,5299	0,5270	0,5240	0,5214	0,5189	0,5165	0,5141	0,5117	0,5093	0,5069	0,5045	-	335
30	+	0,6369	0,6327	0,6288	0,6250	0,6215	0,6181	0,6150	0,6120	0,6091	0,6064	0,6038	0,6012	0,5986	0,5960	0,5934	-	330
35	+	0,7229	0,7182	0,7138	0,7097	0,7058	0,7021	0,6987	0,6953	0,6923	0,6894	0,6865	0,6836	0,6807	0,6778	0,6749	-	325
40	+	0,7998	0,7949	0,7903	0,7859	0,7818	0,7779	0,7743	0,7708	0,7675	0,7644	0,7614	0,7584	0,7554	0,7524	0,7494	-	320
45	+	0,8673	0,8621	0,8574	0,8529	0,8489	0,8447	0,8411	0,8375	0,8341	0,8310	0,8280	0,8250	0,8220	0,8190	0,8160	-	315
50	+	0,9245	0,9194	0,9147	0,9102	0,9060	0,9021	0,8983	0,8948	0,8915	0,8883	0,8854	0,8824	0,8794	0,8764	0,8734	-	310
55	+	0,9711	0,9501	0,9515	0,9572	0,9532	0,9493	0,9458	0,9423	0,9392	0,9360	0,9332	0,9304	0,9276	0,9248	0,9220	-	305
60	+	1,0036	1,0020	0,9977	0,9937	0,6899	0,9864	0,9831	0,9799	0,9769	0,9741	0,9714	0,9686	0,9658	0,9630	0,9602	-	300
65	+	1,0311	1,0269	1,0232	1,0196	1,0162	1,0131	1,0102	1,0073	1,0046	1,0021	0,9996	0,9971	0,9946	0,9921	0,9896	-	295
70	+	1,0448	1,0413	1,0381	1,0350	1,0322	1,0295	1,0270	1,0246	1,0224	1,0202	1,0182	1,0162	1,0142	1,0122	1,0102	-	290
75	+	1,0479	1,0452	1,0430	1,0402	1,0381	1,0359	1,0340	1,0320	1,0303	1,0287	1,0271	1,0254	1,0238	1,0222	1,0206	-	285
80	+	1,0409	1,0391	1,0374	1,0357	1,0342	1,0328	1,0314	1,0301	1,0289	1,0278	1,0267	1,0256	1,0245	1,0234	1,0223	-	280
85	+	1,0247	1,0237	1,0229	1,0220	1,0213	1,0206	1,0199	1,0192	1,0186	1,0180	1,0175	1,0169	1,0164	1,0158	1,0153	-	275

Продовження таблиці 3.3

φ°	Знак	λ												Знак	φ°	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2				
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270
95	+	0,9677	0,9685	0,9696	0,9703	0,9712	0,9719	0,9725	0,9732	0,9738	0,9743	0,9749	0,9754	0,9759	-	265
100	+	0,9287	0,9305	0,9323	0,9339	0,9354	0,9369	0,9382	0,9395	0,9407	0,9419	0,9429	0,9437	0,9444	-	260
105	+	0,8840	0,8867	0,8892	0,8916	0,8938	0,8960	0,8978	0,8998	0,9016	0,9032	0,9047	0,9059	0,9070	-	255
110	+	0,8345	0,8381	0,8413	0,8444	0,8472	0,8499	0,8524	0,8548	0,8570	0,8592	0,8611	0,8630	0,8647	-	250
115	+	0,7815	0,7857	0,7894	0,7930	0,7963	0,7995	0,8025	0,8054	0,8079	0,8105	0,8129	0,8151	0,8172	-	245
120	+	0,7255	0,7301	0,7343	0,7383	0,7421	0,7457	0,7490	0,7522	0,7551	0,7580	0,7607	0,7631	0,7654	-	240
125	+	0,6672	0,6722	0,6768	0,6811	0,6852	0,6890	0,6925	0,6960	0,6991	0,7022	0,7051	0,7078	0,7104	-	235
130	+	0,6076	0,6126	0,6174	0,6219	0,6261	0,6300	0,6337	0,6373	0,6406	0,6438	0,6467	0,6494	0,6519	-	230
135	+	0,5469	0,5521	0,5567	0,5613	0,5654	0,5695	0,5731	0,5767	0,5801	0,5832	0,5862	0,5889	0,5914	-	225
140	+	0,4858	0,4907	0,4953	0,4997	0,5038	0,5077	0,5113	0,5148	0,5181	0,5212	0,5242	0,5269	0,5294	-	220
145	+	0,4242	0,4289	0,4333	0,4375	0,4415	0,4451	0,4485	0,4519	0,4548	0,4577	0,4606	0,4631	0,4654	-	215
150	+	0,3631	0,3573	0,3713	0,3750	0,3785	0,3819	0,3851	0,3881	0,3909	0,3936	0,3962	0,3986	0,4009	-	210
155	+	0,3020	0,3054	0,3092	0,3124	0,3154	0,3183	0,3212	0,3239	0,3263	0,3287	0,3311	0,3331	0,3349	-	205
160	+	0,2410	0,2441	0,2470	0,2498	0,2523	0,2548	0,2571	0,2593	0,2614	0,2634	0,2653	0,2669	0,2684	-	200
155	+	0,1805	0,1828	0,1850	0,1873	0,1893	0,1910	0,1929	0,1946	0,1951	0,1978	0,1992	0,1999	0,2004	-	195
170	+	0,1200	0,1218	0,1233	0,1247	0,1261	0,1274	0,1286	0,1298	0,1309	0,1319	0,1329	0,1337	0,1344	-	190
175	+	0,0599	0,0608	0,0616	0,0622	0,0631	0,0637	0,0642	0,0648	0,0654	0,0660	0,0666	0,0670	0,0674	-	185
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180

Таблиця 3.4 - Визначення швидкості поршня

Кут повороту кривошипа	Функція B	Швидкість поршня		Кут повороту кривошипа
		$V_n = r \cdot \omega \cdot B$, м/с	V_n , мм/с	
0°				360°
5°				355°
10°				350°
.				.
.				.
.				.
180°				180°

Діаграма швидкості поршня, побудована на основі даних таблиці 3.4, представлена на рис. 3.8.

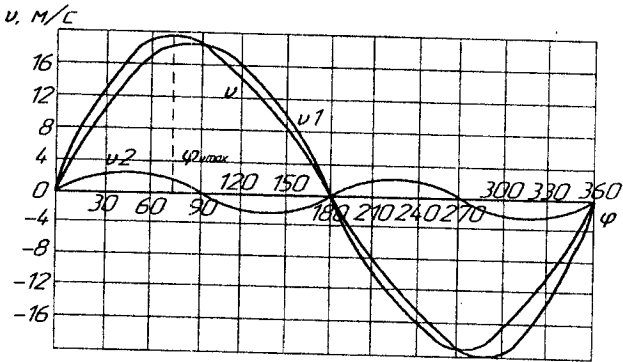


Рисунок 3.8 – Зміна швидкості V поршня залежно від кута φ повороту колінчастого вала

3.2.1 Графічний метод побудови кривої швидкості поршня

З достатньою для розрахунків точністю рівняння швидкості отримують шляхом диференціювання за t рівняння (3.1)

$$\begin{aligned}
 V_n &= \frac{dS_x}{dt} = \frac{dS_x}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dS_x}{d\varphi} \cdot \omega = \\
 &= \frac{d}{d\varphi} \left\{ r \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\} \cdot \omega = r \cdot \omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right);
 \end{aligned}$$

$$V_n = r \cdot \omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right) \quad (3.7)$$

Отже, швидкість поршня є сумою гармонік першого і другого порядків

$$V_1 = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi; \quad V_2 = r \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi.$$

Цим можна скористатись для побудови кривої $V_{II} = f(\varphi)$ графічним методом (рис. 3.9).

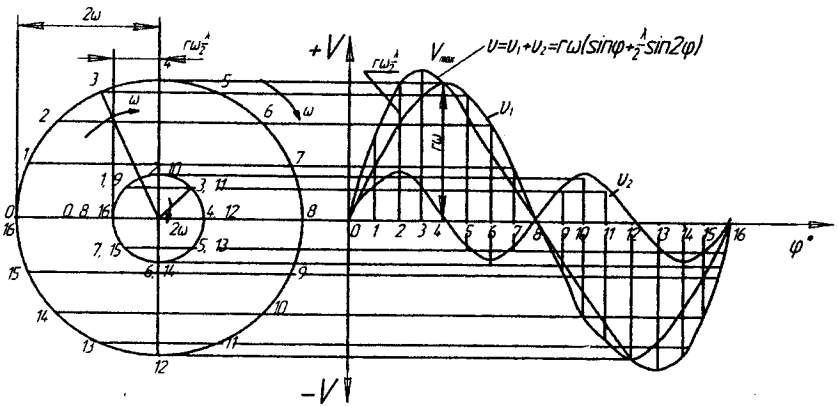


Рисунок 3.9 – Графічна побудова кривої швидкості поршня

Рівняння (3.7) дозволяє побудувати криву швидкості поршня і табличним способом, використовуючи при цьому таблицю 3.5.

При $\varphi = 0^\circ$ і $\varphi = 180^\circ$ швидкість поршня дорівнює нулю, що відповідає зміні в цих точках напрямку руху поршня.

При $\varphi = 90^\circ$ швидкість поршня дорівнює круговій швидкості осі шатунної шийки кривошипа, тобто, $V_{II} = r \cdot \omega = U$. Але ця швидкість не є максимальною, шатун при цьому рухається поступально. Гармоніка другого порядку, враховуючи кінцеву швидкість шатуна, зсуває максимальне значення швидкості поршня в сторону ВМТ.

Для оцінки якості двигуна часто користуються середньою швидкістю поршня:

Таблиця 3.5 - Значення виразу $\left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right)$ залежно від φ і λ

φ°	Знак	λ													Знак	φ°	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2					
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	360
5	+	0,114	0,113	0,113	0,112	0,111	0,111	0,110	0,110	0,109	0,109	0,108	0,108	0,108	0,108	—	355
10	+	0,227	0,225	0,224	0,222	0,221	0,220	0,219	0,219	0,217	0,217	0,215	0,215	0,214	0,214	—	350
15	+	0,337	0,335	0,332	0,330	0,328	0,326	0,325	0,325	0,323	0,323	0,320	0,320	0,318	0,318	—	346
20	+	0,442	0,439	0,437	0,434	0,431	0,429	0,427	0,427	0,424	0,424	0,420	0,420	0,418	0,418	—	340
25	+	0,542	0,539	0,535	0,532	0,529	0,526	0,523	0,523	0,521	0,521	0,518	0,516	0,514	0,514	—	335
30	+	0,635	0,631	0,627	0,624	0,620	0,617	0,614	0,614	0,611	0,611	0,608	0,606	0,603	0,603	—	330
35	+	0,720	0,716	0,712	0,708	0,704	0,701	0,697	0,697	0,694	0,694	0,691	0,688	0,685	0,685	—	325
40	+	0,797	0,792	0,788	0,783	0,780	0,776	0,772	0,772	0,769	0,769	0,766	0,763	0,760	0,760	—	320
45	+	0,863	0,859	0,854	0,850	0,845	0,842	0,839	0,839	0,835	0,835	0,832	0,829	0,826	0,826	—	315
50	+	0,912	0,915	0,911	0,907	0,903	0,899	0,893	0,893	0,892	0,892	0,889	0,886	0,883	0,883	—	310
55	+	0,956	0,931	0,957	0,953	0,950	0,945	0,943	0,943	0,940	0,940	0,937	0,934	0,931	0,931	—	305
60	+	1,001	0,997	0,993	0,990	0,986	0,983	0,980	0,980	0,977	0,977	0,974	0,972	0,969	0,969	—	300
65	+	1,025	1,022	1,019	1,016	1,013	1,010	1,007	1,007	1,004	1,004	1,002	1,000	0,997	0,997	—	295
70	+	1,040	1,037	1,034	1,031	1,029	1,027	1,024	1,024	1,022	1,022	1,020	1,018	1,016	1,016	—	290
75	+	1,044	1,042	1,039	1,037	1,035	1,033	1,032	1,032	1,030	1,030	1,028	1,027	1,025	1,025	—	285
80	+	1,033	1,037	1,035	1,034	1,032	1,031	1,030	1,030	1,029	1,029	1,028	1,026	1,025	1,025	—	280
85	+	1,023	1,022	1,022	1,021	0,020	1,020	1,019	1,019	1,018	1,018	1,018	1,017	1,017	1,017	—	275

Продовження таблиці 3.5

φ°	Знак	λ												Знак	φ°		
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2					
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	—	270
95	+	0,969	0,970	0,971	0,971	0,972	0,973	0,973	0,974	0,974	0,974	0,974	0,974	0,974	0,975	—	265
100	+	0,931	0,933	0,934	0,936	0,937	0,939	0,940	0,941	0,942	0,942	0,943	0,943	0,943	0,944	—	260
105	+	0,888	0,890	0,892	0,894	0,896	0,898	0,900	0,902	0,903	0,903	0,905	0,905	0,905	0,903	—	255
110	+	0,839	0,842	0,845	0,848	0,850	0,853	0,855	0,857	0,859	0,861	0,861	0,861	0,863	0,863	—	250
115	+	0,787	0,790	0,794	0,797	0,800	0,803	0,805	0,808	0,811	0,813	0,813	0,813	0,815	0,815	—	245
120	+	0,731	0,735	0,739	0,742	0,746	0,749	0,752	0,755	0,758	0,760	0,760	0,763	0,763	0,763	—	240
125	+	0,672	0,677	0,681	0,685	0,689	0,692	0,695	0,699	0,702	0,705	0,707	0,707	0,707	0,707	—	235
130	+	0,612	0,617	0,621	0,625	0,629	0,633	0,636	0,640	0,643	0,646	0,646	0,649	0,649	0,649	—	230
135	+	0,551	0,556	0,560	0,564	0,568	0,572	0,575	0,579	0,582	0,585	0,585	0,588	0,588	0,588	—	225
140	+	0,489	0,494	0,498	0,502	0,506	0,510	0,513	0,516	0,520	0,523	0,523	0,526	0,526	0,526	—	220
145	+	0,427	0,431	0,435	0,439	0,443	0,447	0,450	0,453	0,456	0,459	0,459	0,462	0,462	0,462	—	215
150	+	0,365	0,369	0,373	0,376	0,380	0,383	0,386	0,389	0,392	0,394	0,394	0,397	0,397	0,397	—	210
155	+	0,303	0,307	0,310	0,313	0,316	0,319	0,322	0,324	0,327	0,329	0,329	0,331	0,331	0,331	—	205
160	+	0,242	0,245	0,247	0,250	0,253	0,255	0,257	0,260	0,262	0,264	0,264	0,265	0,265	0,265	—	200
155	+	0,181	0,183	0,185	0,187	0,189	0,191	0,193	0,195	0,196	0,198	0,198	0,199	0,199	0,199	—	195
170	+	0,120	0,122	0,123	0,125	0,126	0,127	0,129	0,130	0,131	0,132	0,132	0,133	0,133	0,133	—	190
175	+	0,060	0,061	0,062	0,063	0,064	0,064	0,064	0,065	0,065	0,066	0,066	0,066	0,066	0,066	—	185
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	180

$$V_{cp} = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{2 \cdot r \cdot n}{30} \cdot \frac{\pi}{\pi} = \frac{2}{\pi} \cdot r \cdot \omega.$$

Для тракторних двигунів ($V_{cp} = 4-8$ м/с), для автомобільних двигунів ($V_{cp} = 8-16$ м/с).

3.2.2 Діаграма Брікса для швидкості поршня

Викреслюємо у відповідному масштабі коло кривошипа радіусом кривошипа r із центром O , з якого далі відкладається по обидві сторони (до ВМТ і до НМТ) поправки Брікса $f = \frac{r^2}{2l}$ (в прийнятому масштабі) – отримуємо полюси діаграми O' і O'' . Після цього викреслюємо з полюса O'' (лежачого в сторону ВМТ) допоміжне коло радіусом r' , рівне

$$r' = r \cdot \sqrt{1 + \lambda}.$$

Далі ділимо кривошипне коло на рівні частини, наприклад по 30° (рис. 3.10) і з'єднуємо точки поділу з центром O , тобто, фіксуємо положення кривошипа. Для отримання значень швидкості поршня при даному положенні кривошипа φ поступають так.

Наприклад, для φ проводимо промінь $O'B$ з полюса діаграми O' , який паралельний положенню кривошипа, і продовжуємо цей промінь до перетину з допоміжним колом радіусом r' в точці B_1 , тоді перпендикуляр B_1A_1 , опущений з цієї точки B_1 , на вертикальний діаметр $B_B B_H$ і дає в прийнятому масштабі шукану швидкість $C_{\varphi=30^\circ}$, числовий вираз якої буде дорівнювати:

$$C_{\varphi=30^\circ} = C_1 = \overline{A_1 B_1} \omega_{cp} \cdot m.$$

Аналогічно отримаємо швидкість для $\varphi = 60^\circ$:

$$C_{\varphi=60^\circ} = C_2 = \overline{A_2 B_2} \omega_{cp} \cdot m.$$

і так далі.

Відкладаючи на відповідних перпендикулярах координатної системи $C = \varphi$, значення векторів швидкості C , отримаємо графік швидкості поршня $C = f(\varphi)$ – рис. 3.10, б.

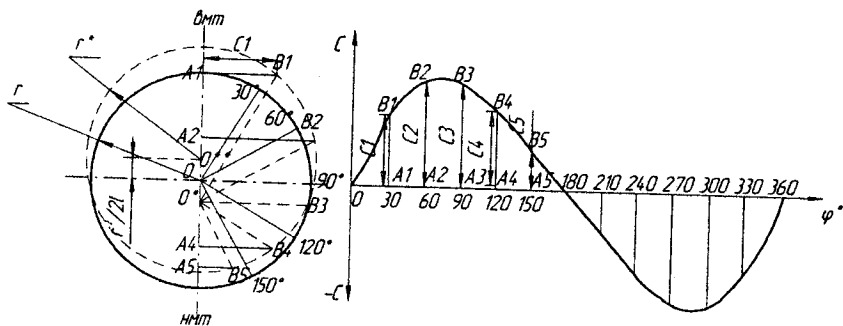


Рисунок 3.10 – Діаграма Ф.А. Бікса для визначення швидкості поршня $C = f(\alpha)$ двигуна з аксіальним кривошипно-шатунним механізмом: а) діаграма Бікса; б) крива швидкості поршня $C = f(\varphi)$ за один оберт кривошипа

3.3 Прискорення поршня

Прискорення поршня є першою похідною від його швидкості за часом:

$$j = \frac{dv_n}{dt} = \frac{dv_n}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \quad (3.8)$$

За теоремою синусів:

$$r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta,$$

продиференціювавши ліву і праву частини виразу, отримаємо:

$$\frac{d\beta}{d\varphi} = \lambda \frac{\cos \varphi}{\cos \beta}.$$

Підставивши в рівняння (3.8) вираз для швидкості (3.6), отримаємо:

$$\begin{aligned}
 j &= r\omega^2 \frac{\cos(\varphi + \beta) \left(1 + \frac{d\beta}{d\varphi}\right) \cos \beta + \sin \beta \frac{d\beta}{d\varphi} \sin(\varphi + \beta)}{\cos^2 \beta} = \\
 &= r\omega^2 \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \frac{\cos(\varphi + \beta) \cos \beta + \sin(\varphi + \beta) \sin \beta}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{d\beta}{d\varphi} \right] = \\
 &= r\omega^2 \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \frac{\cos \varphi}{\cos^2 \beta} \cdot \lambda \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} \right]
 \end{aligned}$$

або

$$j = r\omega^2 \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right] \quad (3.9)$$

Числові значення виразу $C = \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right]$, при різних значеннях φ та λ , наведені в таблиці 3.6.

Для побудови діаграми прискорення поршня $j = f(\varphi)$ необхідно скласти таблицю 3.7, використовуючи при цьому рівняння (3.9) і таблицю 3.6.

Таблиця 3.7 – Визначення прискорення поршня

Кут повороту кривошипа	Функція С	Прискорення поршня		Кут повороту кривошипа
		$j = r\omega^2 C, \text{ м/с}^2$	$\bar{j}, \text{ мм}$	
0°				360°
5°				355°
10°				350°
...				...
...				...
...				...
170°				190°
175°				185°
180°				180°

Діаграми прискорення поршня, побудовані на основі даних таблиці 3.7, представлені на рисунках 3.11 та 3.12.

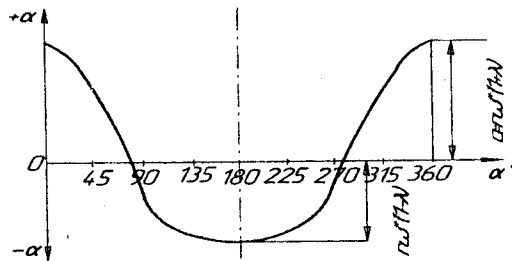


Рисунок 3.11 – Графік прискорень поршня для двигунів з аксіальним кривошипно-шатунним механізмом $a = f(s)$ при $\lambda \leq \frac{1}{4}$

Таблиця 3.6 - Значення виразу $\left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right]$ залежно від φ та λ

φ°	Знак	λ																Знак	φ°
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2							
0	+	1,3131	1,3036	1,2941	1,2862	1,2782	1,2703	1,2635	1,2568	1,2500	1,2442	1,2384	+	360					
5	+	1,3049	1,2955	1,2861	1,2783	1,2704	1,2626	1,2559	1,2493	1,2426	1,2368	1,2314	+	355					
10	+	1,2304	1,2713	1,2623	1,2548	1,2472	1,2397	1,2333	1,2268	1,2204	1,2149	1,2094	+	350					
15	+	1,2399	1,2314	2,2229	1,2159	1,2088	1,2018	1,1958	1,1898	1,1838	1,1786	1,1735	+	345					
20	+	1,1842	1,1765	1,1688	1,1624	1,1561	1,1497	1,1443	1,1389	1,1335	1,1289	1,1243	+	340					
25	+	1,1140	0,1074	1,1007	1,0952	1,0896	1,0841	1,0795	1,0749	1,0703	1,0660	1,0621	+	335					
30	+	1,0305	0,0251	1,0196	1,0151	1,0107	1,0062	1,0024	0,9987	0,9949	0,9917	0,9886	+	330					
35	+	0,9352	0,9311	0,9270	0,9238	0,9205	0,9173	0,9146	0,9118	0,9091	0,9068	0,9045	+	325					
40	+	0,8295	0,8271	0,8246	0,8225	0,8203	0,8182	0,8168	0,8153	0,8139	0,8126	0,8113	+	320					
45	+	0,7154	0,7146	0,7138	0,7133	0,7129	0,7124	0,7120	0,7116	0,7112	0,7109	0,7107	+	315					
50	+	0,5950	0,5960	0,5970	0,5980	0,5989	0,5999	0,6008	0,6017	0,6026	0,6033	0,6041	+	310					
55	+	0,4703	0,4733	0,4762	0,4787	0,4811	0,4836	0,4857	0,4878	0,4899	0,4917	0,4936	+	305					
60	+	0,3438	0,3485	0,3532	0,3571	0,3611	0,3650	0,3684	0,3717	0,3751	0,3780	0,3809	+	300					
65	+	0,2178	0,2241	0,2305	0,2359	0,2412	0,2466	0,2511	0,2555	0,2600	0,2639	0,2678	+	295					
70	+	0,0946	0,1026	0,1105	0,1171	0,1236	0,1302	0,1357	0,1413	0,1468	0,1515	0,1562	+	290					
75	-	0,0193	0,0143	0,0050	0,0026	0,0101*	0,0177*	0,0241*	0,0304*	0,0368*	0,0422*	0,0476*	-	285					
80	-	0,1347	0,1245	0,1143	0,1059	0,0976	0,0892	0,0822	0,0752	0,0682	0,0622	0,0563	-	280					
85	-	0,2372	0,2263	0,2155	0,2067	0,1978	0,1890	0,1816	0,1742	0,1668	0,1606	0,1545	-	275					

Продовження таблиці 3.6

° φ	Знак	λ														Знак	° φ
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2					
90	-	0,3228	0,3187	0,3077	0,2987	0,2897	0,2807	0,2732	0,2657	0,2582	0,2519	0,2455	-	270			
95	-	0,4115	0,4006	0,3898	0,3810	0,3721	0,3633	0,3559	0,3485	0,3411	0,3349	0,3288	-	265			
100	-	0,4820	0,4718	0,4616	0,4532	0,4449	0,4365	0,4297	0,4226	0,4155	0,4095	0,4036	-	260			
105	-	0,5412	0,5320	0,5227	0,5150	0,5075	0,4999	0,4935	0,4872	0,4808	0,4754	0,4700	-	255			
110	-	0,5895	0,5815	0,5736	0,5670	0,5605	0,5539	0,5484	0,5428	0,5373	0,5326	0,5279	-	250			
115	-	0,6274	0,6211	0,6147	0,6094	0,6041	0,5987	0,5941	0,5897	0,5852	0,5813	0,5774	-	245			
120	-	0,6563	0,6516	0,6469	0,6429	0,6389	0,6350	0,6317	0,6284	0,6250	0,6220	0,6191	-	240			
125	-	0,6769	0,6739	0,6710	0,6684	0,6660	0,6635	0,6615	0,6594	0,6573	0,6554	0,6535	-	235			
130	-	0,6905	0,6895	0,6885	0,6876	0,6867	0,6857	0,6848	0,6839	0,6830	0,6822	0,6814	-	230			
135	-	0,6987	0,6995	0,7003	0,7009	0,7013	0,7018	0,7022	0,7026	0,7030	0,7034	0,7036	-	225			
140	-	0,7026	0,7050	0,7075	0,7096	0,7118	0,7139	0,7153	0,7168	0,7182	0,7195	0,7208	-	220			
145	-	0,7030	0,7071	0,7112	0,7146	0,7179	0,7211	0,7237	0,7265	0,7292	0,7315	0,7338	-	215			
150	-	0,7158	0,7070	0,7125	0,7169	0,7213	0,7258	0,7296	0,7333	0,7371	0,7402	0,7433	-	210			
155	-	0,6986	0,7053	0,7119	0,7175	0,7331	0,7286	0,7332	0,7378	0,7424	0,7463	0,7502	-	205			
160	-	0,6852	0,7029	0,7106	0,7170	0,7233	0,7297	0,7350	0,7404	0,7458	0,7505	0,7551	-	200			
165	-	0,6919	0,7004	0,7089	0,7161	0,7232	0,7302	0,7361	0,7421	0,7481	0,7532	0,7583	-	195			
170	-	0,6892	0,6983	0,7073	0,7149	0,7225	0,7300	0,7364	0,7429	0,7493	0,7547	0,7602	-	190			
175	-	0,6874	0,6968	0,7062	0,7142	0,7221	0,7299	0,7366	0,7432	0,7499	0,7556	0,7613	-	185			
180	+	0,6869	0,6964	0,7059	0,7138	0,7218	0,7297	0,7365	0,7432	0,7500	0,7558	0,7616	+	180			

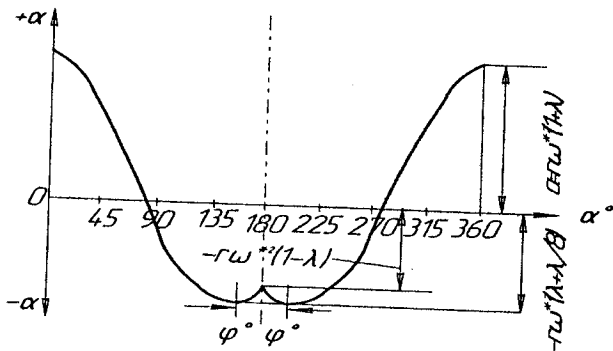


Рисунок 3.12 – Графік прискорення для двигунів з нормальним кривошипно-шатунним механізмом $a = f(s)$ при $\lambda > \frac{1}{4}$

3.3.1 Графічний метод визначення прискорення поршня методом Толле

Приймаємо деякий відрізок $A_B A_n$ за хід поршня $\bar{S} = \bar{2r} = \overline{A_B A_n}$ (масштаб не має значення), з кінців якого відновлюємо перпендикуляри $A_B B$ і $A_n C$, а на останніх відкладаємо, в певному масштабі m , величини прискорення в мертвих точках поршня (з урахуванням їх знаків):

$$a_{\text{вмт}} = a_{\text{max}} = \omega^2 r (1 + \lambda) = \overline{A_B B} \cdot m;$$

$$a_{\text{нмт}} = a_{\text{min}} = -\omega^2 r (1 - \lambda) = \overline{A_n C} \cdot m.$$

Далі з'єднуємо кінці перпендикулярів прямою BC , а з точки перетину її з прямою $A_B A_n$ – від точки D , відкладаємо вниз відрізок DE , що дорівнює (в прийнятому масштабі):

$$\overline{DE} \cdot m = 3\lambda r \omega^2.$$

Кінці цього відрізка з'єднуємо прямими з точками B і C . Отримані відрізки BE і CE ділимо на рівні частини (наприклад, на 5 частин, як на рисунку 3.13), які нумеруємо в однаковому порядку (1; 2; 3; ...; 1'; 2'; 3'; ...), далі однойменні поділкі з'єднуємо між собою прямими (1-1', 2-2', 3-3', ...). Після цього, будемо огинаючу криву BKC , яка і буде кривою $a = f(s)$. 3

Значення коефіцієнтів $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, \dots$ наведені в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8 - Значення коефіцієнтів

$\lambda = \frac{r}{l}$	a_0	a_1	a_2	a_4	a_6
1/3,4	1,0747	1,000	0,0753	0,000424	0,00000501
1/3,5	1,0725	1,000	0,0729	0,000388	0,00000417
1/3,6	1,0704	1,000	0,0708	0,000355	0,00000352
1/3,7	1,0686	1,000	0,0689	0,000326	0,00000307
1/3,8	1,0667	1,000	0,0670	0,000301	0,00000267
1/3,9	1,0649	1,000	0,0652	0,000277	0,00000234
1/4,0	1,0632	1,000	0,0635	0,000256	0,00000205

3.3.2 Графічний метод побудови кривої прискорення поршня

З достатньою для розрахунків точністю рівняння прискорення отримують шляхом диференціювання за t , рівняння (3.7)

$$j_n = \frac{dV_n}{dt} = \frac{dV_n}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dV_n}{d\varphi} \cdot \omega = \frac{d}{d\varphi} \left[r\omega(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi) \right] \omega = r\omega^2(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

$$j_n = r\omega^2(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (3.10)$$

Отже, прискорення поршня є сумою гармонік першого і другого порядків:

$$j_1 = r\omega^2 \cos\varphi; \quad j_2 = r\omega^2 \lambda \cos 2\varphi.$$

Цим можна скористатися для побудови кривої $j = f(\varphi)$ графічним методом (рис. 3.14).

Рівняння (3.10) дозволяє побудувати криву швидкості поршня і табличним способом, використовуючи при цьому таблицю 3.9.

Прискорення поршня додатне, якщо його вектор направлений до осі колінчастого вала. У ВМТ прискорення завжди додатне, а у НМТ – завжди від'ємне, незалежно від напрямку поршня. В той момент, коли шатун і кривошип утворюють прямий кут, прискорення поршня дорівнює нулю.

Таблиця 3.9 – Значення коефіцієнтів $(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ залежно від φ і λ

φ	Знак	λ														Знак	φ
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2					
0	+	1,312	1,303	1,294	1,286	1,273	1,270	1,263	1,256	1,250	1,244	1,238	+	360			
5	+	1,304	1,295	1,286	1,278	1,270	1,262	1,255	1,249	1,242	1,236	1,231	+	355			
10	+	1,278	1,270	1,261	1,253	1,246	1,239	1,232	1,226	1,220	1,214	1,208	+	350			
15	+	1,247	1,228	1,221	1,213	1,206	1,200	1,194	1,188	1,182	1,177	1,172	+	345			
20	+	1,179	1,172	1,165	1,159	1,152	1,147	1,141	1,136	1,131	1,126	1,122	+	340			
25	+	1,107	1,101	1,095	1,090	1,085	1,080	1,075	1,071	1,067	1,063	1,059	+	335			
30	+	1,022	0,0175	1,013	1,009	1,005	1,001	0,998	0,994	0,991	0,988	0,985	+	330			
35	+	0,926	0,923	0,920	0,917	0,914	0,912	0,909	0,907	0,905	0,903	0,901	+	325			
40	+	0,820	0,819	0,817	0,816	0,814	0,813	0,812	0,811	0,809	0,808	0,807	+	320			
45	+	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	+	315			
50	+	0,588	0,590	0,592	0,593	0,594	0,596	0,597	0,598	0,599	0,600	0,601	+	310			
55	+	0,467	0,470	0,473	0,476	0,479	0,481	0,484	0,486	0,488	0,490	0,492	+	305			
60	+	0,344	0,348	0,353	0,357	0,361	0,365	0,368	0,372	0,375	0,378	0,381	+	300			
65	+	0,222	0,228	0,234	0,239	0,244	0,249	0,253	0,258	0,262	0,266	0,270	+	295			
70	+	0,103	0,110	0,117	0,123	0,129	0,135	0,140	0,146	0,150	0,155	0,160	+	290			
75	-	0,012	0,004	0,004*	0,011*	0,018*	0,025*	0,031	0,037	0,042	0,048	0,053	+	285			
80	-	0,120	0,111	0,103	0,095	0,087	0,080	0,074	0,067	0,061	0,055	0,050	-	280			
85	-	0,221	0,211	0,202	0,194	0,186	0,179	0,172	0,165	0,159	0,153	0,147	-	275			
90	-	0,312	0,303	0,294	0,286	0,278	0,271	0,263	0,256	0,250	0,244	0,238	-	270			

Продовження таблиці 3.9

φ	Знак	λ												Знак	φ
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2			
95	-	0,395	0,386	0,377	0,368	0,361	0,355	0,346	0,340	0,333	0,327	0,322	-	265	
100	-	0,467	0,458	0,450	0,442	0,435	0,428	0,421	0,415	0,409	0,403	0,397	-	260	
105	-	0,529	0,521	0,513	0,506	0,499	0,493	0,487	0,481	0,475	0,470	0,465	-	255	
110	-	0,581	0,574	0,567	0,561	0,555	0,549	0,544	0,538	0,533	0,529	0,524	-	250	
115	-	0,623	0,617	0,612	0,606	0,601	0,596	0,592	0,587	0,583	0,579	0,576	-	245	
120	-	0,656	0,651	0,647	0,643	0,639	0,635	0,632	0,628	0,625	0,622	0,619	-	240	
125	-	0,680	0,677	0,674	0,671	0,669	0,666	0,664	0,661	0,659	0,657	0,655	-	235	
130	-	0,697	0,695	0,694	0,692	0,691	0,690	0,688	0,687	0,686	0,685	0,684	-	230	
135	-	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	-	225	
140	-	0,712	0,713	0,715	0,716	0,718	0,719	0,720	0,721	0,723	0,724	0,725	-	220	
145	-	0,712	0,715	0,719	0,721	0,724	0,727	0,729	0,731	0,734	0,736	0,738	-	215	
150	-	0,710	0,714	0,719	0,723	0,727	0,731	0,734	0,738	0,741	0,744	0,747	-	210	
155	-	0,705	0,711	0,717	0,723	0,728	0,733	0,737	0,741	0,746	0,749	0,753	-	205	
160	-	0,700	0,708	0,714	0,721	0,727	0,733	0,738	0,743	0,748	0,753	0,757	-	200	
165	-	0,695	0,703	0,711	0,718	0,725	0,732	0,738	0,744	0,749	0,755	0,760	-	195	
170	-	0,691	0,700	0,708	0,716	0,724	0,731	0,737	0,744	0,750	0,756	0,761	-	190	
175	-	0,688	0,698	0,706	0,715	0,723	0,730	0,737	0,744	0,750	0,756	0,762	-	185	
180	-	0,687	0,697	0,706	0,714	0,722	0,730	0,737	0,744	0,750	0,756	0,762	-	180	

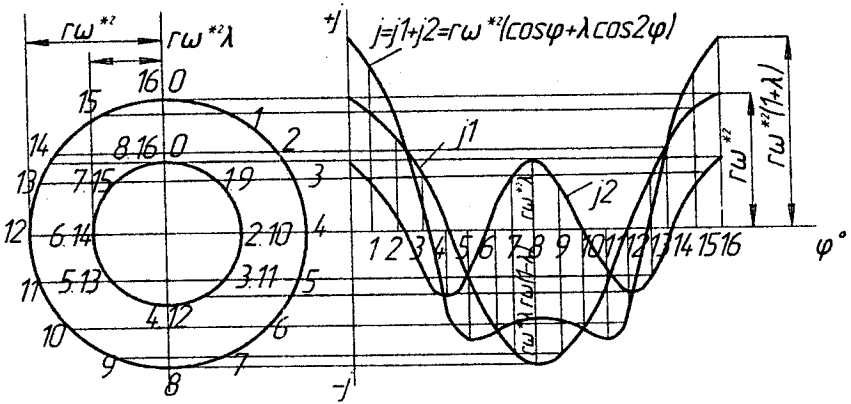


Рисунок 3.14 - Графічна побудова кривої

При $\varphi = 0^\circ$ і $\varphi = 180^\circ$ прискорення мають екстремальні значення:

$$j_{\varphi=0} = r\omega^2(1 + \lambda);$$

$$j_{\varphi=180} = -r\omega^2(1 - \lambda).$$

На рис. 3.15 наведений ще один графічний метод побудови кривих переміщення S_x , швидкості V_n і прискорення j_n поршня. Принцип побудови видно з рисунка.

3.4 Кінематика шатуна

Шатун здійснює складний рух, який можна розкласти на два складових рухи (рис. 3.16):

- поступальний, що підкоряється законам руху поршня (точка А);
- коливальний навколо свого середнього положення, тобто, коливання біля осі поршневого пальця.

Точка А шатуна здійснює зворотно-поступальний рух по осі циліндра, а точка В рівномірно переміщується по колу радіуса кривошипа.

3.4.1 Кутове переміщення шатуна

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi). \quad (3.11)$$

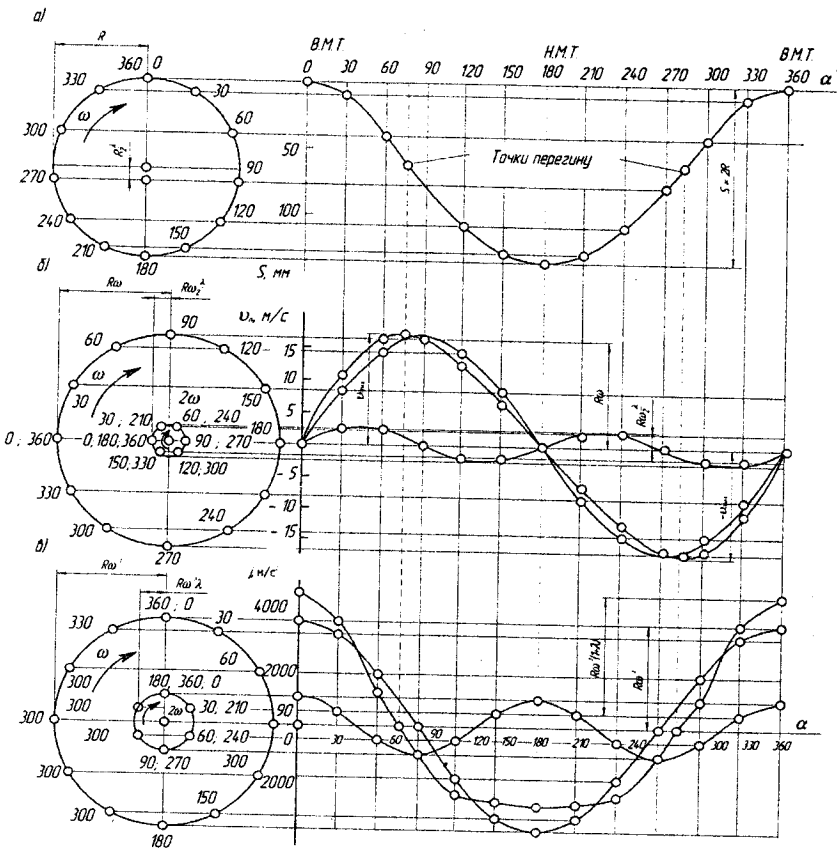


Рисунок 3.15 – Графіки $S = f(\alpha)$ (а); $V = f(\alpha)$ (б); $j = f(\alpha)$ (в)

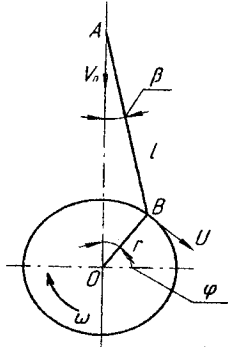


Рисунок 3.16 - Схема кривошипно-шатунного механізму

Максимальне відхилення шатуна спостерігається при $\varphi = 90^\circ$ і $\varphi = 270^\circ$, тобто,

$$\beta_{\max} = \arcsin \lambda; \quad \sin \beta_{\max} = \pm \lambda.$$

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів $\beta_{\max} = 12 - 18^\circ$.

3.4.2 Кутова швидкість коливання шатуна

$$\omega_u = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\beta}{d\varphi}.$$

Продиференціювавши рівняння $\sin \beta = \lambda \sin \varphi$, отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\sin \beta) &= \frac{d}{dt}(\lambda \sin \varphi); \quad \cos \beta \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt}; \\ \cos \beta \cdot d\beta &= \lambda \cos \varphi \cdot d\varphi; \quad \frac{d\beta}{d\varphi} = \lambda \frac{\cos \varphi}{\cos \beta}, \end{aligned}$$

підставляємо

$$\omega_u = \omega \lambda \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} = \omega \lambda \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \approx \omega \lambda \cos \varphi;$$

$$\omega_u \approx \omega \lambda \cos \varphi \quad (3.12)$$

(наближений вираз (3.12) справедливий з точністю до малих порядку λ^3).

Максимальне значення ω_u отримує при $\varphi = 0^\circ$ ВМТ і при $\varphi = 180^\circ$ НМТ, коли $\omega_u^{\max} = \pm \lambda \omega$.

Мінімальне значення при $\varphi = 90^\circ$ і при $\varphi = 270^\circ$, тобто, при найбільших відхиленнях шатуна від осі циліндра, коли $\omega_u^{\min} = 0$.

3.4.3 Кутове прискорення шатуна

Кутове прискорення коливання шатуна біля центра поршневого пальця – це перша похідна від кутової швидкості за часом:

$$\varepsilon_{\omega} = \frac{d\omega_{\omega}}{dt} = \frac{d\omega_{\omega}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\omega_{\omega}}{d\varphi} = \omega \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \cdot \omega \lambda \right) =$$

$$= -\frac{\omega^2 \lambda (1 - \lambda^2)}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} \cdot \sin \varphi,$$

$$\varepsilon_{\omega} \approx -\lambda \omega^2 \sin \varphi \quad (3.13)$$

Максимальне значення $\varepsilon_{\omega}^{\max} = \pm \frac{\lambda \omega^2}{\sqrt{1 - \lambda^2}}$ отримуємо при $\varphi = 90^\circ$ і при $\varphi = 270^\circ$, тобто, при $\omega_{\omega}^{\min} = 0$.

Мінімальне значення $\varepsilon_{\omega}^{\min} = 0$ отримуємо при $\varphi = 0^\circ$ і при $\varphi = 180^\circ$, тобто, при $\omega_{\omega} = \omega_{\omega}^{\max}$.

Криві зміни кутових швидкості і прискорення коливання шатуна, залежно від кута повороту колінчастого вала, зображені на рис. 3.17.

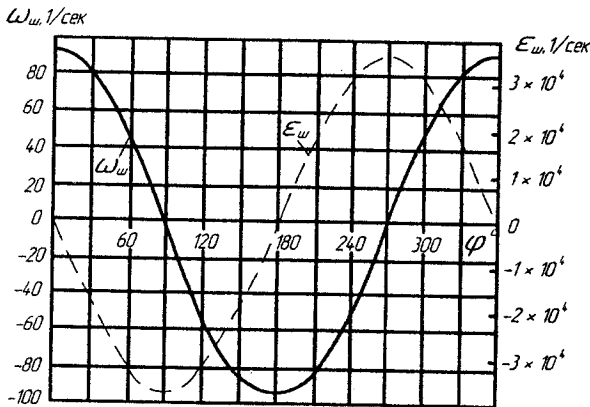


Рисунок 3.17 - Криві кутових швидкості і прискорення коливання шатуна

3.4.4 Приклад визначення кінематичних параметрів поршня і шатуна

Двигун ЗІЛ-130. Визначити переміщення S_x від ВМТ, швидкість V_n і прискорення j_n , а також кутову швидкість ω_{ω} і кутове прискорення ε_{ω} обертання (коливання) шатуна при повороті колінчастого вала на кут $\varphi = 30^\circ$.

Дано: $D = 100$ мм; $S = 95$ мм; $l = 185$ мм; $n_e = 3200$ хв⁻¹.

Розв'язування: Згідно з формулою (3.1) і таблицею 3.1 для

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{47,5}{185} = \frac{1}{3,9}, \text{ отримаємо:}$$

$$S_x = r \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - (\cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \cos \beta) \right] = 47,5 \cdot 0,1662 = 7,910 \text{ мм.}$$

Переміщення S_x поршня розраховуємо за наближеною формулою з врахуванням таблиці 3.10.

$$S_x = r \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - (\cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi) \right] = 47,5 \cdot 0,156 = 7,905 \text{ мм.}$$

Швидкість V_n і прискорення j_n поршня розраховуємо за наближеними формулами, тому що точність розрахунку S_x , V_n , j_n за цими формулами достатня для динамічних розрахунків двигуна і розрахунків його деталей на міцність.

Згідно з формулами (3.7), (3.10) і таблицями 3.5 і 3.9 отримаємо:

$$V_n = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) = 0,0475 \cdot 335 \cdot 0,611 = 9,73 \text{ м/с;}$$

$$j_n = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = 0,0475 \cdot 335^2 \cdot 0,994 = 5320 \text{ м/с}^2;$$

$$\text{де } \omega = \frac{3,14 \cdot n_e}{30} = \frac{3,14 \cdot 3200}{30} = 335 \text{ с}^{-1}.$$

Кутові швидкість ω_u і прискорення ε_u шатуна визначаємо за формулами (3.12) і (3.13):

$$\omega_u = \lambda\omega \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \cong \lambda\omega \cos \varphi = \frac{1}{3,9} \cdot 335 \cos 30^\circ = 74,4 \text{ с}^{-1}.$$

Найбільше значення кутової швидкості шатуна при $\varphi = 0^\circ$ і при $\varphi = 180^\circ$. При цьому:

$$\omega_u^{\max} = \pm \lambda\omega = \pm \frac{1}{3,9} \cdot 335 = \pm 86 \text{ с}^{-1}.$$

Таблиця 3.10 - Значення коефіцієнтів $\left[\frac{\lambda}{4} \right] - (\cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi)$ залежно від φ і λ

φ°	Знак	λ												Знак	φ°		
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2					
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	+	360
5	+	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	+	355
10	+	0,020	0,020	0,020	0,020	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	+	350
15	+	0,044	0,044	0,044	0,044	0,043	0,043	0,043	0,043	0,043	0,043	0,043	0,043	0,042	0,042	+	346
20	+	0,079	0,078	0,077	0,077	0,077	0,076	0,076	0,076	0,076	0,076	0,076	0,075	0,075	0,074	+	340
25	+	0,122	0,121	0,120	0,119	0,118	0,118	0,118	0,118	0,117	0,117	0,117	0,117	0,116	0,115	+	335
30	+	0,173	0,172	0,171	0,170	0,169	0,168	0,168	0,168	0,167	0,167	0,166	0,166	0,165	0,164	+	330
35	+	0,232	0,231	0,229	0,228	0,227	0,225	0,225	0,224	0,224	0,223	0,223	0,222	0,222	0,220	+	325
40	+	0,298	0,297	0,295	0,293	0,291	0,290	0,290	0,288	0,288	0,287	0,287	0,286	0,286	0,283	+	320
45	+	0,371	0,369	0,366	0,364	0,362	0,360	0,360	0,359	0,359	0,358	0,358	0,355	0,355	0,352	+	315
50	+	0,449	0,446	0,443	0,441	0,439	0,436	0,436	0,434	0,434	0,432	0,432	0,431	0,429	0,427	+	310
55	+	0,531	0,528	0,525	0,522	0,520	0,517	0,517	0,515	0,515	0,512	0,512	0,510	0,508	0,506	+	305
60	+	0,617	0,614	0,610	0,607	0,604	0,601	0,601	0,599	0,599	0,596	0,596	0,594	0,591	0,589	+	300
65	+	0,706	0,702	0,698	0,695	0,691	0,688	0,688	0,685	0,685	0,683	0,683	0,680	0,678	0,675	+	295
70	+	0,796	0,792	0,788	0,784	0,781	0,777	0,777	0,774	0,774	0,771	0,771	0,768	0,766	0,763	+	290
75	+	0,887	0,883	0,878	0,874	0,871	0,867	0,867	0,864	0,864	0,861	0,861	0,858	0,855	0,752	+	285
80	+	0,978	0,973	0,969	0,965	0,961	0,957	0,957	0,954	0,954	0,951	0,951	0,948	0,945	0,942	+	280
85	+	1,068	1,063	1,059	1,055	1,051	1,047	1,047	1,043	1,043	1,040	1,040	1,037	1,034	1,031	+	275

Продовження таблиці 3.10

φ°	Знак	λ														Знак	φ°
		1/3.2	1/3.3	1/3.4	1/3.5	1/3.6	1/3.7	1/3.8	1/3.9	1/4.0	1/4.1	1/4.2					
90	+	1,156	1,151	1,147	1,143	1,139	1,135	1,132	1,128	1,125	1,122	1,119	+	270			
95	+	1,242	1,237	1,233	1,229	1,225	1,221	1,218	1,214	1,211	1,208	1,205	+	265			
100	+	1,325	1,321	1,316	1,312	1,308	1,305	1,301	1,298	1,295	1,292	1,289	+	260			
105	+	1,405	1,400	1,396	1,392	1,388	1,385	1,382	1,378	1,375	1,373	1,370	+	255			
110	+	1,480	1,476	1,472	1,468	1,465	1,461	1,458	1,455	1,452	1,450	1,447	+	250			
115	+	1,551	1,547	1,543	1,540	1,537	1,534	1,531	1,528	1,525	1,523	1,520	+	245			
120	+	1,617	1,614	1,610	1,607	1,604	1,601	1,599	1,596	1,594	1,591	1,589	+	240			
125	+	1,678	1,675	1,672	1,669	1,667	1,664	1,662	1,660	1,658	1,655	1,653	+	235			
130	+	1,734	1,732	1,729	1,727	1,724	1,722	1,720	1,718	1,716	1,714	1,713	+	230			
135	+	1,785	1,783	1,781	1,778	1,777	1,775	1,773	1,771	1,770	1,768	1,767	+	225			
140	+	1,831	1,829	1,827	1,825	1,823	1,822	1,820	1,819	1,818	1,816	1,815	+	220			
145	+	1,871	1,869	1,867	1,866	1,865	1,864	1,862	1,861	1,860	1,859	1,858	+	215			
150	+	1,905	1,904	1,903	1,902	1,901	1,900	1,899	1,898	1,897	1,896	1,895	+	210			
155	+	1,934	1,933	1,933	1,932	1,931	1,930	1,930	1,929	1,929	1,928	1,928	+	205			
160	+	1,958	1,957	1,957	1,956	1,956	1,955	1,955	1,955	1,954	1,954	1,954	+	200			
155	+	1,976	1,976	1,976	1,975	1,975	1,975	1,975	1,974	1,974	1,974	1,974	+	195			
170	+	1,989	1,989	1,989	1,989	1,989	1,989	1,989	1,989	1,989	1,988	1,988	+	190			
175	+	1,997	1,997	1,997	1,997	1,997	1,997	1,997	1,997	1,997	1,997	1,997	+	185			
180	+	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	+	180			

Кутове прискорення шатуна згідно з формулою (3.13):

$$\varepsilon_{ш} = -\lambda\omega^2 \sin\varphi \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2\varphi)^{3/2}} \cong -\lambda\omega^2 \sin\varphi = -\frac{1}{3,9} \cdot 335^2 \sin 30^\circ \cong -14400 \text{ c}^{-2}$$

Найбільші значення кутового прискорення коливання шатуна при $\varphi = 90^\circ$ і при $\varphi = 270^\circ$:

$$\varepsilon_{ш}^{\max} = \mp \frac{\lambda\omega^2}{\sqrt{1 - \lambda^2}} = \mp \frac{1 \cdot 335^2}{3,9 \sqrt{1 - \left(\frac{1}{3,9}\right)^2}} \approx \mp 29700 \text{ c}^{-2}.$$

4 ТЕОРЕТИЧНІ ДІАГРАМИ СИЛ І МОМЕНТІВ, ЯКІ ДІЮТЬ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

4.1 Приведення мас рухомих деталей кривошипно-шатунного механізму

Двигуни сучасних машин і тракторів є, в більшості випадків, швидкохідними, внаслідок цього рухомі деталі їх кривошипно-шатунного механізму переміщуються зі значними швидкостями та прискореннями. Внаслідок цього, для надійного розрахунку необхідне вивчення всіх сил, що впливають на його деталі.

В автомобільному і тракторному двигуні діють такі основні сили: тиск газів, інерції, тертя і корисного опору.

Залежно від характеру руху, сили інерції мас кривошипно-шатунного механізму можна розділити на три групи:

- сили інерції мас, які рухаються зворотно-поступально;
- сили інерції обертальних мас;
- сили інерції мас, які здійснюють складні рухи.

Для визначення величини цих сил необхідно попередньо знайти відповідні маси.

Всі рухомі частини кривошипно-шатунного механізму двигуна за характером руху можна поділити на три групи:

– деталі, що здійснюють прямолінійний зворотно-поступальний рух вздовж осі циліндра (поршнева група). Маса поршневої групи (маса поршня з кільцями і пальцем) вважається зосередженою на осі поршневого пальця – m_n ;

– частини колінчастого вала, які здійснюють обертальні рухи. Маса таких неврівноважених частин замінюють масою, приведеною до радіуса кривошипа – m_r ;

– деталі, які здійснюють складні плоско-паралельні рухи (шатунна група).

Приведення здійснюють з дотриманням умов рівності відцентрової сили інерції дійсної маси відцентровій силі приведеної маси.

Масу $m_{шш}$ шатунної шийки з прилягаючими частинами шок приймають зосередженою на середині осі шийки і, оскільки центр ваги її віддалений від осі вала на відстань, яка дорівнює r , приведення цієї маси не вимагається (рис. 4.1).

Масу $m_{ш}$ середньої частини шочи по контуру $abcd$, яка має центр ваги на радіусі ρ , приводимо до радіуса r :

$$m_{ш} = \rho \omega^2 = (m_{ш})_r \cdot r \cdot \omega^2,$$

звідки

$$(m_{цц})_r = m_{цц} \cdot \frac{\rho}{r}$$

Приведена маса всього кривошипа

$$m_k = m_{шшш} + 2(m_{цц})_r = m_{шшш} + 2m_{цц} \cdot \frac{\rho}{r}$$

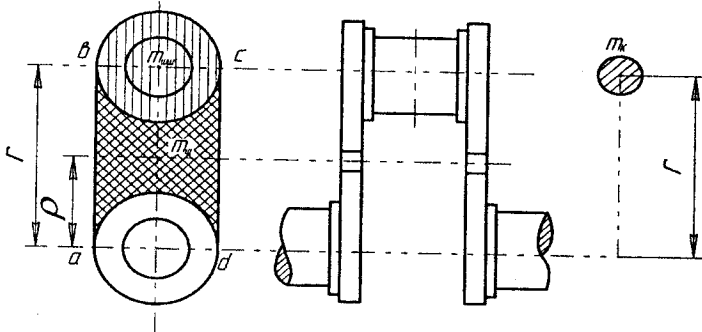


Рисунок 4.1 – Приведення мас кривошипа до радіуса r

Замінімо масу шатуна $m_{шш}$ трьома масами: $m_{шшш}$ – маса, зосереджена на осі поршневого пальця; $m_{ццт}$ – маса, зосереджена в центрі ваги; $m_{шшк}$ – маса, зосереджена на осі шатунної шийки вала (рис. 4.2).

$$m_{шш} = m_{шшш} + m_{ццт} + m_{шшк}$$

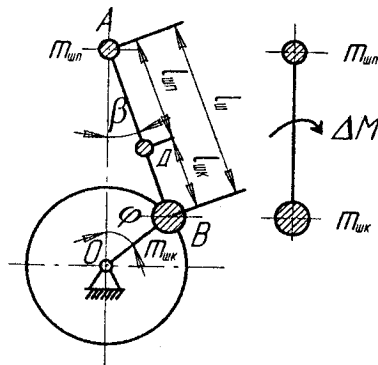


Рисунок 4.2 – Схема заміни маси шатуна трьома й двома масами

Маса $m_{шп}$ рухається зворотно-поступально вздовж циліндра.

Маса $m_{шк}$ здійснює обертальний рух навколо осі колінчастого вала.

Маса $m_{цт}$ здійснює складний рух.

Маса $m_{цт}$ зазвичай незначна, порівняно з масами $m_{шп}$ і $m_{шк}$, тому для спрощення динамічних розрахунків цією масою нехтують, замінюючи масу шатуна $m_{ш}$ двома масами $m_{шп}$ і $m_{шк}$, розміщеними в центрах його верхньої і нижньої головок; при цьому вводять поправочний момент ΔM , який прикладається до системи для дотримання динамічної еквівалентності.

Масу шатуна $m_{ш}$ ділять на дві частини, обернено пропорційні відстаням центра ваги від осей головок:

на масу А, віднесену до осі пальця поршня

$$m_{шп} = m_{ш} \cdot \frac{\ell_{шк}}{\ell_{ш}},$$

на масу В, віднесену до осі кривошипної головки

$$m_{шк} = m_{ш} \cdot \frac{\ell_{шп}}{\ell_{ш}}.$$

Для забезпечення еквівалентності нової і старої систем необхідно дотримуватися таких умов:

– сума всіх мас повинна дорівнювати масі шатуна, тобто:

$$\sum m_i = m_{ш};$$

$$m_{шп} + m_{шк} = m_{ш} \cdot \frac{\ell_{шк}}{\ell_{ш}} + m_{ш} \cdot \frac{\ell_{шп}}{\ell_{ш}} = m_{ш} \cdot \frac{\ell_{шк} + \ell_{шп}}{\ell_{ш}} = m_{ш},$$

що витримано;

– загальний центр ваги трьох мас повинен збігатися з центром ваги шатуна, тобто:

$$\sum m_i \cdot \ell_i = 0;$$

$$\begin{aligned} m_{шп} \ell_{шп} - m_{шк} \ell_{шк} &= m_{ш} \frac{\ell_{шк}}{\ell_{ш}} \cdot \ell_{шп} - m_{ш} \frac{\ell_{шп}}{\ell_{ш}} \cdot \ell_{шк} = \\ &= m_{ш} \left(\frac{\ell_{шк} \ell_{шп} - \ell_{шп} \ell_{шк}}{\ell_{ш}} \right) = 0, \end{aligned}$$

що витримано;

– сума моментів інерції всіх мас відносно осі, яка проходить через центр ваги шатуна, повинна дорівнювати моменту інерції шатуна $I_{ш}$ відносно тієї ж осі, тобто:

$$\sum m_i \cdot \ell_i^2 = I_{ш}.$$

В даному випадку момент інерції приведеної системи

$$\begin{aligned} m_{шп} \ell_{шп}^2 - m_{шк} \ell_{шк}^2 &= m_{ш} \frac{\ell_{шк}}{\ell_{ш}} \cdot \ell_{шп}^2 - m_{ш} \frac{\ell_{шп}}{\ell_{ш}} \cdot \ell_{шк}^2 = \\ &= m_{ш} \frac{\ell_{шк} \cdot \ell_{шп}}{\ell_{ш}} (\ell_{шп} + \ell_{шк}) = m_{ш} \cdot \ell_{шк} \cdot \ell_{шп}, \end{aligned}$$

повинен дорівнювати моменту інерції $I_{ш}$ шатуна. Для шатунів існуючих конструкцій ця умова не виконується:

$$m_{ш} \ell_{шк} \cdot \ell_{шп} - I_{ш} \neq 0.$$

Через незбереження моменту інерції системи потрібно прикладати до неї поправочний момент

$$\Delta M = (m_{ш} \ell_{шк} \cdot \ell_{шп} - I_{ш}) \cdot \varepsilon_{ш} = \Delta I \cdot \varepsilon_{ш}.$$

Поправочний момент ΔM є дуже малою величиною, тому практично ним нехтують і задовольняються дотриманням лише перших двох умов еквівалентності.

Для автотракторних двигунів можна брати

$$m_{шп} = (0,2 \dots 0,3) m_{ш};$$

$$m_{шк} = (0,8 \dots 0,7) m_{ш}.$$

В результаті приведення мас окремих елементів кривошипного механізму, його можна представити у вигляді системи двох зосереджених мас, пов'язаних жорстким невагомим зв'язком: масою, яка здійснює зворотно-поступальний рух $m_j = m_n + m_{шп}$ і масою, яка здійснює обертальні рухи навколо осі вала $m_r = m_k + m_{шк}$ (рис. 4.3).

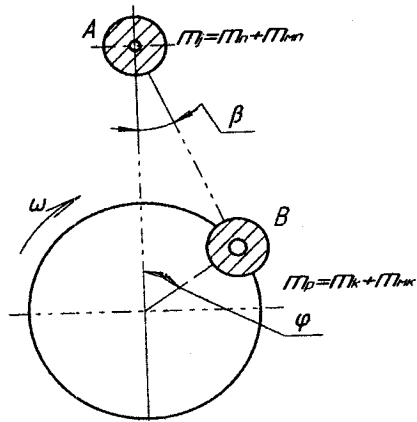


Рисунок 4.3 – Схема системи двох зосереджених мас кривошипно-шатунного механізму

Величини m_n , $m_{ш}$ і m_k при проектуванні задаються, виходячи з даних існуючих конструкцій (таблиці 4.1, 4.2).

Таблиця 4.1 - Наближені значення мас елементів кривошипно-шатунного механізму автотракторних двигунів

Елементи кривошипно-шатунного механізму	Конструктивні маси $m' = m / F_n$, кг/м ²	
	Карбюраторні двигуни $D_u = 60 \div 100$ мм	Дизельні двигуни $D_u = 80 \div 120$ мм
Поршнева група ($m'_n = m_n / F_n$):		
поршень з алюмінієвого сплаву	80...150	150...300
поршень з чавуну	150...250	250...400
Шатун ($m'_{ш} = m_{ш} / F_n$)	100...200	250...400
Неврівноважена частина коліна вала без противаги ($m'_k = m_k / F_n$):		
сталевий кований вал із суцільними шийками	150...200	200...400
чавунний литий вал з порожніми шийками	100...200	150...300

Примітка: m_n , $m_{ш}$, m_k – маси, відповідно, поршневого комплекту з поршневим пальцем і кільцями, шатуна в зборі неврівноваженої частини одного коліна: F_n – площа поршня, м².

Таблиця 4.2 - Вага елементів кривошипно-шатунного механізму деяких автомобільних двигунів

Марка двигуна	G_n , г	$G_{ш}$, г	G_1 , г	G_2 , г	G_k , г
МеМЗ-965	287	439	125	314	1000
ЗАЗ-968	290	442	130	316	1010
М-21	722	1021	277	744	1900
ГАЗ-13	908	1196	341	855	2100
ЗІЛ-III	1034	1195	285	910	2100
ГАЗ-51	627	988	273	715	1850
ГАЗ-66	722	960	270	680	1800
ГАЗ-41	908	1196	341	855	2050
ЗІЛ-130	1187	1272	353	919	3100
ЗІЛ-375	1307	1282	353	929	3150
ЯМЗ-236	3524	4335	1210	3125	8200
ЯМЗ-238	3524	4335	1210	3125	8200
ЯМЗ-240	3524	4335	1210	3125	8200

4.2 Сили інерції кривошипно-шатунного механізму

Після приведення мас рухомих частин кривошипно-шатунного механізму до двох мас m_j і m_r , сили інерції рухомих мас зводяться до двох сил: сили інерції P_j від мас кривошипно-шатунного механізму, які рухаються зворотно-поступально, і відцентрової сили інерції K_r від обертових мас кривошипного механізму.

Сила інерції мас, які рухаються поступально, діюча в напрямку осі циліндра, визначається за формулою:

$$P_j = -m_j j_n = -m_j r \omega^2 \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right]. \quad (4.1)$$

Сила інерції P_j в системі кривошипного механізму проявляється у вигляді вільної сили P_j' (рис. 4.4), яка діє уздовж осі циліндра і дорівнює силі P_j , змінній за величиною та напрямком. Сила P_j' передається через

корінні підшипники картера і не є урівноваженою всередині механізму, впливає на опори двигуна (тобто, урівноважується реакціями опор).

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається за формулою:

$$K_r = m_r r \omega^2. \quad (4.2)$$

Сила K_r постійна за величиною і прикладена до центра В шатунної шийки коліна (рис. 4.5.). Перенесемо силу K_r по лінії її дії в центр O вала, позначимо K'_r і розкладемо на дві складові по координатних осях:

$$K_{rx} = -m_r r \omega^2 \cos \varphi,$$

$$K_{ry} = -m_r r \omega^2 \sin \varphi.$$

Ці проекції гармонійно змінюються з кутом повороту кривошипа і, оскільки вони не урівноважені всередині механізму, то впливають через підшипники вала на картер і передаються опорам двигуна.

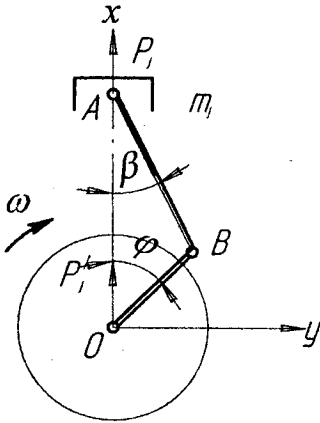


Рисунок 4.4 - Схема дії сили P_j

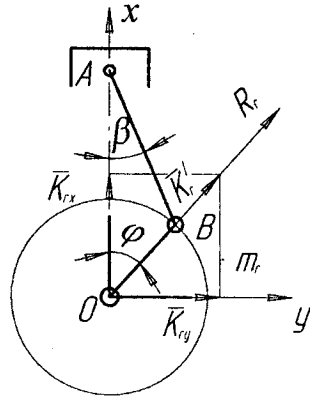


Рисунок 4.5 - Схема дії сили K_r

Використовуючи рівняння (4.1) і таблицю 3.6, можна табличним методом побудувати криву зміни сили P_j залежно від кута повороту колінчастого вала (рис. 1.13). Криву сили P_j можна побудувати і графічним методом.

4.2.1 Графічна побудова кривої сили P_j

Для практичних розрахунків силу інерції P_j можна визначати і за спрощеною формулою:

$$\begin{aligned} P_j &= -m_j j = -m_j r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = C(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = \\ &= C \cos \varphi + C \lambda \cos 2\varphi \end{aligned} \quad (4.3)$$

де $P_{j1} = C \cos \varphi$ – сила інерції першого порядку (період цієї сили – один оберт колінчастого вала);

$P_{j2} = \lambda C \cos 2\varphi$ – сила інерції другого порядку (період цієї сили – 1/2 оберту колінчастого вала).

Ці сили вважаються додатними, якщо вони направлені до осі колінчастого вала, і від'ємними, якщо вони направлені від колінчастого вала.

$$\text{В.М.Т. при } \varphi = 0^\circ, \quad P_{j \max} = C(1 + \lambda);$$

$$\text{Н.М.Т. при } \varphi = 180^\circ, \quad P_{j \min} = C(1 - \lambda).$$

Побудову кривої $P_j = f_1(\varphi)$ можна здійснити аналогічно побудові кривої $P_r = f(\alpha)$, як це показано на рис. 1.14 (кут φ на даному рисунку позначається через α .) Для цього, користуючись методом дотичних, (рис. 3.13) і враховуючи знаки сил, потрібно спочатку побудувати криву $P_j = f_1(V)$. В нижньому лівому куті (рис. 1.14) проводиться лінія $AB = s$. На перпендикулярах по кінцях цього відрізка відкладають в відповідному масштабі (що і для P_r) відрізки $BK = +m_j r \omega^2 (1 - \lambda)$ при $\alpha = 180^\circ$ (НМТ) і $AN = -m_j r \omega^2 (1 + \lambda)$ при $\alpha = 0^\circ$ (ВМТ).

З'єднують точки K і N прямою лінією. З точки перетину D з прямою AB проводять перпендикуляр і відкладають відрізок $DM = +3m_j r \omega^2 \lambda$. Далі точку M з'єднують лініями з точками K і N . Відрізки MK і MN ділять на однакову кількість рівних частин. Отримані точки a, b, c, d, e позначимо на кожному відріжку зліва направо і з'єднаємо однойменні точки прямими лініями. Огинаюча дотична крива до цих прямих є $P_j = f_1(V)$.

Для перебудови діаграми $P_j = f(V)$ в розгорнуту за кутом повороту колінчастого вала α , тобто, в $P_j = f_1(\alpha)$ проектуємо точки 1-12 і 1'-12' на криву $P_j = f_1(V)$. Далі отримані точки на кривій $P_j = f_1(V)$ проектують на

площину $P_j - \alpha$ до перетину з вертикаллю однойменних точок. З'єднуючи отримані точки на площині $P_j - \alpha$ плавною лінією, отримаємо діаграму $P_j = f_1(\alpha)$.

4.2.2 Метод обертових векторів

Для швидкого визначення величин і напрямку сил P_{j1} і P_{j2} для будь-якого кута α користуються методом обертових векторів.

Сила P_{j1} визначається як проекція на вісь циліндра зображуваного вектора $C = -m_j r \omega^2$, який обертається з кутовою швидкістю обертання колінчастого вала (рис. 4.6 а). На рис. 4.6 в дане наочне уявлення про зміну величини і знака сили інерції P_{j1} в полярних координатах.

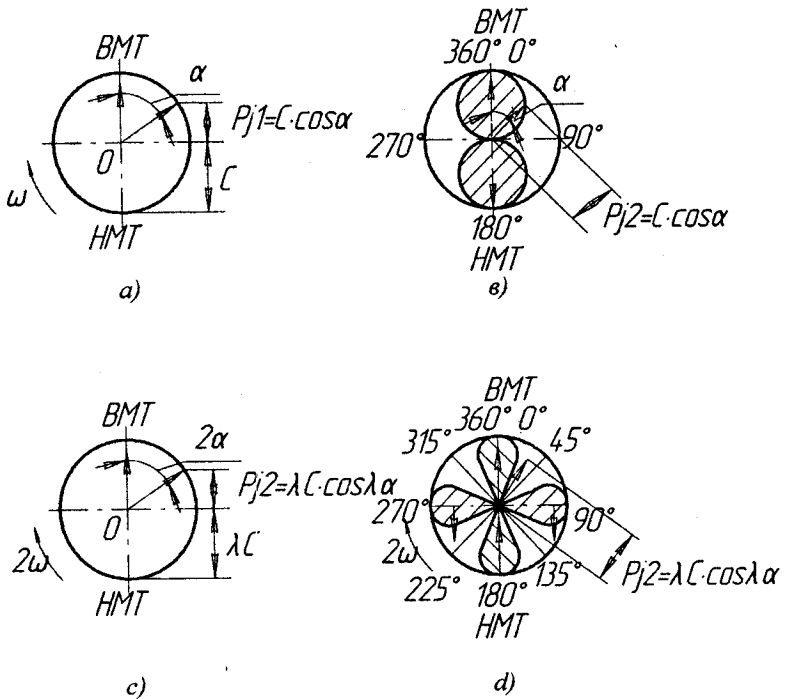


Рисунок 4.6 – Метод обертових векторів

Сила P_{j_2} визначається як проекція на вісь циліндра вектора $\lambda C = -\lambda m_j r \omega^2$, який обертається з подвійною кутовою швидкістю (рис. 4.6 с). На рис. 4.6 d наочне уявлення про зміну величини і знака сили інерції P_{j_2} в полярних координатах.

4.2.3 Приклад розрахунку сил інерції

Визначити сили інерції першого P_{j_1} та другого P_{j_2} порядків і відцентрову силу K_r тракторного дизеля із такими основними розмірами і ваговими даними: $D = 145$ мм, $S = 205$ мм, $\ell = 380$ мм, вага комплектного поршня $G_n = 5931$ г, вага шатуна $G_{ш} = 9262$ г, вага верхньої частини шатуна $G_1 = 2600$ г, вага його нижньої частини $G_2 = 6662$ г, вага неврівноваженої частини коліна $G_k = 8950$ г, частота обертання вала $n_e = 1050$ хв⁻¹.

Розв'язання. Маса частин, що рухаються зворотно-поступально:

$$m_j = m_n + m_1 = \frac{G_n + G_1}{g} = \frac{5,931 + 2,600}{9,81} = 0,868 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}}$$

Маса неврівноважених частин, що обертаються:

$$m_j = m_n + m_1 = \frac{G_n + G_1}{g} = \frac{8,950 + 6,662}{9,81} = 1,592 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}}$$

Максимальні сили інерції P_{j_1} і P_{j_2} для одного циліндра:

$$P_{j_{\max}} = m_j r \omega^2 \cos \alpha = 0,868 \cdot 0,1025 \cdot 109,96^2 \cdot 1 = 1080 \text{ кг} = 10800 \text{ Н} = 10,8 \text{ кН},$$

$$\text{де } \omega = \frac{\pi \cdot n_e}{30} = \frac{3,14 \cdot 1050}{30} = 109,96 \text{ с}^{-1}$$

$$P_{j_2 \max} = m_j r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha = 0,868 \cdot 0,1025 \cdot 109,96^2 \cdot 0,27 \cdot 1 = 292 \text{ кг} = 2920 \text{ Н} = 2,92 \text{ кН},$$

$$\text{де } \lambda = \frac{r}{\ell} = \frac{205}{2 \cdot 380} = 0,27.$$

Відцентрова сила інерції неврівноважених обертових мас для одного циліндра

$$K_r = m_r r \omega^2 = 1,592 \cdot 0,1025 \cdot 109,96^2 = 1970 \text{ кг} = 19,7 \text{ кН}.$$

4.3 Сумарні сили, які діють в кривошипному механізмі

Розглянемо спільну дію сил тиску газів на поршень і сил інерції рухомих мас на даному розрахунковому режимі. Складаючи алгебраїчні сили, які діють в напрямку осі циліндра, отримуємо сумарну силу (рис. 1.13):

$$P_{\Sigma} = P_r + P_j = f_2(\alpha).$$

Криву зміни $P_{\Sigma} = f_2(\alpha)$ по куту повороту кривошипа можна отримати графічно, склавши $P_r = f(\alpha)$ і $P_j = f_1(\alpha)$ (рис. 1.14) з врахуванням знаків.

З розгляду сумарної кривої видно, що сили інерції в кінці ходу стиснення і на початку робочого ходу зменшують зусилля, які діють на поршень від тиску газів.

На рис. 4.7 показана схема сил, які діють в кривошипно-шатунному механізмі. Сумарна сила $P_{\Sigma} = P_r + P_j$ прикладена до верхньої головки шатуна і розкладена на дві складові: одна (S) направлена по шатуну, а друга (N) – направлена до стінки циліндра. З трикутників зі сторонами N , S і P_{Σ} визначають сили:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \text{tg} \beta; \quad (4.4)$$

$$S = P_{\Sigma} \cdot \frac{1}{\cos \beta}. \quad (4.5)$$

Сила S може бути перенесена в нижню головку шатуна на вісь кривошипної шийки і розділена на дві складові: K – силу, яка діє вздовж кривошипа (щокі колінчастого вала), і T – дотичну (тангенціальну) силу, яка прикладена до точки на колі з радіусом, який дорівнює r .

Сили K і T залежать від кутів α повороту кривошипа і відхилення шатуна від осі циліндра:

$$K = P_{\Sigma} \cos(\alpha + \beta) \cdot \frac{1}{\cos \beta}; \quad (4.6)$$

$$T = P_{\Sigma} \sin(\alpha + \beta) \cdot \frac{1}{\cos \beta}. \quad (4.7)$$

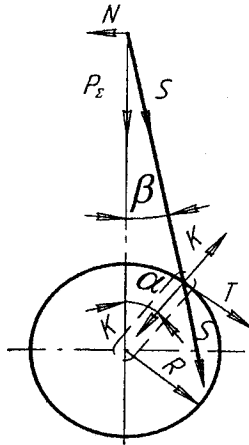


Рисунок 4.7 - Сили, які діють в кривошипно-шатунному механізмі

Використовуючи рівняння 4.3-4.6 і таблиці 3.3, 4.3-4.5 складають таблицю 4.6 для побудови кривих сил N , S , K і T (рис. 4.8).

Отримані дані використовують при розрахунку деталей кривошипно-шатунного механізму на міцність; для визначення набігаючих тангенціальних сил і сумарного крутного моменту; аналізу рівномірності обертання колінчастого вала; побудови полярних діаграм навантажень на шийки і підшипники колінчастого вала та інших розрахунків.

4.4 Сили, які діють на шатунні шийки колінчастого вала

На шатунну шийку діють сила S , направлена по осі шатуна, і відцентрова сила інерції K_r , приведеної маси m_r , віднесеної до центра шатунної шийки.

Рівнодіюча сила S і K_r отримується геометричним додаванням цих сил (рис. 4.9):

$$\overline{Q_{шии}} = \overline{S} + \overline{K_r}.$$

Геометричне місце кінця вектора $\overline{Q_{шии}}$ є векторною діаграмою, орієнтованою відносно кривошипа нерухомого колінчастого вала, обертання якого замінюється обертанням циліндра в протилежний бік.

Таблиця 4.3 - Значення виразу $tg \beta$ в залежності від φ і λ

φ°	Знак	$tg \beta$ від α і λ																Знак	φ°	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2								
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	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360	
15	+	0,0790	0,0767	0,0743	0,0717	0,0701	0,0682	0,0663	0,0646	0,0630	0,0614	0,0599	-	-	-	-	-	-	-	345
30	+	0,1581	0,1534	0,1487	0,1435	0,1403	0,1365	0,1327	0,1293	0,1260	0,1229	0,1198	-	-	-	-	-	-	-	330
45	+	0,2196	0,2128	0,2060	0,1995	0,1940	0,1887	0,1834	0,1786	0,1739	0,1695	0,1652	-	-	-	-	-	-	-	315
60	+	0,2811	0,2722	0,2634	0,2556	0,2478	0,2409	0,2341	0,2279	0,2218	0,2162	0,2107	-	-	-	-	-	-	-	300
75	+	0,3051	0,2953	0,2855	0,2770	0,2684	0,2600	0,2534	0,2467	0,2400	0,2339	0,2280	-	-	-	-	-	-	-	285
90	+	0,3291	0,3184	0,3077	0,2984	0,2891	0,2809	0,2728	0,2655	0,2582	0,2517	0,2453	-	-	-	-	-	-	-	270
105	+	0,3051	0,2953	0,2855	0,2770	0,2684	0,2600	0,2534	0,2467	0,2400	0,2339	0,2280	-	-	-	-	-	-	-	255
135	+	0,2196	0,2128	0,2060	0,1995	0,1940	0,1887	0,1834	0,1786	0,1739	0,1695	0,1652	-	-	-	-	-	-	-	225
120	+	0,2811	0,2722	0,2634	0,2566	0,2478	0,2409	0,2341	0,2279	0,2218	0,2162	0,2107	-	-	-	-	-	-	-	240
150	+	0,1581	0,1534	0,1487	0,1446	0,1403	0,1365	0,1327	0,1298	0,1260	0,1229	0,1198	-	-	-	-	-	-	-	210
165	+	0,0790	0,0767	0,0743	0,0717	0,0701	0,0682	0,0663	0,0646	0,0630	0,0614	0,0599	-	-	-	-	-	-	-	195
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	-	-	-	-	-	-	180

Таблиця 4.4 – Значення виразу $\cos \beta$ залежно від φ і λ

φ°	Знак	$\cos \beta$ від α і λ																Знак	φ°
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2							
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	360
15	+	0,9938	0,9942	0,9946	0,9948	0,9951	0,9958	0,9936	0,9948	0,9961	0,9963	0,9964	0,9964	0,9964	0,9964	0,9964	0,9964	-	345
30	+	0,9877	0,9884	0,9891	0,9897	0,9903	0,9908	0,9913	0,9917	0,9922	0,9925	0,9929	0,9929	0,9929	0,9929	0,9929	0,9929	-	330
45	+	0,9753	0,9766	0,9780	0,9792	0,9804	0,9814	0,9824	0,9833	0,9842	0,9849	0,9857	0,9857	0,9857	0,9857	0,9857	0,9857	-	315
60	+	0,9627	0,9648	0,9670	0,9688	0,9706	0,9721	0,9737	0,9750	0,9763	0,9774	0,9785	0,9785	0,9785	0,9785	0,9785	0,9785	-	300
75	+	0,9563	0,9588	0,9614	0,9636	0,9656	0,9675	0,9692	0,9708	0,9723	0,9736	0,9748	0,9748	0,9748	0,9748	0,9748	0,9748	-	285
90	+	0,9499	0,9527	0,9558	0,9572	0,9606	0,9627	0,9648	0,9666	0,9683	0,9697	0,9712	0,9712	0,9712	0,9712	0,9712	0,9712	-	270
105	+	0,9563	0,9588	0,9614	0,9636	0,9656	0,9675	0,9692	0,9708	0,9723	0,9736	0,9748	0,9748	0,9748	0,9748	0,9748	0,9748	-	255
120	+	0,9627	0,9648	0,9670	0,9688	0,9706	0,9721	0,9737	9750	0,9763	0,9774	0,9785	0,9785	0,9785	0,9785	0,9785	0,9785	-	240
135	+	0,9753	0,9766	0,9780	0,9792	0,9804	0,9814	0,9814	0,9833	0,9842	0,9849	0,9857	0,9857	0,9857	0,9857	0,9857	0,9857	-	225
150	+	0,9877	0,9884	0,9891	0,9897	0,9903	0,9908	0,9913	0,9917	0,9922	0,9925	0,9929	0,9929	0,9929	0,9929	0,9929	0,9929	-	210
165	+	0,9938	0,9942	0,9946	0,9948	0,9951	0,9958	0,9936	0,9948	0,9961	0,9963	0,9964	0,9964	0,9964	0,9964	0,9964	0,9964	-	195
180	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	180

Таблиця 4.5 – Значення виразу $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ залежно від φ і λ

φ°	Знак	λ												Знак	φ°	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2				
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
5	+	0,9938	0,9942	0,9946	0,9948	0,9951	0,9958	0,9936	0,9948	0,9961	0,9963	0,9964	0,9964	0,9964	+	355
10	+	0,9877	0,9884	0,9891	0,9897	0,9903	0,9908	0,9913	0,9917	0,9922	0,9925	0,9929	0,9929	0,9929	+	350
15	+	0,9753	0,9766	0,9780	0,9792	0,9804	0,9814	0,9824	0,9833	0,9842	0,9849	0,9857	0,9857	0,9857	+	345
20	+	0,9627	0,9648	0,9670	0,9688	0,9706	0,9721	0,9737	0,9750	0,9763	0,9774	0,9785	0,9785	0,9785	+	340
25	+	0,9563	0,9588	0,9614	0,9636	0,9656	0,9675	0,9692	0,9708	0,9723	0,9736	0,9748	0,9748	0,9748	+	335
30	+	0,9499	0,9527	0,9558	0,9572	0,9606	0,9627	0,9648	0,9666	0,9683	0,9697	0,9712	0,9712	0,9712	+	330
35	+	0,9563	0,9588	0,9614	0,9636	0,9656	0,9675	0,9692	0,9708	0,9723	0,9736	0,9748	0,9748	0,9748	+	325
40	+	0,9627	0,9648	0,9670	0,9688	0,9706	0,9721	0,9737	9750	0,9763	0,9774	0,9785	0,9785	0,9785	+	320
45	+	0,9753	0,9766	0,9780	0,9792	0,9804	0,9814	0,9814	0,9833	0,9842	0,9849	0,9857	0,9857	0,9857	+	315
50	+	0,9877	0,9884	0,9891	0,9897	0,9903	0,9908	0,9913	0,9917	0,9922	0,9925	0,9929	0,9929	0,9929	+	310
55	+	0,9938	0,9942	0,9946	0,9948	0,9951	0,9958	0,9936	0,9948	0,9961	0,9963	0,9964	0,9964	0,9964	+	305
60	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	300

Продовження таблиці 4.5

φ	Знак	λ														Знак	φ	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2						
65	+	0,1550	0,1639	0,1718	0,1798	0,1868	0,1936	0,2000	0,2061	0,2117	0,2173	0,2223					+	295
70	+	0,0532	0,0629	0,0718	0,0801	0,0879	0,0953	0,1022	0,1087	0,1149	0,1208	0,1261					+	290
75	-	0,0470	0,0368	0,0273	0,0184	0,0103	0,0024	0,0049	0,0120	0,0185	0,0246	0,0305					-	285
80	-	0,1447	0,1343	0,1244	0,1151	0,1064	0,0983	0,0906	0,0834	0,0765	0,0700	0,0640					-	280
85	-	0,2391	0,2282	0,2181	0,2085	0,1998	0,1913	0,1835	0,1760	0,1689	0,1625	0,1560					-	275
90	-	0,3291	0,3180	0,3077	0,2981	0,2891	0,2807	0,2728	0,2653	0,2582	0,2515	0,2453					-	270
95	-	0,4134	0,4026	0,3924	0,3828	0,3741	0,3656	0,3578	0,3503	0,3432	0,3368	0,3303					-	265
100	-	0,4920	0,4816	0,4717	0,4624	0,4537	0,4456	0,4379	0,4307	0,4238	0,4173	0,4113					-	260
105	-	0,5646	0,5545	0,5450	0,5361	0,5279	0,5200	0,5129	0,5056	0,4991	0,4931	0,4872					-	255
110	-	0,6307	0,6211	0,6123	0,6039	0,5961	0,5888	0,5819	0,5753	0,5691	0,5633	0,5578					-	250
115	-	0,6902	0,6814	0,6734	0,6655	0,6584	0,6517	0,6452	0,6391	0,6335	0,6280	0,6230					-	245
120	-	0,7434	0,7355	0,7281	0,7212	0,7146	0,7085	0,7027	0,6972	0,6921	0,6871	0,6825					-	240
125	-	0,7905	0,7834	0,7768	0,7707	0,7649	0,7594	0,7544	0,7495	0,7450	0,7405	0,7365					-	235

Продовження таблиці 4.5

φ°	Знак	λ												Знак	φ°
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2			
130	-	0,8317	0,8256	0,8199	0,8146	0,8096	0,8049	0,8004	0,7962	0,7923	0,7885	0,7850	-	230	
135	-	0,8673	0,8621	0,8574	0,8529	0,8489	0,8447	0,8411	0,8375	0,8341	0,8310	0,8280	-	225	
140	-	0,8978	0,8937	0,8898	0,8861	0,8827	0,8794	0,8764	0,8735	0,8707	0,8681	0,8655	-	220	
145	-	0,9237	0,9204	0,9173	0,9144	0,9118	0,9092	0,9068	0,9044	0,9023	0,9002	0,8982	-	215	
150	-	0,9451	0,9427	0,9404	0,9382	0,9362	0,9342	0,9324	0,9307	0,9290	0,9275	0,9259	-	210	
155	-	0,9626	0,9609	0,9592	0,9577	0,9563	0,9550	0,9536	0,9523	0,9512	0,9500	0,9490	-	205	
160	-	0,9764	0,9753	0,9743	0,9733	0,9723	0,9714	0,9706	0,9698	0,9690	0,9683	0,9676	-	200	
165	-	0,9869	0,9864	0,9857	0,9851	0,9846	0,9842	0,9836	0,9832	0,9828	0,9823	0,9819	-	195	
170	-	0,9943	0,9940	0,9937	0,9934	0,9932	0,9930	0,9928	0,9928	0,9924	0,9922	0,9920	-	190	
175	-	0,9986	0,9985	0,9984	0,9984	0,9983	0,9983	0,9982	0,9981	0,9981	0,9980	0,9980	-	185	
180	-	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	180	

Таблиця 4.6 - Побудова кривих сил N, S, K і T

ϕ°	P_Σ	$\operatorname{tg}\beta$	$N = P_\Sigma \operatorname{tg}\beta$	$\cos\beta$	$S = \frac{P_\Sigma}{\cos\beta}$	$\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$	$K = P_\Sigma \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$	$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$	$T = P_\Sigma \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0°	рис. 1.13 або рис. 1.14								
15°									
30°									
...									
360°									
375°	таблиця 4.3								
...	2 x 3								
720°	таблиця 4.4								
	2/5								
	таблиця 4.5								
	2 x 7								
	таблиця 3.3								
	2 x 9								

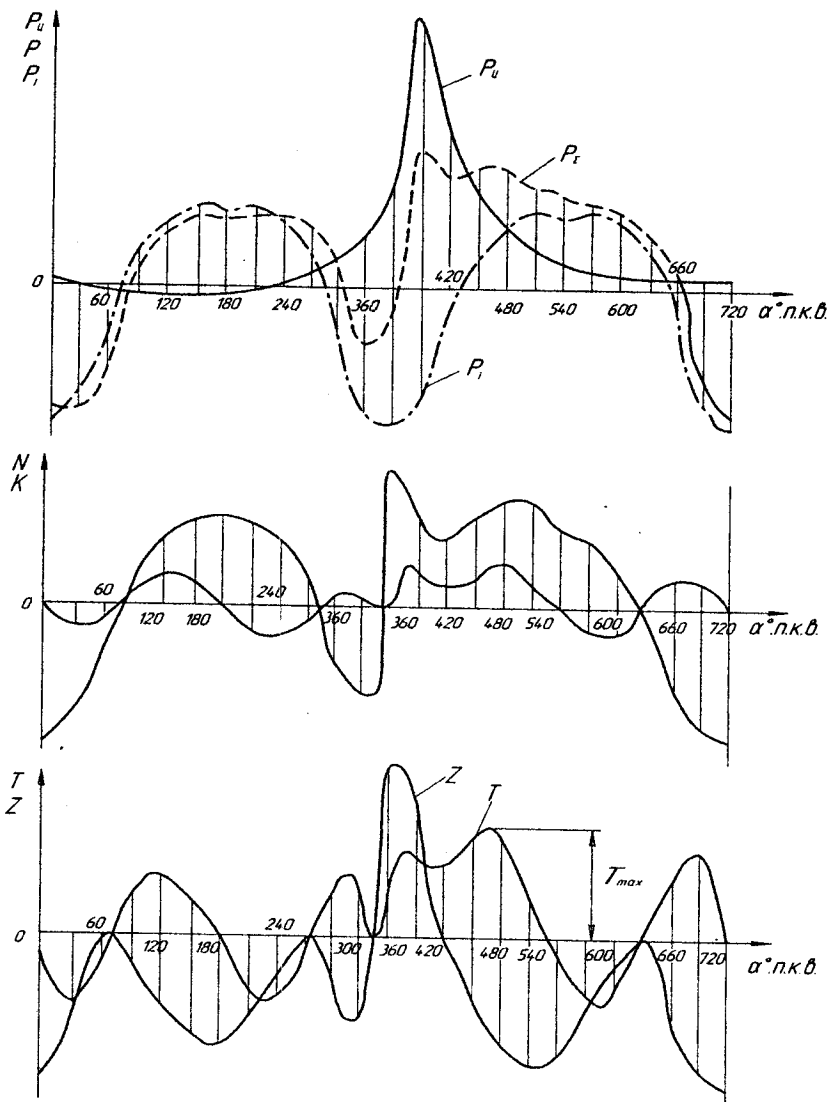


Рисунок 4.8 - Розгорнуті діаграми сумарних сил, які діють в кривошипно-шатунному механізмі

На рис. 4.10 показано побудову векторної діаграми графічним методом. На діаграмі точка O є центром корінної шийки, точка B – центр шатунної шийки і точка A – центр поршневого пальця при положенні поршня в ВМТ. Відрізок $OB = r$, ϵ (в обраному масштабі) радіус кривошипа, який прийнятий нерухомим.

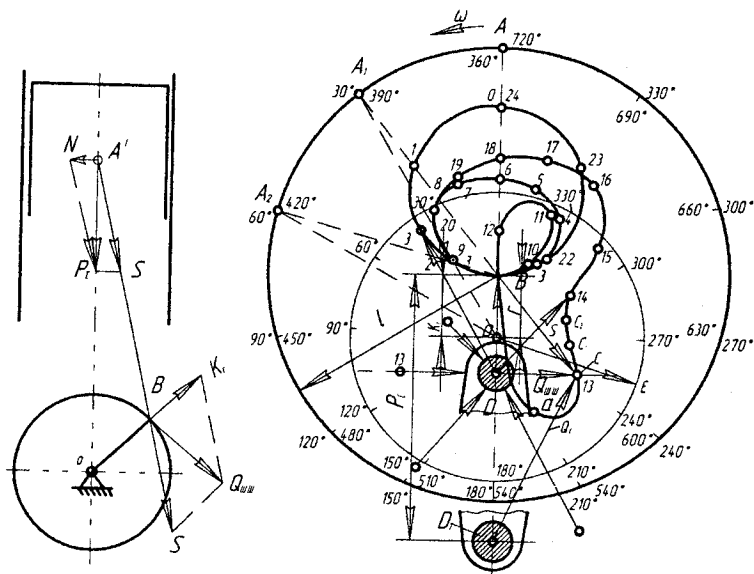


Рисунок 4.9 - Сили, які діють на шатунну шийку

Рисунок 4.10 - Полярна діаграма навантажень на шатунну шийку

З точки O довільним радіусом \overline{OE} проводять допоміжне коло, яке, залежно від точності побудови, ділять на 24, 36 або 48 частин (частіше на 24). Через поділки з центра O проводять промені до перетину з колом, проведеним з точки B радіусом $\overline{BA} = \ell$. Ці промені є відносними положеннями осі циліндра двигуна, а відрізки $\overline{BA_1}$, $\overline{BA_2}$ - відносні положення осі шатуна при певних положеннях колінчастого вала.

Відкладений на продовженні лінії \overline{BO} вектор \overline{DB} відповідає в заданому масштабі відцентровій силі K_r , яка є при постійному числі обертів колінчастого вала також постійною величиною. Точка D – початок вектора сили K_r – називається полюсом діаграми. Щоб геометрично скласти вектори сил S і K_r умовно переносять центр шатунної шийки в точку D і відкладають для будь-якого з положень шатуна (наприклад, для $\varphi = 390^\circ$) в на-

прямку його осі вектор \overline{BC} , який є (в заданому масштабі) силою S . Вектор \overline{DC} , який є геометричною сумою векторів $\overline{DB} = K_r$ і $\overline{BC} = S$, за величиною і напрямком відповідає силі $Q_{ши}$.

Виконуючи такі ж побудови для всіх положень кривошипно-шатунного механізму, і з'єднуючи отримані точки C, C_1, C_2, \dots кривою, отримують векторну діаграму зміни сили $Q_{ши}$.

Вигляд векторної діаграми залежить від частоти обертів колінчастого вала і навантаження двигуна. Така діаграма достатньо повно характеризує умови роботи шийок колінчастого вала. Так, наприклад, на рис. 4.10 векторна діаграма побудована при повному навантаженні і номінальній частоті обертання колінчастого вала. Як видно з рисунка, права верхня частина шийки залишається менше навантаженою, тому тут слід робити отвір для виходу масла.

Векторну діаграму сил, які діють на кривошипну шийку можна побудувати і табличним методом. В цьому випадку діаграму зручно будувати без врахування відцентрової сили K_r , постійної за величиною і напрямком, враховуючи її потім відповідним зміщенням початку координат.

Для побудови проводимо осі координат (рис. 4.11). Вертикальна вісь є віссю сил T . Напрямок осі вверх від початку координат приймемо за додатний. Горизонтальна вісь є віссю сил K . Напрямок осі вправо приймаємо за додатний. Для кожного положення кривошипа, починаючи з 0° і до кінця циклу, беремо з таблиці 4.6 величини сил T та K і відкладаємо їх на осях в обраному масштабі з врахуванням знака. З кінців цих векторів проводимо перпендикуляри. Кожну точку перетину цих перпендикулярів відмічаємо відповідним кутом повороту кривошипа. Отримані точки є кінцями векторів, які за величиною і напрямком є рівнодіючими силами для кожного кута повороту кривошипа. Побудовані точки з'єднуємо послідовно між собою плавною кривою, яка утворює деякий замкнутий контур. На рис. 4.11 як приклад побудований вектор, який відповідає куту повороту кривошипа 390° .

Для врахування впливу відцентрової сили K_r (від'ємної, яка діє по осі K) переносимо початок координат по осі K з точки O_1 в точку O , яка розташована від точки O на відстані K_r .

Вектори, які з'єднують новий початок координат з точками на контурі векторної діаграми, виражають за величиною і напрямком сили, які діють на кривошипну шийку вала, з врахуванням відцентрових сил від частини шатуна при даних кутах повороту кривошипа. Відповідна кожному вектору сила, прикладена до поверхні шийки в точці перетину кола шийки з лінією дії вектора. Для кута повороту кривошипа 360° , наприклад, сила позначена стрілкою A , прикладена в точці a . Отже, векторна діаграма показує, що найменш навантаженою частиною шийки є дуга abc .

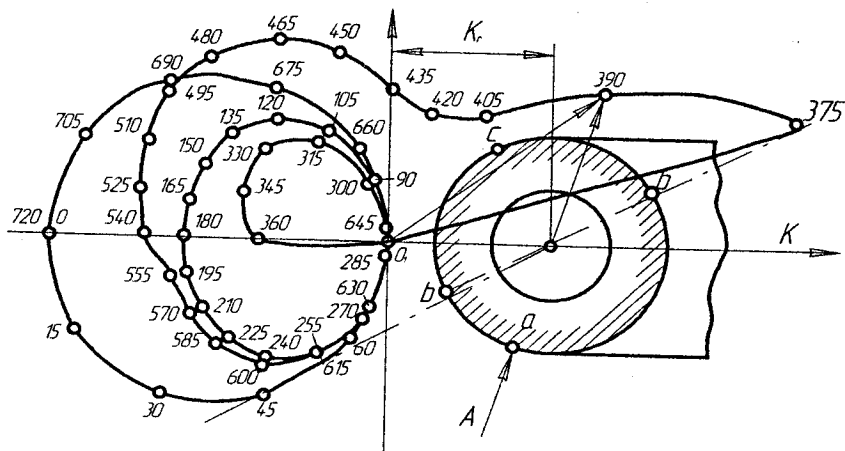


Рисунок 4.11 - Векторна діаграма сил, які діють на кривошипну шийку чотиричленичного двигуна

Найбільша частина сили, яка діє на кривошипну шийку, може бути визначена за векторною діаграмою. Для отримання середньої сили потрібно попередньо побудувати розгорнуту діаграму сил, які діють на кривошипну шийку. Для цього на осі абсцис (рис. 4.12) потрібно відкласти для кожного положення кути $\varphi + \beta$, а на проведених з цих точок ординатах – величину векторів (з точки O), які відповідають кутам φ . Оскільки величина незначна, для спрощення побудови діаграми нею зазвичай нехтують. При побудові діаграми всі вектори вважаються додатними. Кінці відкладених векторів з'єднують плавною кривою.

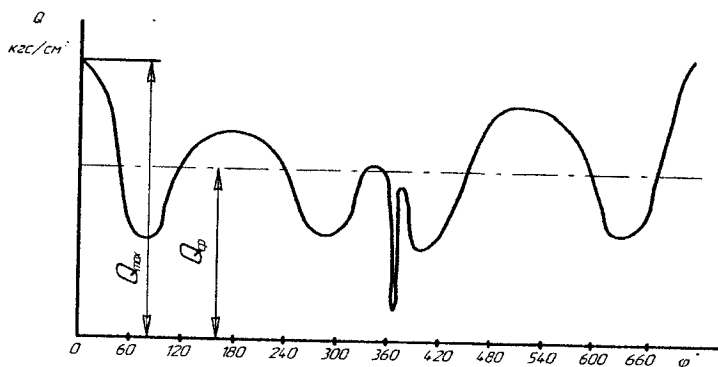


Рисунок 4.12 - Розгорнута діаграма сил, які діють на кривошипну шийку вала

Після цього визначають середню силу, яка діє на шийку. При визначенні величини максимальної і середньої сил, максимального і середнього тиску, потрібно пам'ятати, що векторна діаграма, як і розгорнута діаграма, побудована для питомих сил.

Середня ордината Q_{cp} дозволяє знайти середній тиск на шатунну шийку:

$$P_{шии\,cp} = \frac{Q_{cp} \cdot F_n}{d_{шии} \cdot \ell_{шии}}, \text{ (МПа)} \quad (4.8)$$

де F_n – площа поршня, m^2 ;
 $d_{шии}$, $\ell_{шии}$ – відповідно, діаметр і довжина робочої частини шатунної шийки.

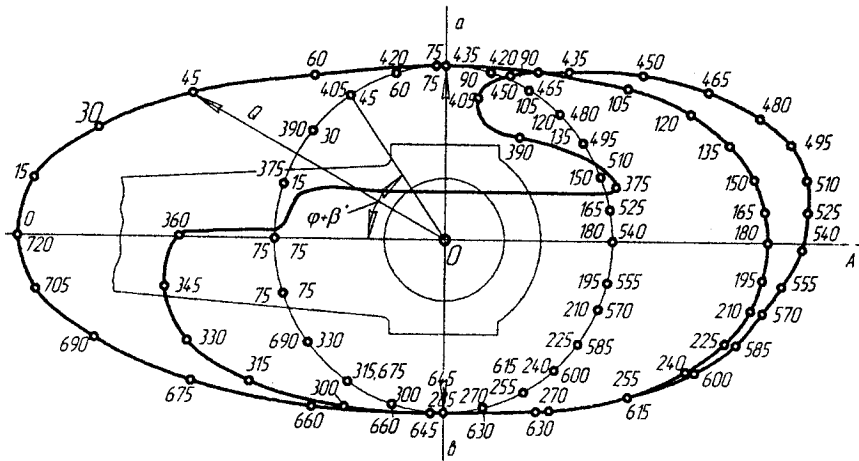
Найбільший тиск на шатунну шийку

$$P_{шии\,max} = \frac{Q_{max} \cdot F_n}{d_{шии} \cdot \ell_{шии}}. \quad (4.9)$$

Для карбюраторних двигунів $P_{шии\,max} = 10 \dots 15$ МПа, для дизелів $P_{шии\,max} = 20 \dots 35$ МПа.

За допомогою векторної діаграми навантажень на шатунну шийку колінчастого вала можна побудувати векторну діаграму навантажень на підшипник цієї шийки. При цьому враховують, що сила, яка діє на шатунний підшипник при даному куті повороту φ колінчастого вала, дорівнює за величиною, але протилежна за напрямком силі, яка діє на шатунну шийку. Отже, залишається лише правильно розташувати їх відносно осей координат, зв'язаних з шатуном. Цю задачу простіше всього розв'язати графічно.

Для отримання векторної діаграми сил, які діють на кривошипний підшипник, беруть лист кальки, проводять вісь шатуна, відмічають на ній центри поршневої та кривошипної головок, і з центра кривошипної головки проводять вісь, перпендикулярну до осі шатуна (рис. 4.13). Далі з центра кривошипної головки проводять коло довільного радіуса. Біля точки перетину кола з віссю шатуна (між віссю пальця і кривошипною шийкою) ставлять цифри: 0° , 360° і 720° для чотиритактного двигуна або 0° і 360° - для двотактного. Далі, як показано на рис. 4.13, відкладають на колі величину дуги $\varphi + \beta$ в напрямку обертання кривошипа від початкової точки (величини кутів β і $\varphi + \beta$ визначають, відповідно, з таблиць 4.7 і 4.8). Кінці дуг позначають величиною кута φ . Отже, на колі отримуємо шкалу з поділками, які відповідають всім кутам повороту кривошипа від 0° до 720° .



4.5 Сили, що діють на корінні шийки колінчастого вала

4.5.1 Табличний метод побудови векторної діаграми сил, які діють на корінну шийку

Корінна шийка, яка знаходиться між i -м і $(i+1)$ -м циліндрами, навантажена реакціями від обох колін вала. При цьому припускається, що колінчастий вал розрізаний по середині опор площинами, перпендикулярними до осі, так, що кожне коліно вала представляє балку на двох опорах.

Для визначення величин реакцій, що діють на корінну шийку, розглянемо умови рівноваги частини колінчастого вала, яка відповідає циліндру i . Прийmemo, що в середині кривошипної шийки на вал діють сили K_i , T_i і K_{ri} (рис. 4.14).

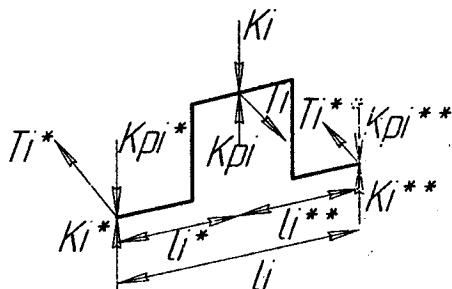


Рисунок 4.14 - Схема навантаження коліна силами

Тоді величини реакції визначаються з таких рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} K_i' &= \frac{K_i \ell_i''}{\ell_i}; & K_i'' &= \frac{K_i \ell_i'}{\ell_i}; \\ T_i' &= \frac{T_i \ell_i''}{\ell_i}; & T_i'' &= \frac{T_i \ell_i'}{\ell_i}; \\ K_{ri}' &= \frac{K_{ri} \ell_i''}{\ell_i}; & K_{ri}'' &= \frac{K_{ri} \ell_i'}{\ell_i} \end{aligned} \right\} \quad (4.10)$$

Коліно циліндра, яке розташоване ближче до вільного кінця вала, навантажене силами K_{i+1} , T_{i+1} , $K_{r(i+1)}$, реакції яких дорівнюють

$$\left. \begin{aligned} K'_{i+1} &= \frac{K_{i+1} \ell''_{i+1}}{\ell_{i+1}}; & K''_{i+1} &= \frac{K_{i+1} \ell'_{i+1}}{\ell_i}; \\ T'_{i+1} &= \frac{T_{i+1} \ell''_{i+1}}{\ell_{i+1}}; & T''_{i+1} &= \frac{T_{i+1} \ell'_{i+1}}{\ell_{i+1}}; \\ K'_{r(i+1)} &= \frac{K_{r(i+1)} \ell''_{i+1}}{\ell_{i+1}}; & K''_{r(i+1)} &= \frac{K_{r(i+1)} \ell'_{i+1}}{\ell_{i+1}} \end{aligned} \right\} \quad (4.11)$$

Через центр кривошипної шийки проводять вісь координат так, щоб вісь K збіглася з віссю K циліндра i , а вісь T була паралельна осі T того ж циліндра. Приймають додатним напрямком осі K донизу від початку координат, а осі T – вправо від початку координат.

Тоді, згідно з рис. 4.15, сума проєкцій реакцій $K'_i, T'_i, K''_{i+1}, T''_{i+1}$ на ці осі має такий вираз:

$$K_{i-(i+1)} = K'_i + K''_{i+1} \cdot \cos \gamma + T''_{i+1} \cdot \sin \gamma;$$

$$T_{i-(i+1)} = T'_i + T''_{i+1} \cdot \cos \gamma - K''_{i+1} \cdot \sin \gamma.$$

В ці вирази величини $K'_i, T'_i, K''_{i+1}, T''_{i+1}, \cos \gamma, \sin \gamma$ підставляють з їх знаками.

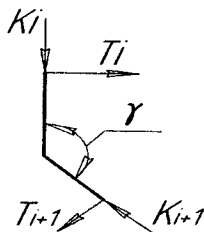


Рисунок 4.15 - Схема навантаження на корінну шийку

Розрахунок величин $K_{i-(i+1)}$ і $T_{i-(i+1)}$ для різних кутів повороту кривошипів зручно виконувати за таблицею 4.9.

В таблицю занесені дані для K і T рядного шестициліндрового двигуна, порядок роботи якого наведено на рис. 4.16. Визначаємо векторну діаграму для корінної шийки, яка розташована, наприклад, між шатунними шийками 4 і 3.

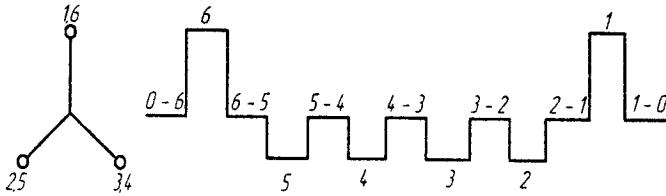


Рисунок 4.16 - Схема колінчастого вала шестициліндрового чотиритактного двигуна з порядком роботи 1-5-3-6-2-4

Маємо: для $\varphi = 0$; $\varphi_i(\varphi_3) = 480^\circ$; $\varphi_{i+1}(\varphi_4) = 120^\circ$, значення для $T_i(T_3)$, $K_i(K_3)$, $T_{i+1}(T_4)$, $K_{i+1}(K_4)$ беремо з таблиці 4.6.

Величини сил: $T''_{i(2)}$, $K''_{i(3)}$, $T''_{i+1(4)}$, $K''_{i+1(4)}$ розраховуємо за формулами системи (4.10), де при $\ell^I_i = \ell''_i = 0,5\ell_i$ будемо мати:

$$K^I_i = K''_i = 0,5K_i; \quad K^I_{i+1} = K''_{i+1} = 0,5K_{i+1};$$

$$T^I_i = T''_i = 0,5T_i; \quad T^I_{i+1} = T''_{i+1} = 0,5T_{i+1};$$

$$K^I_{ri} = K''_{ri} = 0,5K_{ri}; \quad K^I_{r(i+1)} = K''_{r(i+1)} = 0,5K_{r(i+1)}.$$

В нашому випадку $\gamma = 0$ (між 3 і 4 коліном) (рис. 4.16), тому $\sin \gamma = \sin 0^\circ = 0$ і $\cos \gamma = \cos 0^\circ = 1$.

Колонки 16 і 17 заповнюються результатами, отриманими за формулами:

$$T_{i-(i+1)} = T^I_i + T_{i+1} \cdot \cos \gamma; \quad K_{i-(i+1)} = K^I_i + K_{i+1} \cdot \cos \gamma;$$

$$T''_{i+1} \cdot \sin \gamma = T''_{i+1} \cdot 0 = 0; \quad K''_{i+1} \cdot \sin \gamma = K''_{i+1} \cdot 0 = 0.$$

Векторна діаграма, в даному випадку, не враховує дії відцентрових сил. Для їх врахування по осях K і T відкладають вектори, які дорівнюють:

$$K_{ri-(i+1)} = K^I_{ri} + K_{r(i+1)} \cdot \cos \gamma;$$

$$T_{ri-(i+1)} = -K_{r(i+1)} \cdot \sin \gamma,$$

але з протилежними знаками. З кінців цих векторів проводять перпендикуляри. Точка перетину їх є початком координат векторної діаграми з врахуванням відцентрових сил (рис. 4.17).

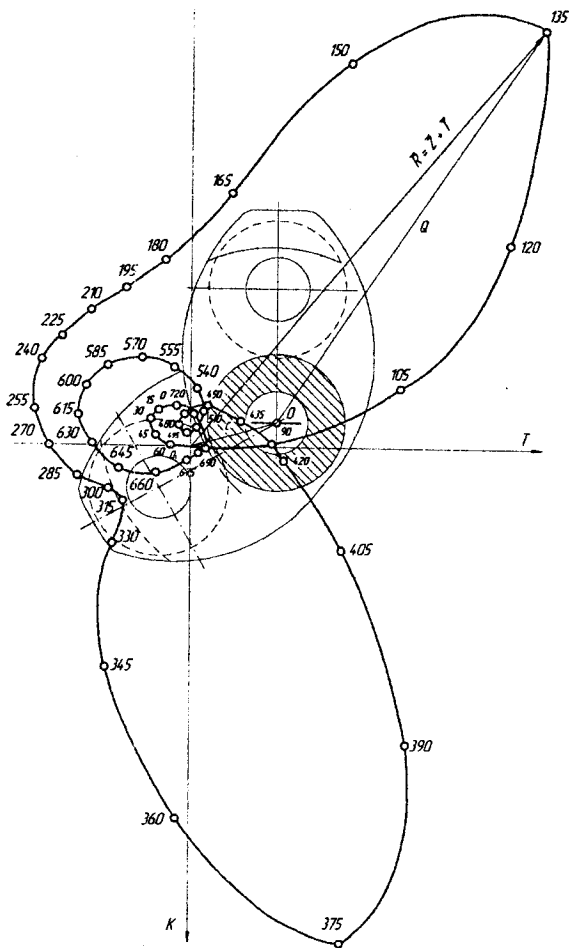


Рисунок 4.17 - Векторна діаграма сил, які діють на корінну шийку 6-5 шестициліндрового чотиритактного двигуна з порядком роботи 1-5-3-6-2-4

Далі розташовують діаграму відносно корінної шийки. При побудові припускалось, що вісь сили K збігається з віссю кривошипа i -го циліндра, при цьому напрямок цієї осі такий самий, як осі K_{i+1} циліндра. Відповідно,

новий початок координат потрібно було б зіставити з центром корінної шийки, вісь кривошипа i -го циліндра направити вгору по осі K , центр кривошипної шийки розташувати над початком координат, а вісь кривошипа циліндра $i+1$ і центр його кривошипної шийки зобразити під кутом γ . Якщо врахувати, що при побудові діаграми реакції приймалися зі знаками сил, то таке зображення шийки з кривошипами не буде відповідати дійсності. Для визначення правильного розташування шийки відносно діаграми, намічене зображення шийки з кривошипами потрібно повернути відносно початку координат на 180° і в такому вигляді зафіксувати його на векторній діаграмі.

Як приклад, на рис. 4.17 наведена векторна діаграма сил, що діють на корінну шийку 6-5 шестициліндрового двигуна, схема колінчастого вала якого наведена на рис. 4.16. Точкою O_1 позначений початок координат без врахування відцентрових сил, а точкою O – з врахуванням їх. Для кута 135° показаний вектор, який характеризує величину і напрямок рівнодіючих реакцій, що діють на шийку.

Розгорнуту діаграму, яка служить для визначення Q_{max} і $Q_{ср}$, будують так само, як і для кривошипної шийки, з тією різницею, що по осі абсцис відкладають тільки кути φ .

Побудова векторної діаграми сил, які діють на корінний підшипник, виконується так само, як і побудова діаграми сил, що діють на кривошипний підшипник шатуна.

На листі кальки для орієнтування зображують контур корінного підшипника. З центра підшипника проводять вертикальну вісь сили K і коло довільного радіуса. На осі сили K над центром підшипника вказують центр кривошипної шийки i -го коліна, вважаючи, що воно знаходиться в нульовому положенні від початку циклу. Біля точки перетину кола з віссю сили K між центром кривошипної шийки записують кут повороту вала, при якому i -й кривошип знаходиться в нульовому положенні від початку циклу, тобто, над віссю підшипника. Далі дугу кола ділять на рівні частини, які за величиною відповідають прийнятому куту $\Delta\varphi$ між двома послідовними положеннями вала. Отримані точки позначають кутами повороту колінчастого вала, відмічаючи їх послідовно по колу в напрямку обертання вала в межах повного циклу.

Після цього, лист кальки зі шкалою накладають на векторну діаграму корінної шийки так, щоб центр підшипника збігся з початком координат, осі сили K збігалися, а центри кривошипних шийок коліна i на кальці та на векторній діаграмі розташувались на осі K з різних боків від центра підшипника. При такому положенні кальки точка шкали, відмічена кутом повороту вала, при якому i -й кривошип знаходиться в початковому положенні, збігається з віссю сили K . Точку векторної діаграми, яка відповідає цьому куту, відмічають на кальці. Далі, повертають кальку в напрямку, протилежному обертанню вала до наступної поділки шкали, відмічають на

ній точку, яка відповідає цьому куту і т.д. Отримана векторна діаграма сил, що діють на корінний підшипник, вже правильно орієнтована відповідно до контура підшипника (рис. 4.18).

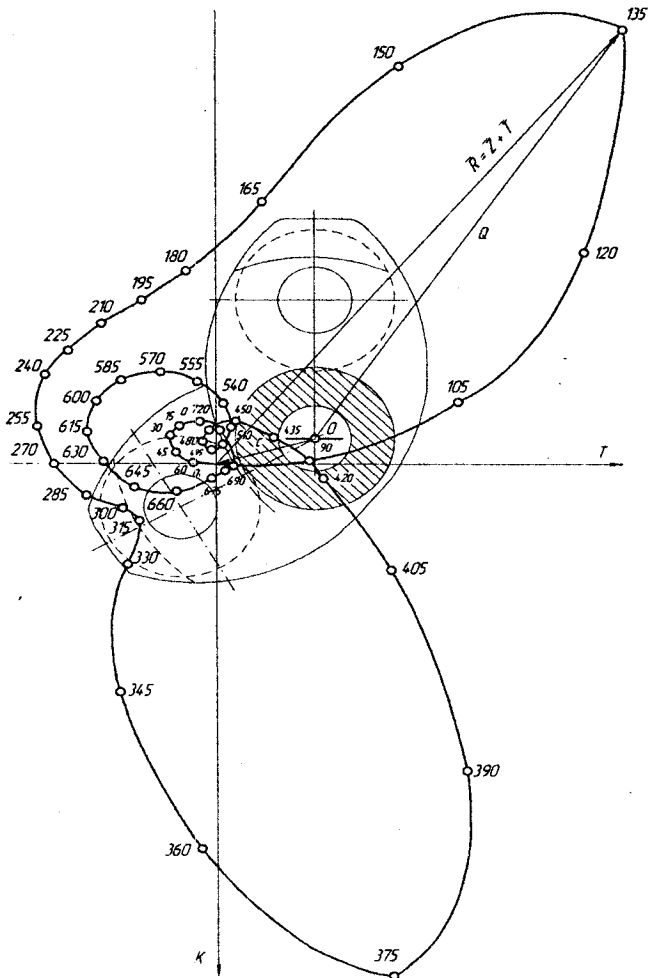


Рисунок 4.18 - Векторна діаграма сил, що діють на корінний підшипник 6-5 шестициліндрового чотиритактного двигуна з порядком роботи 1-5-3-6-2-4

В V-подібних двигунах з двома однаковими шатунами, які розташовані на шийці поруч один з одним, векторна діаграма характеризує навантаження шийки від кожного шатуна. Зображуючи на векторних діаграмах положення кривошипної шийки, потрібно мати на увазі, що обидві діаграми сил, які діють на шийку від кожного шатуна, будуть однаковими. Тому для всіх наступних розрахунків і висновків достатньо побудувати лише одну діаграму.

Побудова векторної діаграми сил, які діють на підшипник шатуна, виконується описаним раніше способом.

Векторну діаграму сил, що діють на корінну шийку і її підшипник, будують так само, як і для однорядного двигуна. На рисунках 4.19 і 4.20, як приклад, наведені векторні діаграми сил, що діють на корінну шийку і корінний підшипник 1-2 V-подібного чотиритактного дванадцятициліндрового двигуна з кутом розвалу циліндрів $\gamma=60^\circ$ і порядком роботи 1л-2п-5л-2п-3л-4п-6л-1п-2л-5п-4л-3п.

4.5.2 Графічний метод побудови векторної діаграми сил, що діють на корінну шийку

Векторну діаграму сил, що діють на корінну шийку, можна побудувати графічно за допомогою діаграми сил, які діють на кривошипну шийку.

Щоб здійснити графічно побудову векторної діаграми сил, які діють на корінну шийку, необхідно мати дві векторні діаграми сил, що діють на кривошипну шийку. Одну діаграму орієнтують відносно одного коліна, іншу – відносно другого, при цьому полюси O_k обох діаграм зіставляють в одній точці (рис. 4.21) і проводять геометричне додавання попарно векторів сил, які одночасно діють на коліна вала у відповідності з порядком роботи циліндрів. Кожен з отриманих результуючих векторів є подвійною силою на корінній шийці при даному куті повороту вала, тобто, $2\bar{R}_{ки} = \bar{R}'_k + \bar{R}''_k$.

З'єднуючи кінці отриманих векторів плавною кривою, одержують векторну діаграму сил, що передаються корінній шийці. Масштаб цієї діаграми повинен бути в два рази меншим від масштабу векторних діаграм для шатунних шийок, щоб величини векторів виражали безпосередньо значення сили.

Як приклад, побудуємо векторну діаграму сил, що діють на корінну шийку 6-5 (схема колінчастого вала зображена на рис. 4.16). З рис. 4.16 видно, що кут між 5-м і 6-м колінами становить 120° . Тому векторні діаграми сил, які діють на 5-у і 6-у шатунні шийки колінчастого вала розташовують під кутом 120° (рис. 4.21).

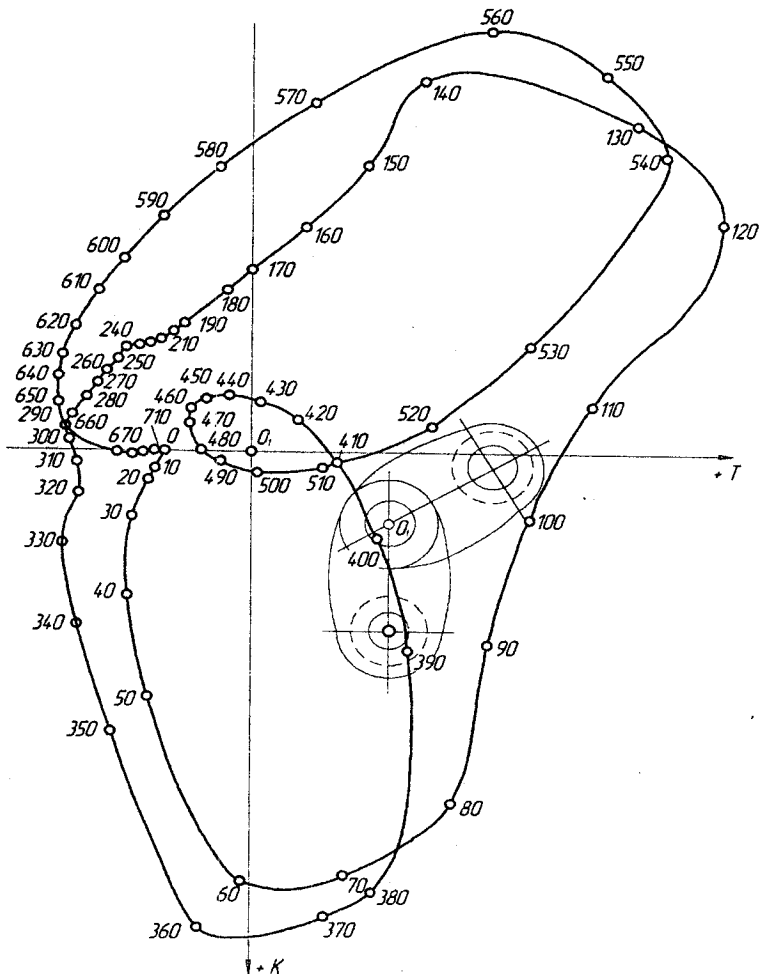


Рисунок 4.19 - Векторна діаграма сил, які діють на корінну шийку 1-2 V-подібного чотиритактного дванадцятициліндрового двигуна

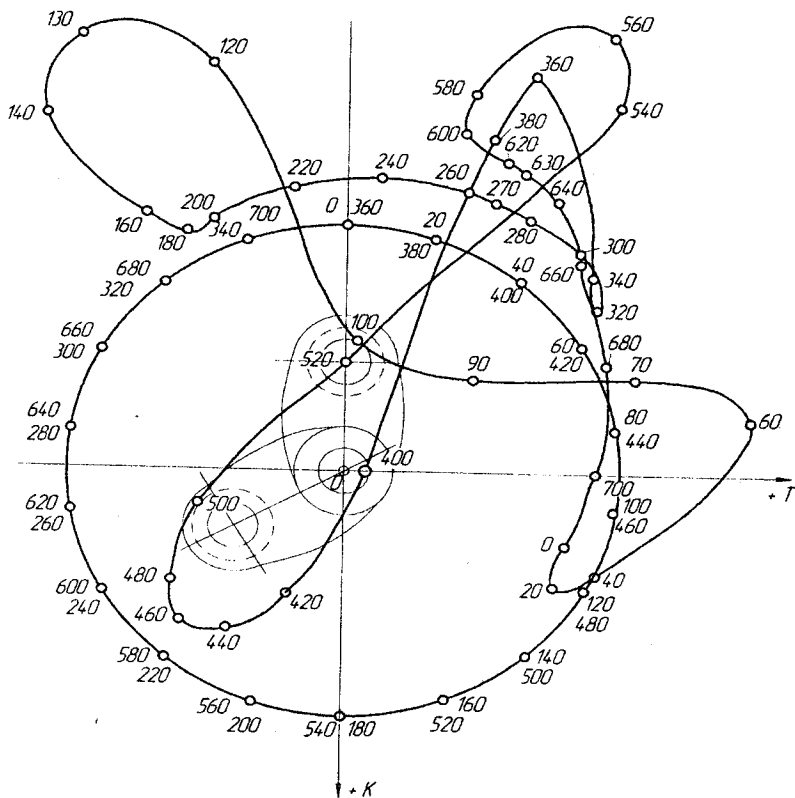


Рисунок 4.20 - Векторна діаграма сил, які діють на корінний підшипник 1-2 V-подібного чотиритактного дванадцятициліндрового двигуна

Полюси O_k векторних діаграм зіставляють, при цьому:

$$K_r = K_{rш} + K_{rk},$$

де $K_{rш}$ – відцентрова сила нерівноважених частин, що обертаються, які віднесені до шатунної шийки;

K_{rk} – відцентрова сила нерівноважених частин, що обертаються, які віднесені до корінної шийки.

Між 5-м і 6-м циліндрами відстань між спалахами складає 240° (рис. 4.13), а за повний цикл $720^\circ - 240^\circ = 480^\circ$. Це означає, що при знаходженні результируючих векторів сил, які діють на корінну шийку, потрібно додати вектори сил, що діють на 2 прилеглих шатунних шийки з різницею кута 480° . Наприклад, вектор першої векторної діаграми при $\alpha = 90^\circ$ потрібно додати до вектора другої діаграми при $\alpha = 90^\circ + 480^\circ = 570^\circ$ і т.д. (рис. 4.21). Далі, кінці результируючих векторів з'єднують плавною кривою, отримують векторну діаграму сил, що діють на корінну шийку з полюсом O_k (рис. 4.21).

4.6 Крутний момент багатоциліндрового двигуна і моменти, що скручують шийки вала

Враховуючи врівноваженість, крутильні коливання і рівномірність роботи багатоциліндрового двигуна, кривошипні вала розташовують під певними кутами. При цьому прагнуть, щоб робота циліндрів не лише відбувалась через однакові кути повороту колінчастого вала, що необхідно для рівномірності ходу двигуна, але і, щоб послідовно працюючі циліндри, по можливості, не були розташовані поряд, оскільки при цьому збільшується навантаження підшипників. Корінна шийка колінчастого вала багатоциліндрового двигуна навантажується крутним моментом, який складається з двох складових. Одна з них, яка створюється тангенціальною силою, що діє на коліно даного циліндра, залежить тільки від кута повороту вала. Інша ж, яка представляє момент від попередніх циклів, залежить ще й від числа циліндрів i і порядку їх роботи.

Розглянемо чотиритактний шестициліндровий двигун з порядком роботи циліндрів 1-5-3-6-2-4. Схема колінчастого вала наведена на рис. 4.16.

На основі вибраної схеми колінчастого вала (див. рис. 4.16) можна записати:

- 1 цил. – 0° ;
- 2 цил. – $720 - 480 = 240^\circ$;
- 3 цил. – $720 - 240 = 480^\circ$;
- 4 цил. – $720 - 600 = 120^\circ$;
- 5 цил. – $720 - 120 = 600^\circ$;

6 цил. – 720 – 360 = 360°.

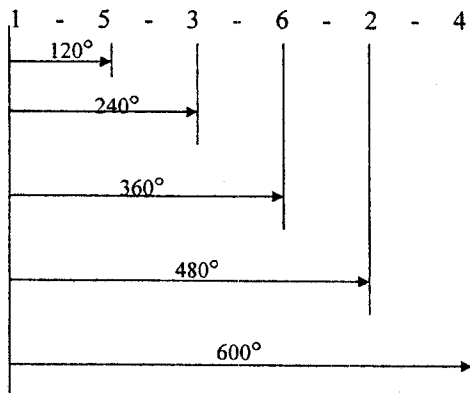


Рисунок 4.22 - Схема роботи циліндрів

Через вал від 6-го циліндра до 1-го, і до маховика, від якого провадиться відбір потужності, передаються крутні моменти. Тому величина крутного моменту на кожній корінній шийці виходить різною. Для визначення величини крутних моментів на шийках вала і сумарного моменту на шийці 1-0 складають таблицю 4.10.

На основі схеми роботи циліндрів (рис. 4.22) з таблиці 4.6, у відповідності з положенням кривошипа кожного циліндра, вписуємо в таблицю 4.10 значення T в колонки 2, 4, 6, 8, 10 і 12 через кожні 10 або 15° кута повороту колінчастого вала.

В таблиці 4.10 наведений приклад заповнення колонок при кількох положеннях колінчастого вала. Наприклад, в сумі $\Sigma T_{6-5} + T_{120}$ індекс 6-5 вказує, що сума отримана від додавання тангенціальних сил T_6 шостого і T_5 п'ятого циліндрів, а індекс 120 означає кут повороту кривошипа, при якому взято значення сили.

Враховуючи, що в таблиці 4.10 наведені для зручності розрахунку значення тангенціальних сил T , величина крутного моменту, яка діє на колінчастий вал від одного циліндра дорівнює:

$$M_{\kappa} = T \cdot F_n \cdot R,$$

де F_n – площа поршня;

R – радіус кривошипа.

Таблиця 4.10 – Крутні моменти, що діють на корінні шийки колінчастого вала

α_1^0	T_6	ΣT_6 шийка 5-6	T_5	ΣT_{6-5} шийка 4-5	T_4	ΣT_{6-4} шийка 3-4	T_3	ΣT_{6-3} ший- ка 2-3	T_2	ΣT_{6-2} шийка 1-2	T_1	ΣT_{6-1} шийка 0-1
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	T360	T360	T600	$\Sigma T_6 + T600$	T120	$\Sigma T_{6-5} + T120$	T480	$\Sigma T_{6-4} + T480$	T240	$\Sigma T_{6-3} + T240$	T0	$\Sigma T_{6-2} + T0$
15	T375	T375	T615	$\Sigma T_6 + T615$	T135	$\Sigma T_{6-5} + T135$	T495	$\Sigma T_{6-4} + T495$	T255	$\Sigma T_{6-3} + T255$	T15	$\Sigma T_{6-2} + T15$
105	T465	T465	T705	$\Sigma T_6 + T705$	T225	$\Sigma T_{6-5} + T225$	T585	$\Sigma T_{6-4} + T585$	T345	$\Sigma T_{6-3} + T548$	T105	$\Sigma T_{6-2} + T105$
120	T480	T480	T720	$\Sigma T_6 + T720$	T240	$\Sigma T_{6-5} + T720$	T600	$\Sigma T_{6-4} + T600$	T360	$\Sigma T_{6-3} + T360$	T120	$\Sigma T_{6-2} + T120$
720	T360	T360	T600	$\Sigma T_6 + T600$	T120	$\Sigma T_{6-5} + T120$	T480	$\Sigma T_{6-4} + T480$	T240	$\Sigma T_{6-3} + T240$	T720	$\Sigma T_{6-2} + T720$

Послідовно сумуючи ці моменти (з врахуванням знаків), отримуємо для кожного положення вала величину “набігаючих” моментів ΣT_6 , ΣT_{6-5} , ΣT_{6-3} , ΣT_{6-2} і повного моменту ΣT_{6-1} на шийках 6-5, 4-5, 4-3, 3-2 і 1-0. Значення цих моментів для різних положень колінчастого вала записують в колонки 3, 5, 7, 9 і 13 таблиці 4.10.

Повний момент є періодичною функцією з періодом $\frac{180\tau}{i}$, де i – число циліндрів, τ – число тактів двигуна. Отже, значення повного моменту для даного прикладу шестициліндрового чотиритактного двигуна повинні повторюватись через кожні 120° . Характер зміни повного моменту ΣT_{6-1} в залежності від α наведено на рис. 4.23.

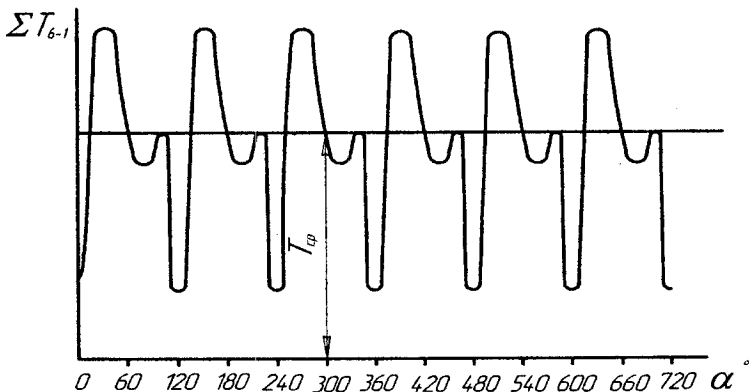


Рисунок 4.23 - Зміна сумарного крутного моменту шестициліндрового чотиритактного двигуна залежно від α

Побудувавши цю криву, необхідно підрахувати величину середньої тангенціальної сили T_{cp} . Вона потрібна надалі для розрахунку маховика. В даному випадку величина середнього крутного моменту необхідна для перевірки правильності виконаних розрахунків. Вона не повинна відрізнятись більше, ніж на $\pm 2\%$ від величини T_{cp} , визначеної за формулою:

$$T_{cp} = 9550 \frac{N_i}{n R F_n \varphi}; \quad (4.12)$$

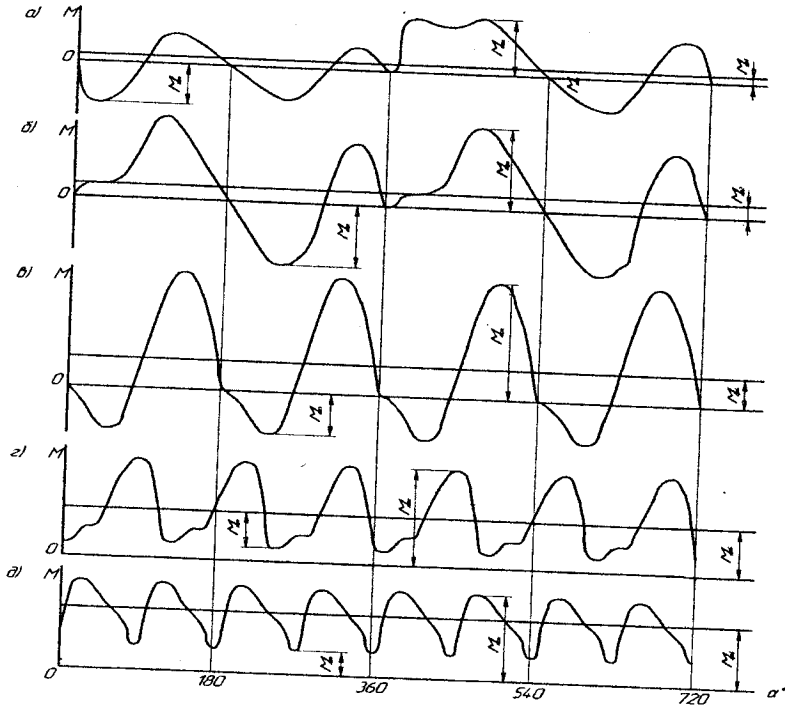
де N_i – індикаторна напруга двигуна, отримана за тепловим розрахунком (кВт);

n – частота обертання вала двигуна (хв. $^{-1}$);

φ - коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, прийнятої в тепловому розрахунку.

Моменти на проміжних шийках відрізняються від повного моменту як за характером зміни кута повороту вала, так і за величиною. При цьому найбільше значення крутного моменту в багатопіслядільних двигунах зазвичай отримуємо не на першій шийці вала 0-1, а на одній з проміжних.

Характер зміни крутного моменту одно-, дво-, чотири-, шести- і восьмициліндрових двигунів наведений на рис. 4.24.



$$a - i = 2; \quad b - i = 2; \quad c - i = 4; \quad d - i = 6; \quad e - i = 8$$

Рисунок 4.24 - Графіки сумарного моменту двигунів

Зсув по фазі (град.) робочих ходів, відповідно, у чотири- і двотактних двигунах:

$$Q = \frac{720}{i}; \quad Q = \frac{360}{i};$$

де i – число циліндрів двигуна.

Діаграма крутного моменту багатциліндрового двигуна може бути отримана графічно як сума кривих крутних моментів його циліндрів (рис. 4.25). Додавання моментів необхідно виконувати з врахуванням порядку роботи циліндрів і з дотриманням кутових зміщень доданків, у відповідності з кутами, під якими розташовані коліна.

$$M_{шиi} = M_{киi} + 0,5M_{крi} + 0,5T_i r.$$

Така побудова моментів $M_{шиi}$ виконана на рис. 4.26, використовуючи рис. 4.25.

З розглянутих кривих $M_{шиi}$ знаходимо найбільш навантажену шатунну шийку – шийку 4-го коліна.

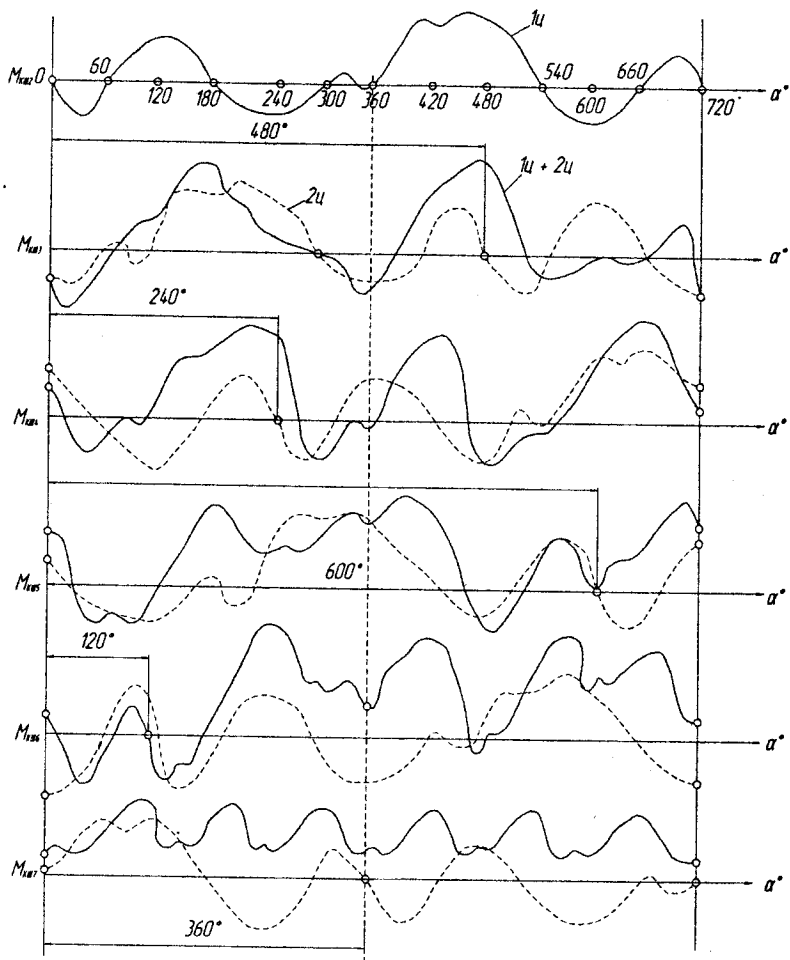


Рисунок 4.25 - Графічний метод побудови діаграми крутного моменту багаточиліндрового двигуна

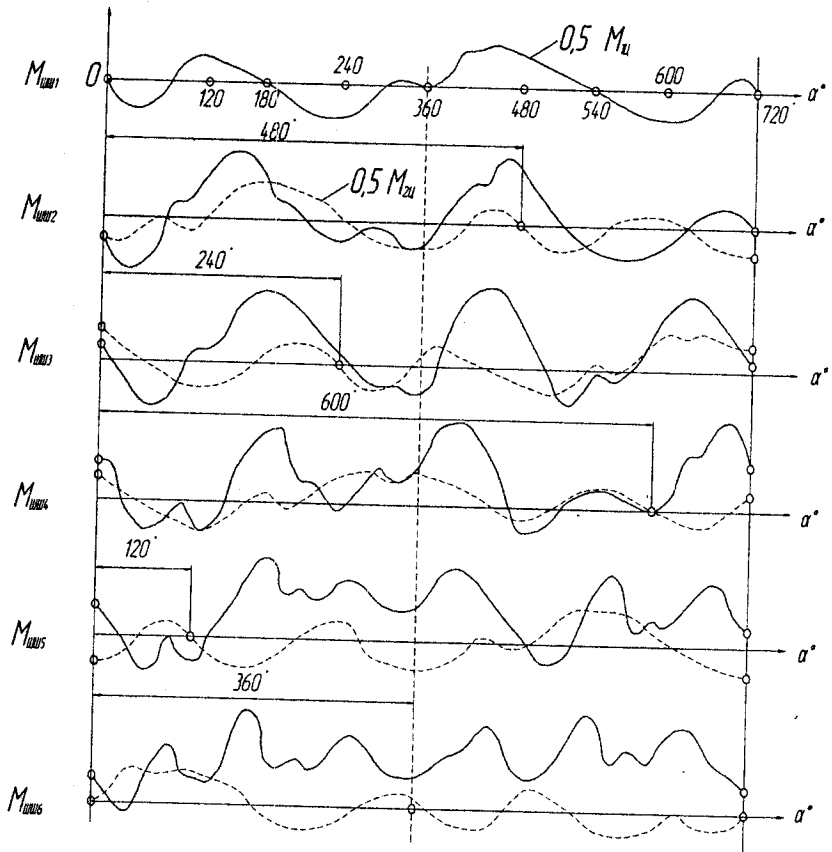


Рисунок 4.26 - Побудова моментів, які скручують шатунні шийки

ЛІТЕРАТУРА

1. В.Ф. Анисимов. Частная методика определения многофакторной связи параметров автотракторных дизелей. – К.: Межвузовское полиграфиздат., 1984. – 60 с.
2. Анисимов В.Ф., Савчинський І.Г. Конструкція і розрахунок автомобільних і тракторних двигунів. Навчальний посібник / МО і науки України. – Вінниця: ВДТУ, 2001, - 90 с.
3. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: / А.И. Колчин, В.П. Демидов - М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
4. Хачиян А.С., Морозов К.А., Шатров М.Г. Под ред. Луканина В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х кн. Высш. шк., 2005.
5. А.В. Николаенко. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. – М.: Колос, 1984. – 336 с.
6. К.Г. Попык. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1990. – 328 с.
7. А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, М.Г. Круглов и др. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей. – М.: Машиностроение, 1992. – 464 с.

Навчальне видання

Віктор Федорович Анісімов,
Алла Володимирівна Дмитрієва,
Сергій Миколайович Севостьянов

**ТЕПЛОВИЙ ТА ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК
АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ**

Навчальний посібник

Оригінал-макет підготовлено Севостьяновим С.М.

Редактор В.О. Дружиніна
Коректор Ю.І. Франко

Науково-методичний відділ ВНТУ
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку 23.04.2009 р.
Формат 29,7х42 ¼
Друк різнографічний
Тираж 75 прим.
Зам. № 2009-094

Гарнітура Timen New Roman
Папір офсетний
Ум. друк. арк. 8.4

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95