

КЛАСИЧНИЙ ПРИВАТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

(повне найменування вищого навчального закладу)

Філія Класичного приватного університету у місті Кременчук

Кафедра автомобільного транспорту та транспортних технологій

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ О.В. Головіна

« ____ » _____ 2021р.

Методичні вказівки до виконання курсової роботи
з дисципліни

АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ

для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

галузі знань 27 – «Транспорт»

(шифр і назва галузі знань)

за спеціальністю 274 – «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва напрямку)

освітня програма: Автомобільний транспорт»

Кременчук 2021

Методичні вказівки до курсової роботи з дисципліни « Автомобільні двигуни» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти галузі знань 27 – «Транспорт» спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт», освітня програма: Автомобільний транспорт / Укладач: О.П. Строков.- Кременчук : філія КПУ, 2021. - 42 с.

Розробник: Строков Олександр Петрович, професор кафедри автомобільного транспорту та транспортних технологій, д.т.н.

Методичні вказівки до курсової роботи схвалено на засіданні кафедри автомобільного транспорту та транспортних технологій

Протокол від «31» серпня 2021 року № 1

Завідувач автомобільного транспорту та транспортних технологій

_____ (О.В. Головіна)
(підпис) (прізвище та ініціали)

ВСТУП

Самостійна робота студентів за курсом «Автомобільні двигуни» (АД) полягає у вивченні методики розрахунку двигуна та його характеристик за такими розділами:

1. Конструктивна розробка двигуна;
2. Тепловий розрахунок;
3. Динамічний розрахунок;
4. Розрахунок характеристик двигуна;
5. Розрахунок системи мащення або системи охолодження;

Для освоєння цих розділів АД студенти виконують курсову роботу, метою якої є:

- освоєння конструкцій автомобільних двигунів та їх систем, оволодіння навиками розрахунку основних параметрів двигунів, знайомство з загальними регулюванням і засобами контролю та настроювання автомобільних двигунів.

Виконання курсової роботи повинно допомогти студенту оволодіти і поліпшити знання з теорії робочих процесів в теплових двигунах, придбати необхідні для інженера практичні навички розрахунку робочих процесів в теплових двигунах, оцінити можливості їх використання на транспортних засобах.

Об'єм розрахунково-пояснювальної записки повинен складати приблизно 18-20 сторінок. Після оформлення розрахунково-пояснювальної записки студенти виконують графіки результатів розрахунку двигуна на аркушах формату А1:

Варіанти завдань видає керівник курсової роботи, а вхідні дані студенту бере з Додатку А.

1 КОНСТРУКТИВНА РОЗРОБКА ДВИГУНА

При конструктивній розробці в пояснювальній записці описують наступні питання:

- тип двигуна (призначення, принцип дії, кількість циліндрів, тактність, тип камери згоряння, сумішоутворення, кут випередження запалювання чи кут випередження впорскування палива, порядок роботи циліндрів тощо);
- будова кривошипно-шатунного механізму, його рухомих та нерухомих деталей;
- будова механізму газорозподілу, фази газорозподілу;
- система мащення;
- система охолодження;
- система живлення.

При виконанні цього розділу вказують, з яких конструкційних матеріалів виготовлені основні деталі, принцип роботи тощо. Об'єм першого розділу повинен становити до 5 сторінок.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

Тепловий розрахунок двигуна передбачає визначення параметрів робочого процесу в циліндрі ДВЗ, на підставі яких розраховуються індикаторні та ефективні параметри.

Розрахунок робочого процесу проводиться на номінальному режимі роботи двигуна.

2.1 Характерні об'єми циліндрів

Для проведення розрахунків необхідно скласти кінематичну схему кривошипно-шатунного механізму двигуна в відповідності з завданням.

Робочий об'єм циліндра V_h , м³

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}, \quad (2.1)$$

де D - діаметр циліндра, м;

S - хід поршня, м.

Об'єм камери стиску V_c , м³

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (2.2)$$

де ε - ступінь стиску.

Повний об'єм циліндра V_a , м³

$$V_a = V_c + V_h, \quad (2.3)$$

Поточний об'єм V_φ , м³

$$V_\varphi = V_c + \frac{1}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_{кр}}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \cdot V_h, \quad (2.4)$$

де φ - кут повороту кривошипа, град;

$\lambda_{кр}$ - відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Результати розрахунків, виконані від 0 до 720 град. з інтервалом 10 град. зводять в табл. 2.1. і будують графік залежності зміни об'єму циліндра від куту повороту кривошипа в інтервалі від 0 до 360 град. (рис. 2.1).

Таблиця 2.1.

Залежність об'єму циліндра від куту повороту кривошипа

Параметри	Кут повороту кривошипа φ , град.				
	0 360	10 370		350 710	360 720
Об'єм циліндра V , м ³					

Літраж двигуна $V_l, \text{м}^3$

де z - число циліндрів.

$$V_l = V_h \cdot z, \quad (2.5)$$

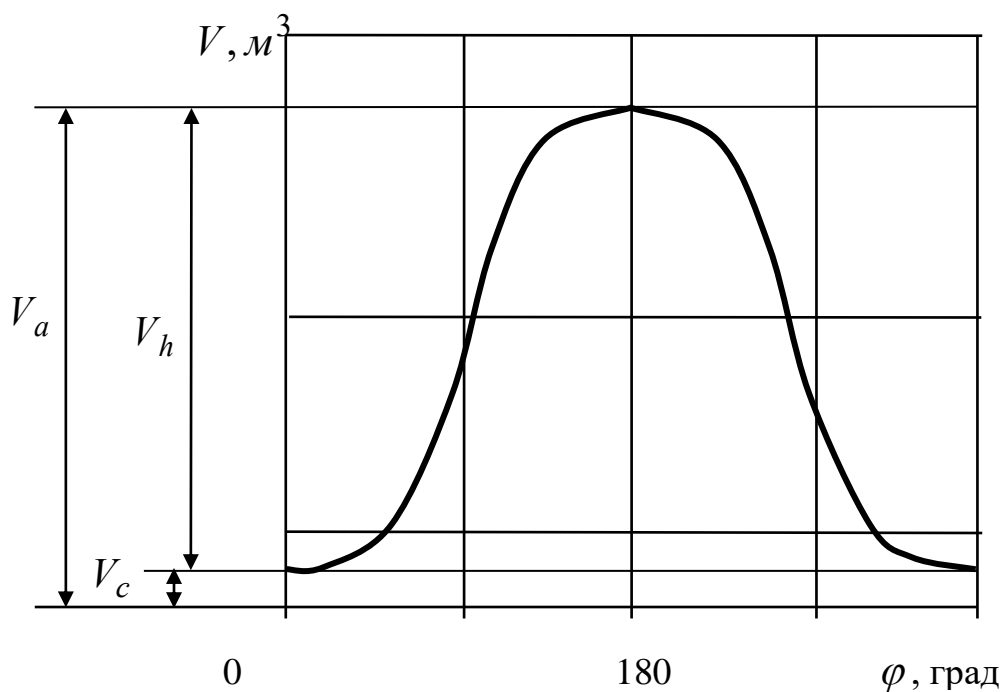


Рис. 2.1. Залежність об'єму циліндра від куту повороту кривошипа

2.2 Характеристики пальної суміші і продуктів згорання

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, кмоль/кг

$$M_0 = \frac{1}{O_{2e}} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (2.6)$$

де C - масова частка в паливі вуглецю;

H - масова частка в паливі водню;

O - масова частка в паливі кисню;

O_{2e} - об'ємна частка кисню в повітрі, ($O_{2e} = 0,21$).

Дані по елементарному складу палива вибирають з Додатка Б.

Кількість пальної суміші на 1 кг палива для карбюраторного двигуна, кмоль/кг

$$M_1 = \alpha \cdot M_0 + \frac{1}{\mu_T}, \quad (2.7)$$

де α - коефіцієнт надлишку повітря;

μ_T - молекулярна маса палива, кг/кмоль.

Для бензину $\mu_T = 110 \dots 120$ кг/кмоль,

для дизельного палива $\mu_T = 180 \dots 200$ кг/кмоль.

Для дизеля об'ємна кількість палива, що впорскується в циліндр мала у порівнянні з об'ємом повітря, тому другим складником можна зневажити, тоді

$$M_1 = \alpha \cdot M_0. \quad (2.8)$$

Кількість продуктів згорання на 1 кг палива, кмоль/кг,

При $\alpha < 1$ (карбюраторний двигун)

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot \alpha \cdot M_0. \quad (2.9)$$

При $\alpha > 1$ (дизель)

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21) \cdot M_0. \quad (2.10)$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни пальної суміші при згорянні

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (2.11)$$

2.3 Параметри стану газу перед впускними і за випускними клапанами

Тиск свіжого заряду перед впускними клапанами для двигунів без наддування, МПа:

$$p_s = p_0 - \Delta p_s, \quad (2.12)$$

де p_0 - тиск навколишнього середовища, МПа ($p_0 = 0,101$ МПа);

Δp_s - втрата тиску в впускному трубопроводі, МПа.

Для бензинових двигунів $\Delta p_s = 0,012 \dots 0,016$ МПа,

для дизелів $\Delta p_s = 0,003 \dots 0,006$ МПа.

Для двигунів з наддуванням тиск свіжого заряду перед впускними клапанами, Мпа:

$$p_s = p_k - \Delta p_s, \quad (2.13)$$

де p_k - тиск наддування, МПа;

Температура свіжого заряду перед впускними клапанами для двигунів без наддування, К:

$$T_s = T_0 + \Delta T_s, \quad (2.14)$$

де T_0 - температура навколишнього середовища, К.

В розрахунках приймати $T_0 = 293$ К;

ΔT_s - температура підігріву свіжого заряду, К.

$\Delta T_s = 15 \dots 20$ К для бензинового двигуна,

$\Delta T_s = 5 \dots 10$ К для дизеля без наддування.

Температура свіжого заряду перед впускними клапанами для дизелів з наддуванням без охолоджувача надувочного повітря, К:

$$T_s = T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (2.15)$$

де n_k - показник політропи стиску надувочного повітря ($n_k=1,6...1,8$) [2].

Температура свіжого заряду перед впускними клапанами для дизелів з наддуванням і охолоджувачем надувочного повітря T_s , К:

$$T_s = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} - E_x (T_k - T_0), \quad (2.16)$$

де $E_x = 0,5...0,7$ - коефіцієнт ефективності охолоджувача надувочного повітря.

Тиск газу за випускними клапанами двигунів без наддування p_T , МПа:

$$p_T = p_0 + \Delta p_T, \quad (2.17)$$

де Δp_T - перепад тиску в випускному трубопроводі, МПа;

$$\Delta p_T = 0,003...0,006 \text{ МПа.}$$

Для двигунів з наддуванням тиск газів за випускними клапанами p_T залежить від тиску наддування.

$$\text{При } p_k < 0,15 \text{ МПа} \quad p_T = (0,9...1,0) p_k,$$

$$p_k = 0,15...0,25 \text{ МПа} \quad p_T = (0,8.. 0,9) p_k,$$

$$p_k > 0,25 \text{ МПа} \quad p_T = (0,75...0,8) p_k.$$

2.4 Показники процесу наповнення

Показники процесу наповнення залежать не тільки від організації даного процесу, але і від процесу випуску відпрацьованих газів попереднього циклу, оскільки в циліндрі залишається деяка їхня остаточна кількість M_r , і вони мають відносно високу температуру T_r і тиск p_r .

Кількість остаточних газів M_r , кмоль:

$$M_r = \frac{p_r \cdot V_c}{R_\mu \cdot T_r} \cdot 10^6, \quad (2.18)$$

де $R_\mu = 8314$ Дж/кмоль К - універсальна газова постійна.

Температура остаточної газів в початку процесу впуску у дизеля $T_r = 700 \dots 900$ К, у бензинового двигуна $T_r = 900 \dots 1100$ К, а в деяких випадках досягає 1300 К.

Тиск остаточної газів p_r , МПа:

$$p_r = k_r \cdot p_T, \quad (2.19)$$

де $k_r = 1,1 \dots 1,12$ - коефіцієнт, що враховує перепад тиску остаточної газів в циліндрі по відношенню до тиску за випускними клапанами в початку процесу впуску.

Тиск в кінці процесу наповнення p_a , МПа:

$$p_a = k_a \cdot p_s, \quad (2.20)$$

де $k_a = 0,94 \dots 0,98$ - коефіцієнт, що враховує перепад тиску робочої суміші перед випускними клапанами по відношенню до тиску в циліндрі в кінці процесу наповнення.

Тиск в процесі наповнення для отримання розрахункової індикаторної діаграми приймають величиною постійної, рівної p_a .

Важливим показником процесу наповнення є коефіцієнт наповнення η_v , який являє собою відношення дійсної кількості свіжої суміші M_{cm} , що заповнила циліндр, до кількості суміші $M_{cm.0}$, що може заповнити робочий об'єм циліндра при тиску і температурі навколишнього середовища при стандартних умовах:

$$\eta_v = \frac{M_{cm}}{M_{cm.0}}. \quad (2.21)$$

Коефіцієнт наповнення визначається по формулі

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_s + \Delta T} \cdot \frac{p_a \cdot \varepsilon - p_r}{p_0}. \quad (2.22)$$

де ΔT - підвищення температури свіжого заряду від стінок циліндра, К.

Для двигунів без наддування $\Delta T = 10 \dots 20$ К,

для двигунів з наддування $\Delta T = 5 \dots 10$ К.

Коефіцієнт остаточних газів γ :

$$\gamma = \frac{T_s + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}. \quad (2.23)$$

Температура в кінці процесу наповнення T_a , К:

$$T_a = (T_s + \Delta T + \gamma T_r) / (1 + \gamma). \quad (2.24)$$

Кількість свіжої горючої (пальної) суміші $M_{см}$, що заповнила циліндр, кмоль:

для двигуна без наддування

$$M_{см} = \eta_v \cdot \frac{p_0 \cdot V_h}{T_0 \cdot R_\mu} 10^6, \quad (2.25)$$

для двигунів з наддування

$$M_{см} = \eta_v \cdot \frac{p_k \cdot V_h}{T_k \cdot R_\mu} 10^6. \quad (2.26)$$

В згорянні приймає участь робоча суміш, яка представляє собою суміш свіжого заряду (горючої суміші) і остаточних газів.

Кількість робочої суміші M_a , кмоль:

$$M_a = M_{см} + M_r = (1 + \gamma) M_{см}. \quad (2.27)$$

2.5 Показники процесів стиску і згорання

Зміна тиску в циліндрі в процесі стиску визначається за формулою, МПа:

$$p = p_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_c}, \quad (2.28)$$

де n_c - показник політропи стиску.

Для дизеля $n_c = 1,34 \dots 1,40$;

для бензинового двигуна $n_c = 1,30 \dots 1,38$.

Більш приймати для дизеля $n_c = 1,37$;

для бензинового двигуна $n_c = 1,34$.

Тиск в кінці процесу стиску p_c , МПа:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_c}. \quad (2.29)$$

Температура в кінці процесу стиску T_c , К:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_c - 1}. \quad (2.30)$$

Коефіцієнт молекулярної зміни при згорянні робочої суміші

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma}, \quad (2.31)$$

Температуру в умовному кінці згорання T_z , К, за способом розрахунку, викладеному в роботі [1], визначають, вирішуючи рівняння

$$T_z = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 2 \cdot B_z \cdot C}}{B_z}. \quad (2.32)$$

Для дизеля залежності визначають по формулам

$$A = 8,314 + A_z, \text{ де } A_z = 19,8 + 1,63 / \alpha.$$

$$B_z = 0,0042 + 0,0018 / \alpha;$$

$$C = \frac{1}{\beta} \left[\frac{\xi \cdot Q_H}{(1 + \gamma) \cdot M_1} + \left(A_c + \frac{B_c}{2} T_c \right) \cdot T_c + 8,314 \cdot \lambda \cdot T_c \right],$$

$$\text{де } A_c = 19,8; B_c = 0,0042.$$

Для бензинового двигуна залежності визначають по формулам

$$A = A_z + 4,15 \frac{\rho - 1}{\rho}, \text{ де } A_z = 17,5 + 4 \cdot \alpha,$$

$$B_z = 0,0036 + 0,0025 \cdot \alpha,$$

$$C = \frac{1}{\beta} \left[\frac{\xi \cdot [Q_H - 120000(1 - \alpha)M_0]}{(1 + \gamma) \cdot M_1} + \left(A_c + \frac{B_c}{2} T_c \right) \cdot T_c - 4,15(\rho - 1) \cdot T_c \right],$$

$$\text{де } A_c = 17,5 + 4 \cdot \alpha, \quad B_c = 0,0036 + 0,0025 \cdot \alpha,$$

Q_H - нижча теплотворна здатність палива, кДж/кг.

для бензину приймати $Q_H = 44000$ кДж/кг,

для дизельного палива $Q_H = 42500$ кДж/кг.

ξ - коефіцієнт ефективності використання теплоти при згорянні.

Для дизеля ступінь підвищення тиску звичайно задається, тоді ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} \quad (2.33)$$

Для бензинового двигуна ступінь підвищення тиску визначається по заданій ступені попереднього розширення

$$\lambda = \frac{\beta \cdot T_z}{\rho \cdot T_c} \quad (2.34)$$

Тиск в кінці згорання, МПа:

$$p_z = \lambda \cdot p_c \quad (2.35)$$

Об'єм циліндра в кінці згорання V_z , м³

$$V_z = V_c \cdot \rho \quad (2.36)$$

2.6 Показники процесу розширення

Тиск в циліндрі на ділянці попереднього розширення приймають величиною постійної, рівної p_z .

Ступінь наступного розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (2.37)$$

При наступному розширенні тиск в циліндрі зменшується в результаті збільшення об'єму і розраховується по формулі

$$p = p_z \left(\frac{V_z}{V} \right)^{n_p} \quad (2.38)$$

де n_p - показник політропи розширення.

Для дизелів $n_p = 1,15 \dots 1,3$

для бензинового двигуна $n_p = 1,22 \dots 1,28$.

Тиск в кінці процесу розширення p_e , МПа:

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_p}}. \quad (2.39)$$

Температура в кінці процесу розширення T_e , К:

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_p - 1}}. \quad (2.40)$$

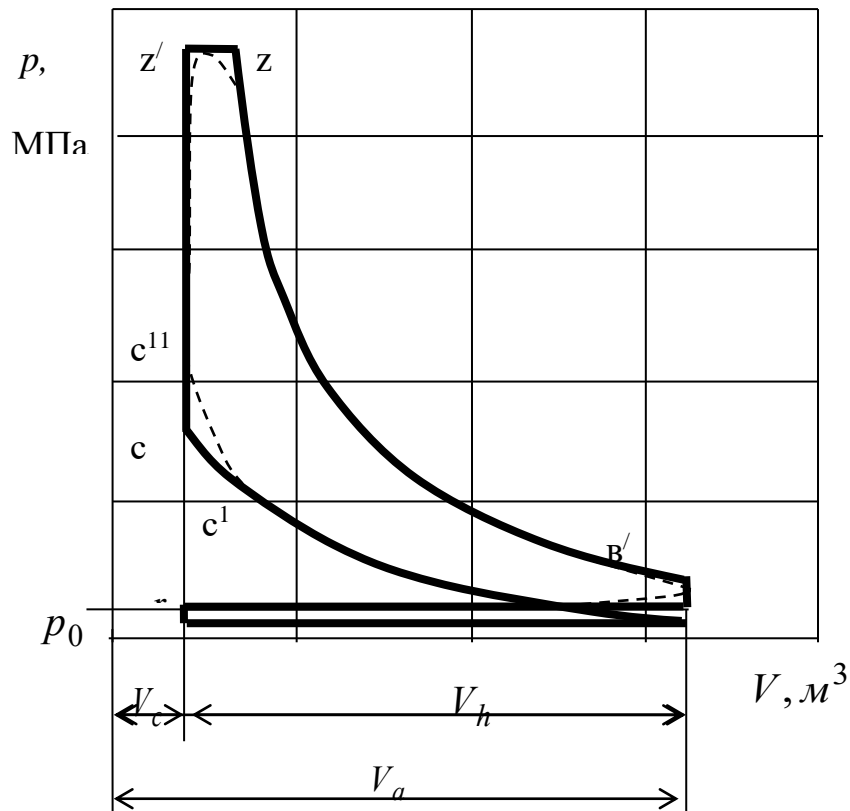
Тиск і температури в циліндрі двигуна в процесах стиску, згорання і розширення вносяться у табл. 2.2. По результатах розрахунку робочого процесу двигуна будують індикаторну діаграму, яка являє собою залежність тиску газів в циліндрі від його об'єму (рис. 2.2).

Таблиця 2.2.

Індикаторна діаграма

Лінія стиску			Лінія розширення		
φ , град	V , м ³	p , МПа	φ , град	V , м ³	p , МПа
180			360		
190			370		
...			...		
350			530		
360			540		

В процесі наповнення тиск приймають величиною постійною, рівної p_a , а тиск в процесі випуску рівним p_r .



При побудові розрахункової індикаторної діаграми (сплошна лінія) та дійсної (штрихова лінія) необхідно нанести точки:

- точка c^1 , яка характеризується кутом випередження запалювання чи кутом випередження впорскування палива;
- точка c^{11} , тиск $p^{11} = 1,25 p_c$;
- точка B' , яка характеризується кутом відкриття випускного клапана.

2.7. Індикаторні і ефективні показники двигуна

Середній індикаторний тиск p_i , МПа:

- для дизелів

$$p_i = \frac{\mu \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right], \quad (2.41)$$

- для бензинового двигуна

$$p_i = \frac{\mu \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{1 + \lambda}{2} (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right], \quad (2.42)$$

де μ - коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, що враховує відзнаку дійсної діаграми у порівнянні з розрахунковою.

Для чотиритактних двигунів $\mu = 0,95 \dots 0,98$.

Індикаторна потужність двигуна N_i , кВт

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_l \cdot n}{30 \cdot \tau} \cdot 10^3, \quad (2.43)$$

де τ - тактність двигуна.

Середній індикаторний момент M_i , Нм:

$$M_i = \frac{N_i}{\omega_e} \cdot 10^3. \quad (2.44)$$

Економічність робочого циклу двигуна внутрішнього згорання характеризується індикаторним к.к.д., що являє собою відношення тепла, перетвореного в індикаторну роботу циклу L_i до тепла, витраченого за цикл палива Q_m

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_m}. \quad (2.45)$$

Індикаторний к.к.д. двигуна можна визначити по формулі, отриманої після перетворення співвідношення (2.45)

$$\eta_i = \frac{8,314}{Q_n} \frac{p_i \cdot T_0}{\eta_v \cdot p_0} M_1. \quad (2.46)$$

Питомий індикаторний видаток палива, г/(кВт*год):

$$g_i = \frac{3600}{Q_n \cdot \eta_i} \cdot 10^3. \quad (2.47)$$

Середній тиск механічних втрат, МПа:

$$p_m = a_m + b_m \cdot V_n, \quad (2.48)$$

де V_n - середня швидкість поршня м/с ($V_n = \frac{S \cdot n}{30}$);

a_m і b_m - емпіричні коефіцієнти, що залежать від співвідношення ходу поршня до діаметру циліндра і типу двигуна.

Для бензинового двигуна:

$$\text{при } S/D > 1 \quad a_m = 0,049, \quad b_m = 0,015;$$

$$\text{при } S/D \leq 1 \quad a_m = 0,039, \quad b_m = 0,013.$$

Для дизеля з неподіленою камерами без наддування $a_m = 0,103, \quad b_m = 0,012;$

з поділеною камерою $a_m = 0,103, \quad b_m = 0,014;$

n - частота обертання валу двигуна, об/хв.

Механічний к.к.д. двигуна:

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P_i}. \quad (2.49)$$

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i - P_m. \quad (2.50)$$

Ефективний к.к.д. двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (2.51)$$

Ефективна потужність двигуна N_e , кВт:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m. \quad (2.52)$$

Ефективний момент M_e , Нм:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \cdot 10^3. \quad (2.53)$$

Питомий ефективний видаток палива, г/(кВт*год):

$$g_e = g_i / \eta_m. \quad (2.54)$$

Годинний видаток палива, кг/год:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}. \quad (2.55)$$

Після виконання розрахунку робочого процесу двигуна проводиться порівняння отриманої розрахунком ефективної потужності двигуна з ефективною потужністю двигуна-прототипу. Якщо відзнака більше 5 %, то необхідно провести уточнення проведених розрахунків.

Результати розрахунку індикаторних і ефективних показників двигуна зводять в табл. 2.4.

Таблиця 2.4.

Індикаторні і ефективні показники двигуна

Параметр	Індикаторні показники	Ефективні показники
потужність, кВт		
частота обертання, об/хв		
момент, Нм		
к. к. д.		
питомий видаток палива, г/кВт*год.		
годинний видаток палива, кг/год.	---	

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

До виконання даного етапу проекту приступають після визначення показників робочого процесу. Розрахунки проводять в наступній послідовності:

1. Визначення рухомих мас кривошипно-шатунного механізму,
2. Визначення сил, діючих в кривошипно-шатунному механізмі і крутного моменту.

Для проведення розрахунків необхідно скласти схему сил, діючих в кривошипно-шатунному механізмі (рис. 3.1.).

3.1. Визначення мас рухомих частин кривошипно-шатунного механізму

Маса зворотно-поступово рухаючих частин, кг

$$m_a = m_n + m_{шп}, \quad (3.1.)$$

де m_n - маса поршня, кг;

$m_{шп}$ - маса шатуна, приведена до поршня, кг.

Маса частин, що створюють обертальних рух m_b , кг

$$m_b = m_k + m_{шк}, \quad (3.2.)$$

де m_k - маса кривошипа, кг;

$m_{шк}$ - маса шатуна, наведена до кривошипу, кг.

При V-образному розташуванні циліндрів звичайно з кривошипом шарнірно з'єднується два шатуна різних циліндрів. В цьому випадку маса шатуна, приведена до кривошипу повинна бути подвоєна.

3.2. Визначення сил, діючих в кривошипно-шатунному механізмі і крутного моменту

Сила від тиску газів на поршень P_2 , Н

$$P_2 = (p_2 - p_0) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 10^6, \quad (3.3)$$

де p_2 - тиск газів в циліндрі, МПа.

Сила інерції зворотно-поступово рухаючих мас, Н

$$P_j = -m_a \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_{кр} \cos 2\varphi). \quad (3.4)$$

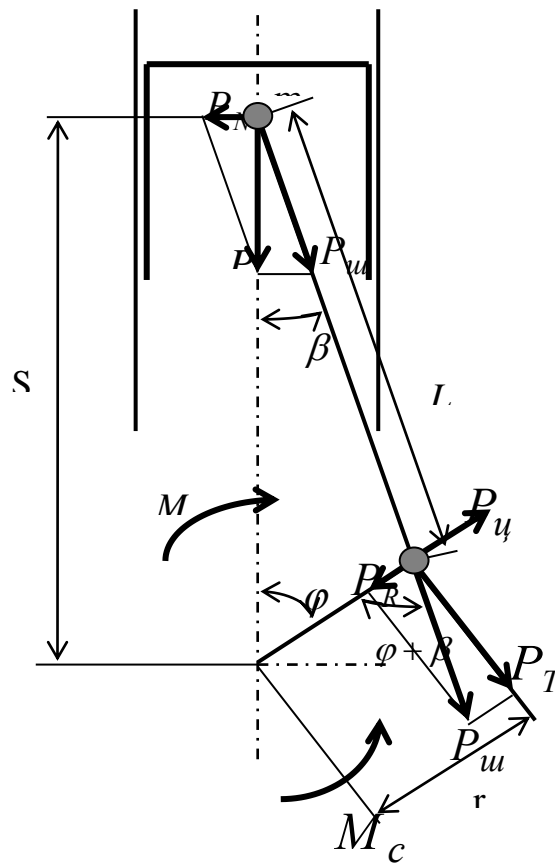


Рис. 3.2 Сили, діючі в КШМ

Сумарна сила, діюча на поршень, Н

$$P_a = P_z + P_j. \quad (3.5)$$

Нормальна сила, діюча перпендикулярно осі циліндра, Н

$$P_N = P_a \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (3.6)$$

де β - кут відхилення шатуна від осі циліндра.

Сила, діюча вздовж шатуна, Н

$$P_{ш} = \frac{P_a}{\cos \beta}. \quad (3.7)$$

Радіальна сила, діюча на кривошип, Н

$$P_R = P_a \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (3.8)$$

Відцентрова сила, діюча на кривошип $P_{ц}$, Н

$$P_{ц} = -m_{\epsilon} \cdot r \cdot \omega^2. \quad (3.9)$$

Повна радіальна сила на кривошипі, Н

$$P_{R\Sigma} = P_R + P_{ц}. \quad (3.10)$$

Тангенціальна сила на одному кривошипі, Н

$$P_T = P_a \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (3.11)$$

Крутний момент на кривошипі від одного циліндра, Нм

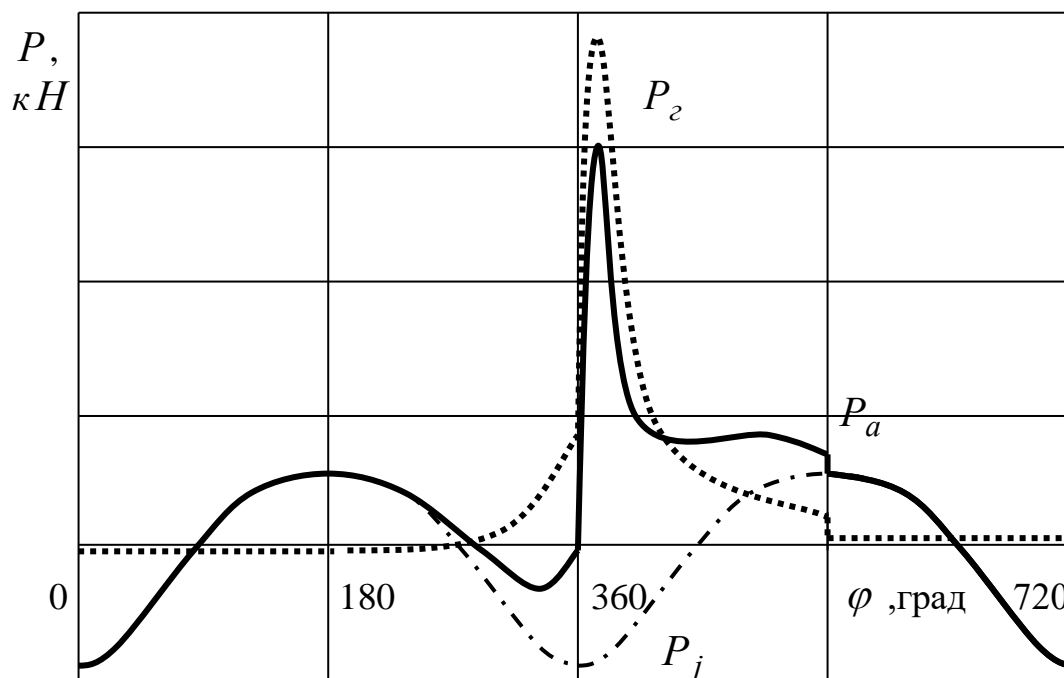
$$M_\kappa = P_T \cdot r. \quad (3.12)$$

Результати розрахунку сил і моменту на кривошипі зводять в табл. 3.1.
Таблиця 3.1.

Силі, діючі в кривошипно-шатунному механізмі

$\varphi, \text{град}$	$P_z, \text{кН}$	$P_j, \text{кН}$	$P_a, \text{кН}$	$P_{ш}, \text{кН}$	$P_R, \text{кН}$	$P_T, \text{кН}$	$M_\kappa, \text{Нм}$
0							
10							
...							
710							
720							

По результатах динамічного розрахунку будуються діаграми сил по куту повороту кривошипа φ в межах від 0 до 720 град., діючих на поршень, шатун і кривошип (рис. 3.2 і рис. 3.3), а також моменту, що формується на одному кривошипі (рис. 3.4).



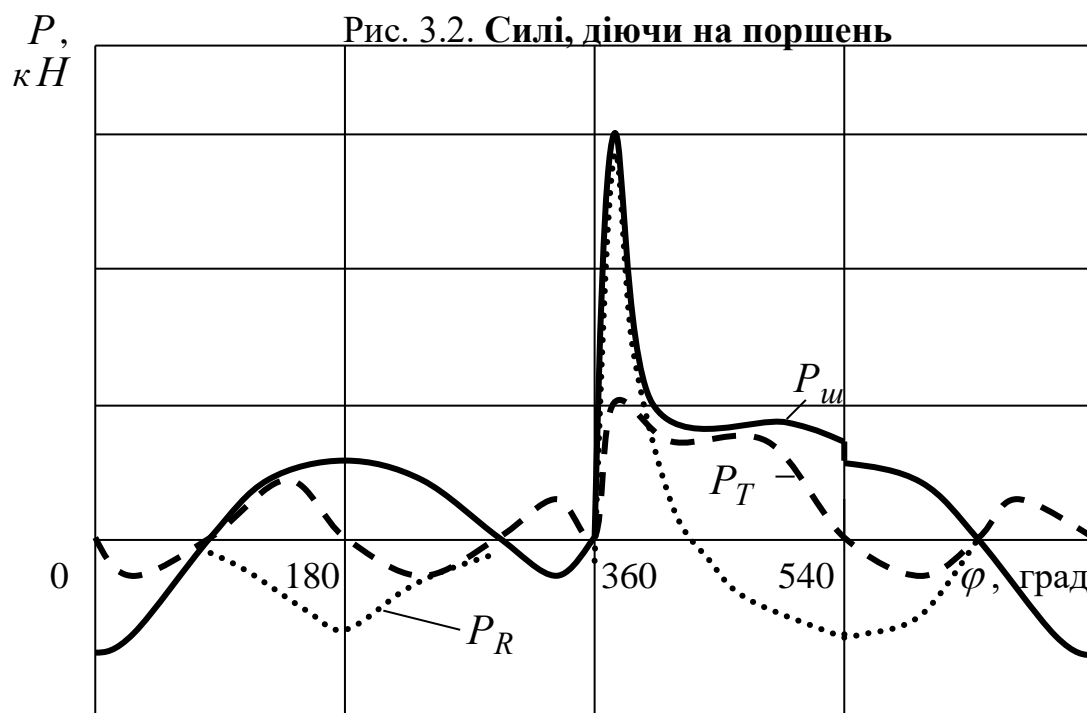


Рис. 3.3. Силі, діючи на шатун і кривошип

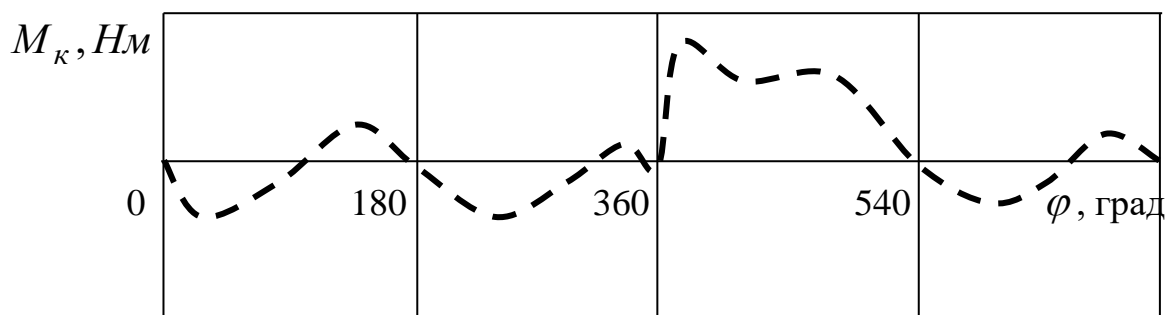


Рис. 3.4. Індикаторний момент, що формується на одному кривошипі

По даним зміни індикаторного моменту одного циліндра визначають сумарний індикаторний момент багаточиліндрового двигуна. Для двигуна з рівномірним чергуванням процесів період зміни сумарного моменту θ , град

$$\theta = \frac{180 \cdot \tau}{z}. \quad (3.13)$$

Для визначення сумарного індикаторного моменту проводиться накладення індикаторних моментів одного циліндра зі зміщенням по куту повороту колінчатого валу і з урахуванням порядку роботи циліндрів. Просумував інди-

каторні моменти від усіх циліндрів, визначають сумарний індикаторний момент двигуна в залежності від куту повороту φ колінчатого валу в межах одного періоду θ . Дані вносять в таблицю 3.2..

Таблиця 3.2.

Індикаторні моменти багатопциліндрового двигуна

$\varphi, \text{град}$	$M_{\kappa 1}, \text{Нм}$	$M_{\kappa 2}, \text{Нм}$		$M_{\kappa n}, \text{Нм}$	$M_{\kappa \Sigma}, \text{Нм}$
0					
10					
...					
$\theta - 10$					
θ					

По даним таблиці 3.2. будують залежності моментів, що формуються на кожному кривошипі і сумарного моменту по куту повороту колінчатого валу в межах одного періоду θ (рис. 3.5.).

Середня величина індикаторного моменту багатопциліндрового двигуна визначиться індикаторною роботою періоду θ , віднесеної до куту повороту.

$$M_i = \frac{\int_0^{\theta} M_{\kappa \Sigma} d\varphi}{\theta}. \quad (3.14)$$

Ефективний момент двигуна, Нм

$$M_e = M_i \cdot \eta_m. \quad (3.15)$$

Ефективна потужність, кВт

$$N_e = M_e \cdot \omega \cdot 10^{-3}. \quad (3.16)$$

де ω - наріжна швидкість валу двигуна, рад/с ($\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$).

Отримані результати розрахунку індикаторного моменту та індикаторної потужності не повинні значно відрізнятися від відповідних параметрів, отриманих при розрахунку робочого процесу двигуна.

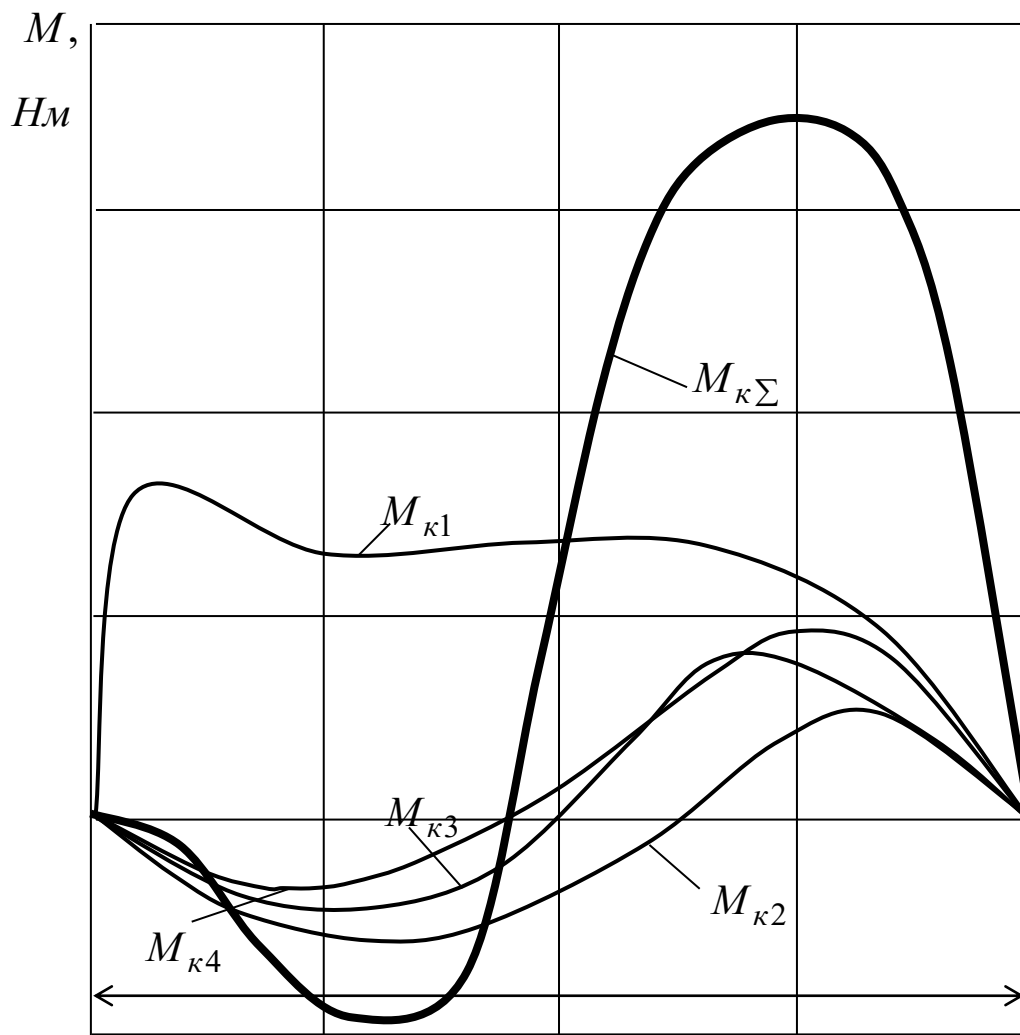


Рис. 3.5. Діаграма складання індикаторних моментів багатociлндрового двигуна

4 ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА

Автомобільні двигуни працюють при різноманітних швидкісних і навантажувальних режимах. Режими роботи двигуна визначаються умовами експлуатації, що змінюються в значних межах.

Для оцінки навантажувальних і економічних показників двигуна, при роботі його на різноманітних режимах користуються характеристиками двигуна. Характеристикою називають залежність основних показників роботи двигуна (потужності, моменту, витратку палива тощо) від параметрів режиму його роботи (частоти обертання, навантаження тощо).

Для автомобільного двигуна основними характеристиками є швидкісні і навантажувальні.

Швидкісними характеристиками двигуна називають залежності основних параметрів (потужності, крутного моменту, питомого витратку палива, годинного витратку палива) від частоти (швидкості) обертання колінчатого валу двигуна. Приватним випадком швидкісної характеристики є зовнішня швидкісна характеристика, що використовується при розгляді динамічних властивостей автомобіля.

Навантажувальними характеристиками називають залежності питомого і годинного витратку палива від ефективної потужності, ефективного моменту або середнього ефективного тиску при постійних значеннях частоти обертання колінчатого валу двигуна.

4.1. Зовнішня швидкісна характеристика

Зовнішня швидкісна характеристика являє собою залежність ефективного крутного моменту M_e , ефективної потужності N_e , питомого ефективного витратку палива g_e і годинного витратку палива G_T при повному відкритті дросельної заслінці в бензиновому двигуні, або при положенні органу управління подачею палива в дизелі, що забезпечує отримання номінальної потужності, в залежності від швидкості обертання колінчатого валу двигуна ω .

Для розрахунку залежності ефективної потужності N_e від швидкості обертання валу двигуна ω використовують емпіричне рівняння

$$N_e = N_{eN} \cdot \left[a \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + b \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (4.1)$$

де a, b, c - емпіричні коефіцієнти,

N_{eN} - ефективна потужність двигуна на номінальному режимі, отримана при виконанні розрахунку робочого процесу двигуна.

ω_N - кутова швидкість обертання колінчатого валу двигуна при номінальній (максимальній) потужності.

Коефіцієнти a, b, c вибирають з Додатку В.

Якщо на автомобілі встановлений двигун, даних по якому в означеній таблиці немає, то коефіцієнти a, b, c вибирають для двигуна, найбільш близького по характеристикам з двигуном, що використовується на автомобілі, характеристики якого розраховуються.

Побудову зовнішньої швидкісної характеристики необхідно робити в діапазоні від $\omega = 80 \dots 100$ рад/с до $\omega = \omega_{max}$.

Якщо на автомобілі встановлений бензиновий двигун без обмежувача швидкості обертання валу, то прийняти $\omega_{max} = 1,1 \omega_N$. В випадку застосування бензинового двигуна з обмежувачем швидкості обертання, або дизеля, то $\omega_{max} = \omega_N$.

Ефективний момент двигуна визначають по формулі

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \cdot 10^3. \quad (4.2)$$

Питомий ефективний видаток палива розраховують по формулі

$$g_e = g_N \cdot k_\omega, \quad (4.3)$$

де g_N - питомий ефективний видаток палива при максимальній потужності,
г/(кВт*год);

k_ω - коефіцієнт, що враховує зміну питомого видатку палива при зміні
кутової швидкості обертання колінчатого валу двигуна.

Питомий ефективний видаток палива при номінальному режимі (макси-
мальної потужності) приймають отриманий по результатах розрахунку робочо-
го процесу двигуна.

Орієнтовні дані: для бензинового двигуна $g_N = 270 \dots 380$ г/(кВт*год), для
дизеля $g_N = 205 \dots 280$ г/(кВт*год).

Коефіцієнт k_ω близько можна визначити по емпіричному вираженню

$$k_\omega = a_\omega - b_\omega \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + c_\omega \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2, \quad (4.4)$$

де $a_\omega, b_\omega, c_\omega$ - коефіцієнти, що залежать від типу і конструкції двигуна.

При проведенні розрахунків можна приймати для бензинових двигунів і
дизелів

$$a_\omega = 1,26;$$

$$b_\omega = 0,85;$$

$$c_\omega = 0,59.$$

Годинний видаток палива G_T , кг/год

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}. \quad (4.5)$$

Результати розрахунків зовнішньої швидкісної характеристики заносять
до табл. 4.1.

Таблиця 4.1.

Зовнішня швидкісна характеристика

Швидкість обертання валу двигу- на ω , рад/с							
--	--	--	--	--	--	--	--

Ефективна потужність $N_e, кВт$							
Ефективний момент $M_e, Нм$							
Питомий ефективний видаток палива $g_e, г / кВт \cdot год$							
Годинний видаток палива $G_T, кг / год$							

По результатах даних табл. 4.1. будують зовнішню швидкісну характеристику двигуна (рис. 4.1).

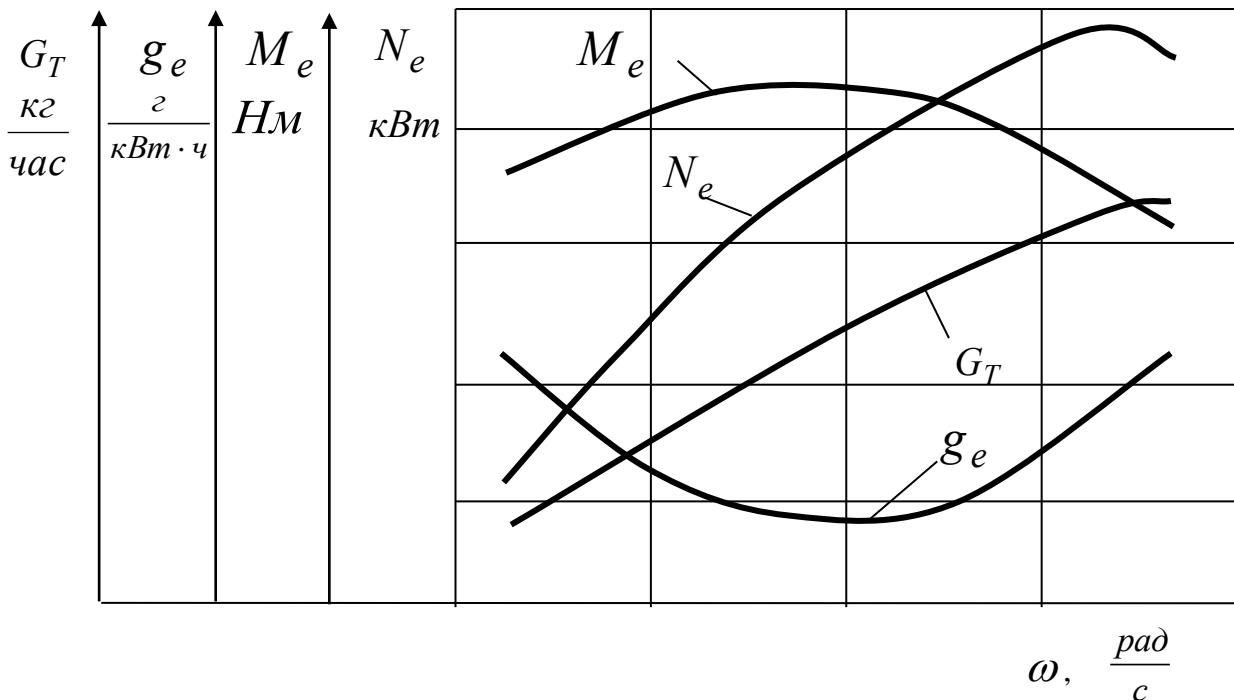


Рис. 4.1- Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

4.2 Навантажувальна характеристика

Навантажувальну характеристику необхідно побудувати для 3...4 значень швидкості обертання колінчатого валу двигуна, починаючи від мінімальної до максимальної, включаючи номінальний режим.

При визначенні питомого видатку палива користуються залежністю

$$g_e = g_N \cdot k_\omega \cdot k_u, \quad (4.6)$$

де k_u - коефіцієнт, що враховує ступінь використання потужності двигуна.

Коефіцієнт k_u можна визначити по формулі:

$$k_u = a_u - b_u \cdot I + c_u \cdot I^2, \quad (4.7)$$

де I - ступінь використання потужності двигуна.

Ступінь використання потужності двигуна являє собою відношення ефективної потужності двигуна N_e , що використовується, до ефективної потужності двигуна $N_{e.вн}$ по зовнішній швидкісній характеристиці при відповідній швидкості обертання валу двигуна:

$$I = \frac{N_e}{N_{e.вн}}. \quad (4.8)$$

Коефіцієнти a_u, b_u, c_u можна прийняти рівними

для бензинового двигуна $a_u = 2.74; b_u = 4.65; c_u = 2.91;$

для дизеля $a_u = 1.65; b_u = 2.3; c_u = 1.65.$

Для постійної швидкості обертання валу двигуна коефіцієнт k_ω є величиною постійної.

Результати розрахунків для кожної швидкості обертання валу двигуна зводять в табл. 4.2., по даним якій будують навантажувальні характеристики (рис. 4.2.).

Таблиця 4.2.

Навантажувальна характеристика

Швидкість обертання валу двигуна $\omega_e = \dots\dots\dots$ рад/с

Ефективна потужність $N_e, кВт$							
Питомий ефективний видаток палива $g_e, г / кВт \cdot год$							
Годинний видаток палива $G_T, кг / год$							

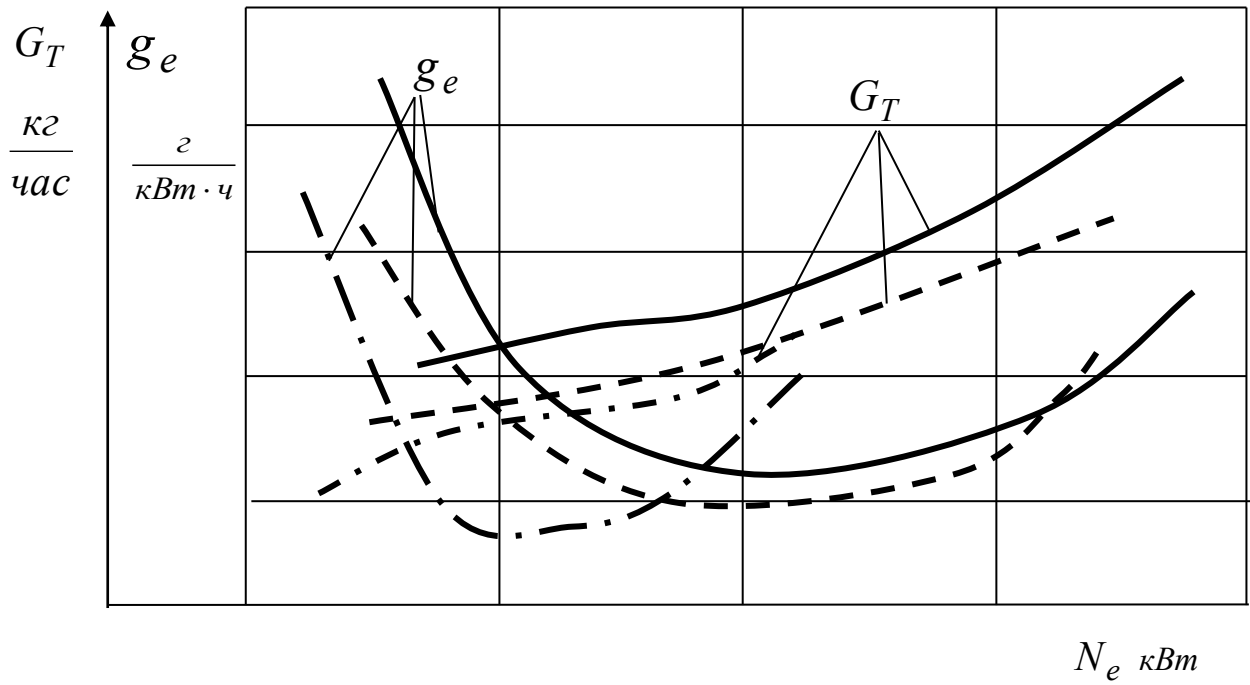


Рис. 4.2. Навантажувальна характеристика двигуна

- при $\omega_1 = \dots \frac{\text{рад}}{\text{с}}$
- - - при $\omega_2 = \dots \frac{\text{рад}}{\text{с}}$
- · - $\omega_1 > \omega_2 > \omega_3$

5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ МАЩЕННЯ

5.1 Розрахунок кількості мастила в системі

Кількість мастила, що циркулює в системі мащення двигуна визначається згідно формули, м³/с:

$$V_M = \frac{Q_M}{\rho_M \cdot c_M \cdot \Delta T_M} \quad (5.1)$$

де $\rho_M = 900$ кг/м³ – густина мастила;

$c_M = 2,094$ кДж/кгК – середня теплоємність мастила;

$\Delta T_M = 10...15$ К – різниця температур мастила на вході і на виході з двигуна.

Кількість відведеної мастилом теплоти Q_M , кДж/с:

$$Q_M = (0,015...0,030) \cdot Q_O \quad (5.2)$$

де Q_O – кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива, кДж/с;

$$Q_O = \frac{Q_H \cdot G_T}{3600} \quad (5.3)$$

де Q_H – нижча теплотворна здатність палива, кДж/кг;

G_T – годинна витрата палива двигуном, кг/год.

5.2 Розрахунок мастильного насосу

При розрахунку масляного насосу циркуляційні витрати мастила збільшуються удвоє. З урахуванням втрат через зазори в насосі розрахункові витрати мастила визначаються згідно формули, м³/с:

$$V_P = \frac{2 \cdot V_M}{\eta_H} \quad (5.4)$$

де $\eta_H = 0,6...0,8$ – об'ємний к.к.д. мастильного насоса.

Розміри шестерень масляного насосу знаходять, скориставшись формулою для визначення розрахункових витрат:

$$V_P = \frac{\pi \cdot d_\omega}{60} \cdot h \cdot b \cdot n_H \quad (5.5)$$

де $d_\omega = z m$ – діаметр початкового кола шестерні, м;

$z = 6...12$ - число зубців;

$m = 0,003...0,006$ - модуль зчеплення;

h, b - відповідно висота і довжина зуба, м;

n_n - частота обертання шестерні, хв^{-1} .

Для визначення висоти і довжини зуба необхідно задатись числом зубців, модулем та частотою обертання шестерні. Тоді висота зуба, м:

$$h = 2 m , \quad (5.6)$$

а довжина, м:

$$b = \frac{30V_p}{\pi \cdot z \cdot m \cdot n_n} . \quad (5.7)$$

Потужність, яка витрачається на привід мастильного насосу, кВт:

$$N_{м.н.} = \frac{V_p \cdot p_m}{\eta_m} 10^3 \quad (5.8)$$

де $p_m = 0,3...0,5 \text{ МН/м}^2$ - робочий тиск мастила в системі мащення;

$\eta_n = 0,85...0,9$ – механічний к.к.д. мастильного насоса;

Звичайно, $N_{м.н.} = 0,14...0,45 \text{ кВт}$.

6 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

6.1 Розрахунок кількості охолоджуючої рідини в системі

Кількість відведеної теплоти в охолоджуючу рідину визначається в кДж/с:

- для бензинових двигунів $Q_p = (0,2 \dots 0,3) Q_o$
- для дизелів $Q_p = (0,18 \dots 0,25) Q_o$

Кількість циркулюючої рідини в системі визначається згідно формули, м³/с:

$$V_p = \frac{Q_p}{\rho_p \cdot c_p \cdot \Delta T_p} \quad (6.1)$$

де ρ_p – густина охолоджуючої рідини, кг/м³;

$c_p = 4,187$ кДж/кгК – теплоємність охолоджуючої рідини;

$\Delta T_p = 5 \dots 15$ К – різниця температур охолоджуючої рідини на виході з двигуна і на вході в нього.

6.2 Розрахунок рідинного насосу

Розрахункова подача рідинного насоса, м³/с:

$$V_{p.н.} = \frac{V_p}{\eta_{p.н.}} \quad (6.2)$$

де $\eta_{p.н.} = 0,8 \dots 0,9$ – об'ємний к.к.д. рідинного насоса.

Потужність, яка витрачена на привід рідинного насоса, кВт:

$$N_{p.н.} = \frac{V_{p.н.} \cdot p_p}{\eta_m} 10^3 \quad (6.3)$$

де $p_p = 0,035 \dots 0,045$ МПа;

$\eta_m = 0,7 \dots 0,9$ – механічний к.к.д. рідинного насоса.

Звичайно: $N_{p.н.} = (0,007 \dots 0,14) N_{e \text{ ном}}$

6.3 Розрахунок вентилятора

Кількість повітря, що проходить через радіатор, м³/с:

$$V_n = \frac{Q_p}{\rho_n \cdot c_p \cdot \Delta T_n} \quad (6.4)$$

де ρ_p – густина повітря, кг/м³;

$c_p = 1,0$ кДж/кгК – теплоємність повітря;

$\Delta T_n = 6 \dots 12$ К – перепад температур повітря на вході і на виході з радіатора.

Діаметр вентилятора, м:

$$D_\epsilon = 1,3 \sqrt{\frac{V_n}{v_n}} \quad (6.5)$$

де $v_n = 13 \dots 30$ м/с – швидкість повітря в вентиляторі.

Як правило, $D_\epsilon = 0,3 \dots 0,7$ м.

Частота обертання вала вентилятора, хв⁻¹:

$$n = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_\epsilon} \quad (6.6)$$

де $u = 80 \dots 125$ м/с – лінійна швидкість кінця лопастій вентилятора.

Потужність, яка витрачається на привід вентилятора, кВт:

$$N_{\text{вент}} = \frac{V_n \cdot p_{\text{тр}}}{\eta_{\text{вент}}} 10^{-3} \quad (6.7)$$

де $p_{\text{тр}} = 600 \dots 1000$ Н/м² – опір повітряного тракту;

$\eta_{\text{вент}}$ – к.к.д. вентилятора;

для клепаних лапастій $\eta_{\text{вент}} = 0,8$; для відлитих лапастій $\eta_{\text{вент}} = 0,6 \dots 0,7$.

Звичайно $N_{\text{вент}} = (0,07 \dots 0,14) N_{e \text{ ном}}$.

7 Методичні вказівки щодо оформлення пояснювальної записки

Пояснювальну записку оформляють на основі матеріалів з теплового і динамічного розрахунків, розрахунків його швидкісних і навантажувальних характеристик, його вузлів та систем.

Пояснювальну записку виконують на форматі А4 (210x297) мм з рамкою.

Об'єм пояснювальної записки повинен складати 20-25 сторінок.

Матеріал записки ділять на розділи. Найменування розділу записують у вигляді заголовка. Перенос слів у заголовку не допускається. Крапку в кінці не ставлять. Кожний розділ рекомендується починати з нової сторінки. Розділи повинні мати порядкові номери, позначені арабською цифрою з крапкою. При необхідності всі або деякі розділи розбивають на підрозділи, які мають свої заголовки. Номер підрозділу складається з номера розділу і номера підрозділу, розділених крапкою. Якщо пункт входить в підрозділ, номер пункту складається з номерів розділу, підрозділу і пункту, розділених крапками. Наприклад, перший пункт першого підрозділу другого розділу - 2.1.1.

В тексті записки приводять схеми, малюнки та графіки. Вони повинні мати нумерацію і відповідні підписи. В пояснювальній записці повинні бути накреслені всі графіки та схеми. Всі формули нумерують арабськими цифрами. Номер ставлять з правого боку аркуша, на рівні формули і беруть в круглі дужки.

В записці, крім основного матеріалу, повинні бути титульний аркуш, завдання на курсове проектування, зміст, анотація, перелік використаної літератури, висновок, специфікація на збиральне креслення.

Всі аркуші пояснювальної записки, включаючи титульний, малюнки, таблиці та графіки, виконані на окремих аркушах, нумерують знизу справа. На титульному листі номер не проставляють.

Пояснювальну записку після перевірки керівником звивають в обкладинку з міцного паперу.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Разлейцев Н.Ф. и др. Типовая программа, методические указания и контрольные задания по курсу "Основы теории и расчета автомобильных и тракторных двигателей". - Харьков.: ХПИ, 1988 -60 с.
2. Методические указания к выполнению теплового и динамического расчетов по дисциплине «Автомобильные двигатели» для студентов специальности 1609 /Сост. Ю.Ф Гутаревич, А.М. Редзюк. – К.: КАДИ, 1991. – 36 с. + 1 вкл. – На укр. яз.
3. Методические указания к расчету механизмов и систем двигателя /Сост. К.Е. Долганов, А.Г. Говорун, В.И. Дмитренко. – К.: КАДИ, 1991. – 24 с. – На укр. яз.
4. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.; Арістей, 2005. – 476 с.
5. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
6. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Колчин А.И., Демидов В.П. \ Учеб. Пособ для вузов. М.: Высш.шк., 1980. - 400 с.
7. Методичні вказівки до курсової роботи з дисципліни «Автомобільні двигуни.» Кременчук, філія КПУ.

Додаток А

Таблиця А.1

Варіанти завдань на курсову роботу

№	Найменування	Номер варіанту				
		1	2	3	4	5
1	Двигун-прототип	A13L				
2	Номінальна ефективна потужність двигуна-прототипу N_{eN} , кВт	80 -85				
3	Номінальна частота обертання валу двигуна n_N , об/хв	6000		5900	6100	
4	Число і розміщення циліндрів, z	4 R				
5	Діаметр циліндра D , м	0.0774				
6	Хід поршня S , м	0,07952				
7	Відношення радіусу кривошипу до довжини шатуна $\lambda_{кр}$	0,257				
8	Ступінь стиску ε	10.5		10	11	
9	Коефіцієнт надлишку повітря α	0,88		0,89		0,90
10	Тиск наддува (для двигуна з наддувом) p_k , МПа	-				
11	Ступінь попереднього розширення (для бензинового двигуна) ρ	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12
12	Ступінь підвищення тиску (для дизеля) λ	розраховується				
13	Коефіцієнт ефективного використання теплоти при згорянні ξ	0,94	0,93		0,95	
14	Маса поршня m_n , кг	0,540		0,545	0,550	
15	Маса шатуна $m_{ш}$, кг	0,71	0,72			0,73
16	Відношення маси шатуна, приведенного до поршня, до маси шатуна $\frac{m_{шп}}{m_{ш}}$	0,273	0,274	0,275	0,276	0,277
17	Маса кривошипа m_k , кг	1,55		1,56	1,57	

Продовження таблиці А.1

№	Номер варіанту									
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	ЯМЗ-238					КамАЗ-740				
2	170 – 180					150-160				
3	2100	2150	2050	1950	2000	2400	2450	2500	2550	2600
4	8 V 90									
5	0,130					0,120				
6	0,140					0,120				
7	0,264					0,275				
8	16,5	16,7	17,0	17,3	17,5	17,5	17,3	17,0	16,8	16,7
9	1,68	1,70		1,72		1,74		1,76		1,74
10	-									
11	Розраховується									
12	1,75	1,74	1,73	1,72	1,71	1,80	1,81	1,82	1,83	1,84
13	0,80		0,81		0,82		0,83		0,84	
14	3,52	3,60	3,62	3,56	3,58	3,3	3,32	3,34	3,38	3,4
15	4,20	4,22	4,24	4,26	4,28	3,20	3,25	3,30	3,35	3,40
16	0,280					0,315				
17	9,5	9,4	9,3	9,2	9,1	6,4	6,6	6,8	6,5	6,7

Продовження таблиці А.1

№	Номер варіанту										
	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
1	ВА3-2115					3М3-4062.10					
2	55-65					70-80					
3	5500		5600		5700		4500	4850	4900	4950	5000
4	4р										
5	0,076					0,092					
6	0,080					0,086					
7	0,280					0,260					
8	9,0		9,2		9,4		8,3		8,4		8,6
9	0,88		0,89		0,86		0,85		0,86		0,87
10	-										
11	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12	1,11	1,10	1,09	1,10	1,11	
12	Розраховується										
13	0,92		0,93		0,94		0,93		0,94		0,95
14	0,36			0,38		0,70		0,67			
15	0,70		0,71		0,72		0,98		1,01		1,02
16	0,245	0,246	0,247	0,248	0,249	0,278	0,276	0,274	0,276	0,280	
17	1,51		1,49		1,47		3,8		3,9		4,0

Продовження таблиці А.1

№	Номер варіанту										
	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	
1	МеМЗ-317					1,5L (SOHC)					
2	35 – 40					60-65					
3	5600		5700		5800	5400		5600		5800	
4	4 P										
5	0,0775					0,0765					
6	0,0735					0,0815					
7	0,275					0,280					
8	9,8		9,9		10	9.3	9,4		9,5		
9	0,85	0,86		0,87		0,88		0,89		0,9	
10	-										
11	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12	
12	Розраховується										
13	0,90		0,91		0,92		0,93		0,94		
14	0,32			0,35			0,38				
15	0,50		0,51		0,52		0,70		0,71		0,72
16	0,240	0,242	0,244	0,246	0,248	0,245	0,246	0,247	0,248	0,249	
17	1,55		1,53		1,51		1,47		1,48		

Таблиця Б.1.

Елементарний склад рідинного палива у масових частках

Хімічні елементи	Бензин	Дизельне паливо
С	0.855	0.870
Н	0.145	0.126
О	-	0.004

Таблиця В.1.

Коефіцієнти швидкісної характеристики

№ пп	Марка двигуна	Коефіцієнти		
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
1	A13L	0,75	1,59	1,34
2	ЯМЗ-238	0,44	1,87	1,31
3	КамАЗ-740	0,68	1,38	1,06
4	ВАЗ -2115	0,64	1,75	1,39
5	ЗМЗ-406	0,85	1,46	1,31
6	МеМЗ-317	0,97	0,98	0,95
7	SOHC	0,84	0,78	0,62

