

Міністерство освіти і науки України
Відокремлений структурний підрозділ
«Любешівський технічний фаховий коледж
Луцького національного технічного університету»



Трактори і автомобілі

Методичні вказівки до виконання практичних робіт

для здобувачів освіти освітньо-професійного ступеня фаховий молодший
бакалавр

галузь знань 20 Аграрні науки та продовольство

Спеціальність 208 Агроінженерія

денної форми навчання

УДК 631

Д 40

До друку

Голова методичної ради ВСП «Любешівський ТФК ЛНТУ»

_____ Герасимик-Чернова Т.П.

Електронна копія друкованого видання передана для внесення в репозитарій коледжу
Бібліотекар _____ Корець Н.М.

Затверджено методичною радою ВСП «Любешівський ТФК ЛНТУ»

протокол № _____ від «_____» _____ 2025 р.

Рекомендовано до видання на засіданні випускної циклової (методичної) комісії педагогічних працівників механізаторського профілю, агроінженерії, автомобільного транспорту протокол № _____ від «_____» _____ 2025 р.

Голова ВЦ(М)К _____ Оласюк Я.В.

Укладач: _____ Деміх І.В., викладач першої категорії

Рецензент: _____ Хомич А.В., кандидат технічних наук, директор ВСП «Любешівський ТФК ЛНТУ»

Відповідальний за випуск: _____ Оласюк Я.В., викладач вищої категорії, голова випускної циклової (методичної) комісії педагогічних працівників механізаторського профілю, агроінженерії, автомобільного транспорту

Трактори і автомобілі [Текст]: методичні вказівки до виконання практичних робіт для здобувачів освіти освітньо-професійного ступеня фаховий молодший бакалавр галузь знань 20 Аграрні науки та продовольство спеціальність 208 Агроінженерія денної форми навчання/уклад. І.В.Деміх. – Любешів: ВСП «Любешівський ТФК ЛНТУ», 2025. – 44 с.

Методичне видання складене відповідно до діючої програми курсу «Трактори і автомобілі» з метою вивчення та засвоєння методики проведення теплового, динамічного розрахунків, побудови індикаторної діаграми, теоретичних характеристик та вибору основних параметрів автотракторних двигунів внутрішнього згорання дисципліни, містить методичні вказівки до виконання практичних робіт, питання для самоконтролю до кожної роботи та перелік рекомендованої літератури.

Зміст

Вступ.....	4
Практична робота 1. Вибір основних параметрів двигуна...	5
Питання для самоконтролю до практичної роботи 1.....	14
Практична робота 2. Визначення параметрів робочого циклу двигуна	15
Питання для самоконтролю до практичної роботи 2.....	27
Практична робота 3. Побудова та аналіз індикаторних діаграм	28
Питання для самоконтролю до практичної роботи 3.....	37
Перелік використаних джерел.....	38
Додаток А.....	39
Додаток Б.....	40
Додаток В.....	42
Додаток Г.....	43

Вступ

Методичні вказівки призначені до виконання практичних занять з дисципліни «Трактори і автомобілі» студентами за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія». Методичні вказівки містять три практичних роботи: методики проведення теплового, динамічного розрахунків, побудови індикаторної діаграми, теоретичних характеристик та вибору основних параметрів автотракторних двигунів внутрішнього згоряння. У додатках наведено необхідні довідкові дані та індивідуальні завдання. Для закріплення матеріалу після кожної роботи надаються питання для самоконтролю.

При виконанні практичних робіт студент повинен вивчити методику проведення відповідного розрахунку, подану в даній роботі, провести розрахунок відповідно до індивідуального завдання, відповісти на питання для самоконтролю та підготувати звіт про виконану практичну роботу.

У кінці кожної практичної роботи проводиться аналіз отриманих результатів і даються висновки. Аналіз та висновки робляться студентом самостійно. Кожна наступна робота є логічним продовженням попередньої і ґрунтується на вихідних даних і раніше отриманих результатах. Звіт до кожної практичної роботи надається викладачеві на перевірку, далі робота підлягає захисту. У процесі захисту студент пояснює викладачеві порядок виконання роботи, здійснює обґрунтування обраних параметрів і отриманих результатів. Допускається оформлення звіту з використанням комп'ютерних текстових редакторів або вручну.

На міліметровому папері необхідно будувати індикаторну діаграму у практичній роботі 3. При цьому формат аркуша під індикаторну діаграму рекомендується А3, тому що в подальшому на ньому будуть виконуватися і рисунки для практичної роботи 5.

Практична робота 1. Вибір основних параметрів двигуна

Головна тенденція у розвитку сучасних двигунів автомобілів і тракторів полягає у підвищенні їх потужних та економічних показників при одночасному зниженні маси та габаритів. Відповідно цій тенденції спостерігається зростання таких параметрів, як ступінь стиснення, середній ефективний тиск, літрова та поршнева потужність, частота обертання колінчастого валу, надійність роботи двигуна при відповідному зменшенні його маси і питомої витрати палива. У таблиці 1.1 вказані діапазони значень основних параметрів сучасних автотракторних двигунів.

Таблиця 1.1 – Основні параметри сучасних автотракторних двигунів

Тип двигуна	Ступінь стиснення, ϵ	Середній ефективний тиск P_e , МПа	Номінальна частота обертання n_n , хв^{-1}	Середня швидкість поршня C_n , м/с	Літрова потужність N_{el} , кВт/л	Питома ефективна витрата палива g_e , г/кВт-год
Бензинові двигуни вантажних автомобілів	6...12	0,65...0,90	3000...4200	8...16	15...33	300...325
Дизелі з нерозділеними камерами згоряння	14...17	0,65...2,50	1800...2500	9...12	11...24	200...235
Дизелі з розділеними камерами згоряння	17...22	0,50...1,00	1500...2800	9...15	7,5...15	220...280

Співвідношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $A=R/L$ для сучасних автотракторних двигунів становить $0,21...0,30$, причому для швидкохідних двигунів зазвичай застосовуються довгі шатуни (значення A малі), для тракторних – відносно короткі [1, 2, 4].

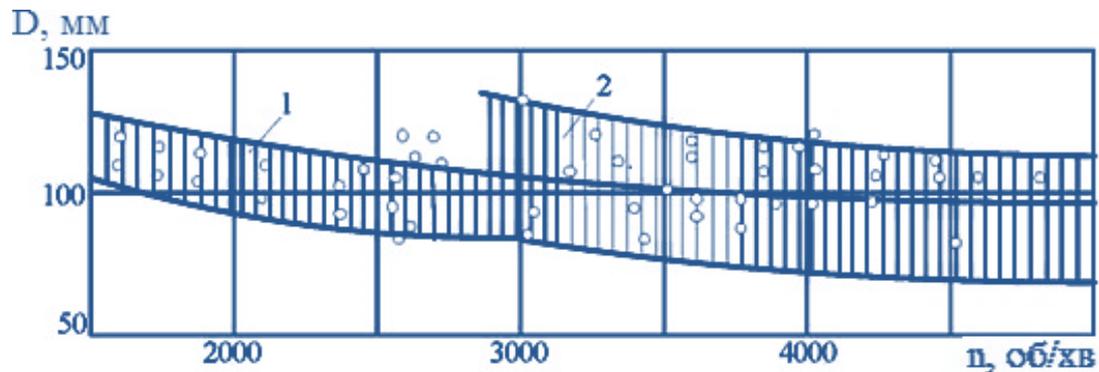
Слід враховувати, що зі збільшенням A підвищується ймовірність зачіплення шатуна за нижню кромку циліндра, у зв'язку з чим доводиться виконувати вирізи у нижній частині циліндрів; збільшується тиск на стінку циліндра, підвищуються втрати потужності на тертя та прискорюється зношування циліндрів та поршнів; зростають сили інерції другого порядку, що також сприяє прискоренню зношування деталей двигуна; зменшується габаритна висота, маса шатуна і двигуна. Останнє є єдиною перевагою коротких шатунів.

1 Вибір розмірів і кількості циліндрів проводиться на основі таких міркувань. Діапазон можливої зміни діаметра циліндра можна визначити, використовуючи залежність $D = f(n_H)$ для існуючих моделей двигунів (рисунок 1.1).

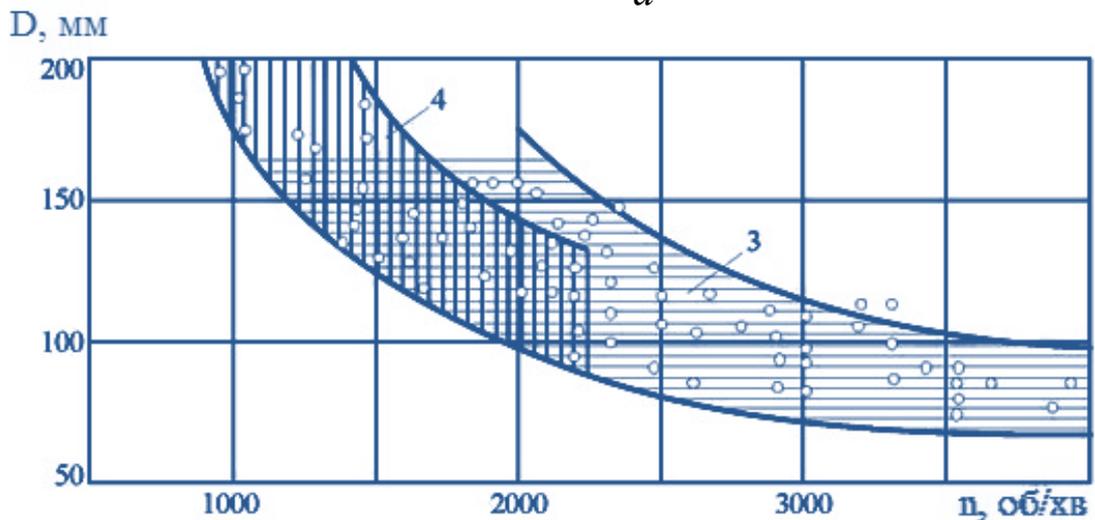
Крапки на графіках відповідають реальним двигунам, ступінь концентрації точок вказує на перевагу вибору розмірів циліндра при заданій частоті обертання. Верхні межі заштрихованої області відносяться до короткохідних ($S/D = 0,8...0,9$), а нижні – до довгохідним ($S/D = 1,1 ... 1,2$) двигунам [1-4]. При відомих типах двигуна і частоті обертання, користуючись рисунком 1.1, можна визначити діапазон кращих діаметрів циліндра. Призначивши стандартний D (в мм, округлений на 0 або 5 – для дизелів, або до найближчого парного числа – для бензинових і газових двигунів), згідно з відповідним співвідношенням S/D визначають хід поршня S і орієнтовну середню швидкість поршня, C_n , м/с :

$$C_n = \frac{S \cdot n_H}{30} .$$

При цьому слід пам'ятати, що C_n певною мірою є показником теплової напруженості та динамічної навантаженості деталей двигуна та суттєве її підвищення (вище значень, зазначених у таблиці 1.1) небажано. У цьому випадку необхідно збільшити діаметр циліндра D .



a



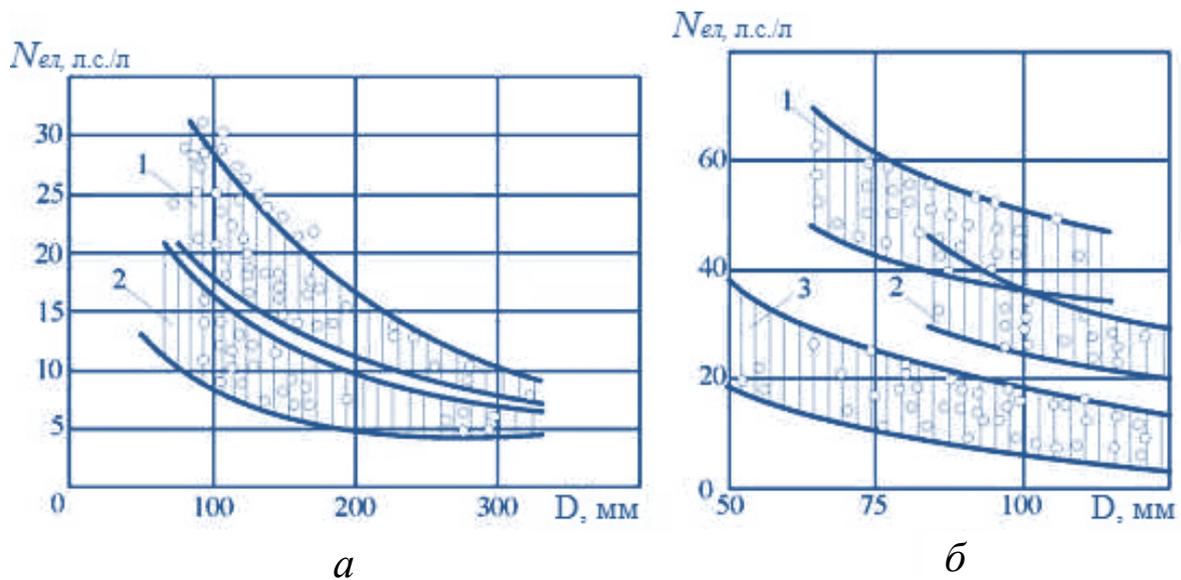
б

a – для бензинових двигунів малих вантажних автомобілів і тракторів (1),
бензинових двигунів великих вантажних автомобілів (2);

б – автотракторних дизелів (3), транспортних і стаціонарних дизелів (4)

Рисунок 1.1 – Діаметр циліндра двигуна залежно від частоти обертання колінчастого валу

Для визначення ефективної літрової потужності $N_{ел.}$, використовуючи відомий діаметр циліндра D , доцільно використовувати графіки $N_{ел} = f(D)$ (рисунок 1.2).



a – автомобільних без наддува (1), тракторних (2); *б* – бензинових легкових серійних (1), бензинових вантажних (2), бензинових стаціонарних (3)

Рисунок 1.2 – Залежності між діаметром циліндрів і літровою потужністю двигунів

За прийнятим діаметром циліндра встановлюють межі зміни ефективної літрової потужності двигуна $N_{e.l}$ (на графіках літрова потужність виміряна в *л.с./л* для конвертації в *кВт/л*, знайдене на графіку значення літрової потужності необхідно помножити на 0,736) і циліндрову потужність N_{μ} , кВт,

$$N_{\mu} = N_{e.l} \cdot V_h = N_{e.l} \frac{\pi \cdot D^3}{4} \cdot \frac{S}{D} = N_{e.l} \frac{\pi \cdot S \cdot D^2}{4},$$

де V_h – робочий об'єм циліндра, л (D та S , *дм*).

Циліндрова потужність двигуна N_{μ} визначає рівень його форсування по потужності і кількість циліндрів двигуна.

Слід звернути увагу, що діаметр циліндра необхідно узгоджувати з діапазонами по осях абсцис графіків (рисунок 1.2). Якщо обраний діаметр

циліндра за своїм значенням виходить за межі поля графіка, то необхідно вибрати інше значення діаметра з діапазону значень, який рекомендований графіком на рисунку 1.1 і округлити за правилами, що надані вище.

При заданій ефективній номінальній потужності $N_{e.n}$ необхідну кількість циліндрів i можна знайти за формулою:

$$i = N_{e.n} / N_{\mu}.$$

Отримане значення i округляють до найближчого цілого числа, але бажано виключити значення $i = 5, 7, 9$...тощо.

Після визначення кількості циліндрів слід уточнити значення літрової потужності за формулою, $N_{e.l}$, кВт/л :

$$N_{e.l} = \frac{N_{e.n}}{V_h}.$$

Робочий об'єм циліндра V_h , л, визначається за формулою, (якщо D і S , дм):

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^3}{4} \cdot \frac{S}{D} = \frac{\pi \cdot S \cdot D^2}{4}.$$

2 *Обґрунтування необхідності наддуву дизельного двигуна та визначення його тиску.* Прийняте раніше значення літрової потужності двигуна визначає рівень середнього ефективного тиску, P_e , МПа,

$$P_e = \frac{30 \cdot N_{e.l} \cdot \tau}{n_H},$$

де τ – тактність двигуна (для чотиритактних двигунів $\tau = 4$).

Також P_e , МПа, можна визначити за формулою:

$$P_e = \frac{H_u \cdot \eta_i}{l_o \cdot \alpha} \eta_v \cdot \eta_m \cdot \rho_k = C \frac{\eta_e}{\alpha} \eta_v \cdot \rho_k,$$

де H_u – нижча питома теплота згоряння палива;

l_o – теоретично необхідна кількість повітря на 1 кг палива;

η_i – індикаторний ККД;

η_v – коефіцієнт наповнення;

η_m – механічний ККД;

η_e – ефективний ККД ($\eta_e = \eta_i \eta_m$);

α – коефіцієнт надлишку повітря;

ρ_k – щільність заряду, кг/м³.

Для чотиритактних двигунів значення коефіцієнта наповнення η_v складає [4]:

- для карбюраторних двигунів $\eta_v = 0,75 \dots 0,85$;
- для дизелів без наддува $\eta_v = 0,8 \dots 0,9$;
- для дизелів з наддувом $\eta_v = 0,85 \dots 0,95$.

Значення ефективного ККД η_e [1,4]:

- для карбюраторних двигунів $\eta_e = 0,25 \dots 0,33$;
- для газових двигунів $\eta_e = 0,23 \dots 0,30$;
- для дизелів $\eta_e = 0,35 \dots 0,40$.

Коефіцієнт надлишку повітря α визначає склад горючої суміші. Його значення залежить від типу сумішоутворення, умов займання та згоряння палива, а також від режиму роботи двигуна. Для номінального режиму роботи [1, 2]:

- бензинових карбюраторних двигунів $\alpha = 0,85 \dots 1,15$;
- газових карбюраторних двигунів $\alpha = 1,0 \dots 1,3$;
- дизелів з наддувом $\alpha = 1,35 \dots 2,0$;
- дизелів без наддува з нерозділеними камерами згоряння $\alpha = 1,45 \dots 1,8$;
- дизелів без наддува з розділеними камерами згоряння $\alpha = 1,25 \dots 1,45$.

При виконанні попередніх розрахунків рекомендується спочатку брати середнє значення із запропонованого інтервала, а потім, у процесі уточнення параметрів, це значення змінюють, але в межах вказаного діапазону. Спочатку можна взяти і відмінну від середнього значення величину, але при цьому треба бути готовим до обґрунтування цього вибору.

Прийнявши попередньо, що проєктований дизель має наддув, можна визначити необхідну щільність заряду ρ_k , кг/м³,

$$\rho_k \approx 10 \frac{N_{e.l} \cdot \tau \cdot \alpha}{\eta_e \cdot \eta_v \cdot n_H} .$$

Тоді використовуючи значенням ρ_k можна визначити потрібний тиск наддува для реалізації літрової потужності двигуна $N_{e.l}$, МПа ,

$$P_k = P_0 (\rho_k / \rho_0)^{n_k} ,$$

де p_0 – тиск навколишнього середовища ($p_0 = 0,1$ МПа);

ρ_0 – щільність атмосферного повітря ($\rho_0 = 1,21$ кг/м³);

n_k – показник політропи стиснення в компресорі, залежить від його типу і ступеня досконалості процесу, що в ньому відбувається:

- для поршневих компресорів $n_k = 1,4 \dots 1,6$;
- для об'ємних компресорів $n_k = 1,55 \dots 1,75$;
- для відцентрових компресорів $n_k = 1,4 \dots 2,0$.

Якщо тиск наддуву p_k виявиться нижче $0,14$ МПа, то слід знизити літрову потужність двигуна $N_{e.l}$ (зменшити ступінь форсування) і збільшити кількість циліндрів, або відмовитися від застосування турбонаддува, тому що при тиску $p_k = 0,1 \dots 0,14$ МПа застосування цієї системи неефективно.

При цьому температура наддуву (температура повітря на виході з компресора або на в ході в циліндр двигуна) T_k , К,

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

де T_0 – температура навколишнього середовища, K ($T_0 = 293 K$).

Далі потрібно уточнити коефіцієнти та здійснити перерахунок параметрів, узгоджуючи їх із даними таблиці 1.1, рисунком 1.1 та рисунком 1.2, а також наведеними рекомендаціями.

3 Вибір камери згоряння, коефіцієнта надлишку повітря та ступеню стиснення. Після обґрунтування наявності чи відсутності наддуву, а також уточнення коефіцієнтів та параметрів необхідно визначити тип камери згоряння.

У наш час в тракторних дизелях використовуються переважно нерозділені камери згоряння з безпосереднім упорскуванням та об'ємно-плівковим сумішоутворенням. Дизелі з такими камерами згоряння мають високу економічність та широкі можливості для форсування по середньому ефективному тиску.

Але для автомобільних дизелів з частотою обертання $n_n > 2700 \text{ хв}^{-1}$ краще вихрові камери, бо вони допускають велику ступінь форсування по швидкісному режиму (до $n_n = 4500 \dots 5000 \text{ хв}^{-1}$).

Ступінь стиснення ϵ визначається способом сумішоутворення, властивостями палива, наявністю наддува тощо.

У двигунах з займанням від електричної іскри ступінь стиснення ϵ обмежується за умовою попередження явища детонації та вибір її залежить від антидетонаційних властивостей застосовуваного палива. Визначити ступінь стиснення залежно від октанового числа бензинів можна, керуючись даними таблиці 1.2. При цьому ступінь стиснення можна визначити методом інтерполяції.

Необхідно мати на увазі, що підвищення ступеня стиснення збільшує термічний ККД робочого циклу двигуна і, як наслідок, покращує

економічність, однак одночасно зі збільшенням ϵ необхідно застосовувати більш дороге паливо з великим октановим числом.

Таблиця 1.2 – Залежність ступеня стиснення ϵ від октанового числа бензинів

Октанове число палива	73...76	77...80	81..90	91..100	> 100
Ступінь стиснення ϵ	6,6...7	7,1...7,5	7,6...8,5	8,6...9,5	до 12

Для дизелів значення ступеня стиснення рекомендується обирати в таких межах [1, 4, 5]:

- дизелі з наддувом $\epsilon = 13,5...15$;
- дизелі без наддува з нерозділеною камерою згоряння $\epsilon = 14...17$;
- дизелі без наддува з розділеною камерою згоряння $\epsilon = 17...22$.

Для дизелів збільшення ϵ також сприяє підвищенню термічного ККД, але з іншого боку призводить до збільшення навантаження на деталі КШМ і зменшенню механічного ККД.

Як паливо для газових двигунів використовуються скраплені гази: СПБТЛ – суміш пропану та бутану технічна літня та СПБТЗ – зимова, що зберігаються під тиском 2 МПа . Основними компонентами цих сумішей є: пропан C_3H_6 і бутан C_4H_{10} , октанове число яких становить 90. 98. До 6 % (за масою) у складі суміші можуть бути присутні інші гази.

Уточнюємо значення індикаторного і механічного ККД.

Значення індикаторного ККД η_i [1, 4, 7]:

- для карбюраторних двигунів $\eta_i = 0,28...0,38$;
- для газових двигунів $\eta_i = 0,26. 0,34$;
- для дизелів $\eta_i = 0,42. 0,52$.

Значення механічного ККД η_m :

- для карбюраторних двигунів $\eta_m = 0,7...0,85$;
- для газових двигунів $\eta_m = 0,75. 0,85$;
- для дизелів без наддува $\eta_m = 0,7...0,82$;
- для дизелів з наддувом $\eta_m = 0,8...0,9$.

Питання для самоконтролю до практичної роботи 1

- 1 У яких межах знаходиться співвідношення радіусу кривошипа до довжині шатуна для сучасних автотракторних двигунів?
- 2 Які шатуни зазвичай застосовуються для швидкохідних двигунів: довгі шатуни (значення A малі) чи відносно короткі?
- 3 До яких наслідків може призвести збільшення співвідношення радіусу кривошипа до довжині шатуна $A=R/L$?
- 4 До яких типів двигунів належить співвідношення $S/D = 0,8...0,9$?
- 5 До яких типів двигунів належить співвідношення $S/D = 1,1 ... 1,2$?
- 6 За якою формулою можна визначити циліндрову потужність N_{μ} , кВт?
- 7 Які параметри двигуна визначає циліндрова потужність двигуна N_{μ} ?
- 8 За якою формулою можна визначити робочий об'єм циліндра ?
- 9 Яким явищем обмежується ступінь стиснення ϵ у двигунах з займанням від електричної іскри ?
- 10 Які основні компоненти палива для газових двигунів, що використовують скраплені гази?

Практична робота 2. Визначення параметрів робочого циклу двигуна

Параметри робочого циклу (процесу) двигуна визначаються при виконанні теплового розрахунку. За його результатами визначаються індикаторні параметри робочого циклу, ККД та економічність, уточнюються основні розміри двигуна, що проектується.

При виконанні теплового розрахунку двигуна в першу чергу визначаються параметри робочого тіла, навколишнього середовища та залишкових газів.

1 Параметри навколишнього середовища та залишкових газів. Атмосферні умови, які необхідні для наступних розрахунків приймаються такі: $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; $T_0 = 293 \text{ К}$ (див. також практичну роботу 1).

Температура залишкових газів приймається з інтервалу [1, 4]:

- для дизелів $T_r = 600 \dots 900 \text{ К}$;
- для карбюраторних двигунів $T_r = 900 \dots 1200 \text{ К}$;
- для газових двигунів $T_r = 750 \dots 1000 \text{ К}$.

При виборі значення T_r слід враховувати, що при збільшенні частоти обертання температура залишкових газів зростає, а при збільшенні ступеня стиснення та кута випередження запалення (тобто подачі палива) – знижується. Також на температуру залишкових газів T_r впливає склад суміші.

Тиск залишкових газів можна визначити за формулою:

- для карбюраторних двигунів і дизелів без наддува

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) p_0;$$

- для дизелів з наддувом

$$p_r = (0,75 \dots 0,95) p_k.$$

Слід враховувати, що під час роботи дизеля з турбонаддувом повітря надходить у циліндри не з атмосфери, а з компресора. Тому значення p_0 і T_0 у наступних розрахунках приймаються рівними тиску і температурі на виході з компресора p_k і T_k .

2 *Параметри робочого тіла.* Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг бензину або дизельного палива, *кг/кг палива*,

$$L'_0 = \frac{1}{0,23} [(8/3)C + 8H - O],$$

де C, H, O – вагова частка відповідних компонентів. Для спрощення розрахунків, приймаємо:

- для дизельного палива: $C = 0,857$; $H = 0,133$; $O = 0,01$;

- для бензинів: $C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$.

Теоретична кількість повітря в молях, необхідна для згоряння 1 моля скрапленого газового палива, *моль/моль палива*,

$$L'_0 = \sum \frac{1}{0,21} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n \cdot H_m \cdot O_r,$$

де C_n , H_m , O_r – об'ємна частка даного компонента в газоподібному паливі.

Для скрапленого газу, який містить 52 % пропана C_3H_8 і 48 % бутану C_4H_{10} (суміш пропана і бутану технічна літня – СПБТЛ),

$H_u = 98220$ кДж/м³), $r = 0$,

$$L'_0 = \frac{1}{0,21} \left(\left(3 + \frac{8}{4} \right) 0,52 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) 0,48 \right) = 27,24 \text{ кмоль / кмоль }.$$

Теоретично необхідну кількість повітря для згоряння 1 кг палива, *кмоль/кг палива*, визначаємо за формулою

$$L_0 = \frac{L'_0}{\mu_B},$$

де μ_B – маса 1 кмоль повітря ($\mu_B = 28,96$ кг/кмоль).

Кількість свіжого заряду, *кмоль/кг палива*,

- для бензинових двигунів:

$$M_1 = L + \frac{1}{\mu_T} = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T};$$

- для газових двигунів:

$$M_1 = L + 1 = \alpha \cdot L_0 + 1;$$

- для дизельних двигунів:

$$M_1 = L + \frac{1}{\mu_T} = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T} \approx L = \alpha \cdot L_0.$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря (див. практичну роботу 1);

L – дійсна кількість повітря, яка необхідна для згоряння 1 кг палива, *кмоль/кг палива*;

μ_T – молекулярна маса парів палива (бензин: $\mu_T = 110...120$ *кг/моль*, дизельне паливо $\mu_T = 180...200$ *кг/моль*).

Крім повітря, що надійшло, в циліндрі знаходяться залишкові гази, кількість яких, *кмоль/кг палива*,

$$M_r = \gamma_r \cdot \alpha \cdot L_0,$$

де γ_r – коефіцієнт залишкових газів.

Коефіцієнт залишкових газів визначається за формулою

$$\gamma_r = \frac{p_r \cdot T_0}{p_0 \cdot T_r \cdot \eta_v (\varepsilon - 1)}.$$

Загальна кількість газів, що знаходиться в циліндрі наприкінці стиснення, *кмоль/кг палива*,

$$M_c = M_1 + M_r = \alpha \cdot L_0 (1 + \gamma_r) .$$

Загальна кількість продуктів згоряння, *кмоль/кг палива*,

- для бензинових двигунів при $\alpha \geq 1$:

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + H/4 + O/32 + 0,21 \cdot L_0 (\alpha - 1);$$

- для бензинових двигунів при $\alpha < 1$:

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + H/4 + O/32 + 0,21 \cdot L_0 (1 - \alpha);$$

- для дизельних двигунів:

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + H/4 + O/32;$$

- для бензинових і газових двигунів:

$$M_2 = M_1 + \Delta M ,$$

де ΔM – зміна кількості **кмолів** газів при згорянні:

$$\Delta M = \frac{(m + r - 1)}{\sum \left(\frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right)} \cdot C \cdot H \cdot O .$$

Для скрапленого газу приймаємо $\Delta M = 1,24$ *кмоль/кг*.

З обліком залишкових газів кількість газів, що знаходяться в циліндрі наприкінці згоряння, *кмоль/кг палива*, знаходимо за формулою:

$$M_z = M_2 + M_r .$$

При цьому хімічний коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші:

$$\beta_o = M_z / M_c .$$

Справжній хімічний коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші:

$$\beta = M_2 / M_1 .$$

Справжній хімічний коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} .$$

3 *Визначення параметрів робочого циклу.* Визначаємо параметри стану газів (абсолютний тиск **p** і абсолютну температуру **T**) у характерних точках індикаторної діаграми. Такими точками є: **a** – кінець впускання; **c** – кінець стиснення; **z** – кінець згоряння; **b** – кінець розширення.

Тиск **p_a** наприкінці такту впуску буде, МПа ,

$$p_a = p_0 - \Delta p_a ,$$

де Δp_a – величина втрат тиску на впуску, МПа.

Величину втрат тиску на впуску можна визначити за формулою, МПа,

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \cdot \left(\frac{\omega_{\text{вп}}}{2} \right)^2 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_k ,$$

де β – коефіцієнт загасання швидкості руху заряду в перерізі циліндра, що розглядається;

$\xi_{\text{вп}}$ – коефіцієнт опору впускної системи;

$\omega_{\text{вп}}$ – середня швидкість руху заряду в найменшому перерізі впускної системи (як правило у клапані), м/с;

ρ_k – щільність заряду на впуску, кг/м³.

Зазвичай коефіцієнти згасання швидкості руху заряду в перерізі циліндра, що розглядається, і опору впускної системи розглядаються інтегрально, як перший член у круглих дужках у правій частини виразу. Цей інтегральний коефіцієнт приймають:

- для дизелів $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5...3,5$;
- для бензинових двигунів та газових $(\beta^2 + \xi_{en}) = 3,0...4,0$.

Середня швидкість руху заряду в найменшому перерізі впускної системи тим вище, чим вище швидкість поршня C_n і може бути прийнято:

- для дизелів $\omega_{en} = 65...90$ м/с ;
- для бензинових і газових двигунів $\omega_{en} = 85...130$ м/с .

Уточнюємо дійсний коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} .$$

Тоді температура T_a наприкінці такту впуску буде, K ,

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} ,$$

де ΔT – підігрів свіжого заряду від нагрітих деталей приймається:

- для дизелів з наддувом $\Delta T = 0...10^\circ K$;
- для дизелів без наддува $\Delta T = 20...40^\circ K$;
- для карбюраторних двигунів $\Delta T = 5...25^\circ K$.

Уточнюємо дійсний коефіцієнт наповнення:

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

Слід мати на увазі, що для сучасних автотракторних двигунів значення T_a варіюється в межах [1, 2, 4, 5]:

- для карбюраторних двигунів $T_a = 320 \dots 380 \text{ K}$;
- для дизелів без наддува $T_a = 310 \dots 350 \text{ K}$;
- для дизелів з наддувом $T_a = 320 \dots 400 \text{ K}$.

Значення коефіцієнта залишкових газів γ_r знаходиться в межах:

- для бензинових і газових двигунів $\gamma_r = 0,04 \dots 0,08$;
- для дизелів без наддува і з наддувом $\gamma_r = 0,03 \dots 0,06$.

Тиск p_c і температура T_c наприкінці процесу стиснення визначаються за формулою:

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_1}$$

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1}$$

де n_1 – показник політропи стиснення, який для автотракторних дизельних двигунів визначаємо за формулою

$$n_1 = 1,41 - 100 / n_n,$$

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

Для бензинових та газових двигунів $n_1 = 1,34 \dots 1,39$. Чим вище швидкості поршня, тим більше n_1 .

Для сучасних автотракторних двигунів значення T_c варіюється в межах:

- для карбюраторних двигунів $T_c = 650 \dots 800 \text{ K}$;
- для дизелів без наддува $T_c = 700 \dots 900 \text{ K}$;
- для дизелів з наддувом $T_c = 900 \dots 1000 \text{ K}$.

Значення тиску наприкінці стиснення p_c знаходиться в межах:

- для карбюраторних двигунів $p_c = 0,9 \dots 1,6 \text{ МПа}$;
- для дизелів без наддува $p_c = 3,5 \dots 5,0 \text{ МПа}$;
- для дизелів з наддувом $p_c = 6,0 \dots 8,0 \text{ МПа}$.

Задаючись значенням ступеня підвищення тиску при згорянні λ_p , визначаємо тиск наприкінці згоряння для дизельних двигунів, *МПа*:

$$P_z = \lambda \cdot P_c.$$

Ступінь підвищення тиску λ_p приймаємо:

- для дизелів з наддувом $\lambda_p = 1,2 \dots 2,5$;
- для дизелів з розділеною камерою згоряння (передкамерне та вихрекамерне сумішоутворення) $\lambda_p = 1,5 \dots 1,8$;
- для дизелів з нерозділеною камерою згоряння (при безпосередньому уприскуванні) $\lambda_p = 1,8 \dots 2,2$.

Слід враховувати, що чим нижче коефіцієнт надлишку повітря α , тим вище λ_p .

Тиск наприкінці згоряння для бензинових та газових двигунів визначаємо за формулою, *МПа* :

$$P_z = \frac{P_c \cdot \beta_0 \cdot T_z}{T_c}.$$

Температура T_z визначається з рівняння згоряння, яке для чотиритактного дизеля має вигляд:

$$(m \cdot C_v + 8,314 \cdot \lambda) T + \frac{\xi \cdot H_u}{\alpha \cdot L_0 (1 + \gamma_r)} = \beta_0 \cdot m \cdot C_p \cdot T, \quad (2.1)$$

де mC_v – середня мольна теплоємність повітря при постійному об'ємі,

кДж/(кмоль-град);

mC_p – середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску, *кДж/(кмоль-град)*;

ξ – коефіцієнт використання теплоти;

H_u – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг (для дизельного палива

$$H_u = 42500 \text{ кДж/кг}.$$

У чотиритактних дизелів коефіцієнт використання теплоти $\xi = 0,8 \dots 0,9$. Нижчі значення коефіцієнта ξ відповідають швидкохідним дизелям з нерозділеною камерою.

Припускаючи лінійну залежність молярної теплоємності від температури, приблизно знаходимо середню мольну теплоємність повітря при постійному обсязі та середню мольну теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску відповідно:

$$mC_v = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} T_c;$$

$$\text{- при } \alpha \geq 1 : mC_p = 8,314 + (20,2 + 0,921/\alpha) + (13,8/\alpha + 15,5) \cdot 10^{-4} T_z.$$

$$\text{- при } \alpha < 1 : mC_p = 8,314 + (18,4 + 2,6/\alpha) + (13,8/\alpha + 15,5) \cdot 10^{-4} T_z.$$

Температура T_z для чотиритактного бензинового двигуна визначається за формулою:

$$\beta_0 \cdot m \cdot C'_v = m \cdot C_v \cdot T_c + \xi(H_u - \Delta H_u) / \alpha \cdot L_0 (1 + \gamma_r), \quad (2.2)$$

де mC_v – середня мольна теплоємність продуктів згоряння рідкого палива;

mC'_v – середня мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі;

ξ – коефіцієнт використання теплоти (для бензинових двигунів

$\xi = 0,85 \dots 0,95$);

H_u – нижча теплота згоряння: для бензину $H_u = 43900 \text{ кДж/кг}$;

ΔH_u – втрата теплоти у зв'язку з неповнотою згоряння через нестачу кисню, визначається за формулою:

$$\text{- при } \alpha < 1 : \Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0 \text{ кДж/кг};$$

$$\text{- при } \alpha \geq 1 : \Delta H_u = 119950(\alpha - 1) L_0 \text{ кДж/кг}.$$

Значення mC'_v і mC_v , *кДж/кмоль-град*, знаходяться за формулою:

$$mC'_v = (18,42) + 2,61 \alpha + (15,4 + 13,83 \alpha) 10^{-4} T_z; \quad (2.3)$$

$$mC_v = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_c. \quad (2.4)$$

Для чотиритактних газових двигунів теплота згоряння має бути віднесена до 1 моля газоподібного палива, тобто значення H_u , що віднесено до 1 м³ палива, слід помножити на 22,4 (обсяг одного кіломолю палива становить 22,4 м³). Тоді рівняння згоряння для газових двигунів набуває вигляду:

$$\beta \cdot m \cdot C'_v \cdot T_z = m \cdot C_v \cdot T_c + 22,4 \xi_r \cdot H_u / M_1 (1 + \gamma_r). \quad (2.5)$$

Значення коефіцієнта використання теплоти ξ для газових двигунів приймається в межах 0,80...0,85, а значення теплоємностей свіжого заряду і продуктів згоряння визначаються для бензинових двигунів за формулами (2.3, 2.4).

При розрахунку параметрів наприкінці такту розширення значення показника політропи розширення для газових двигунів обирається в межах $n_2 = 1,25...1,30$.

Інші величини, що входять до формул (2.1, 2.2, 2.5), відомі з попередніх розрахунків. Після їх підстановки та перетворень вказані рівняння наводяться до виду квадратного рівняння:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z + C = 0$$

де А, В, С – отримані чисельні значення.

Звідки температуру наприкінці процесу згоряння T_z визначимо за формулою, К,

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4A \cdot C}}{2A} .$$

Слід мати на увазі, що для сучасних автотракторних двигунів значення T_z варіюється в межах [1, 2, 4, 7]:

- для карбюраторних двигунів $T_z = 2400 \dots 2900 \text{ K}$;
- для газових двигунів $T_z = 2200 \dots 2500 \text{ K}$;
- для дизелів $T_z = 1800 \dots 2300 \text{ K}$.

Значення тиску наприкінці стиснення p_z знаходиться в межах:

- для карбюраторних двигунів $p_z = 3,5 \dots 6,0 \text{ МПа}$;
- для газових двигунів $p_z = 3,0 \dots 5,0 \text{ МПа}$;
- для дизелів $p_z = 5,0 \dots 12,0 \text{ МПа}$.

Визначимо тиск p_b і температуру T_b наприкінці такту розширення.

Ступінь попереднього розширення для бензинових і газових двигунів $\rho = 1$, а для дизельних ρ підраховується за формулою:

$$\rho = \frac{\beta_0 \cdot T_z}{\lambda_p \cdot T_c}$$

Ступінь наступного розширення δ знайдемо з виразу:

$$\delta = \varepsilon / \rho .$$

Тоді тиск наприкінці процесу розширення p_b , МПа ,

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} ,$$

де n_2 – показник політропи розширення:

- для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,28$;
- для карбюраторних двигунів $n_2 = 1,23 \dots 1,3$;
- для газових двигунів $n_2 = 1,25 \dots 1,35$.

Температура наприкінці такту розширення T_b , К,

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} .$$

Слід мати на увазі, що для сучасних автотракторних двигунів значення T_b варіюється в межах:

- для карбюраторних двигунів $T_b = 1400 \dots 1700$ К;
- для дизелів $T_b = 1000 \dots 1400$ К.

Значення тиску наприкінці розширення p_b знаходиться в межах:

- для карбюраторних двигунів $p_b = 0,35 \dots 0,6$ МПа;
- для дизелів $p_b = 0,2 \dots 0,5$ МПа.

Для високооборотних двигунів характерні вищі значення T_b і p_b .

Після визначення параметрів наприкінці процесу розширення виконується оцінювання правильності вибору значення температури відпрацьованих газів, що було зроблено на початку теплового розрахунку, за формулами, К,

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} . \quad (2.6)$$

Отримане значення температури T_r , прийняте на початку розрахунку, і обчислене за формулою (2.5) не повинні відрізнятися більше, ніж на 5 %:

$$\left| \frac{T_r^1 - T_r^2}{T_r^1} \right| \cdot 100\% \leq 5\% ,$$

де T_r^1, T_r^2 – температури, що була визначена за формулою (2.6) і та, що була обрана на початку розрахунку, відповідно, К.

В іншому випадку тепловий розрахунок слід уточнити, прийнявши на початку інше значення температури T_r .

Питання для самоконтролю до практичної роботи 2

1. Що саме впливає на температуру залишкових газів T_r ?
2. За якою формулою можна визначити температуру залишкових газів T_r для карбюраторних двигунів і дизелів без наддува?
3. За якою формулою можна визначити температуру залишкових газів T_r для дизелів з наддувом ?
4. Як визначити теоретично необхідну кількість повітря для згорання 1 кг палива (*кмоль/кг палива*)?
5. У яких межах знаходиться тиск в циліндрі наприкінці процесу стиснення для карбюраторних двигунів?
6. У яких межах знаходиться тиск в циліндрі наприкінці процесу стиснення для дизелів без наддува?
7. У яких межах знаходиться тиск в циліндрі наприкінці процесу стиснення для дизелів з наддувом?
8. У яких межах знаходиться температура в циліндрі наприкінці процесу стиснення для карбюраторних двигунів?
9. У яких межах знаходиться температура в циліндрі наприкінці процесу стиснення для дизелів без наддува?
10. У яких межах знаходиться температура в циліндрі наприкінці процесу стиснення для дизелів з наддувом?

Практична робота 3. Побудова і аналіз індикаторних діаграм

1 Побудова індикаторної діаграми дизельного двигуна. Теоретична індикаторна діаграма будується в координатах $p - V$ [1-5].

Спочатку на осі абсцис (рисунок 3.1) відкладають довільний відрізок, що відображає у будь-якому масштабі об'єм камери згоряння V_c , цей відрізок приймають за одиницю. Зазвичай величина цього відрізка від 10 до 20 мм.

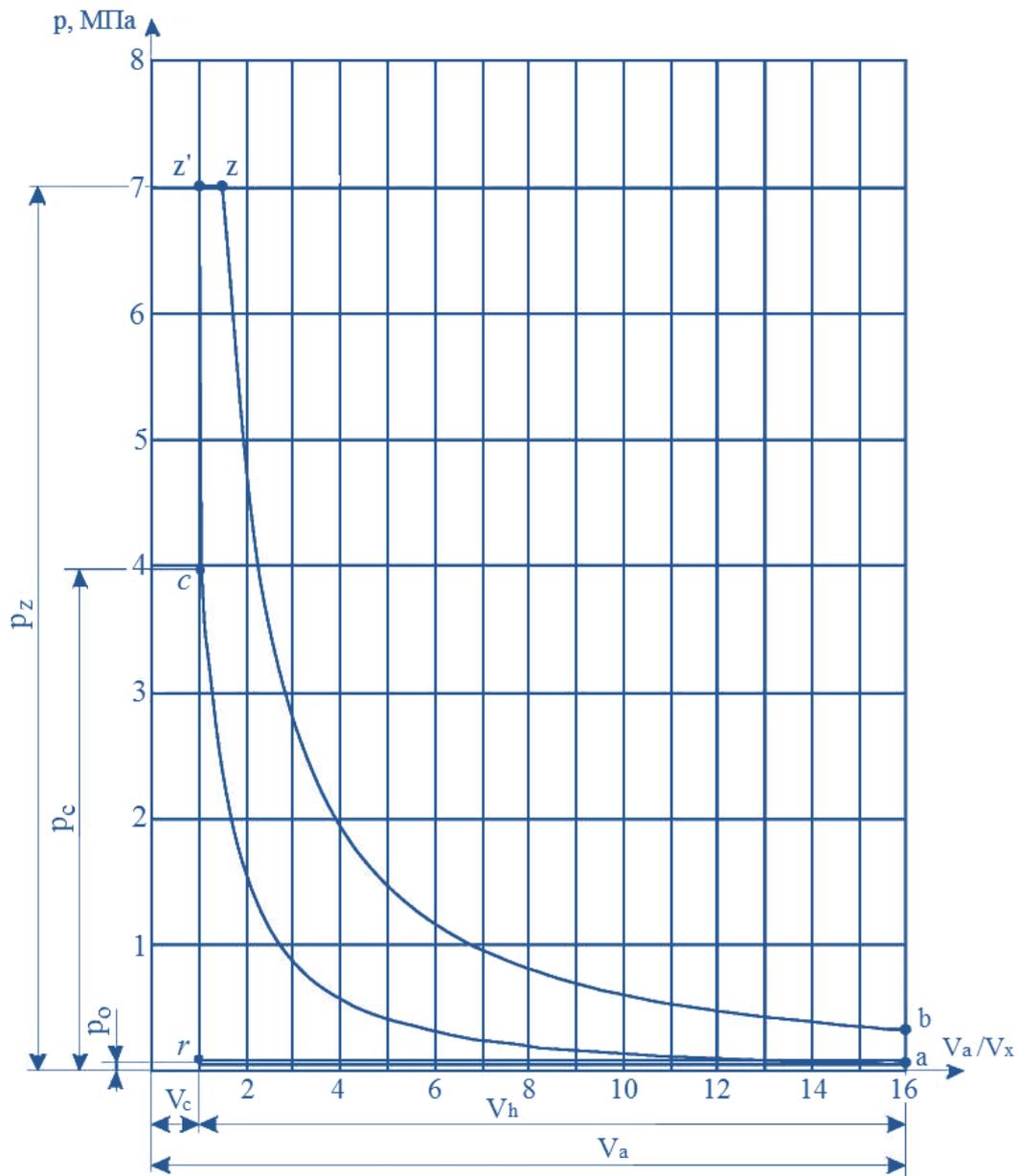


Рисунок 3.1 – Теоретична індикаторна діаграма дизеля

Далі відкладаються на осі абсцис у прийнятому масштабі об'єми, л:

$$V_z = \rho \cdot V_c, \quad V_a = \varepsilon \cdot V_c = V_c + V_h.$$

Вибравши на осі ординат масштаб тиску, відкладають точки: $p_0, p_k, p_a, p_c, p_z, p_b, p_r$; тиск $p'_z = p_z$ (перше з них відповідає точці V_c на осі абсцис, друге – точці V_z). Рекомендовані масштаби: $1 \text{ мм} = (0,033 \dots 0,015) \text{ МПа}$. Співвідношення висоти діаграми до довжини повинно бути від 1,5/1 до 2,0/1.

Через точки: $p'_z, p_z, p_a, p_0, p_k, p_r$ проводять прямі, що паралельні до осі абсцис. Точки a і c поєднуються політропою стиснення, а точки z і b – політропою розширення. Проміжні значення (5...6) цих кривих визначаються з умови, що кожному значенню V_x на осі абсцис відповідають такі значення тисків, МПа ,

- для політропи стиснення:
$$p_x = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1};$$

- для політропи розширення:
$$p_x = p_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}.$$

Відношення об'ємів, що входять до цих рівнянь $V_a / V_x = V_b / V_x$ визначаються за співвідношенням відповідних відрізків на осі абсцис.

Теоретична індикаторна діаграма бензинового двигуна (рисунок 3.2) будується в координатах p - V за методикою для дизелів. При цьому враховується, що у бензинових двигунів ступінь попереднього розширення $p = 1$. Рекомендовані масштаби: $1 \text{ мм} = 0,025 \text{ МПа}$; $V_C = 15 \dots 20 \text{ мм}$.

За побудованою індикаторною діаграмою визначається середній теоретичний індикаторний тиск, МПа,

$$p_i' = \frac{\mu \cdot F}{l},$$

де F – площа індикаторної діаграми, мм^2 ;

l – довжина індикаторної діаграми, мм ;

p – прийнятий масштаб тисків ($1 \text{ мм} = \mu \text{ МПа}$), визначається по осі ординат.

Площа індикаторної діаграми визначається за допомогою планіметра або шляхом побудови її на міліметровому папері та відповідного підрахунку кількості клітин.

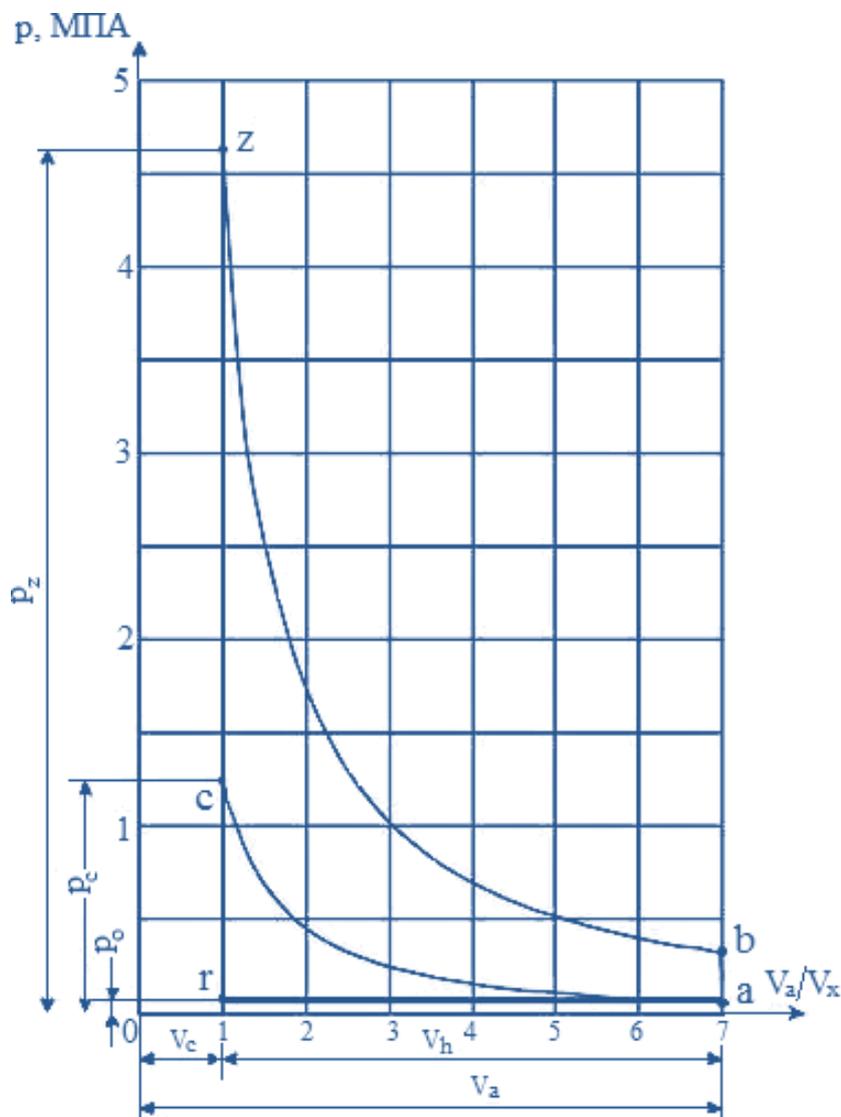


Рисунок 3.2 – Теоретична індикаторна діаграма двигуна з іскровим запалюванням

Середній теоретичний індикаторний тиск для дизельного двигуна визначають також розрахунковим способом за формулою, *МПа*,

$$p_{i(\text{розрах})} = p_c \left[\frac{\lambda_p (\rho - 1) + \frac{\lambda_p \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_1 - 1}} \right)}{\varepsilon - 1} \right].$$

Середній теоретичний індикаторний тиск для двигуна з іскровим запалюванням визначають також розрахунковим способом за формулою, *МПа*,

$$p_{i(\text{розрах})} = p_c \left[\frac{\left(\frac{\lambda_p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right)}{\varepsilon - 1} \right].$$

Точність побудови індикаторної діаграми оцінюється коефіцієнтом похибки:

$$\delta_n = \left(\frac{p_{i(\text{розрах})} - p_i}{p_{i(\text{розрах})}} \right) \cdot 100\% .$$

Коефіцієнт δ_n не повинен перевищувати 3...5 %, інакше необхідно підвищити точність побудови індикаторної діаграми шляхом збільшення кількості проміжних точок діаграми.

Дійсний середній індикаторний тиск, *МПа*,

$$p_i = p_i' \cdot v ,$$

де v – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми.

Для орієнтовних розрахунків при виконанні практичної роботи можна приймати $v = 0,95 \dots 0,97$ для бензинових і газових двигунів; $v = 0,92 \dots 0,95$ – для дизелів [1, 2, 7].

2 Визначення основних розмірів двигуна, показників паливної економічності та ККД.

У цьому розділі практичної роботи уточнюються значення, прийняті попередньо в ході виконання практичної роботи 1.

Середній ефективний тиск, МПа,

$$p_e = p_i \cdot \eta_m,$$

де η_m – механічний ККД двигуна, який дорівнює:

- для дизелів без наддува $\eta_m = 0,70 \dots 0,80$;
- для дизелів з наддувом $\eta_m = 0,80 \dots 0,90$;
- для бензинових двигунів $\eta_m = 0,70 \dots 0,86$;
- для газових двигунів $\eta_m = 0,75 \dots 0,85$ [1,4].

Робочий об'єм циліндрів (літраж) проєктованого двигуна, л ,

$$V_{л} = V_h \cdot i = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_{ел}}{p_e \cdot n_H}$$

де $N_{ел}$ – ефективна потужність двигуна на номінальному режимі;

τ – коефіцієнт тактності (для чотиритактних двигунів $\tau = 4$);

V_h – робочий об'єм одного циліндра, л:

$$V_h = \frac{V_{л}}{i} .$$

Діаметр циліндра, [мм]:

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

Діаметр циліндра дизеля в мм округляється до 0 або 5, наприклад, $D = 101$ мм округляється до 100 мм, $D = 103$ мм – до 105 мм. Діаметр циліндра бензинового та газового двигунів округляється до найближчого парного числа.

За заданим, відповідно до варіанта індивідуального завдання, співвідношенням S/D визначаємо хід поршня S , мм, (округляється аналогічно) і радіус кривошипа R , мм (див. практичну роботу 1).

Визначаємо індикаторний ККД дизельного двигуна з наддувом за формулою (параметри, що входять до формули, визначені в практичній роботі 2)

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot L' \cdot p_0}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \cdot p_i$$

Для дизелів без наддуву, а також бензинових двигунів, індикаторний ККД визначається за цією ж формулою, але замість ρ_k підставляється

$$\rho_0 = 1,21 \text{ кг/м}^3.$$

Для газових двигунів індикаторний ККД визначається за формулою

$$\eta_i = 371,2 \cdot 10^{-6} \frac{M_1 \cdot T_0 \cdot p_i}{H_u \cdot p_0 \cdot \eta_v},$$

де H_u – вимірюється у МДж/м³.

Ефективний ККД двигуна буде:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Індикаторний g_i – питома витрата палива під час роботи дизельного або бензинового двигуна на номінальному режимі – визначається за формулою, $г/кВт \cdot год$,

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u \cdot 10^3} .$$

Індикаторний V_i – питома витрата газового палива при роботі газового двигуна на номінальному режимі – визначається за формулою, $m^3/(кВт \cdot год)$,

$$V_i = \frac{3,6}{\eta_i \cdot H_u} .$$

Індикаторна питома витрата теплоти q_i при роботі газового двигуна на номінальному режимі визначається за формулою, $МДж/(кВт \cdot год)$,

$$q_i = V_i \cdot H_u .$$

Ефективна g_e – питома витрата палива при роботі дизельного або бензинового двигуна на номінальному режимі – визначається за формулою, $г/кВт \cdot год$,

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} .$$

Відповідні ефективні показники V_e і q_e для газового двигуна визначаються шляхом поділу індикаторних показників на механічний ККД, $m^3 / (кВт \cdot год)$, і, $МДж/(кВт \cdot год)$, відповідно:

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_m} ; \quad q_e = \frac{q_i}{\eta_m} .$$

Ефективна питома витрата теплоти q для сучасних газових двигунів знаходиться в межах 12...17 МДж/(кВт-год).

Інші параметри для газових двигунів розраховуються за методикою розрахунку бензинових двигунів.

3 *Аналіз результатів термічного розрахунку.* Для контролю правильності визначення в тепловому розрахунку параметрів газів, індикаторних і ефективних показників циклу, а також показників економічності двигуна, їх слід порівняти зі значеннями, наведеними у таблиці 3.1. Розраховані параметри повинні перебувати в зазначених межах.

Результати теплового розрахунку двигуна, його розмірів та економічності заносяться до таблиці 3.2.

Таблиця 3.1 – Основні показники теплової роботи сучасних двигунів–прототипів [1, 4]

Показник	Тип двигуна	
	бензинові і газові	дизелі
Тиск p_c , МПа	0,9...1,6	3,5...5,5
Температура T_c , К	550...750	700...900
Тиск p'_z , МПа	3,5...6,5	5,0 ... 10,0
Тиск p_z , МПа	3,0...5,0	5,0 ... 10,0
Температура T_z , К	2300...2800	1800 ... 2300
Тиск p , МПа	0,40 ... 0,60	0,30 ... 0,50
Температура T_b , К	1300 ... 1700	1000 ... 1200
Індикаторний ККД η_i	0,27 ... 0,35	0,38 ... 0,53
Ефективний ККД η_e	0,23 ... 0,30	0,30 ... 0,42
Середній ефективний тиск p_e , МПа	0,3...1,0	0,4...1,4
Питома ефективна витрата палива g_e , г/кВт·год	280...350	200...240

Таблиця 3.2 – Результати теплового розрахунку двигуна, його розмірів і економічності

Тиск газів, МПа				Температура газів, К				Середній тиск, МПа		ККД			Питома витрата палива, г/кВт*год		Літраж, л
p_a	p_c	p_z	p_b	T_a	T_c	T_z	T_b	p_i	p_e	η_m	η_i	η_e	g_i	g_e	V_l

Для оцінювання проєктованого двигуна і порівняння його з прототипами визначаються такі показники:

- питома літрова потужність $N_{л}$, $кВт/л$,

$$N_{л} = \frac{N_{e.H}}{V_h \cdot i}; \quad (3.1)$$

- середня швидкість поршня C_n , $м/с$,

$$C_n = \frac{n_H \cdot S}{30}; \quad (3.2)$$

- питома поршнева потужність N_n , $кВт/дм^2$,

$$N_n = \frac{N_{e.H}}{F_n \cdot i}, \quad (3.3)$$

де F_n – площа днища поршня, $Дм^2$:

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}.$$

Показники, отримані за формулами (3.1) – (3.3), порівнюються з їх значеннями у сучасних двигунах (таблиця 3.3).

Таблиця 3.3 – Потужні показники сучасних двигунів [1, 2, 4]

Показник	Дизелі тракторні	Дизелі автомобільні	Бензинові та газові двигуни
Питома літрова потужність, $N_{л}$, $кВт/л$	7,2...15,5	11,5...15,0	16,0...20,0
Питома поршнева потужність, N_n , $кВт/дм^2$	8,6...19,3	16,5 ... 18,5	16,0...18,0
Швидкість поршня, C_n , $м/с$	6,0...9,2	9,5...11,0	8,5...10,5

Годинна витрата палива для бензинового і дизельного двигуна G_T визначається за формулою, $кг/год$,

$$G_T = g_e \cdot N_e .$$

Годинна витрата палива для газового двигуна G_T визначається за формулою, $мЗ'/год$,

$$G_T = V_e \cdot N_e$$

Питання для самоконтролю до практичної роботи 3

1. У яких координатах будується теоретична індикаторна діаграма бензинового двигуна ?
2. Якими методами можна визначити площу індикаторної діаграми?
3. Чим оцінюється точність побудови індикаторної діаграми?
4. Як можна підвищити точність побудови індикаторної діаграми?
5. У яких межах знаходиться механічний ККД двигуна для дизелів без наддува?
6. У яких межах знаходиться механічний ККД двигуна для бензинових двигунів?
7. У яких межах знаходиться механічний ККД двигуна для газових двигунів?
8. За якою формулою можна визначити робочий об'єм циліндрів (літраж) проєктованого двигуна?
9. За якою формулою можна визначити робочий об'єм одного циліндра?
10. За якою формулою можна визначити питому літрову потужність?

Перелік використаних джерел

- 1 Білоконь Я. Ю., Окоча А. І., Войцехівський С. О. Трактори та автомобілі: підруч. Київ: Вища освіта, 2003. 560 с.
- 2 Основні технічні характеристики тракторів. URL: <https://studfile.net/preview/5063243/page:2/> (дата звернення: 29.12.2022).
- 3 Будова тракторів. URL: <https://budova-traktoriv.com.ua/Zmist.html> (дата звернення: 29.12.2022).
- 4 Сандомирський М. Г., Бойко М. Ф., Лебедев А. Т. Трактори та автомобілі. Автотракторні двигуни: навч. посіб. Київ: Вища школа, 2000. Ч. 1. 357 с.
- 5 Принцип дії чотиритактного дизеля. URL: <http://um.co.ua/8/8-15/8-153899.html> (дата звернення: 29.12.2022).
- 6 Робочий цикл двотактного карбюраторного двигуна. URL: https://studme.org/208950/agropromyshlennost/rabochiy_tsikl_dvuhtaktnogo_karbyuratornogo_dvigatelya (дата звернення: 29.12.2022).
- 7 Венцель Є. С., Гончаров В. М. Автомобілі і трактори: навч. посіб. Харків: УкрДАЗТ, 2008. 85 с.

Додаток А

Вихідні дані для розрахунку

Різновид	$N_{eH},$ кВт	$n_H, \text{хв}^{-1}$	$m=D/S$	$\lambda=D/L_{ш}$	
1	50	2500	0,83	0,29	Малий вантажний автомобіль. Газ
2	50	2300	0,75	0,22	Малий вантажний автомобіль. Бензин
3	60	2400	0,87	0,23	Малий вантажний автомобіль. Дизель автотракторний
4	60	3800	0,87	0,3	Малий вантажний автомобіль. Газ
5	70	2300	0,88	0,24	Малий вантажний автомобіль. Бензин
6	70	2600	1,15	0,24	Трактор. Дизель автотракторний
7	80	2400	0,89	0,25	Малий вантажний автомобіль. Дизель автотракторний
8	90	3200	1,17	0,28	Малий вантажний автомобіль. Бензин
9	90	2400	0,88	0,25	Трактор. Дизель автотракторний
10	110	3500	1,12	0,28	Трактор. Дизель автотракторний
11	110	4800	0,89	0,23	Великий вантажний автомобіль. Газ
12	130	3900	0,9	0,3	Великий вантажний автомобіль. Дизель автотракторний
13	130	4000	1,13	0,21	Великий вантажний автомобіль. Бензин
14	130	3200	0,93	0,27	Трактор. Дизель автотракторний.
15	150	2300	0,92	0,24	Трактор. Дизель автотракторний
16	150	3500	1,0	0,29	Великий вантажний автомобіль. Дизель автотракторний
17	200	3400	0,91	0,21	Великий вантажний автомобіль. Бензин
18	200	2500	0,96	0,26	Трактор. Дизель автотракторний
19	250	3200	0,93	0,23	Великий вантажний автомобіль. Дизель автотракторний
20	250	3100	0,87	0,25	Трактор. Дизель автотракторний

Додаток Б

Зведені технічні дані спроектованого двигуна

Показники	Позначення	Од. вимір.	Значення
<i>Загальні</i>			
Тип двигуна			
Номінальна потужність	$N_{e.n}$	<i>кВт</i>	
Номінальна частота обертів колінчастого вала	n_n	<i>хв⁻¹</i>	
Кількість та розташування циліндрів			
<i>Основні конструктивні</i>			
Діаметр циліндра	D	<i>мм</i>	
Хід поршня	S	<i>мм</i>	
Робочий об'єм	V_l	<i>л</i>	
Тип камери згоряння			
Тип охолодження			
Ступінь стиснення	ε	-	
Ставлення радіусу кривошипа до довжини шатуна	λ	-	
Діаметр маховика	D_M	<i>м</i>	
Маса маховика	m_m	<i>кг</i>	
Показники конструкторської розробки			
<i>Параметри робочого процесу</i>			
Впуск	Коефіцієнт наповнення	η_v	-
	Температура наприкінці наповнення	T_a	<i>До</i>
	Тиск наприкінці наповнення	p_a	<i>МПа</i>
Стиснення	Показник політропи стиснення	n_1	-
	Температура наприкінці стиснення	T_c	<i>До</i>
	Тиск наприкінці стиснення	p_c	<i>МПа</i>
	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ_p	-
Згоряння	Ступінь попереднього розширення		-
	Температура наприкінці згоряння	T_z	<i>До</i>
	Тиск наприкінці згоряння	p_z	<i>МПа</i>
	Коефіцієнт молекулярної зміни горючої (робочої) суміші	β_0	-

Продовження додатка Б

Показники		Позначення	Од. вимір.	Значення
Розширення	Показник політропи розширення	n_2	-	
	Температура наприкінці розширення	T_6	До	
	Тиск наприкінці розширення	p_6	МПа	
Випуск	Коефіцієнт залишкових газів	γ_G	-	
	Температура наприкінці випуску	T_r	До	
	Тиск наприкінці випуску	p_r	МПа	
<i>Удільні показники</i>				
Номінальна питома ефективна витрата палива		g_e	г/кВт год	
Літрова потужність		N_l	кВт/л	
Поршнева потужність		N_n	кВт/дм ²	
<i>Показники зовнішньої швидкісної (регуляторної) характеристики</i>				
Ступінь нерівномірності регулятора		δ_p	-	
Максимальна частота обертання холостого ходу		$n_{x \max}$	хв ⁻¹	
Мінімальна частота обертів		n_{\min}	хв ⁻¹	
Частота обертання при максимальному крутному моменті		$n_{Mk \max}$	хв ⁻¹	
Коефіцієнт пристосовності до оборотів		До про	-	
Коефіцієнт запасу крутного моменту		K_M	-	
Оцінна питома витрата палива		$g_e \cdot оц$	г/кВт год	

Додаток В

Значення тригонометричних функцій
 $\sin(\alpha + \beta) / \cos \beta$ та $\cos(\alpha + \beta) / \cos \beta$

α , град	Знак	λ						Знак	α , град
		1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2	1/4,4		
$\sin(\alpha + \beta) / \cos \beta$									
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
10	+	0,2240	0,2212	0,2187	0,2164	0,2144	0,2126	-	350
20	+	0,4370	0,4317	0,4269	0,4227	0,4187	0,4180	-	340
30	+	0,6288	0,6215	0,6150	0,6091	0,6088	0,6030	-	330
40	+	0,7903	0,7818	0,7743	0,7675	0,7614	0,7580	-	320
50	+	0,9147	0,9060	0,8983	0,8915	0,8854	0,8840	-	310
60	+	0,9977	0,9899	0,9831	0,9769	0,9714	0,9680	-	300
70	+	1,0881	1,0322	1,0270	1,0224	1,0182	1,0150	-	290
80	+	1,0374	1,0342	1,0314	1,0289	1,0267	1,0220	-	280
90	+	1,0000	1,0000	1,000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270
100	+	0,9323	0,9354	0,9382	0,9407	0,9429	0,9440	-	260
110	+	0,8413	0,8472	0,8524	0,8570	0,8611	0,8620	-	250
120	+	0,7343	0,7421	0,7490	0,7551	0,7607	0,7670	-	240
130	+	0,6774	0,6261	0,6337	0,6400	0,6467	0,6500	-	230
140	+	0,4953	0,3038	0,5183	0,5181	0,5242	0,5280	-	220
150	+	0,3713	0,3785	0,3851	0,3909	0,3962	0,3960	-	210
160	+	0,4270	0,2523	0,2571	0,2614	0,2653	0,2670	-	200
170	+	0,1233	0,1261	0,1286	0,1309	0,1329	0,1350	-	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180
$\cos(\alpha + \beta) / \cos \beta$									
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
10	+	0,9759	0,9764	0,9769	0,9763	0,9776	0,9800	+	350
20	+	0,9051	0,9070	0,9086	0,9103	0,9118	0,9100	+	340
30	+	0,9717	0,7950	0,7997	0,8030	0,8061	0,8070	+	330
40	+	0,6427	0,6494	0,6557	0,6614	0,6665	0,6720	+	320
50	+	0,4657	0,4760	0,4851	0,4933	0,5006	0,5025	+	310
60	+	0,2791	0,2859	0,2973	0,3079	0,3175	0,3240	+	300
70	+	0,0718	0,0879	0,1022	0,1149	0,1261	0,1340	+	290
80	-	0,1214	0,1069	0,0906	0,0765	0,0640	0,0507	-	280
90	-	0,3077	0,2891	0,2728	0,2582	0,2453	0,2340	-	270
100	-	0,4717	0,4537	0,4379	0,4238	0,4113	0,4040	-	260
110	-	0,6123	0,5961	0,5819	0,5691	0,5578	0,5560	-	250
120	-	0,7281	0,7146	0,7027	0,6921	0,6825	0,6635	-	240
130	-	0,8199	0,9096	0,8004	0,7923	0,7850	0,7820	-	230
140	-	0,8894	0,8827	0,8764	0,8707	0,8655	0,8650	-	220
150	-	0,9404	0,9362	0,9324	0,9290	0,9259	0,9350	-	210
160	-	0,9743	0,9732	0,9706	0,9630	0,9676	0,9655	-	200
170	-	0,9937	0,9932	0,9928	0,9924	0,9920	0,9900	-	190
180	-	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	180

Додаток Г

Характерні кути фази чотиритактних двигунів, які враховуються при побудові графіка сумарної тангенціальної сили

Число, розташування і кут розвалу циліндрів	Кут зміщення кривошипів, град	З'єднання шийок та шатунів за номерами	Порядок роботи циліндрів	Чергування робочих ходів, град	Періодичність зміни сумарної тангенціальної сили, град
1р	-	відповідає номерам циліндрів	0-0-1-0	720	720
2р	180	- // -	1-2-0-0	180-360	720
4р	180	- // -	1-3-4-2 (1-2-3-4)	180	180
6р	120	- // -	1-5-3-6-2-4	120	120
6V - 90	120	1-4; 2-5; 3-6	1-4-2-5-3-6	90-150	240
8V - 90	90	1-5; 2-6; 3-7; 4-8	1-5-4-2-6-3-7-8	90	180(90)
12V -75	120	1-7; 2-8; 3-9; 4-10; 5-11; 6-12	1-12-5-8-3-10-6-7 2-11-4-9	75-45	120

Трактори і автомобілі [Текст]: методичні вказівки до виконання практичних робіт для здобувачів освіти освітньо-професійного ступеня фаховий молодший бакалавр галузь знань 20 Аграрні науки та продовольство спеціальність 208 Агроінженерія денної форми навчання/уклад. І.В. Деміх. – Любешів: ВСП «Любешівський ТФК ЛНТУ», 2025. – 44 с.

Комп'ютерний набір і верстка : І.В. Деміх
Редактор:

Підп. до друку _____ 2025 р. Формат А4.
Папір офіс. Гарн.Таймс. Умов.друк.арк. 3,5
Обл.вид.арк. 3,4. Тираж 15 прим. Зам. 417

Інформаційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75
Друк – РВВ ЛНТУ