

**ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
Кафедра механічної та електричної інженерії

**Методичні рекомендації для виконання  
курсowego проєкту  
«Автомобілі та двигуни»**

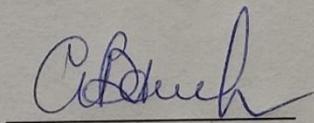
|                              |                                    |
|------------------------------|------------------------------------|
| освітньо-професійна програма | <u>Автомобільний транспорт</u>     |
| спеціальність                | <u>274 Автомобільний транспорт</u> |
| галузь знань                 | <u>27 Транспорт</u>                |
| рівень вищої освіти          | перший ( <u>бакалаврський</u> )    |
| факультет                    | <u>інженерно-технологічний</u>     |

Автомобілі та двигуни. Методичні рекомендації для виконання курсового проєкту здобувачів вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Автомобільний транспорт» першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт. Харак Р.М. Полтава, РВВ ПДАУ, 2025.

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

Методичні рекомендації розглянуті та схвалені на засіданні кафедри механічної та електричної інженерії, протокол № 1 від «01» вересня 2025 року.

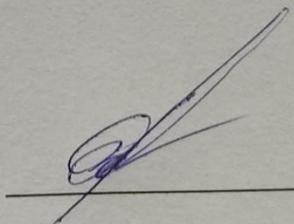
Завідувач кафедри механічної та електричної інженерії



Станіслав ПОПОВ

Методичні рекомендації розглянуті та схвалені радою з якості вищої освіти спеціальності «Автомобільний транспорт» протокол № 1 від «01» вересня 2025 року.

Голова ради з якості вищої освіти спеціальності



Володимир ЛАВРЕНКО

## ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

Курсовий 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;

$\Delta P_a$  – 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;

$\Delta T$  – підігрів заряду від нагрітих деталей двигуна, К;

$T_r$  – температура на випуску, К;

$P_r$  – тиск на випуску, МПа;

$\varepsilon$  – 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,  $\text{хв}^{-1}$ .

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  $\alpha > 1$ :

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

$\xi_z$  – коефіцієнт використання теплоти,

$Q_H$  – нижча теплоутворююча здатність палива, кДж/кг.

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

де  $\lambda_p$  – 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  $a$  і  $c$  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:

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

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

прототипу.

Отже при фіксованій величині  $\psi$  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.

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

Дані заносимо до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Результати теплового розрахунку двигуна

|                                 |          |  |                         |                |  |
|---------------------------------|----------|--|-------------------------|----------------|--|
| Тиск газів,<br>МПа              | $P_a$    |  | Температура<br>газів, К | $T_a$          |  |
|                                 | $P_c$    |  |                         | $T_c$          |  |
|                                 | $P_z$    |  |                         | $T_z$          |  |
|                                 | $P_b$    |  |                         | $T_b$          |  |
|                                 | $P_r$    |  |                         | $T_r$          |  |
| Ккд.                            | $\eta_i$ |  | Основні<br>розміри, мм  | $D$            |  |
|                                 | $\eta_m$ |  |                         | $S$            |  |
|                                 | $\eta_e$ |  |                         | $V_{\text{л}}$ |  |
| 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  $0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 180^\circ, 160^\circ$  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.

| $\varphi^\circ$ , пов.<br>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  $\Sigma F_0$  – сумарні площі всіх ділянок діаграми, розташованих під віссю абсцис відповідно,  $\text{мм}^2$ .

$l_d$  – довжина діаграми, мм.

По величині  $\rho$  перевіряється правильність побудови сумарної діаграми тангенціальних зусиль. Побудова вірна якщо:

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

де  $\mu_l$  – масштаб сил діаграми,  $\text{кН/мм}$ .

Ординату  $\rho$  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:

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

де  $D_{\text{max}}$  – 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  $\eta_{Gn}$  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/м<sup>3</sup> – коефіцієнт обтічності;

$F$  – площа лобового опору, м<sup>2</sup>, 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 <sub>н</sub>               | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 |
| n, хв. <sup>-1</sup>                  |    |    |    |    |     |     |
| ω, с <sup>-1</sup>                    |    |    |    |    |     |     |
| N <sub>е</sub> , % від N <sub>н</sub> | 20 | 50 | 73 | 92 | 100 | 92  |
| N <sub>е</sub> , 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 <sub>н</sub>               | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 110 |
| n, хв. <sup>-1</sup>                  |    |    |    |    |     |     |
| ω, с <sup>-1</sup>                    |    |    |    |    |     |     |
| N <sub>е</sub> , % від N <sub>н</sub> | 17 | 41 | 67 | 87 | 100 | 0   |
| N <sub>е</sub> , 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 <sub>н</sub>                | 20  | 40  | 60 | 80 | 100 | 120 |
| n, хв. <sup>-1</sup>                   |     |     |    |    |     |     |
| ω, с <sup>-1</sup>                     |     |     |    |    |     |     |
| g <sub>е</sub> , % від g <sub>ен</sub> | 110 | 100 | 95 | 95 | 100 | 115 |
| g <sub>е</sub> , г/кВт·год             |     |     |    |    |     |     |

Питому витрату палива двигуном при номінальній потужності g<sub>ен</sub> 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.

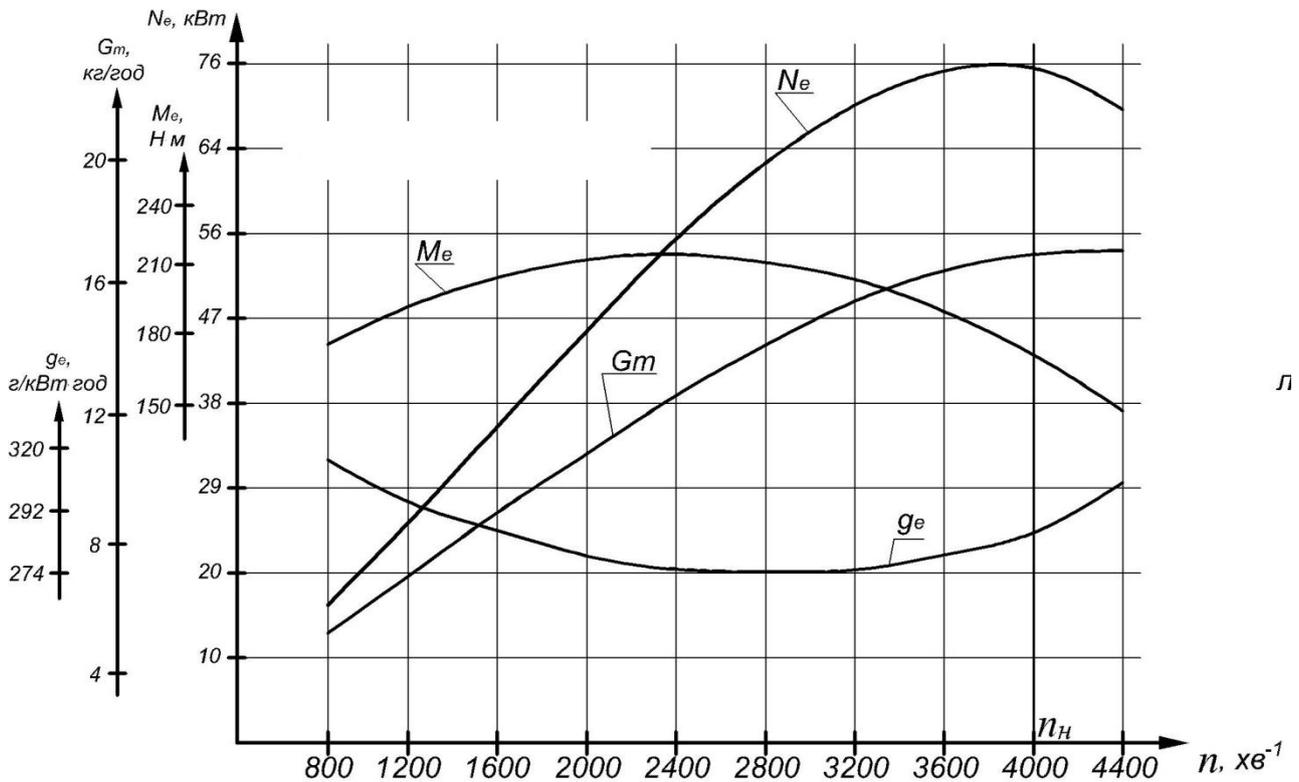


Рисунок 2.1 – Зовнішня швидкісна характеристика карбюраторного двигуна

### 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  $\omega_n$  – номінальна кутова швидкість колінвалу,  $\text{с}^{-1}$  (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);

$\psi_{max}$  – 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  $\omega$  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  $\omega$  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  $\eta_G$  – 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  $\Gamma$  відкладаємо значення  $\Gamma_n$ , що визначається за формулою:

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

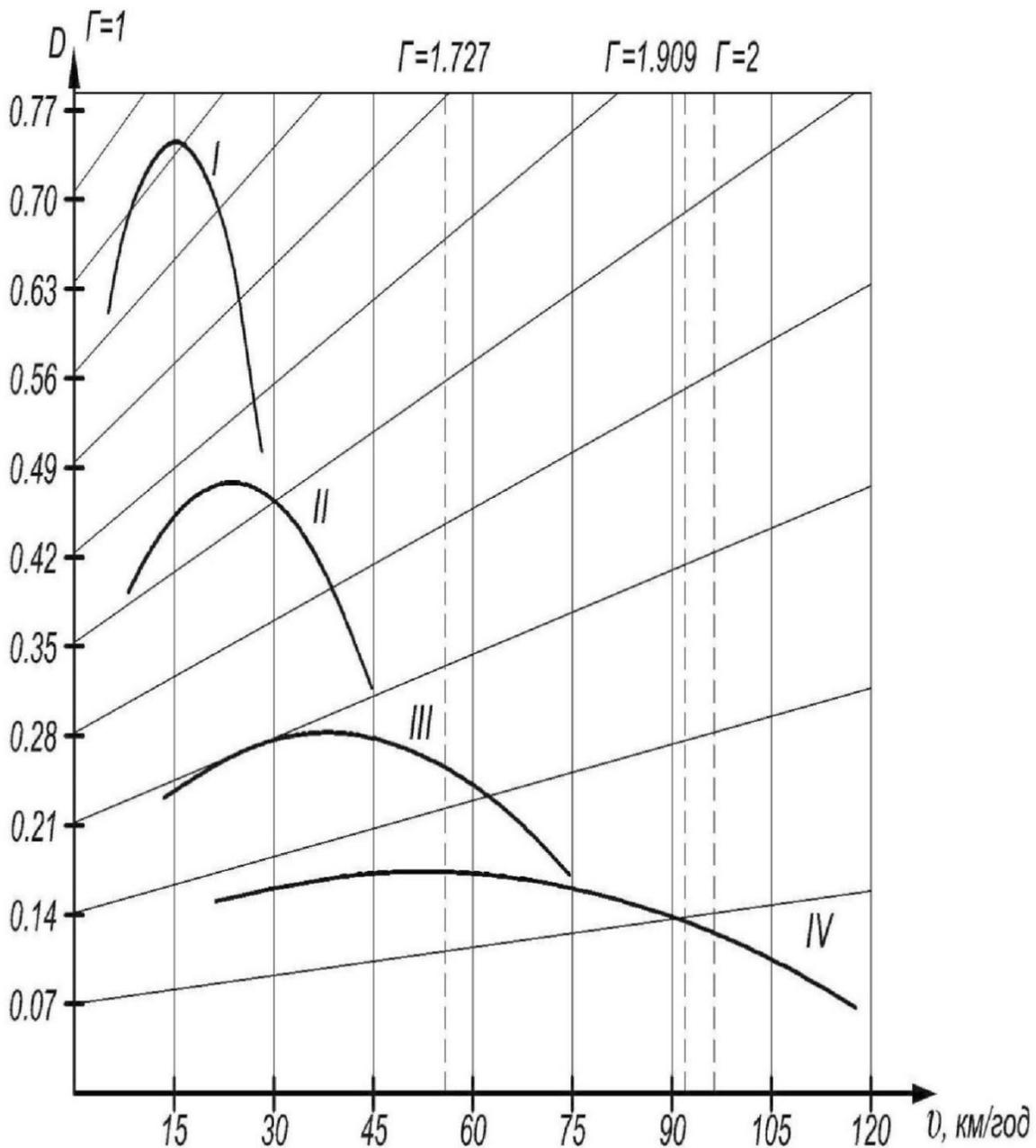


Рисунок 2.2 – Динамічна характеристика автомобіля

Значення  $\eta_{GH}$  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  $\psi$  що дорівнює тому, за яким визначалась потужність двигуна, проводимо промінь до

перетину з ординатою  $\Gamma_n$  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 | $n$ ,<br>хв. <sup>-1</sup> | $\omega$ ,<br>с <sup>-1</sup> | $M_e$ ,<br>кН·м | $v$ ,<br>м/с | $P_k$ ,<br>кН | $P_w$ ,<br>кН | $D_{\Gamma=1}$ | $D_{\Gamma_n}$ |
|----------|-------|----------------------------|-------------------------------|-----------------|--------------|---------------|---------------|----------------|----------------|
| 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  $\Psi$ . 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,  $\text{хв.}^{-1}$ ;  $n_n$  – 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  $\Psi$  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  $\Psi$  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  $\gamma_T$  – 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

| $\Psi$ | Точ-ки | $\omega, \text{с}^{-1}$ | $n, \text{хв}^{-1}$ | $v, \text{м/с}$ | $n_i/n_H$ | $K_H$ | $N_e, \text{кВт}$ | $N_{e(\text{вн})}, \text{кВт}$ | $\frac{N_e}{N_{e(\text{вн})}}$ | $K_N$ | $g_e, \text{г/кВт}\cdot\text{год}$ | $Q_s, \text{л/100 км}$ |
|--------|--------|-------------------------|---------------------|-----------------|-----------|-------|-------------------|--------------------------------|--------------------------------|-------|------------------------------------|------------------------|
| 0,04   | 1      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 2      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 3      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 4      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 5      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 6      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
| 0,05   | 1      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 2      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 3      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 4      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 5      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 6      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                | $\leq 1,0$                     |       |                                    |                        |
| 0,06   | 1      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 2      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 3      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 4      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                |                                |       |                                    |                        |
|        | 5      |                         |                     |                 |           |       |                   |                                | $\leq 1,0$                     |       |                                    |                        |

Якщо при значеннях  $\psi$  більше 0,04 не вистачає потужності двигуна для руху автомобіля, тобто  $N_e > N_{e(\text{вн})}$ , потрібно прийняти менші значення  $\psi$ . 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 будуємо економічну характеристику автомобіля (рис. 3).

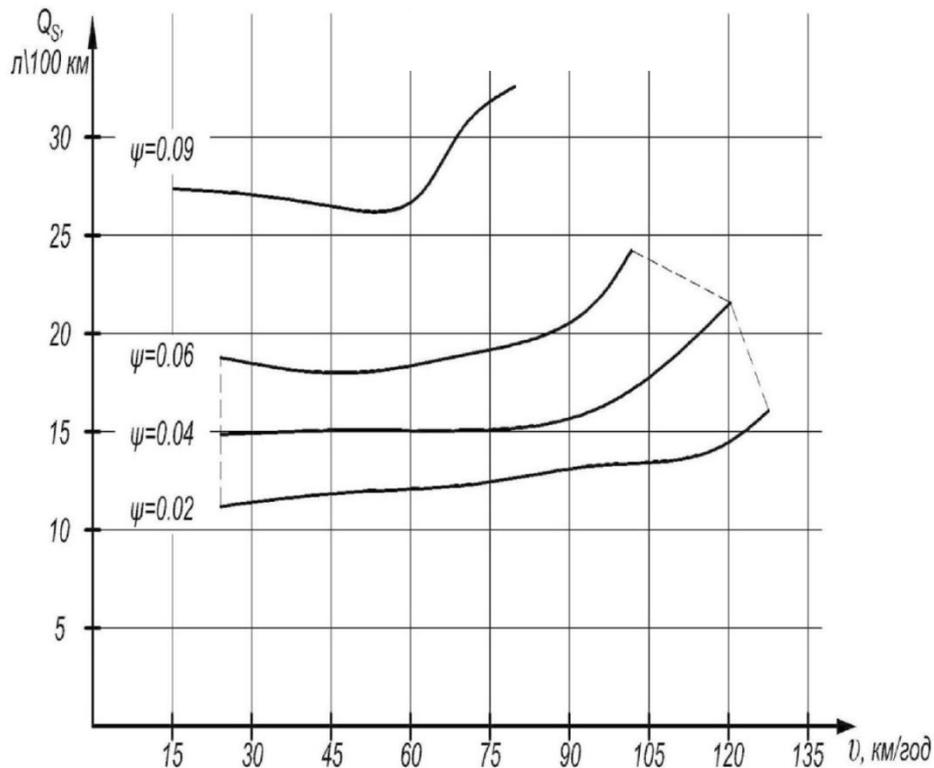


Рисунок 2.3 – Економічна характеристика автомобіля

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. <sup>-1</sup> | $n_H$      |          |        |

|   |             |  |  |
|---|-------------|--|--|
| Номінальний крутний момент двигуна, кН·м                                    | $M_H$       |  |  |
| Максимальний крутний момент двигуна, кН·м                                   | $M_{max}$   |  |  |
| Частота обертання колінвалу при $M_{max}$ , хв. <sup>-1</sup>               | $n_M$       |  |  |
| 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   | $\eta_G$    |  |  |
| Передавальне число головної передачі  | $i_o$       |  |  |
| Передавальні числа трансмісії по передачах                                  | $i_{тр1}$   |  |  |
|   | $i_{тр2}$   |  |  |
|   | $i_{тр3}$   |  |  |
|   | $i_{тр4}$   |  |  |
|   | $i_{тр5}$   |  |  |
|   | $i_{з.х}$   |  |  |

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.

## ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет \_\_\_\_\_ Форма навчання \_\_\_\_\_  
 Спеціальність \_\_\_\_\_ Курс \_\_\_\_\_, група \_\_\_\_\_

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

здобувача вищої освіти \_\_\_\_\_  
 на тему \_\_\_\_\_

Обсяг курсового проекту \_\_\_\_\_ Кількість використаних джерел \_\_\_\_\_

**Результати оцінювання**

| № п/п   | Критерії оцінювання курсового проекту  | Максимальна кількість балів | Отримані бали |
|---|--|-----------------------------|---------------|
| 1   | Відповідність змісту курсового 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                           |               |
| <b>Загальна кількість балів за виконання курсового проекту (до захисту)</b> |  | <b>59</b>                   |               |

Висновки (*підкреслити*):

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

Роботу перевіряв: \_\_\_\_\_ (\_\_\_\_\_)

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.