

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Кафедра механічної та електричної інженерії

Методичні рекомендації для виконання курсowego проєкту

«Автомобілі та двигуни»

освітньо-професійна програма	<u>Автомобільний транспорт</u>
спеціальність	<u>J8 Автомобільний транспорт</u>
галузь знань	<u>J Транспорт та послуги</u>
рівень вищої освіти	перший (<u>бакалаврський</u>)
факультет	<u>інженерно-технологічний</u>

Методичні рекомендації для виконання курсового проєкту «Автомобілі та двигуни» для здобувачів вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Автомобільний транспорт» спеціальності J8 Автомобільний транспорт.

Розробник: Руслан ХАРАК, доцент кафедри механічної та електричної інженерії,
кандидат технічних наук, доцент

Схвалено на засіданні кафедри механічної та електричної інженерії
протокол від «01» вересня 2025 р. № 1

Схвалено головою ради з якості вищої освіти спеціальності «Автомобільний транспорт»
протокол від «01» вересня 2025 р. № 1

ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

Курсий проєкт «Автомобілі та двигуни» є самостійною інженерною роботою здобувачів вищої освіти (з.в.о.) та займає особливе місце в системі підготовки здобувачів вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Автомобільний транспорт» за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт. Виконання проєкту закріплює та узагальнює знання, які з.в.о. отримали під час аудиторних занять. У процесі курсового проєктування з.в.о. виконує комплексну задачу, готуючись до виконання складнішого завдання – дипломного проєктування. Під час виконання цього курсового проєкту з.в.о. повинен опиратися на знання та навички, отримані під час вивчення таких курсів: Технічна механіка, Автомобілі, Електричне та електронне обладнання автомобілів. Поряд з цим курсове проєктування повинно навчити з.в.о. роботі з довідковою літературою, державними та міжнародними стандартами, нормами, вміло поєднуючи їх з теоретичними знаннями, отриманими в процесі вивчення теоретичних положень відповідної дисципліни.

Мета курсового проєктування «Автомобілі та двигуни» – зміцнення, поглиблення та узагальнення знань, отриманих при вивченні дисциплін «Автомобілі» і «Автомобільні двигуни» та набуття практичних навичок розрахунку та основ проєктування автомобілів.

Компетентності та програмні результати навчання для з.в.о. наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Компетентності та програмні результати навчання для з.в.о.

<i>Загальні компетентності</i>
ЗК 2. Здатність застосовувати знання у практичних ситуаціях.
ЗК 10. Здатність до адаптації та дії в новій ситуації
<i>Фахові компетентності</i>
ФК 1. Здатність використовувати у професійній діяльності знання нормативно-правових, законодавчих актів України, Правил технічної експлуатації автомобільного транспорту України, інструкцій та рекомендацій з експлуатації, ремонту та обслуговування дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту та їх систем.
ФК 2. Здатність використовувати у професійній діяльності знання з основ конструкції, експлуатаційних властивостей, робочих процесів і основ розрахунку автомобільних транспортних засобів
ФК 3. Здатність проведення вимірювального експерименту і обробки його результатів.
ФК 6. Здатність розробляти з урахуванням безпекових, економічних, екологічних та естетичних параметрів технічні завдання і технічні умови на проєктування об'єктів автомобільного транспорту, його систем та окремих елементів; складати плани розміщення устаткування, технічного оснащення та організації робочих місць, розраховувати завантаження устаткування та показники якості технологічних процесів.

Продовження таблиці 1

ФК 14. Здатність брати активну участь у дослідженнях та експериментах, аналізувати, інтерпретувати і моделювати окремі явища і процеси у сфері автомобільного транспорту.
ФК 15. Здатність застосовувати математичні та статистичні методи збирання, систематизації, узагальнення та обробки інформації.
<i>Програмні результати навчання:</i>
ПРН 1. Мати концептуальні наукові та практичні знання, необхідні для розв'язання спеціалізованих складних задач автомобільного транспорту, критично осмислювати відповідні теорії, принципи, методи і поняття.
ПРН 9. Аналізувати та оцінювати об'єкти автомобільного транспорту, їх системи та елементи.
ПРН 11. Розробляти та впроваджувати технологічні процеси, технологічне устаткування і технологічне оснащення, засоби автоматизації та механізації у процесі експлуатації, при ремонті та обслуговуванні об'єктів автомобільного транспорту, їх систем та елементів.
ПРН 23. Аналізувати техніко-експлуатаційні та техніко-економічні показники автомобільних транспортних засобів, їх систем та елементів.
ПРН 25. Презентувати результати досліджень та професійної діяльності фахівцям і нефахівцям, аргументувати свою позицію.

На курсове проектування «Автомобілі та двигуни» відводиться 90 годин навчального навантаження, що відповідає 3 кредитам ЄКТС.

Задачею курсового проекту є систематизація і закріплення теоретичних знань студентів по основних питаннях теорії автомобіля, що має для інженера автомобільного транспорту першорядне значення.

Курсовий проект «Автомобілі та двигуни» складається з пояснювальної записки обсягом до 40 сторінок і 2 графічних листів.

Текст у пояснювальній записці пишеться (друкується) на одній стороні листа А4. Сторінки повинні мати наскрізну нумерацію, а ілюстрації (схеми, графіки) – порядкові номери та підписуночі підписи. Таблиці також нумеруються й повинні мати заголовки. Графіки і таблиці розташовуються безпосередньо після відповідних розрахунків. У тексті записки повинні бути посилання на всі рисунки і таблиці.

Розрахунки виконуються в Міжнародній системі одиниць СІ. Індеси в розрахункових формулах приймаються відповідно до рекомендацій основних підручників і методичної розробки з курсового проекту.

Формули, коефіцієнти, нормативні розміри і т.д. повинні супроводжуватися посиланням на літературне джерело за допомогою цифр у квадратних дужках, що відповідають нумерації списку використаної літератури, наведеного наприкінці записки.

Графічна частина виконується, дотримуючись вимог ЄСКД, на двох листах формату А1, з рамками і заповненими кутовими штампами. Всі графіки, схеми і таблиці повинні бути пронумеровані і підписані. На графіках наносять рівномірні шкали всіх параметрів, вказують одиниці їх вимірювання. При здачі

проекту на перевірку графічні листи складають штампами назовні.

Курсовий проект оформляється у вигляді зброшурованої пояснювальної записки з обкладинкою (титульним листом) і вкладених у неї графічних листів.

Індивідуальне завдання підшивається одразу після титульного листа.

Виконаний курсовий проект вкладається в підписану папку і в такому вигляді здається на реєстрацію та перевірку методисту кафедри (кімн. 309).

Після перевірки курсовий проект захищається в призначений термін перед комісією. Лист оцінювання представлений в додатку А.

Розділ 1. Тепловий та динамічний розрахунок двигуна

1.1 Тепловий розрахунок та визначення його основних розмірів

Тиск наприкінці впуску визначається за формулою:

$$P_a = P_o - \Delta P_a, \text{ МПа} \quad (1.1)$$

де P_o – тиск навколишнього середовища, МПа;

ΔP_a – витрати тиску за рахунок опору впускної системи і затухання швидкості руху заряду в циліндрі, МПа.

Коефіцієнт залишкових газів розраховується за формулою:

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r}, \quad (1.2)$$

де T_o – температура навколишнього середовища, К;

ΔT – підігрів заряду від нагрітих деталей двигуна, К;

T_r – температура на випуску, К;

P_r – тиск на випуску, МПа;

ε – ступінь стиску (вказується в завданні).

Температура в кінці впуску:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (1.3)$$

Коефіцієнт на поповнення циліндрів:

$$\eta_v = \frac{T_o}{P_o} \cdot \left(\frac{P_a}{T_a} - \frac{P_r}{\varepsilon \cdot T_r} \right) \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (1.4)$$

Параметри процесу стиску визначаються за формулами:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (5)$$

$$T_a = T_o \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (6)$$

де n_1 – показник політропи стиску, який визначається за формулою:

$$n = 1,41 - 0,02 \cdot (11 - C_m), \quad (1.5)$$

де C_m – швидкість поршня, м/с, який визначається за формулою:

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (1.6)$$

де S – хід поршня, м;

n – номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} .

Визначаємо кількість газів, що знаходяться в циліндрі в кінці стиску.

Теоретична кількість повітря, необхідна для згоряння 1 кг палива:

$$L'_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \frac{\text{кг повітря}}{\text{кг палива}} \quad (1.7)$$

або

$$L_o = \frac{L'_o}{29}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \quad (1.8)$$

Дійсна кількість повітря, необхідного для згоряння 1 кг палива:

$$L_d = a \cdot L_o, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \quad (1.9)$$

Кількість залишкових газів у циліндрі:

$$M_r = \gamma_r \cdot a \cdot L_o, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \quad (1.10)$$

Кількість газів, які знаходяться в циліндрі після згорання при $\alpha \geq 1$:

$$M_z = a \cdot L_o (H \cdot \gamma_r) + \frac{H}{4} + \frac{P}{32} \quad (1.11)$$

Коефіцієнт молекулярної зміни:

$$M_z = \frac{M_z}{M_c}, \quad (1.12)$$

де M_c – загальна кількість газів, що знаходяться в циліндрі в кінці стиску.

$$M_c = \alpha \cdot L_o (1 + \gamma_z) \quad (1.13)$$

Температура T_z визначається з рівняння:

$$M_z \cdot C_{pv} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (C_{vc} + \lambda_p R_o) \quad (1.14)$$

де середні молекулярні теплоємності:

– повітря при постійному об'ємі:

$$C_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/кг}$$

– газів при постійному тиску:

$$C_{pz} = C_{vc} + R_o = 29,082 + 0,0024125 \cdot T_z$$

– газів при постійному об'ємі при $\alpha > 1$:

$$C_{vz} = \left(\frac{20,2}{1} + \frac{0,02}{1,6} \right) + \left(1515 + \frac{13,8}{1,6} \right) \cdot 10^{-4} T_z = 20,815 + 0,00247 \cdot T_z$$

ξ_z – коефіцієнт використання теплоти,

Q_H – нижча теплоутворююча здатність палива, кДж/кг.

$$P_z = \lambda_p \cdot P_c, \text{ МПа} \quad (1.15)$$

де λ_p – степінь підвищення тиску.

Степінь попереднього розширення для дизельних двигунів:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{M_z}{\lambda_p} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (1.16)$$

Степінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (1.17)$$

Тиск в кінці розширення для дизельних двигунів:

$$P_B = \frac{P_z}{\delta^{n-1}}, \text{ МПа} \quad (1.18)$$

Побудова і аналіз індикаторної діаграми.

На вісі абсцис відкладаємо відрізок, що зображає в об'ємі камеру згорання V_c . Цей відрізок приймемо за 1. Потім в прийнятому масштабі відкладаємо об'єми

$$V_z = \rho \cdot V_c = 1,3814 \cdot V_c; \quad V_a = \varepsilon \cdot V_c = 15 \cdot V_c = V_c + V_n$$

Обравши на вісі ординат масштаб тисків в МПа/мм відкладаємо: $P_0, P_a, P_B, P_r, P_c, P'_z, P_z$.

Через точки P'_z і P_z , P_o і P_r проводимо прямі паралельні вісі абсцис.
Точки а і с з'єднуємо політропою тиску.

$$P_x = P_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_x}\right)^m ; \quad (1.19)$$

а точки z і b – політропою розширення:

$$P_x = P_b \cdot \left(\frac{V_b}{V_x}\right)^m . \quad (1.20)$$

По побудованій діаграмі визначаємо середній теоретичний індикаторний тиск:

$$P_i = \mu \frac{F}{l_d} \quad (1.21)$$

де F – площа індикаторної діаграми.

l_d – довжина діаграми відрізок (V_n)

Для перевірки підраховуємо аналітичним шляхом:

$$P_{ip} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[(\lambda \rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n-1}} \right) - \frac{1}{n - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \right) \right] \quad (1.22)$$

Точність побудови індикаторної діаграми:

$$\Delta = \frac{P_{ip} - P'_i}{P_{ip}} \cdot 100\% \quad (1.23)$$

Середній індикаторний тиск:

$$P_i = P_i \cdot v - \Delta P \quad (1.24)$$

де $v = 0,97$ – коефіцієнт неповноти діаграми.

$\Delta P = |P_2 - P_a|$ – втрати індикаторного тиску на здійснення газообміну.

Індикаторний к.к.д. двигуна:

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \alpha L_o}{Q_H \rho_H \eta_v} \quad (1.25)$$

Індикаторна питома витрата палива:

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i} \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \quad (1.25)$$

Середній тиск механічних втрат:

$$P_H = 0,089 + 0,0118 C_H , \text{ МПа} \quad (1.26)$$

Середній ефективний тиск:

$$P_e = P_i - P_H , \text{ МПа} \quad (1.27)$$

Механічний ккд двигуна:

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

Літровий об'єм циліндра:

$$V_n = \frac{60 \tau \cdot N_{ен}}{P_e \cdot i \cdot n} , \quad (1.29)$$

де $N_{ен}$ – потужність двигуна;

$\tau = 2$ для 4-тактних двигунів - коефіцієнт тактності.

Діаметр циліндра:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4V_n}{\pi\psi}}, \text{ мм} \quad (1.30)$$

$$\psi = S/D = 1,077 \text{ (по прототипу)}$$

Хід поршня:

$$S = D \cdot \psi, \text{ мм} \quad (1.31)$$

Приймаємо остаточно діаметр циліндра і визначаємо основні показники двигуна.

Літраж двигуна:

$$V_L = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S_i}{4 \cdot 10^6}, \text{ л} \quad (1.32)$$

Ефективна потужність:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_L \cdot n}{60\tau}, \text{ кВт} \quad (1.33)$$

Ефективний крутний момент:

$$M_e = \frac{30N_e}{\pi \cdot n}, \text{ кНм} \quad (1.34)$$

Годинна витрата палива:

$$G_T = \frac{N_e \cdot g_e}{1000}, \frac{\text{кг}}{\text{год}} \quad (1.35)$$

Середня швидкість поршня:

$$C_n = \frac{S \cdot n}{30}, \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (1.36)$$

Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \frac{\text{г}}{\text{екВт} \cdot \text{год}} \quad (1.37)$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (1.38)$$

Розбіжність між раніше прийнятою величиною швидкості поршня C_n і остаточно встановленими параметрами двигуна складає:

$$\Delta = \frac{12,47 - 10,7}{12,42} \cdot 100\% \quad (1.39)$$

Проаналізуємо причини виникнення такої розбіжності.

Швидкість поршня:

$$C_n = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{n}{30} \cdot S \quad (1.40)$$

тобто при одному й тому ж числі обертів колінчастого валу, визначеному завданням на проектуванні, швидкість поршня цілком залежить від ходу поршня S .

Збільшення потужності неодмінно збільшить літраж V_L двигуна.

$$N'_{ен} = \frac{P_e \cdot V_L \cdot n}{60\tau} = \kappa \cdot V_L \quad (1.41)$$

який в свою чергу прямо пропорційний ходу поршня:

$$V_L = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{S}{\psi}\right)^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = K' \cdot S^3 \quad (1.42)$$

$$K' = \frac{\pi \cdot i}{4 \cdot 10^6 \cdot \psi^2}; \quad \psi = \frac{S}{D} - \text{величина стала, що приймається по}$$

прототипу.

Отже при фіксованій величині ψ літраж двигуна, а отже і потужність, цілком залежать від S .

Необхідність збільшення номінальної потужності двигуна викликана вимогою завдання на проектуванні забезпечити розрахункову швидкість на I робочій передачі $V_{p1} = 2,7$ м/с при збереженні номінальної сили тяги прототипу $P_H = 50$ кН. Швидкість же прототипу на I робочій передачі I режиму.

$$V_{p1} = 0,105 \frac{N_{a1} \cdot \tilde{A}_e}{i_{од}} = 0,105 \cdot \frac{1900 \cdot 0,78}{170,82} = 0,91 \frac{i}{n} \quad (1.43)$$

Дані заносимо до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Результати теплового розрахунку двигуна

Тиск газів, МПа	P_a		Температура газів, К	T_a	
	P_c			T_c	
	P_z			T_z	
	P_b			T_b	
	P_r			T_r	
Ккд.	η_i		Основні розміри, мм	D	
	η_m			S	
	η_e			V_L	
Середній індикаторний тиск, МПа				P_i	

1.2 Динамічний розрахунок двигуна.

На поршневий палець діють сили тиску газів P_r та сили інерції мас кривошипно-шатунного механізму, що рухаються зворотно-поступально.

$$P_r = \frac{\pi \cdot D^2}{4} (P_x - P_c), \text{ кН} \quad (1.44)$$

де P_x - значення тиску газів по індикаторній діаграмі, МПа. Під відрізком V_n на вісі абсцис індикаторної діаграми будуємо півколо радіусом рівним половині цього відрізка. Праворуч по горизонталі від центра півкола відкладаємо відрізок рівний:

$$\frac{r\lambda}{2}, \text{ мм} \quad (1.45)$$

де r – радіус кривошипу в масштабі діаграми, мм;

$\lambda = \alpha_k / l$ – відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна (за прототипом).

Із одержаної точки О проводимо ряд променів під кутами 0°, 30°, 60°, 90°, 120°, 180°, 160° до перетину з півколами. Проекції кінців променів на окремі частини індикаторної діаграми показують які точки робочого процесу відповідають тим чи іншим кутам повороту колінчастого вала. Значення P_r при різних кутах повороту к.в. протягом робочого циклу заносимо до таблиці 2.

Сила інерції мас кривошипно-шатунного механізму, що рухається зворотно-поступально прикладемо до поршневого кільця.

$$P_i = -m r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (1.46)$$

де:

$$m = m_n + 0,275 \cdot m_n, \text{ кг}$$

$$\omega = \pi \cdot N / 30 - \text{кутова швидкість, с}^{-1}$$

$$r = \frac{S}{2} - \text{радіус кривошипа, м.}$$

Визначивши P_r і P_i , будуємо графік результуючих сил K , що діють на поршневий палець. P_r і P_i будується за результатами розрахунку. Сила P_i підраховується шляхом алгебраїчного додавання сил P_r і P_i .

На шатунну шийку діють дві сили P_t , що з'являються від дії результуючої P_e сили і направлена по шатуну і відцентрова сила інерції мас, що обертається.

Геометрична сума P_t та P_e дає результуючу силу R .

$$P_t = \frac{P_i}{\cos \beta}; \quad (1.47)$$

$$P_e = 0,725 \cdot m_m \cdot r \cdot \omega^2.$$

Для подальших розрахунків сил R , силу P_t розкладемо на дві складові: Z , спрямовану по радіусу кривошипу і тангенціальну T , перпендикулярну до радіусу.

$$T = P_t \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}; \quad Z = P_t \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

Сила T вважається додатньою, якщо вона співпадає з напрямком обертання к.в. і від'ємною якщо вона направлена до центру к.в.

Результуюча сила R :

$$R = \sqrt{(P_e \pm Z)^2 + T^2} \quad (1.48)$$

Результати розрахунку для різних положень к.ш.м. заносимо до таблиці 1.2.

На підставі отриманих даних будуємо графіки $R = f(\varphi)$ та $T = f(\varphi)$.

Таблиця 1.2 – Результати розрахунку сили для різних положень к.ш.м.

φ° , пов. кв.	Сили, кН						
	P_r	P_i	P_t	T	Z	P_e	R
0							
20							
40							
60							

80							
100							
120							
140							
160							
180							
200							
220							
240							
260							
280							
300							
320							
340							
360							
380							
400							
420							
440							
460							
480							
500							
520							
540							
560							
580							
600							
620							
640							
660							
680							
700							
720							

Визначаємо середню ординату діаграми $T = f(\varphi)$:

$$\rho = \frac{\Sigma F_H - \Sigma F_0}{l_d}, \text{ мм} \quad (1.49)$$

де ΣF_0 – сумарні площі всіх ділянок діаграми, розташованих під віссю абсцис відповідно, мм^2 .

l_d – довжина діаграми, мм.

По величині ρ перевіряється правильність побудови сумарної діаграми тангенціальних зусиль. Побудова вірна якщо:

$$\rho \cdot v \cdot \mu_l \cdot r \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \eta_m = N_{\text{ен}}, \text{ кВт} \quad (1.50)$$

де μ_l – масштаб сил діаграми, кН/мм .

Ординату ρ відкладаємо на сумарній діаграмі тангенціальних зусиль, після чого знаходимо ділянку, на якій надлишкова площа має максимальне значення $F_{\text{надл.макс.}}$. Відповідно її надлишкова робота:

$$L_{\text{ндл.}} = \mu \cdot F_{\text{надл.макс.}}, \quad \text{кНм} \quad (1.51)$$

Момент інерції маховика I_M , необхідний для забезпечення заданого ступеня нерівномірності обертання к.в. $\delta = 0,01 \dots 0,03$:

$$I_M = \frac{0,8 \cdot L_{\text{ндл.макс.}}}{\delta \cdot \omega^2} \quad (1.52)$$

Маса маховика:

$$m = \frac{4 \cdot I_M}{D_{\text{мах}}^2}, \text{ кг} \quad (1.53)$$

де $D_{\text{мах}}$ – діаметр маховика.

РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНИЙ ТА ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ

Продуктивність автомобіля головним чином визначають маса вантажу, що перевозиться (з врахуванням можливості роботи із причепом) і можлива швидкість його руху в певних дорожніх умовах.

Швидкість автомобіля при заданому завантаженні найзручніше визначати за методикою, заснованою на використанні динамічної характеристики, яка, в свою чергу, розраховується і будується за даними зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. Така методика дозволяє знаходити граничні числові значення тягово-швидкісних властивостей автомобіля при повній подачі палива в циліндри двигуна.

Основним показником динамічної характеристики є динамічний фактор, що дозволяє не тільки оцінити тягово-швидкісні якості автомобіля, але і порівнювати автомобілі різних конструкцій.

Оцінку витрати палива та паливної економічності автомобіля при рухові у різних шляхових умовах з певним завантаженням можна зробити за економічною характеристикою, яка відображає залежність витрати палива від швидкості руху і опору шляхової поверхні. Економічна характеристика дозволяє вибрати найбільш економічну швидкість автомобіля для конкретних умов його роботи.

Метою другої частини курсової роботи є опанування методики розрахунку та побудови швидкісної характеристики двигуна, динамічної та економічної характеристики автомобіля і їх використання для аналізу тягово-швидкісних та економічних властивостей автомобіля.

2.1. Визначення номінальної потужності двигуна

Розрахунок починаємо з визначення номінальної потужності двигуна. Якщо згідно завдання потрібно виконувати тепловий і динамічний розрахунок автомобільного двигуна, то розрахунок його потужності виконуємо в розділі 1.

Потужність двигуна, необхідну для руху повністю навантаженого автомобіля з рівномірною заданою швидкістю в заданих шляхових умовах визначаємо за формулою:

$$N_e = \frac{v_{max} \cdot (G \cdot \psi + P_w)}{\eta_{mp}}, \quad (2.1)$$

де G – вага автомобіля з вантажем, кН.

$$G = G_0 + G_r, \quad (2.2)$$

де $G_r = M_r \cdot g$ – вага вантажу, кН;

M_r – задана маса вантажу, т.

G_0 – вага порожнього автомобіля, кН. Її визначаємо, орієнтуючись на вагу прототипу. Для цього знаходимо номінальний коефіцієнт вантажопідйомності прототипу за формулою:

$$\eta_{Gn} = \frac{M_{zn}}{M_n}, \quad (2.3)$$

де M_{zn} – вантажопідйомність автомобіля-прототипу;
 M_n – маса прототипу.

Коефіцієнт вантажопідйомності η_{Gn} можна також взяти із таблиці 4 Додатків до курсової роботи.

Маса проектного автомобіля, кг:

$$M_0 = \frac{M_r}{\eta_G}. \quad (2.4)$$

Вага проектного автомобіля, кН:

$$G_0 = M_0 \cdot g \cdot 10^{-3}. \quad (2.5)$$

Сила опору повітря, кН:

$$P_w = K \cdot F \cdot v_{max}^2 \cdot 10^{-3}, \quad (2.6)$$

де v_{max} – задана максимальна швидкість руху, м/с;

$\Psi = 0,04$ – коефіцієнт шляхового опору для ґрунтової дороги;

$K = 0,6 \dots 0,75$ кг/м³ – коефіцієнт обтічності;

F – площа лобового опору, м², яка при вантажопідйомності автомобіля близькій до прототипу приймається за прототипом, або визначається за формулою:

$$F = H \cdot B, \quad (2.7)$$

де H – габаритна висота автомобіля, м; B – ширина колії, м (ці параметри вибираються з таблиці 4 додатків);

$\eta_{тр}$ – к.к.д. трансмісії на вищій передачі. Визначається за тією ж формулою, що і для трактора. Кількість пар шестерень, що знаходяться в зачепленні на даній передачі визначається з кінематичної схеми трансмісії (схеми представлені в додатках).

Для забезпечення необхідного динамічного фактора в області середніх експлуатаційних швидкостей руху автомобіля визначаємо максимальну потужність двигуна за формулою:

$$N_{e,max} = (1,05 \dots 1,10) \cdot N_e. \quad (2.8)$$

Далі для проектного автомобіля приймаємо за прототипом або згідно завдання тип двигуна і номінальну частоту обертання колінвалу.

2.2. Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля

Зовнішня швидкісна характеристика представляє собою графічну залежність техніко-економічних показників двигуна (ефективної потужності, крутного моменту, годинної і питомої ефективної витрати палива) від частоти обертання або кутової швидкості колінвалу. Характеристика отримується при повній подачі палива (горючої суміші).

Зовнішня швидкісна характеристика для карбюраторних чотиритактних двигунів може бути розрахована і побудована на основі даних залежності

ефективної потужності від частоти обертання колінвалу, представлених в таблиці 1.

Таблиця 2.1 – Залежність ефективної потужності двигуна від частоти обертання колінвалу для карбюраторного двигуна

n, % від n _н	20	40	60	80	100	120
n, хв. ⁻¹						
ω, с ⁻¹						
N _е , % від N _н	20	50	73	92	100	92
N _е , кВт						

Для дизельних автомобільних чотиритактних двигунів з однорежимним регулятором частоти обертання колінвалу залежність ефективної потужності від частоти обертання приводиться в таблиці 2.

Таблиця 2.2 – Залежність ефективної потужності двигуна від частоти обертання колінвалу для чотиритактного дизеля

n, % від n _н	20	40	60	80	100	110
n, хв. ⁻¹						
ω, с ⁻¹						
N _е , % від N _н	17	41	67	87	100	0
N _е , кВт						

За даними таблиць 1 або 2 потрібно побудувати графік залежності ефективної потужності від кутової швидкості колінвалу.

На графік також наноситься крива крутного моменту двигуна, кожна точка якого у відповідності з кривою ефективної потужності і кутовою швидкістю колінвалу визначається за формулою:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \quad (2.9)$$

Крива питомої ефективної витрати палива розраховується і будується за даними залежності ефективної витрати від частоти колінвалу, представленими в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Залежність питомої ефективної витрати палива від частоти обертання колінвалу

n, % від n _н	20	40	60	80	100	120
n, хв. ⁻¹						
ω, с ⁻¹						
g _е , % від g _{ен}	110	100	95	95	100	115
g _е , г/кВт·год						

Питому витрату палива двигуном при номінальній потужності g_{ен} приймаємо за прототипом (таблиці 1-2 додатків).

Годинну витрату палива визначаємо за формулою:

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{10^3} \quad (2.10)$$

Результати розрахунків швидкісної характеристики заносимо в таблицю 4.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунків зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

№ точок	1	2	3	4	5	6
$n, \text{хв.}^{-1}$						
$\omega, \text{с}^{-1}$						
$N_e, \text{кВт}$						
$M_e, \text{кН}\cdot\text{м}$						
$g_e, \text{г/кВт}\cdot\text{год}$						
$G_T, \text{кг/год}$						

За даними таблиці 2.4 будемо швидкісну характеристику двигуна, приклад якої представлений на рисунку 2.1.

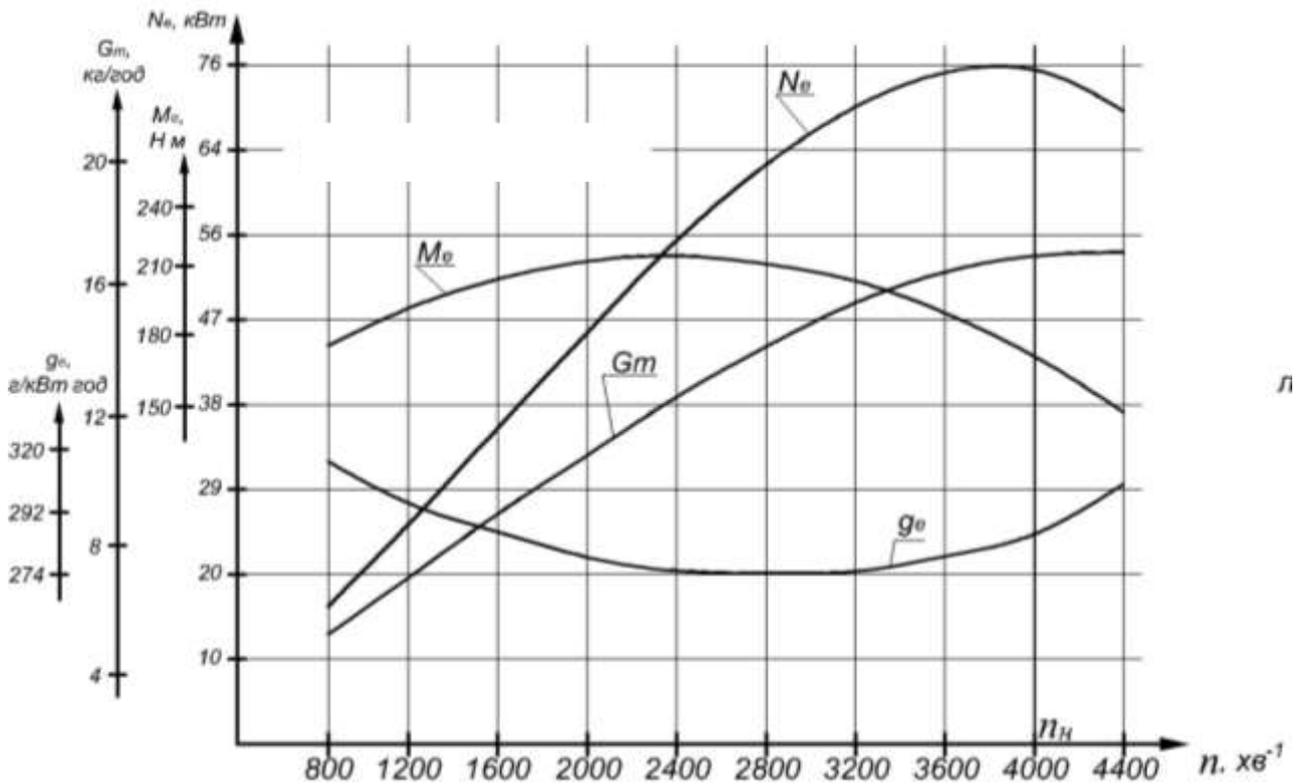


Рисунок 2.1 – Зовнішня швидкісна характеристика карбюраторного двигуна

2.3. Визначення передавального числа головної передачі

Передавальне число головної передачі визначається за формулою:

$$i_0 = \frac{\omega_n \cdot r_k}{i_{k,z} \cdot v_n}, \quad (2.11)$$

де ω_n – номінальна кутова швидкість колінвалу, с^{-1} (задається в завданні по курсовому проекту);

$i_{k,z}$ – передавальне число коробки передач на вищій передачі (визначається за прототипом);

v_H – вказана у завданні швидкість руху автомобіля, м/с;
 r_k – радіус ведучих коліс, м. Приймаємо за прототипом.

2.4. Визначення передавальних чисел коробки передач.

Передавальне число коробки передач на першій передачі визначають за формулою:

$$i_{k1} = \frac{G \cdot \psi_{max} \cdot r_k}{M_{e,max} \cdot \eta_{тр.1} \cdot i_0}, \quad (2.12)$$

де G – повна вага автомобіля, кН;

$M_{e,max}$ – максимальний крутний момент двигуна, кН·м (вибирається з зовнішньої швидкісної характеристики двигуна);

$\eta_{тр.1}$ – к.к.д. трансмісії на першій передачі (визначається аналогічно як для трактора з врахуванням числа пар шестерень з циліндричними і конічними зубцями, що передають крутний момент на даній передачі. Кількість пар шестерень визначається з аналізу кінематичної схеми трансмісії автомобіля – прототипу);

ψ_{max} – максимальний приведений коефіцієнт шляхового опору, що визначається за формулою:

$$\psi_{max} = f_{max} + i_{max}, \quad (2.13)$$

де f_{max} – максимальне значення коефіцієнта опору коченню. Визначається за довідковими таблицями (табл.). Наприклад, при рухові по піщаній дорозі коефіцієнт опору коченню знаходиться в межах 0,17...0,30;

i_{max} – значення максимального схилу дороги, на який повинен піднятися автомобіль на вищій передачі. Рекомендується приймати в межах 0,05...0,10.

Для визначення передавальних чисел коробки передач на інших передачах, знаходимо знаменник геометричної прогресії ряду передач за формулою:

$$q = z^{-1} \sqrt{\frac{i_{k1}}{i_z}}, \quad (2.14)$$

де z – число передач переднього ходу (приймаємо за прототипом);

i_z – передавальне число коробки передач на вищій передачі.

Якщо вища передача автомобіля підвищуюча ($i_k < 1$), передавальне число вищої передачі приймаємо за прототипом, або з інших міркувань, а передавальне число передостанньої передачі бажано приймати рівним 1 (пряма передача), оскільки вона забезпечує найбільший к.к.д. трансмісії.

Передавальні числа коробки передач і трансмісії визначаємо за формулами, відповідно:

$$i_{ki} = \frac{i_{k(i-1)}}{q}, \quad (2.15)$$

$$i_{mp.i} = i_{k.i} \cdot i_0; \quad (2.16)$$

де $i_{k,i}$ – передавальне число коробки передач на даній передачі;
 $i_{k(i-1)}$ – передавальне число коробки передач на попередній передачі;
 $i_{тр,i}$ – передавальне число трансмісії на даній передачі.

Передавальне число трансмісії на задній передачі визначаємо, орієнтуючись на прототип.

Результати розрахунків передавальних чисел заносимо в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5 – Результати попередніх розрахунків передавальних чисел трансмісії

Передача	I	II	III	IV	V	Задній хід
$i_{к,п}$						
$i_{тр}$						

Після виконання розрахунків передавальних чисел трансмісії проектуємо, орієнтуючись на прототип, кінематичну схему трансмісії, викреслюємо її на аркуші 3 і підбираємо число зубців шестерень для кожної передачі (в тому числі і для задньої передачі) за тим же принципом, що і для тракторної трансмісії. Результати синтезу трансмісії заносимо в таблицю 2.6.

З врахуванням числа зубців визначаємо уточнені передавальні числа трансмісії.

Синтез трансмісії повинен бути виконаний так, щоб передавальні числа трансмісії на кожній передачі не відрізнялись від попередньо визначених більше, ніж на 3 %.

Таблиця 2.6 – Результати синтезу трансмісії автомобіля

Шестерні	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Число зубців													

Передачі	1	2	3	4	5	Задній хід	Головна
Шестерні в зачепленні							
Передавальне число трансмісії							$i_0 =$
Швидкість руху номінальна, м/с							–

2.5. Розрахунок і побудова динамічної характеристики автомобіля.

Динамічною характеристикою називають графічно виражену залежність динамічного фактора від швидкості руху автомобіля на різних передачах.

Для порожнього автомобіля динамічний фактор визначають за формулою:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_0}, \quad (2.17)$$

де P_k – дотична сила тяги, кН.

P_w – сила опору повітря, кН;

G_0 – вага порожнього автомобіля, кН.

Величина динамічного фактора залежить від характеру протікання крутного моменту двигуна, передавального числа трансмісії, швидкості руху автомобіля і його ваги.

Для отримання даних для побудови динамічної характеристики порожнього автомобіля виконуємо розрахунки в такій послідовності:

1. Задаємося рядом значень частоти обертання колінчастого валу ω двигуна через певний інтервал в межах зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (відповідно до таблиці 4, точки 1...6).

2. Для вибраних частот обертання колінвалу (точки 1...6) визначаємо швидкість руху автомобіля на кожній передачі за формулою:

$$v = \frac{\omega \cdot r_k}{i_{mp}} \quad (2.18)$$

3. Визначаємо величину дотичної сили тяги по передачах за формулою:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \quad (2.19)$$

Значення крутного моменту двигуна M_e в залежності від кутової швидкості колінвалу ω вибираємо з зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (табл.4, точки 1...6), або з графіка зовнішньої швидкісної характеристики.

4. Визначаємо силу опору повітря для різних передач і швидкостей руху за формулою:

$$P_w = k \cdot F \cdot v^2 \cdot 10^{-3} \quad (2.20)$$

5. Визначаємо динамічний фактор за формулою:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_0} \quad (2.21)$$

Отримані дані заносимо в таблицю 2.7. За даними таблиці будуємо динамічну характеристику порожнього автомобіля на передачах переднього ходу (рис. 2.2). По вісі абсцис відкладаємо швидкість руху автомобіля, м/с або км/год, а по вісі ординат – динамічний фактор.

Далі виконуємо побудову номограми завантажень для отримання універсальної динамічної характеристики. Для цього по осі абсцис відкладаємо значення коефіцієнта завантаження автомобіля, що визначається за формулою:

$$\Gamma = 1 + \eta_G, \quad (2.22)$$

де η_G – коефіцієнт вантажопідйомності. Значення $\Gamma=1$ відкладаємо по осі ординат при значенні швидкості руху $v = 0$. Значення $\Gamma=2$ відкладаємо при швидкості руху, наприклад, 20 м/с. Враховуючи масштаб коефіцієнта Γ відкладаємо значення Γ_n , що визначається за формулою:

$$\Gamma_n = 1 + \eta_{Gn}. \quad (2.23)$$

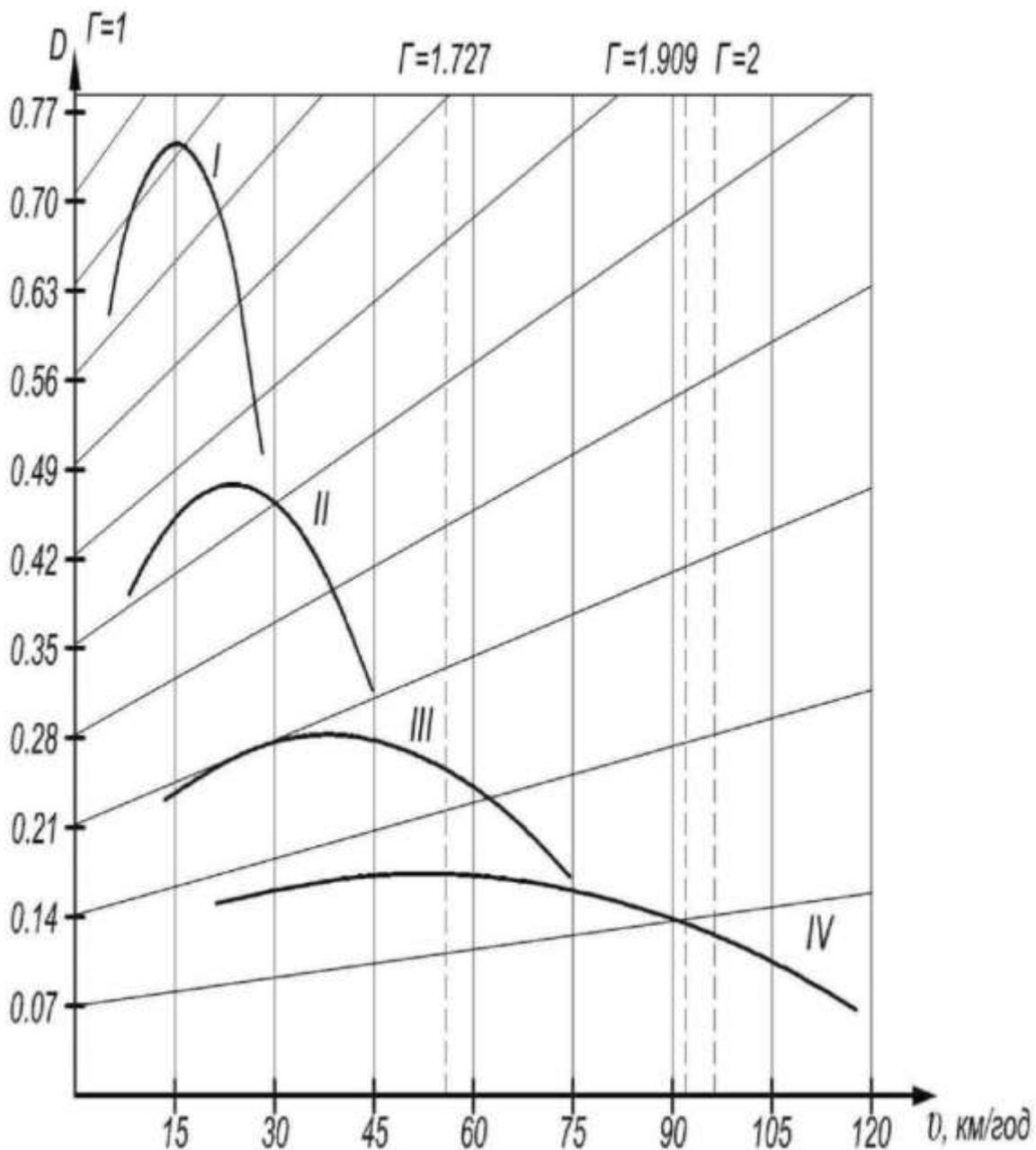


Рисунок 2.2 – Динамічна характеристика автомобіля

Значення η_{GH} визначено у процесі розрахунку ваги автомобіля (формула 3).

Далі проводимо промені універсальної динамічної характеристики за такою методикою. Наприклад, при значенні динамічного фактора $D = 0,04$ і $\Gamma=1$ ордината променя дорівнює 20 мм. Тоді при $\Gamma=2$ ця ордината дорівнюватиме 40 мм. Відповідно, при $D = 0,08$ ординати будуть, відповідно 40 мм і 80 мм і т.п.

Після проведення променів універсальної динамічної характеристики виконуємо перевірку правильності її розрахунків і побудови. Для цього по вісі ординат відкладаємо значення приведенного коефіцієнта опору дороги ψ що дорівнює тому, за яким визначалась потужність двигуна, проводимо промінь до

перетину з ординатою Γ_n і з точки перетину проводимо горизонталь до перетину з кривою динамічного фактора на вищій передачі, далі опускаємо вертикаль до перетину з віссю абсцис. На вісі абсцис знаходимо значення швидкості руху автомобіля на вищій передачі. Швидкість не повинна відрізнятись від вказаної в завданні більше, ніж на 3%.

При більшій похибці необхідно проаналізувати хід розрахунків і побудови динамічної характеристики і внести поправки.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунків універсальної динамічної характеристики автомобіля

Передача	Точки	n , хв. ⁻¹	ω , с ⁻¹	M_e , кН·м	v , м/с	P_k , кН	P_w , кН	$D_{\Gamma=1}$	D_{Γ_n}
I	1								
	2								
	3								
	4								
	5								
	6								
II	1								
	2								
	3								
	4								
	5								
	6								
III	1								
	2								
	3								
	4								
	5								
	6								
IV	1								
	2								
	3								
	4								
	5								
	6								
	1								
	2								
	3								

V	4								
	5								
	6								

По динамічній характеристиці необхідно також визначити, який схил може здолати автомобіль, рухаючись на вищій передачі порожній і повністю завантажений і з якою швидкістю він буде при цьому рухатися.

2.6. Розрахунок і побудова економічної характеристики автомобіля.

Економічна характеристика відображає залежність витрати палива на 100 км пробігу автомобіля від швидкості руху при різних значеннях приведенного коефіцієнта опору шляху Ψ . Характеристика розраховується тільки для вищої передачі і повністю навантаженого автомобіля.

Для розрахунку і побудови економічної характеристики автомобіля на вісі абсцис відкладаємо в масштабі швидкості руху на вищій передачі при різних значеннях частоти обертання (кутової швидкості) колінвалу. Значення частоти обертання рекомендується брати такі ж, як у зовнішній швидкісній характеристиці двигуна (табл. 4), або динамічній характеристиці автомобіля (табл. 7).

По вісі ординат відкладаємо витрату палива Q_s , л/100 км.

Задаємося значеннями приведенного коефіцієнта шляхового опору $\Psi = 0,04; 0,05; 0,06$.

Розрахунок економічної характеристики ведемо в такій послідовності.

1. Визначаємо швидкість руху на вищій передачі при заданій кутовій швидкості колінвалу за формулою (ці дані можна взяти з таблиці 7 для вищої передачі):

$$g = \frac{\omega \cdot r_k}{i_{mp}}$$

7. За формулою:

$$N_e = \frac{g \cdot (G \cdot \Psi + P_w)}{\eta_{mp}}$$

визначаємо потужність двигуна, необхідну для руху автомобіля в заданих умовах.

3. Визначаємо відношення n_i/n_n , де n_i – вибране значення частоти обертання колінвалу, хв.⁻¹; n_n – номінальна частота обертання. По відношенню n_i/n_n – з графіка (Додатки, рис. 1) знаходимо значення коефіцієнта обертості K_n .

4. З зовнішньої швидкісної характеристики двигуна для прийнятих частот обертання колінвалу знаходимо значення потужності $N_{e(вн)}$, і згідно відношенню $N_e/N_{e(вн)}$ з графіка (Додатки, рис. 2) визначаємо коефіцієнт навантаження двигуна K_N .

5. Визначаємо питому витрату палива двигуном для різних швидкостей руху і значень опору шляху Ψ за формулою:

$$g_e = K_n \cdot K_N \cdot g_{en}. \quad (2.24)$$

Значення номінальної питомої витрати палива g_{en} визначено при рорахунку швидкісної характеристики двигуна.

6. Згідно отриманих значень g_e і N_e відповідно значенням шляхового опору Ψ для різних швидкостей руху автомобіля визначаємо витрату палива на 100 км (л/100 км) пробігу за формулою:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot \rho \cdot \gamma_T}, \quad (2.25)$$

де γ_T – густина палива. Для дизельного палива $\gamma_T = 0,85$ кг/л, а для бензину $\gamma_T = 0,76$ кг/л.

7. Аналогічні розрахунки виконуємо для значень $\psi = 0,04; 0,05; 0,06$.
Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.8.

Таблиця 2.8 – Результати розрахунків економічної характеристики автомобіля

Ψ	Точ-ки	ω , с ⁻¹	n , хв ⁻¹	v , м/с	n_i/n_H	K_H	N_e , кВт	$N_{e(вн)}$, кВт	$\frac{N_e}{N_{e(ав)}}$	K_N	g_e , г/кВт·год	Q_s , л/100 км
0,04	1											
	2											
	3											
	4											
	5											
	6											
0,05	1											
	2											
	3											
	4											
	5											
	6								≤1,0			
0,06	1											
	2											
	3											
	4											
	5								≤1,0			

Якщо при значеннях ψ більше 0,04 не вистачає потужності двигуна для руху автомобіля, тобто $N_e > N_{e(вн)}$, потрібно прийняти менші значення ψ . При розрахунках економічної характеристики розрахунки потрібно виконувати до тих пір, доки потужність, необхідна для руху автомобіля N_e буде дорівнювати потужності двигуна за зовнішньою швидкісною характеристикою, тобто

$N_e \leq N_{e(ен)}$. При значеннях $\psi > 0,04$ визначення максимальної швидкості руху автомобіля можна здійснити підбором частоти обертання колінвалу.

За даними розрахунків будемо економічну характеристику автомобіля (рис. 3).

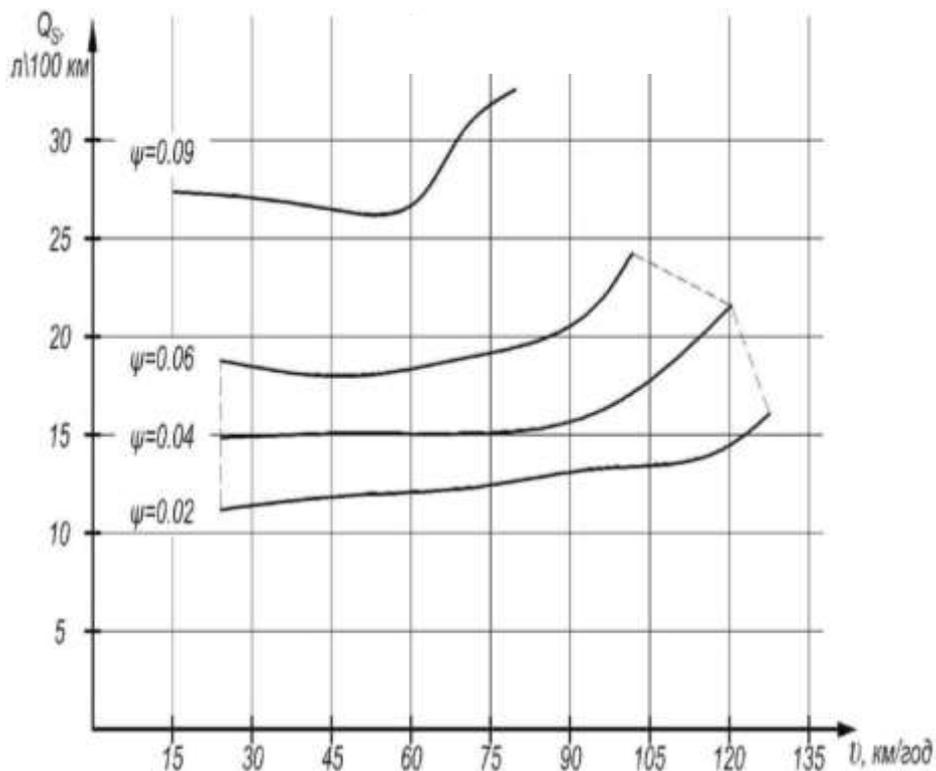


Рисунок 2.3 – Економічна характеристика автомобіля

Про правильність розрахунків економічної характеристики можна зробити висновок, якщо при заданому значенні коефіцієнта $\psi = 0,04$ автомобіль буде розвивати швидкість руху, близьку до вказаної в завданні на курсову роботу з похибкою не більше 5%.

Аналізуємо економічну характеристику, знаходячи на графіках точки, при яких буде найменша витрата палива і вказуємо відповідні швидкості руху автомобіля. Виділяємо також точки, відповідні максимальним швидкостям руху, що розвиваються при різних значеннях шляхового опору і витрату палива в цих точках.

Далі складаємо таблицю порівняльних показників проектного автомобіля і прототипу (табл. 2.9). Виконуємо аналіз показників і пояснюємо причини отримання гірших і кращих показників.

Таблиця 2.9 – Порівняльні показники автомобіля-прототипу і проектного

Показники	Позначення	Прототип	Проект
Власна вага автомобіля, кН	G_0		
Вантажопідйомність, т	G_T		
Номінальна потужність двигуна, кВт	N_H		
Номінальна частота обертання колінвалу, хв. ⁻¹	n_H		

Номінальний крутний момент двигуна, кН·м	M_H		
Максимальний крутний момент двигуна, кН·м	M_{\max}		
Частота обертання колінвалу при M_{\max} , хв. ⁻¹	n_M		
Номінальна питома витрата палива, г/кВт·год	$g_{сн}$		
Максимальний динамічний фактор навантаженого автомобіля по передачах	D_1		
	D_2		
	D_3		
	D_4		
	D_5		
Максимальні швидкості руху автомобіля по передачах, м/с (км/год)	v_1		
	v_2		
	v_3		
	v_4		
	v_5		
Економічна швидкість руху при $\psi = 0,04$ на вищій передачі, м/с (км/год)	v_{ek}		
Мінімальна витрата палива при $\psi = 0,04$, л/100 км	$Q_{s,\min}$		
Коефіцієнт вантажопідйомності	η_G		
Передавальне число головної передачі	i_o		
Передавальні числа трансмісії по передачах	$i_{гp1}$		
	$i_{гp2}$		
	$i_{гp3}$		
	$i_{гp4}$		
	$i_{гp5}$		
	$i_{з.х}$		

Аналізуємо отримані результати за даними таблиці 2.9. Довідковий матеріал по автомобілю-прототипу беремо з довідкових матеріалів до курсового проекту.

РЕКОМЕНДОВАНІ ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів. Київ : Каравела, 2022. 232 с.
2. Ладанюк А.П., Власенко Л.О., Кишенько В.Д. Технічна експлуатація автомобілів. навч. посіб. Київ : Ліра-К, 2020. 352 с.
3. Данильян О., Дзьобань О. Технічна експлуатація автомобілів : підручник .Харків : Право. 2019. 368 с.
4. Кисликов В. Ф., Лущик В. В. Будова й експлуатація автомобілів : підручник – 6-те вид. Київ : Либідь, 2018. 400 с.
5. Дубянський О.В., Хрунь В.М. Конструювання та розрахунок автомобіля : навч. посібник. Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2014. Ч. 1: Трансмсія автомобіля. 170 с.
6. Дубянський О.В., Хрунь В.М. Конструювання та розрахунок автомобіля : навч. посібник. Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2014. Ч. 2: Ходова частина, системи керування, підвіска автомобіля та гусеничних машин. 172 с.
7. Головчук А.Ф, Орлов В.Ф., Строков О.П. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки. Кн. 1. Трактори : підруч. / за ред. А.Ф. Головчука. Київ : Грамота, 2003. 336 с.
8. Трактори та автомобілі. Ч. 1. Автотракторні двигуни : навч. посіб. / М.Г. Сандомирський та ін. / за ред. А. Т. Лебедева. Київ : Вища школа, 2000. 477 с.
9. Надикто В.Т., Крижачківський М.Л., Кюрчев В.М., Абдула С.Л. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві : навч. посіб. Мелітополь, 2005. 337 с.
10. Гавриш В.І., Бондаренко О.В. Основи теорії розрахунку мобільних енергетичних засобів : навч. посіб. Миколаїв : МДАУ, 2011. 284 с.
11. Білоконь Я.Ю., Окоча А.І., Коханівський С.П., Антоненко А.Ф. Трактори / За ред. Я. Ю. Білоконя. Київ : Урожай, 1998. 368 с.
12. Розрахунок автомобільних двигунів : навч. посіб. / В.Г. Дяченко та ін. / за ред. В. Г. Дяченка, В.С. Саловського. Кіровоград : КДТУ, 2003. 266 с.

Додаток А

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет _____ Форма навчання _____
Спеціальність _____ Курс _____, група _____

**ЛИСТ ОЦІНЮВАННЯ
курсowego проекту
«Автомобілі та двигуни»**

здобувача вищої освіти _____
на тему _____

Обсяг курсowego проекту _____ Кількість використаних джерел _____

Результати оцінювання

№ п/п	Критерії оцінювання курсowego проекту	Максимальна кількість балів	Отримані бали
1	Відповідність змісту курсowego проекту вимогам навчально-методичних рекомендацій щодо його виконання;	5	
2	Обґрунтування основних інженерних, технологічних рішень, відповідність прийнятих рішень виданому завданню на проектування;	10	
3	Дотримання під час виконання розрахунків, проектування та конструювання вимог державних норм;	10	
4	Забезпечення ефективності та раціональності прийнятих рішень та відповідність отриманих результатів сучасній практиці;	10	
5	Використання сучасних комп'ютерних технологій;	10	
6	Уміння працювати з нормативними та довідковими документами, наявність посилань на використані джерела;	5	
7	Оформлення пояснювальної записки, графічних матеріалів згідно з вимогами конструкторської та технологічної документації, ДСТУ.	9	
Загальна кількість балів за виконання курсowego проекту (до захисту)		59	

Висновки (підкреслити):

- рекомендувати до захисту без доопрацювання;
- рекомендовано до захисту за умови доопрацювання: _____
- не рекомендовано до захисту, необхідно суттєво доопрацювати _____

Роботу перевіряв: _____ (_____)

«_____» _____ 20__ р.