

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ МИХАЙЛА ОСТРОГРАДСЬКОГО
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ,
ТРАНСПОРТУ ТА ПРИРОДНИЧИХ НАУК



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ЩОДО ВИКОНАННЯ ПРАКТИЧНИХ ТА
КОНТРОЛЬНОЇ РОБИ
З НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ
«АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ»
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ДЕННОЇ ТА ЗАОЧНОЇ ФОРМ НАВЧАННЯ
ЗІ СПЕЦІАЛЬНОСТІ
274 – «АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ»
ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНОЇ ПРОГРАМИ
«АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ»
ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ «БАКАЛАВР»

КРЕМЕНЧУК 2023

Методичні вказівки щодо виконання практичних та контрольної робіт з навчальної дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів денної та заочної форм навчання зі спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт» освітньо-професійної програми «Автомобільний транспорт» освітнього ступеня «Бакалавр»

Укладач к. т. н., проф. В. Ф. Шапко

Рецензент к. т. н., доц. С. М. Черненко

Кафедра «Автомобілі та трактори»

Затверджено методичною радою КрНУ імені Михайла Остроградського

Протокол № _____ від _____ 2023р.

Голова методичної ради .



проф. В. В. Костін

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Завдання до курсової роботи.....	5
1 Процеси дійсних циклів двигуна.....	6
1.1 Характерні об'єми циліндрів.....	7
1.2 Горюча суміш і продукти згоряння.....	8
1.3 Тиск і температура газу перед впускними та за впускними клапанами.....	9
1.4 Процес наповнення.....	10
1.5 Процеси стиснення та згоряння.....	12
1.6 Процеси розширення та випуску.....	15
1.7 Індикаторні діаграми.....	15
1.8 Індикаторні та ефективні показники.....	18
1.8.1 Індикаторні показники	18
1.8.2 Ефективні показники	19
2 Характеристики двигунів внутрішнього згоряння.....	21
2.1 Зовнішня швидкісна характеристика.....	21
2.2 Навантажувальні характеристики.....	24
2.3 Багатопараметрова характеристика.....	26
Список літератури.....	29
Додаток А Зразок титульної сторінки.....	30
Додаток Б Варіанти завдань.....	31

ВСТУП

Згідно з навчальним планом підготовки бакалаврів зі спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт» передбачені практичні та контрольна роботи.

Метою проведення практичних робіт і виконання контрольної роботи є закріплення знань з теорії двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), набуття вмінь виконувати розрахунки робочих процесів та характеристик двигуна.

У результаті виконання практичних і контрольної робіт студент повинен **знати:** методи розрахунку робочих процесів і характеристик ДВЗ та вимоги щодо правил оформлення звіту;

уміти: виконувати розрахунки робочих процесів і характеристик ДВЗ і оформлювати звіт, відповідно до вимог стандартів.

Розрахунки з контрольної роботи проводять під час виконання практичних робіт.

Контрольна робота складається з вступу та двох розділів.

У вступі коротко надають оцінювання сучасного стану конструкцій ДВЗ.

У розділах наводять результати розрахунків двигуна за типом і вихідними даними, визначеними у завданні до контрольної роботи та прийнятими значеннями інших параметрів, узятих із літературних джерел з їх обґрунтуванням.

Контрольна робота має бути виконана з дотриманням вимог цих методичних вказівок. Під час оформлення контрольної роботи використовують шрифт гарнітурою Times New Roman, кегель 14, через півтора міжрядкових інтервали. Розділи повинні мати нумерацію арабськими цифрами без крапки: 1, 2. Підрозділи – нумерацію в межах кожного розділу. Номер підрозділу складається з номера розділу та порядкового номера підрозділу, відокремлених крапкою. Так само нумерують таблиці, рисунки та формули.

Посилання на літературні джерела надають у квадратних дужках за їх номерами у списку літератури, наданому наприкінці роботи.

Обсяг контрольної роботи – 20–25 сторінок на аркушах форматом А4.

Форму титульної сторінки надано у додатку А.

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНИХ ТА КОНТРОЛЬНОЇ РОБІТ

Завдання до практичних та контрольної робіт визначається за варіантом, який студенти вибирають за двома останніми цифрами залікової книжки (додаток Б). Об'єм робіт визначається робочою програмою дисципліни.

У завданні зазначені такі вихідні дані.

1. Тип двигуна.
2. Номінальна ефективна потужність N_{eN} , кВт.
3. Номінальна частота обертання вала двигуна n_N , об/хв.
4. Кількість циліндрів Z і схема їх розташування.
5. Діаметр циліндра D , дм.
6. Хід поршня S , дм.
7. Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda_{кр}$.
8. Ступінь стиснення ε .
9. Коефіцієнт надлишку повітря α .
10. Ступінь попереднього розширення (для бензинового двигуна) ρ , або ступінь підвищення тиску (для дизеля) λ .
11. Коефіцієнт ефективного використання теплоти під час згоряння ξ .
12. Коефіцієнти a , b , c полінома залежності ефективного моменту від частоти обертання вала.

Проводячи розрахунки, окрім даних завдання, також використовують і дані з літературних джерел з посиланням на її номер у списку літератури.

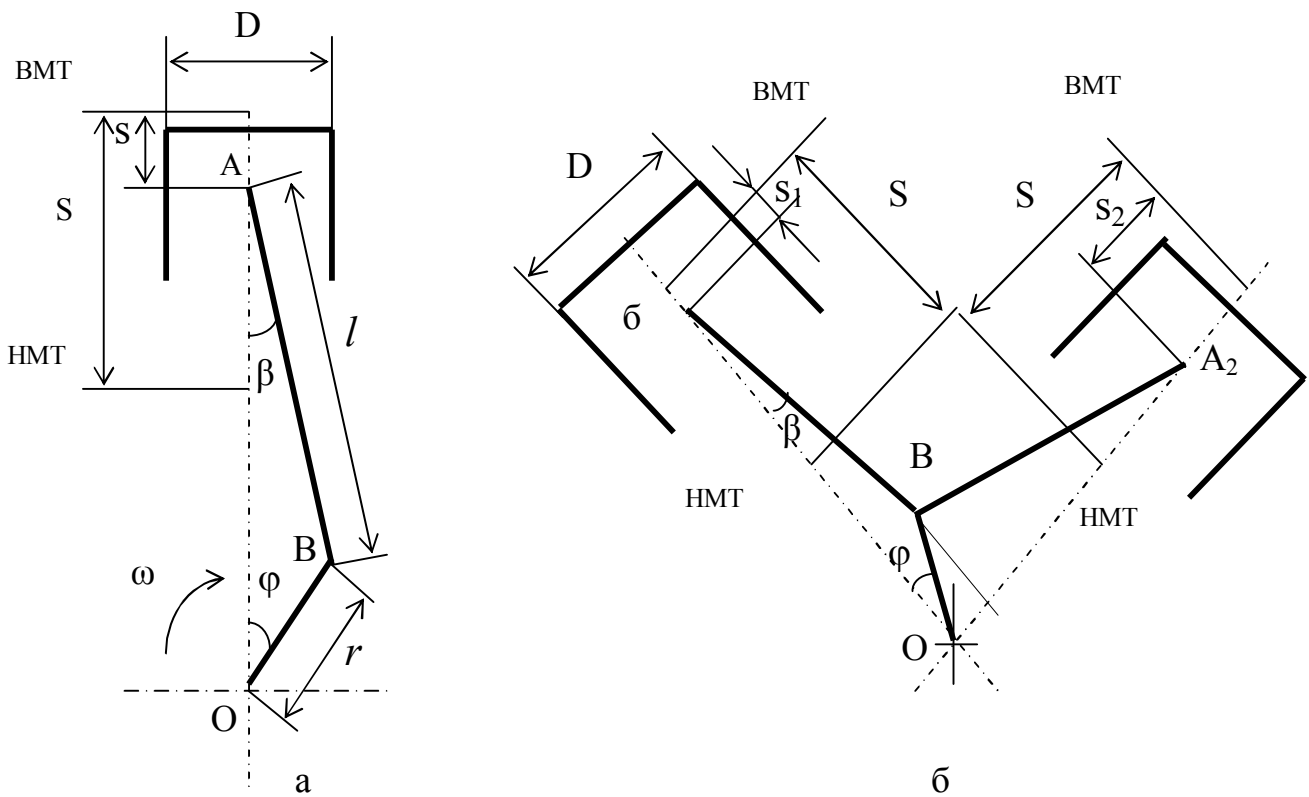
Не потрібно надавати посилання на дані, що не стосуються типу двигуна, визначеного завданням.

1 ПРОЦЕСИ ДІЙНОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА

Розрахунок робочих процесів дійсного циклу двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) є визначальним етапом.

Для проведення розрахунків робочих процесів ДВЗ необхідно скласти кінематичну схему КШМ двигуна з розташуванням циліндрів згідно із завданням з нанесенням розмірів.

У разі рядного двигуна надають схему, що наведена на рисунку 1.1,а, а у разі V-подібного двигуна – на рисунку 1.1,б.



а – рядний; б – V-подібний

Рисунок 1.1 – Схеми кривошипно-шатунних механізмів рядного та V-подібного ДВЗ

Розрахунки робочих процесів проводять на номінальному режимі роботи двигуна. На цьому етапі визначають такі параметри:

- 1.1 Характерні об'єми циліндрів.
- 1.2 Кількість паливно-повітряної суміші та продуктів згоряння.

1.3 Параметри стану газу перед впускними та за випускними клапанами.

1.4 Показники процесу наповнення.

1.5 Показники процесу стиснення та згоряння.

1.6 Показники процесу розширення та випуску.

1.7 Індикаторні діаграми.

1.8 Індикаторні та ефективні показники двигуна.

1.1 Характерні об'єми циліндрів

Характерні об'єми циліндра розраховують за даними завдання.

Робочий об'єм циліндра, дм^3 :

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4}, \quad (1.1)$$

де D – діаметр циліндра, дм ; S – хід поршня, дм .

Об'єм камери стиснення, дм^3 :

$$V_{\tilde{n}} = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (1.2)$$

де ε – ступінь стиснення.

Повний об'єм циліндра, дм^3 :

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

Поточний об'єм, дм^3 :

$$V = V_c + \frac{1}{2} V_h \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_{кр}}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (1.4)$$

де φ – кут повороту кривошипа, град ; $\lambda_{кр}$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Літраж двигуна, дм^3 :

$$V_l = V_h z, \quad (1.5)$$

де z – кількість циліндрів.

Результати розрахунків, що виконують за кутом повороту кривошипа від 0 до 720 град, зводять до таблиці 1.1 і будують графік залежності зміни об'єму циліндра від кута повороту кривошипа (рисунок 1.2).

Рекомендовано брати інтервал зміни кута повороту кривошипа 15 град.
Можна брати інтервал 10 або 30 град.

Таблиця 1.1 – Залежність об'єму циліндра від кута повороту кривошипа

Параметри	Кут повороту кривошипа φ , град				
	0 360	15 375	...	345 705	360 720
Об'єм циліндра V , дм^3					

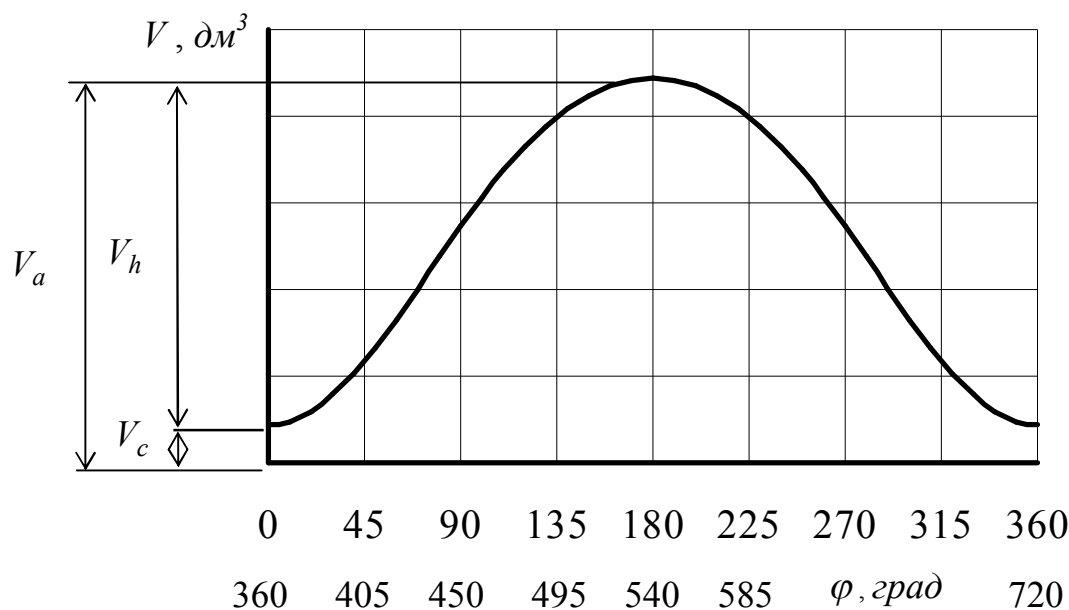


Рисунок 1.2 – Залежність об'єму циліндра від кута повороту кривошипа

1.2 Горюча суміш і продукти згоряння

Теоретичну кількість повітря, що необхідна для згоряння 1 кг палива, визначають за формулою, кмоль/кг:

$$M_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_o}{32} \right), \quad (1.6)$$

де 0,21 – об'ємна частка кисню в повітрі; g_c, g_H, g_o – відповідно масові частки вуглецю, водню та кисню в паливі. Для бензину $g_c = 0,855$; $g_H = 0,145$; $g_o = 0$, для дизельного палива $g_c = 0,87$; $g_H = 0,126$; $g_o = 0,004$ [1, 9].

Кількість горючої суміші на 1 кг палива визначають за формулою:

$$M_1 = \alpha M_0 + \frac{1}{\mu_n}, \quad (1.7)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря; μ_n – молярна маса палива, кг/кмоль.

Коефіцієнт надлишку повітря α беруть із завдання. Молярна маса бензину $\mu_n = 110$ – 120 кг/кмоль, дизельного палива $\mu_n = 180$ – 200 кг/кмоль [2, 10].

Об’ємна кількість палива в горючій суміші мала, порівняно з об’ємом повітря, особливо для дизеля. Тому другим доданком можна знехтувати, тоді

$$M_1 = \alpha M_0. \quad (1.8)$$

Загальну кількість продуктів згоряння на 1 кг палива за достатньою кількістю кисню в горючій суміші ($\alpha > 1$) розраховують за формулою:

$$M_2 = \frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{2} + (\alpha - 0,21)M_0. \quad (1.9)$$

При $\alpha < 1$ буде неповне згоряння, тому кількість продуктів згоряння дорівнює:

$$M_2 = \frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{2} + 0,79\alpha M_0. \quad (1.10)$$

Під час визначення кількості газів у кіломолях кількість продуктів згоряння більша, порівняно з кількістю горючої суміші.

Відношення кількості продуктів згоряння до кількості горючої суміші, що визначені в кіломолях, називають хімічним коефіцієнтом молекулярної зміни горючої суміші під час згоряння:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (1.11)$$

1.3 Тиск і температура газу перед впускними та за впускними клапанами

Тиск свіжого заряду перед впускними клапанами, МПа:

$$p_s = p_0 - \Delta p_s, \quad (1.12)$$

де p_0 – тиск навколишнього середовища, МПа ($p_0 = 0,101$ МПа); Δp_s – утрата тиску у впускному трубопроводі, МПа.

Для бензинових двигунів можна брати $\Delta p_s = 0,012\text{--}0,016$ МПа, для дизелів $\Delta p_s = 0,003\text{--}0,006$ МПа.

Температура свіжого заряду перед впускними клапанами, К:

$$T_s = T_0 + \Delta T_s, \quad (1.13)$$

де T_0 – температура навколишнього середовища; ΔT_s – температура підігрівання свіжого заряду, К. У розрахунках брати $T_0 = 293$ К; $\Delta T_s = 15\text{--}20$ К для бензинового двигуна, $\Delta T_s = 5\text{--}10$ К для дизеля.

Тиск газу за впускними клапанами, МПа:

$$p_T = p_0 + \Delta p_T, \quad (1.14)$$

де Δp_T – перепад тиску у впускному трубопроводі, МПа;

Брати $\Delta p_T = 0,003\text{--}0,006$ МПа [1, 9, 10].

1.4 Процес наповнення

Показники процесу наповнення залежать не тільки від організації цього процесу, а й від процесу випуску відпрацьованих газів попереднього циклу через те, що в циліндрі залишається деяка кількість продуктів згоряння, які називають залишковими газами, і вони мають високу температуру T_r та тиск p_r .

Кількість залишкових газів, кмоль:

$$M_r = \frac{p_r V_c}{R_\mu T_r}, \quad (1.15)$$

де R_μ – універсальна газова стала, що дорівнює $8,314$ кДж/(кмоль·К); T_r – температура залишкових газів. У дизеля $T_r = 700\text{--}900$ К, у бензинового двигуна $T_r = 900\text{--}1100$ К [1].

Тиск залишкових газів, МПа:

$$p_r = k_r p_T, \quad (1.16)$$

де k_r – коефіцієнт, що враховує перепад тиску залишкових газів у циліндрі відносно тиску за впускними клапанами ($k_r = 1,1\text{--}1,12$) [10].

Тиск наприкінці процесу наповнення, МПа:

$$p_a = k_a p_s, \quad (1.17)$$

де k_a – коефіцієнт, що враховує перепад тиску робочої суміші в циліндрі наприкінці процесу наповнення відносно тиску перед впускними клапанами. брати $k_a = 0,94–0,98$ [10].

Для спрощення розрахунків тиск у процесі наповнення беруть постійну величину, що дорівнює p_a .

Важливим показником процесу наповнення є коефіцієнт наповнення η_v , використовуючи який можна розрахувати кількість горючої суміші, що заповнює циліндр.

Коефіцієнт наповнення можна визначити за формулою:

$$\eta_v = \frac{1}{(\varepsilon - 1)} \frac{T_0}{(T_s + \Delta T)} \frac{(p_a \varepsilon - p_r)}{p_0}, \quad (1.18)$$

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

Для двигунів без наддуву $\Delta T = 10–20$ К.

Кількість свіжої суміші, що заповнила циліндр, розраховують за формулою, кмоль:

$$M_1 = \frac{p_0 V_h}{T_0 R_\mu} \eta_v. \quad (1.19)$$

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma = \frac{(T_s + \Delta T)}{T_r} \frac{p_r}{(\varepsilon \cdot p_a - p_r)}. \quad (1.20)$$

Температура наприкінці процесу наповнення, К:

$$T_a = (T_s + \Delta T + \gamma T_r) / (1 + \gamma). \quad (1.21)$$

Кількість робочої суміші, кмоль:

$$M_a = M_1 + M_r = (1 + \gamma) M_1. \quad (1.22)$$

Коефіцієнт молярної зміни під час згоряння робочої суміші:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (1.23)$$

1.5 Процеси стиснення та згоряння

Зміна тиску в циліндрі в процесі стиснення, МПа:

$$p = p_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_c}, \quad (1.24)$$

де n_c – показник політропи стиснення. Для дизеля $n_c = 1,35–1,38$; для бензинового двигуна $n_c = 1,34–1,37$ [1, 5].

Тиск наприкінці процесу стиснення, МПа:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_c}. \quad (1.25)$$

Температура наприкінці процесу стиснення, К:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_c - 1}. \quad (1.26)$$

Для розрахунку температури наприкінці згоряння T_z потрібно визначити теплоємність газів для процесу згоряння. Теплоємність газу залежить від температури та складу суміші. У розрахунках використовують середні значення теплоємності у діапазонах очікуваних значень температур наприкінці стиснення та наприкінці згоряння, відповідно.

Теплоємність газу наприкінці процесу стиснення та наприкінці процесу згоряння визначають за емпіричними формулами:

$$\mu c_{Vc} = a_{Vc} + b_{Vc} T_c; \quad \mu c_{Vz} = a_{Vz} + b_{Vz} T_z, \quad (1.27)$$

де a_{Vc} і b_{Vc} – коефіцієнти полінома формули визначення теплоємності робочої суміші наприкінці стиснення; a_{Vz} і b_{Vz} – коефіцієнти полінома формули визначення теплоємності продуктів згоряння.

Значення коефіцієнтів залежать від складу газу та його температури. Температура газу наприкінці процесу стиснення в бензиновому двигуні становить 550–750 К (277–477 °С), у дизеля – 700–900 К (427–627 °С) [1].

Для процесу стиснення під час проведення теплового розрахунку можна використовувати теплоємність повітря, через те що об'ємна частка залишкових газів чотиритактних двигунів і палива у бензиновому двигуні відносно об'єму повітря досить мала.

Для повітря у діапазоні температур 550–900 К (277–627 °С) коефіцієнти можна брати такими: $a_{Vc} = 19,38$ кДж/(кмоль·К) і $b_{Vc} = 0,003$ кДж/(кмоль·К²).

Наприкінці згоряння температура газу в бензиновому двигуні очікувана температура становить близько 2300...2800 К (2027–2527 °С), у дизеля – 1800–2300 К (1527–1927 °С) [10].

Оскільки продукти згоряння являють собою суміш газів, їх теплоємність визначають за теплоємностями та частками складових продуктів згоряння [1].

Під час виконання курсової роботи можна брати приблизні значення коефіцієнтів продуктів згоряння.

Для дизеля $a_{Vz} = 24,4$ кДж/(кмоль·К) і $b_{Vz} = 0,0024$ кДж/(кмоль·К²), для бензинового двигуна $a_{Vz} = 25,53$ кДж/(кмоль·К) і $b_{Vz} = 0,0018$ кДж/(кмоль·К²).

Температуру наприкінці згоряння визначають із квадратного рівняння

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0, \quad (1.28)$$

розв'язанням якого є формула:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}, \quad (1.29)$$

де A , B і C – коефіцієнти квадратного рівняння, які визначають за виразами, наведеними нижче.

Коефіцієнти A та B для дизеля:

$$A = b_{Vz}; \quad B = a_{Vz} + R_\mu, \quad (1.30)$$

для бензинового двигуна:

$$A = b_{Vz}; \quad B = a_{Vz}. \quad (1.31)$$

Коефіцієнт C являє собою вираз, що залежить від типу двигуна.

Для дизеля:

$$C = \frac{1}{\mu} \left[\frac{Q_H \xi}{M_1 (1 + \gamma)} + (a_{Vc} + b_{Vc} T_c) T_c + \lambda R_\mu T_c \right], \quad (1.32)$$

де Q_H – теплотворна здатність палива; ξ – коефіцієнт використання теплоти під час згоряння; λ – ступінь підвищення тиску.

Коефіцієнт використання теплоти під час згоряння ξ вказано у завданні.
Для дизеля також задано і ступінь підвищення тиску λ .

Для бензинового двигуна у разі $\alpha < 1$:

$$C = \frac{1}{\mu} \left[\frac{\xi(Q_H - \Delta Q_H)}{M_1 (1 + \gamma)} + (a_{Vc} + b_{Vc} \cdot T_c) T_c \right], \quad (1.33)$$

де ΔQ_H – утрачена теплота внаслідок неповноти згоряння палива.

Теплотворну здатність палива беруть: для бензину $Q_H = 44000$ кДж/кг, для дизельного палива $Q_H = 42500$ кДж/кг [1].

Утрачену теплоту приблизно можна визначити за формулою

$$\Delta Q_H = 120000(1 - \alpha)M_0. \quad (1.34)$$

У дизеля визначають ступінь попереднього розширення за заданим ступенем підвищення тиску:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c}. \quad (1.35)$$

Для бензинового двигуна визначають ступінь підвищення тиску за заданим ступенем попереднього розширення:

$$\lambda = \frac{\mu T_z}{\rho T_c}. \quad (1.36)$$

Об'єм циліндра наприкінці згоряння:

$$V_z = V_c \rho. \quad (1.37)$$

Кут повороту кривошипа φ_z , що відповідає закінченню згоряння після проходження поршнем ВМТ (360 град від початку циклу), можна визначити за формулою:

$$\varphi_z = \text{ArcCos} \left(1 - 2 \frac{\rho - 1}{\varepsilon - 1} \right). \quad (1.38)$$

Тиск у циліндрі наприкінці згоряння

$$p_z = \lambda p_c. \quad (1.39)$$

1.6 Процеси розширення та випуску

Тиск у циліндрі на ділянці попереднього розширення беруть як величину постійну, що дорівнює p_z .

Ступінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (1.40)$$

Під час наступного розширення тиск у циліндрі зменшується внаслідок збільшення об'єму, який розраховують за формулою:

$$p = p_z \left(\frac{V_z}{V} \right)^{n_p}, \quad (1.41)$$

де n_p – показник політропи розширення.

Для дизелів $n_p = 1,1-1,28$, для бензинового двигуна $n_p = 1,23-1,30$ [1].

Тиск наприкінці процесу розширення, МПа:

$$p_\varepsilon = \frac{p_z}{\delta^{n_p}}. \quad (1.42)$$

Температура наприкінці процесу розширення, К:

$$T_\varepsilon = \frac{T_z}{\delta^{n_p-1}}. \quad (1.43)$$

Під час процесу випуску для спрощення розрахунків приймають допущення, що процес випуску починається під час руху поршня від НМТ, а тиск беруть як величину постійну, що дорівнює тиску залишкових газів p_r .

1.7 Індикаторні діаграми

Результати розрахунків зміни тиску газів у циліндрі двигуна під час процесів стиснення, згорання та розширення заносять до таблиці 1.4. Зміну об'єму циліндра від кута повороту кривошипа розраховують за рівнянням (1.4).

Тиск у циліндрі під час процесів наповнення та випуску до таблиці вносити не обов'язково, оскільки під час здійснення цих процесів його беруть постійними: під час наповнення $p = p_a$, а під час випуску $p = p_r$.

За результатами теплового розрахунку будують індикаторні діаграми зміни тиску в циліндрі залежно від зміни об'єму (рисунок 1.4, а) та залежно від кута повороту кривошипа (рисунок 1.4,б).

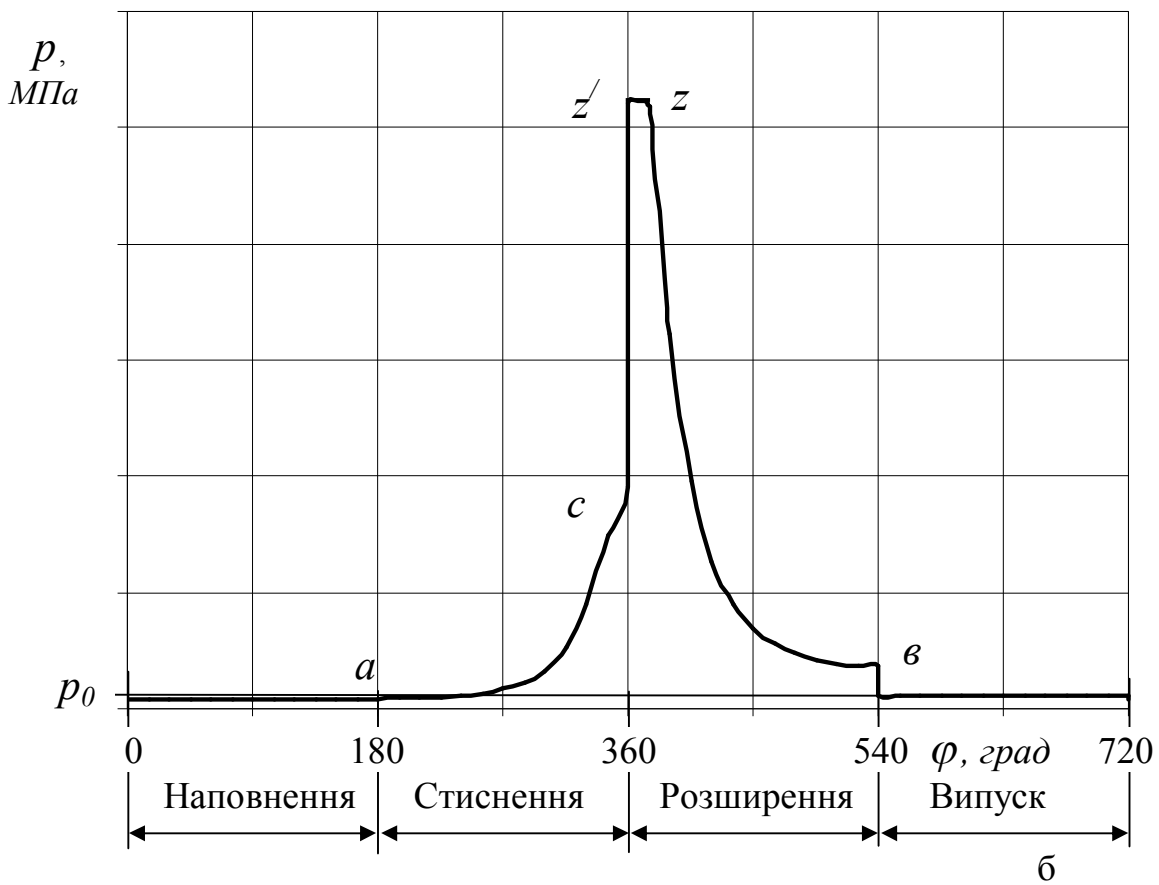
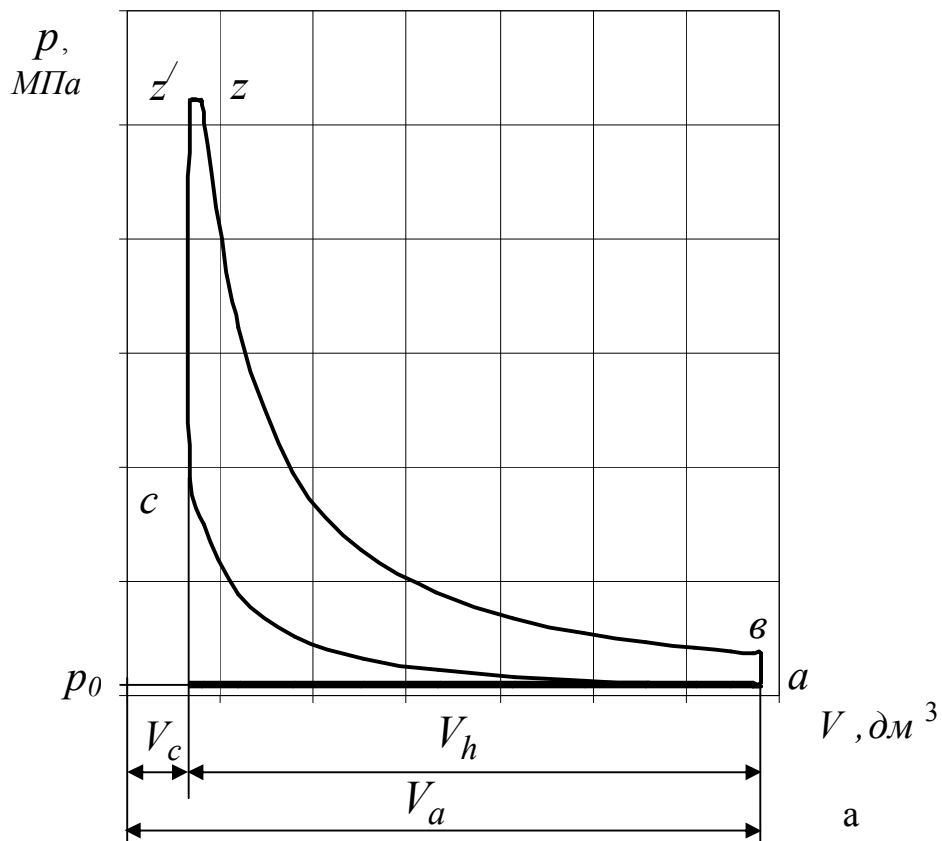
Таблиця 1.4 – Індикаторна діаграма

Процес стиснення			Процес розширення		
φ , град	V , дм ³	p , МПа	φ , град	V , дм ³	p , МПа
180			360		
195			375		
...			...		
345			525		
360			540		

У характерних точках індикаторної діаграми під час роботи двигуна в режимі максимальної потужності величини тиску і температур для різних типів двигунів наведені в таблиці 1.5 [1, 9]. Таблицю 1.5 заповнюють за даними, що отримані під час проведення розрахунків.

Таблиця 1.5 – Температура та тиск у характерних точках індикаторної діаграми

Характерні точки	Бензиновий двигун		Дизель	
	T , К	p , МПа	T , К	p , МПа
Наприкінці наповнення (точка <i>a</i>)	320–380	0,105–0,125	310–350	0,08–0,09
Наприкінці стиснення (точка <i>c</i>)	550–750	0,9–1,5	700–900	3,5–6
Наприкінці згоряння (точка <i>z</i>)	2300–2800	3–5,5	1800–2300	5–12
Наприкінці розширення (точка <i>e</i>)	1200–1700	0,35–0,5	1000–1250	0,2–0,4



а – залежність тиску газу від об'єму циліндра;

б – залежність тиску газів від кута повороту кривошипа

Рисунок 1.4 – Розрахункові індикаторні діаграми ДВЗ

1.8 Індикаторні та ефективні показники

1.8.1 Індикаторні показники

Робочий цикл двигуна внутрішнього згоряння характеризується індикаторною роботою, середнім індикаторним тиском, індикаторною потужністю, середнім індикаторним моментом, індикаторним ККД, витратами палива.

Витрати енергії на газообмін прийнято враховувати під час визначення механічних витрат.

Індикаторна робота еквівалентна площі індикаторної діаграми. Поділивши індикаторну роботу на робочий об'єм циліндра, отримаємо середній індикаторний тиск, МПа:

$$p_i = \frac{k_i p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right], \quad (1.44)$$

де k_i – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми. Для чотиритактних двигунів із примусовим запалюванням $k_i = 0,95-0,97$, для дизелів $k_i = 0,92-0,95$ [1].

Індикаторна потужність двигуна, кВт:

$$N_i = \frac{p_i V_h z n}{30 \tau}, \quad (1.45)$$

де τ – тактність двигуна.

Середній індикаторний момент, Н·м:

$$M_i = \frac{N_i}{\omega} 10^3, \quad (1.46)$$

де $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – кутова швидкість обертання колінчастого вала, рад/с.

Індикаторний ККД двигуна:

$$\eta_i = \frac{R_\mu p_i T_0}{Q_h \eta_v p_0} M_1. \quad (1.47)$$

Питома індикаторна витрата палива, г/(кВт·год):

$$g_i = \frac{3600}{Q_i \eta_i} 10^3. \quad (1.48)$$

1.8.2 Ефективні показники

На відміну від індикаторних показників, визначених під час розгляду процесів безпосередньо в циліндрі двигуна, ефективні показники визначають як вихідні показники двигуна.

Частина енергії, відтворена в циліндрі двигуна, витрачається на забезпечення його роботи. Ці витрати енергії пов'язані з витратами на тертя, газообмін і на роботу систем двигуна. Ці витрати називають механічними втратами.

Механічні витрати визначають за тиском у циліндрі, який потрібно створити для їх подолання. Отже, для переходу від індикаторних до ефективних показників потрібно визначити механічний ККД.

Механічний ККД визначають за допомогою середнього тиску механічних витрат, розрахованих за формулою

$$p_m = a_m + b_m \vartheta_n, \quad (1.49)$$

де a_m і b_m – емпіричні коефіцієнти; ϑ_n – середня швидкість поршня, м/с.

Середню швидкість поршня визначають за формулою:

$$\vartheta_n = \frac{Sn}{30}. \quad (1.50)$$

Величини емпіричних коефіцієнтів a_m і b_m залежать від типу двигуна та співвідношення ходу поршня до діаметра циліндра (таблиця 1.6).

Таблиця 1.6 – Значення коефіцієнтів a_m і b_m для типів різних двигунів [1]

Двигун	a_m , МПа	b_m , МПа·с/м
Із іскровим запалюванням	S/D > 1	0,05
	S/D < 1	0,04
Дизель	0,105	0,012

Середній ефективний тиск визначають як різницю між середнім індикаторним тиском і середнім тиском механічних витрат:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (1.51)$$

Механічний ККД двигуна являє собою відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного тиску:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} . \quad (1.52)$$

Інші ефективні показники визначаються за раніше визначеними індикаторними показниками з урахуванням механічного ККД.

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m . \quad (1.53)$$

Ефективна потужність двигуна, кВт:

$$N_e = N_i \eta_m . \quad (1.54)$$

Ефективний момент, Н·м:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} 10^3 . \quad (1.55)$$

Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год):

$$g_e = g_i / \eta_m . \quad (1.56)$$

Годинна витрата палива, кг/год:

$$G_n = g_e N_e 10^{-3} . \quad (1.57)$$

Результати розрахунку індикаторних та ефективних показників зводять до таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 – Індикаторні та ефективні показники

Параметр	Індикаторні показники	Ефективні показники
Частота обертання, об/хв		
Потужність, кВт		
Момент, Н·м		
ККД		
Питома витрата палива, г/(кВт·год)		
Годинна витрата палива, кг/год		

2 ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА

Автомобільні двигуни працюють на різних швидкісних і навантажувальних режимах, що змінюються в значних межах.

Під час виконання контрольної роботи розраховують і будують зовнішню швидкісну, навантажувальні та багатопараметрову характеристики.

2.1 Зовнішня швидкісна характеристика

Зовнішня швидкісна характеристика являє собою залежність ефективного моменту M_e , ефективної потужності N_e , ефективної питомої g_e та годинної витрат палива G_n залежно від частоти обертання колінчастого вала двигуна n під час повної подачі палива в дизелі чи суміші у бензиновому двигуні (рисунок 2.1).

Розрахунки показників зовнішньої швидкісної характеристики проводять у робочому діапазоні зміни частоти обертання двигуна від мінімальної n_{min} до максимальної n_{max} . Мінімальну частоту обертання вала двигуна n_{min} беруть такою, що дорівнює 800–1000 об/хв.

Максимальну частоту n_{max} для дизеля беруть як номінальну, яка визначена завданням, а для бензинового двигуна приблизно на 10 % більшою за номінальну. Рекомендовано брати 6 – 8 значень частоти обертання вала двигуна.

Масштаби осей частоти та ефективного моменту брати відповідно до їх максимальних значень.

Горизонтальні та вертикальні лінії сітки рекомендовано проводити з інтервалами зміни частоти обертання вала та моменту, кратними 5 або 10 з порядком, залежно від максимальних значень осей і потрібної густини розбивки.

Ефективний момент розраховують за формулою:

$$M_e = M_{eN} \left[a + b \left(\frac{n}{n_N} \right) - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right], \quad (2.1)$$

де a, b, c – емпіричні коефіцієнти; M_{eN} – ефективний момент двигуна на номінальному режимі, Н·м; n_N – номінальна частота обертання вала двигуна, об/хв.

Коефіцієнти a, b, c та номінальна частота обертання вала двигуна n_N визначені завданням на курсову роботу.

Ефективний момент двигуна на номінальному режимі M_{eN} беруть таким, що отриманий під час виконання розрахунків робочого циклу двигуна.

Розрахунки визначення характеристик можна проводити за кутовою швидкістю обертання вала двигуна.

Характерною ознакою кривої залежності ефективного моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою є її випукла форма.

Ефективну потужність розраховують за формулою, кВт:

$$N_e = M_e \omega 10^{-3} . \quad (2.2)$$

Питому ефективну витрату палива розраховують за формулою:

$$g_e = g_{eN} k_{gn} , \quad (2.3)$$

де g_{eN} – питома ефективна витрата палива на номінальному режимі роботи двигуна, г/(кВт·год); k_{gn} – коефіцієнт, що враховує зміну питомої витрати палива залежно від зміни частоти обертання вала двигуна.

Питому ефективну витрату палива у номінальному режимі беруть такою, що отримана за результатами розрахунку робочого циклу двигуна.

Коефіцієнт k_{gn} під час зміни частоти обертання вала двигуна приблизно можна розрахувати за емпіричним виразом [11]

$$k_{gn} = a_n - b_n \left(\frac{n}{n_N} \right) + c_n \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 , \quad (2.4)$$

де a_n, b_n, c_n – емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу та конструкції двигуна. За відсутності даних можна брати $a_n = 1,26$; $b_n = 0,85$; $c_n = 0,59$.

Годинну витрату палива G_n у кг/год розраховують за формулою (1.57).

Результати розрахунків зводять до таблиці 2.1 та будують зовнішню швидкісну характеристику (рисунок 2.1).

Таблиця 2.1 – Зовнішня швидкісна характеристика

Частота обертання вала двигуна n , об/хв	n_{min}	n_N	n_{max}
Ефективний момент M_e , Н·м						
Ефективна потужність N_e , кВт						
Питома ефективна витрата палива g_e , г/(кВт·год)						
Годинна витрата палива G_n , кг/год						

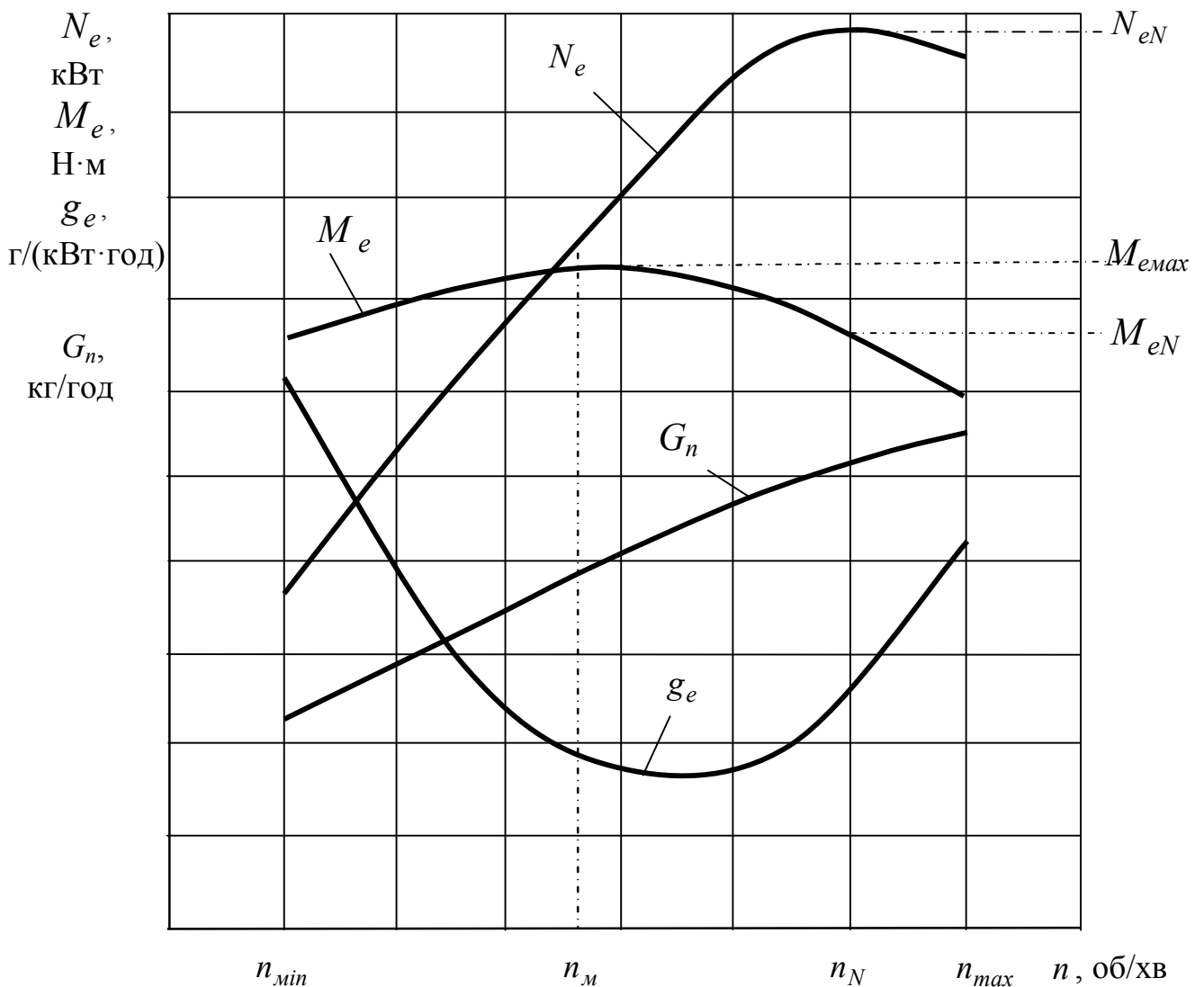


Рисунок 2.1 – Зовнішня швидкісна характеристика

2.2 Навантажувальні характеристики

Навантажувальні характеристики визначають за питомою ефективною та годинною витратами палива з постійними значеннями частоти обертання вала двигуна.

Питому ефективну витрату палива визначають за формулою:

$$g_e = g_{eN} k_{gn} k_{gm}, \quad (2.5)$$

де k_{gm} – коефіцієнт, що враховує ступінь навантаження двигуна.

Коефіцієнт k_{gm} можна визначити за формулою [11,12]:

$$k_{gm} = a_m - b_m \left(\frac{M_e}{M_{eN}} \right) + c_m \left(\frac{M_e}{M_{eN}} \right)^2, \quad (2.6)$$

де a_m , b_m , c_m – емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу та конструкції двигуна.

Коефіцієнти a_m , b_m , c_m можна взяти такими, що дорівнюють: для бензинового двигуна $a_m = 2,74$; $b_m = 4,65$; $c_m = 2,91$; для дизеля $a_m = 1,65$; $b_m = 2,3$; $c_m = 1,65$ [11, 12].

Годинну витрату палива та ефективну потужність розраховують відповідно за формулами (1.57) та (2.2).

Доцільно брати значення частоти обертання вала двигуна такими, які вже були взяті для побудови зовнішньої швидкісної характеристики.

Мінімальне значення ефективного моменту беруть таким, що дорівнює 0,2...0,3 від номінального, а максимальне – за зовнішньою швидкісною характеристикою.

Результати розрахунків для кожної заданої частоти обертання вала двигуна зводять до таблиці 2.2.

Для дизеля максимальну частоту n_{max} беруть, як номінальну n_N , тому фрагмент таблиці для частоти n_{max} буде відсутнім.

Навантажувальні характеристики будують, як залежності годинної та ефективної витрат палива від ефективної потужності двигуна (рис. 2.2).

Таблиця 2.2 – Навантажувальні характеристики

Частота обертання вала двигуна n , об/хв	Ефективний момент M_e , Н·м	Ефективна потужність N_e , кВт	Питома ефективна витрата палива g_e , г/(кВт·год)	Годинна витрата палива, G_n , кг/год
n_{min}	$M_{e min}$			

	$M_{e3ШХ}$			
...				
n_{max}	$M_{e min}$			

	$M_{e3ШХ}$			

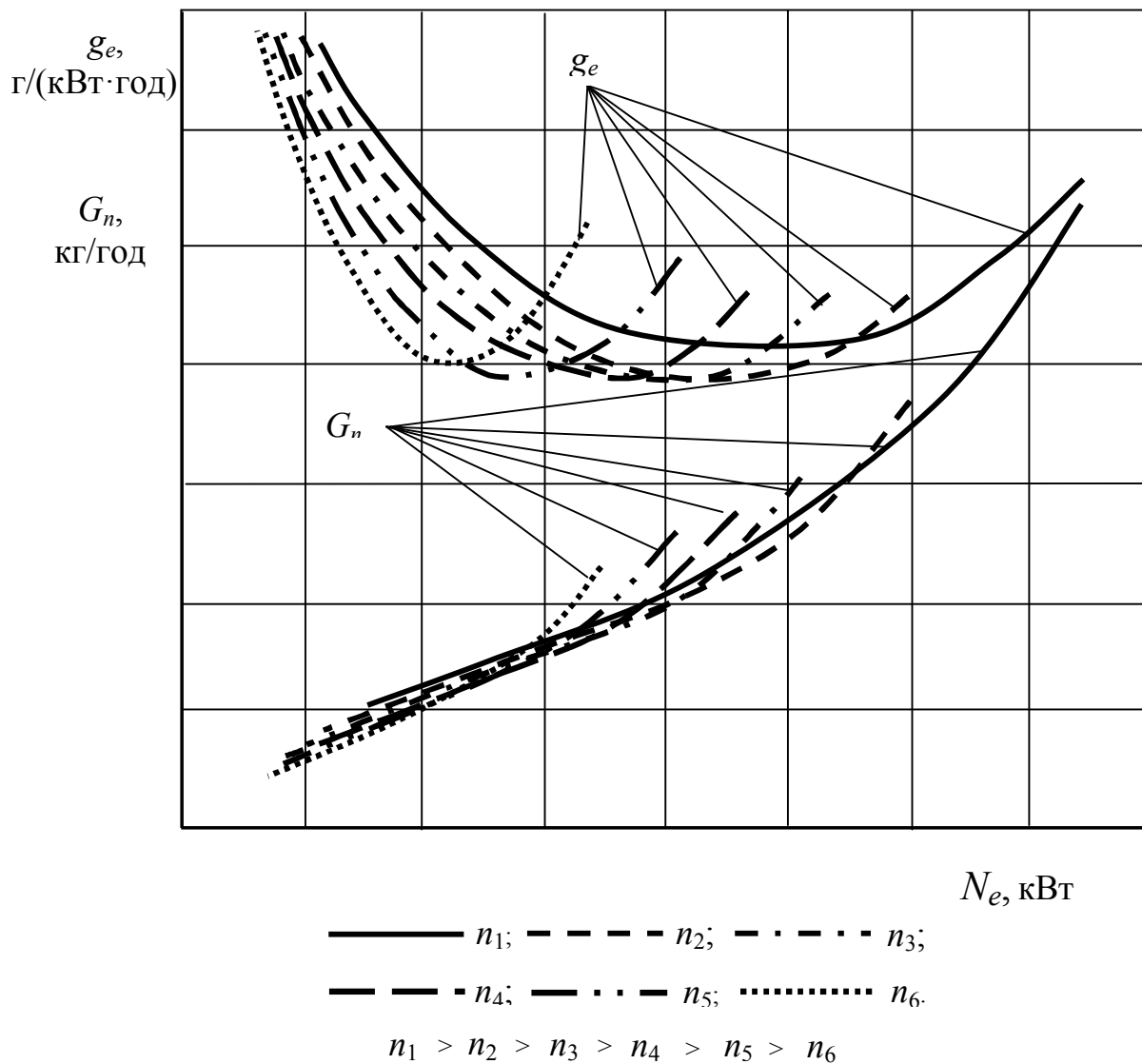


Рисунок 2.2 – Навантажувальні характеристики

2.3 Багатопараметрова характеристика

Основою для побудови багатопараметрової характеристики є вже розрахована та побудована зовнішня швидкісна характеристика за зміною ефективного моменту залежно від частоти обертання вала двигуна, яку для отримання багатопараметрової характеристики будують у тому ж масштабі та з тією нанесеною на графік сіткою (рис. 2.3).

Момент M_{eIII} за зовнішньою швидкісною характеристикою обмежує поле побудови багатопараметрової характеристики зверху.

Особливістю автомобільного ДВЗ є наявність режиму роботи, на якому питома ефективна витрата палива є найменшою.

Координату цього режиму на багатопараметровій характеристиці можна визначити за формулами:

$$n_{g \min} = n_N \frac{-b_n}{2c_n}, \quad (2.7)$$

$$M_{g \min} = M_{eN} \frac{-b_m}{2c_m}. \quad (2.8)$$

Отриману координату позначають на багатопараметровій характеристиці та розраховують на цьому режимі питому ефективну витрату палива $g_{e \min}$ за формулою (2.5). Величину $g_{e \min}$ наносять на характеристиці.

Будь-яке відхилення від режиму, на якому питома ефективна витрата палива є найменшою, призводить до її збільшення, а це означає, що існують безліч режимів, на яких питомі ефективні витрати палива є однаковими, тобто можна побудувати їх ізолінії.

Ізолінії постійних питомих ефективних витрат палива будують за даними розрахунків навантажувальних характеристик, під час побудови яких були розраховані значення g_e на режимах у точках перетинання ліній сітки (таблиця 2.2).

Будувати багатопараметрову характеристику зручніше, якщо розраховані значення g_e звести до таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Питома ефективна витрата палива на різних режимах роботи двигуна

Ефективний момент, Н·м	Частота обертання, об/хв							
	n_{min}	n_{max}
	Питома ефективна витрата палива g_e , г/(кВт·год)							
M_{e33X}								
...								
...								
...								
M_{emin}								

Узявши інтервал збільшення ефективної питомої витрати палива g_e від режиму g_{emin} , приблизно проводять ізолінії однакових питомих ефективних витрат палива.

Спочатку будують ізолінію g_e , найближчу до режиму g_{emin} , значення якої округлюють до кратного 5 г/(кВт·год).

Потім будують ізолінії g_e , поступово збільшуючи значення g_e на величину рекомендованого інтервалу $\Delta g_e = 5$ г/(кВт·год).

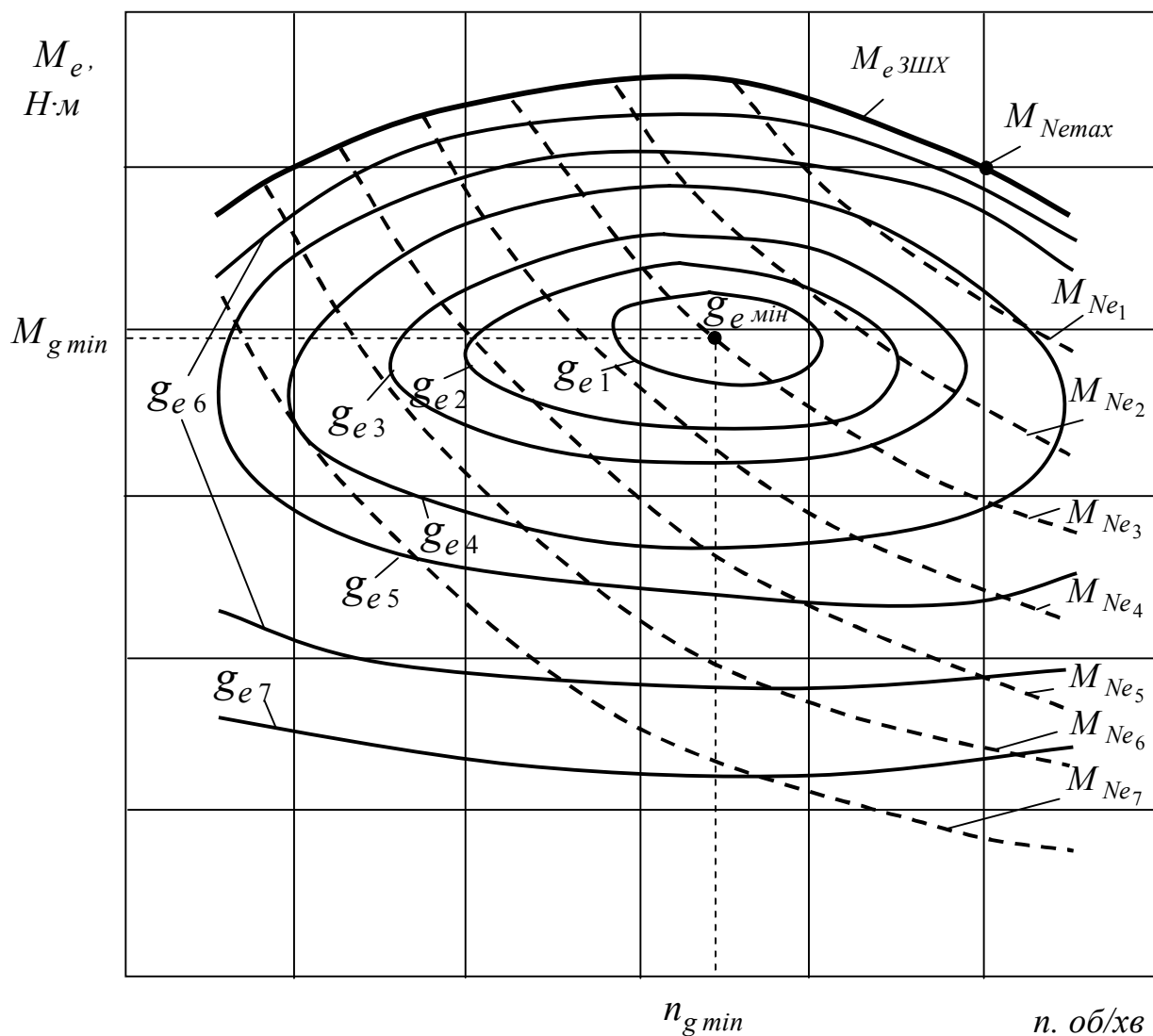
Коли криві почнуть скупчуватися, інтервал потрібно збільшити, прийнявши його кратним 10 г/(кВт·год).

Після побудови ізоліній ефективних питомих витрат палива будують криві ефективного моменту з постійними потужностями двигуна, починаючи від режиму максимальної потужності з її зменшенням.

Розрахунки проводять за формулою (1.55), узявши інтервал зменшення ефективної потужності залежно від максимальної потужності двигуна.

Як і під час визначення ефективних питомих витрат палива, значення ефективних потужностей беруть кратними 5 чи 10. Інтервал вибирають таким, щоб у межах характеристики було побудовано 6–8 кривих.

Для вибраних значень ефективної потужності криві ефективного моменту будують у межах від кутової швидкості в точці перетину з моментом за зовнішньою швидкісною характеристикою до максимальної швидкості.



————— $g_e = \text{Const}$; - - - - M_e при $N_e = \text{Const}$
 $g_{e \min} < g_{e1} < g_{e2} < g_{e3} < g_{e4} < g_{e5} < g_{e6} < g_{e7}$
 $N_{e \max} > N_{e1} > N_{e2} > N_{e3} > N_{e4} > N_{e5} > N_{e6} > N_{e7}$

Рисунок 2.3 – Багатопараметрова характеристика

Багатопараметрову характеристику точніше можна побудувати методом, що викладений у навчальному посібнику [11] та підручнику [12]. Перевага цього методу полягає в тому, що за вибраними значеннями ефективної питомої витрати палива розраховують координати перетинання ізоліній із сіткою характеристики, а для побудови багатопараметрової характеристики використовувати стандартні комп'ютерні програми, наприклад Excel.

Використання багатопараметрової характеристики надає можливість визначити режими роботи двигуна, що забезпечують найкращу паливну економічність.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Основна

1. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко Ф. Ф. Автомобільні двигуни: підручник. Київ: Арістей, 2004. 476 с.
2. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник. Харків: Точка, 2011. 194 с.
3. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів: навчальний посібник. Харків: Точка, 2013. 232 с.
4. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник, 2-ге видання. Харків: Точка. 2014. 148 с.
5. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів: підручник. Харків: Точка, 2016. 232 с.
6. Шапко в. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згорання: підручник. Кременчук: Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, 2023. 180 с.

Додаткова

1. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Метод розрахунку багатопараметрової характеристики автомобільного двигуна внутрішнього згорання. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Наукові праці КДПУ*, 2009. Вип.1/2009 (54). С. 93–95.
2. Шапко В. Ф., Атамась А. І., Єлістратов В. О. Екологічні багатопараметрові характеристики автомобіля. *Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Наукові праці*. Кременчук: КрНУ, 2020. Випуск 2/2020 (121) С. 141–147.
3. Шапко В. Ф., Черненко С. М. Критерій оцінювання паливної економічності автомобіля як показник його енергетики. *Вісник Кременчуцького Національного Університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук, 2023. Вип. 2(139). С. 144152.

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
Кафедра «Автомобілі та трактори»

КОНТРОЛЬНА РОБОТА

з початкової дисципліни «Автомобільні двигуни»
на тему «Розрахунок робочих процесів і характеристик
двигуна внутрішнього згоряння»

Студента ____ курсу _____ групи
спеціальності «Автомобільний транспорт»

Керівник

Методичні вказівки щодо виконання практичних та контрольної робіт з навчальної дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів денної та заочної форм навчання зі спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт» освітньо-професійної програми «Автомобільний транспорт» освітнього ступеня «Бакалавр»

Укладач к. т. н., проф. В. Ф. Шапко

Відповідальний за випуск зав. кафедри «Автомобілі та трактори» Е. С. Клімов

Підп. до др.10.10.2023. Формат 60x84 1/16. Папір тип. Друк ризографія.

Ум. друк. арк. 1,71. Наклад 2 прим. Зам. № 21516. Безкоштовно.

Редакційно-видавничий відділ
Кременчуцького національного університету
імені Михайла Остроградського
вул. Університетська, 20, м. Кременчук, 39600