

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра машинобудування та технічного сервісу машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання практичних робіт
з дисципліни**

«АВТОМОБІЛІ І ТРАКТОРИ»

Харків – 2023

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри МТСМ 28 жовтня 2022 р., протокол № 2.

Методичні вказівки призначено до виконання практичних занять з дисципліни «Автомобілі і трактори» студентами всіх форм навчання за освітньо-професійною програмою «Будівельні, колійні, гірничі та нафтогазопромислові машини».

Методичні вказівки містять методики проведення теплового, динамічного розрахунків, побудови індикаторної діаграми, теоретичних характеристик та вибору основних параметрів автотракторних двигунів внутрішнього згоряння. Наведено необхідні довідкові дані та питання для самоконтролю.

Укладачі:

доценти А. В. Євтушенко,
А. М. Кравець

Рецензент

доц. Л. М. Козар

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
Практична робота 4. Побудова теоретичних характеристик двигунів	38
Питання для самоконтролю до практичної роботи 4.....	46
Практична робота 5. Динамічний розрахунок двигуна.....	47
Питання для самоконтролю до практичної роботи 5.....	64
Перелік використаних джерел.....	65
Додаток А.....	66
Додаток Б.....	67
Додаток В.....	69
Додаток Г.....	70

Вступ

Методичні вказівки призначені до виконання практичних занять з дисципліни «Автомобілі і трактори» студентами всіх форм навчання за освітньо-професійною програмою «Будівельні, колійні, гірничі та нафтогазопромислові машини». Методичні вказівки містять п'ять практичних робіт: 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 довжині 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].

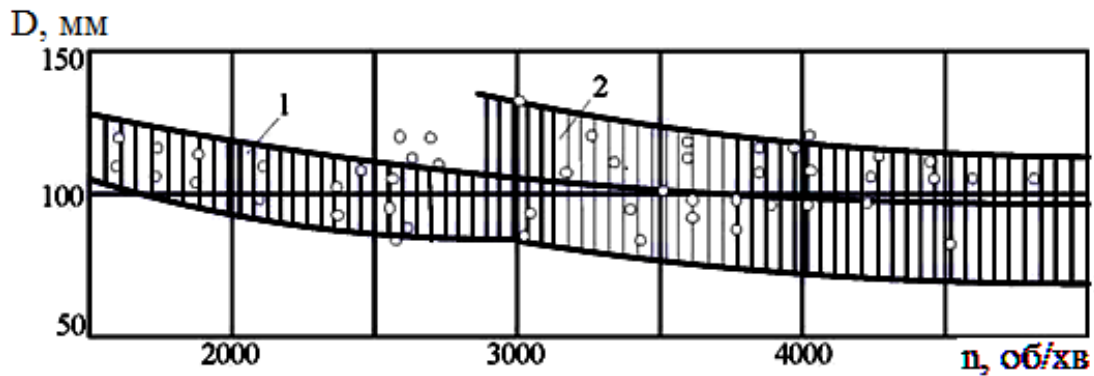
Слід враховувати, що зі збільшенням A підвищується ймовірність зачіплення шатуна за нижню кромку циліндра, у зв'язку з чим доводиться виконувати вирізи у нижній частині циліндрів; збільшується тиск на стінку циліндра, підвищуються втрати потужності на тертя та прискорюється зношування циліндрів та поршнів; 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).

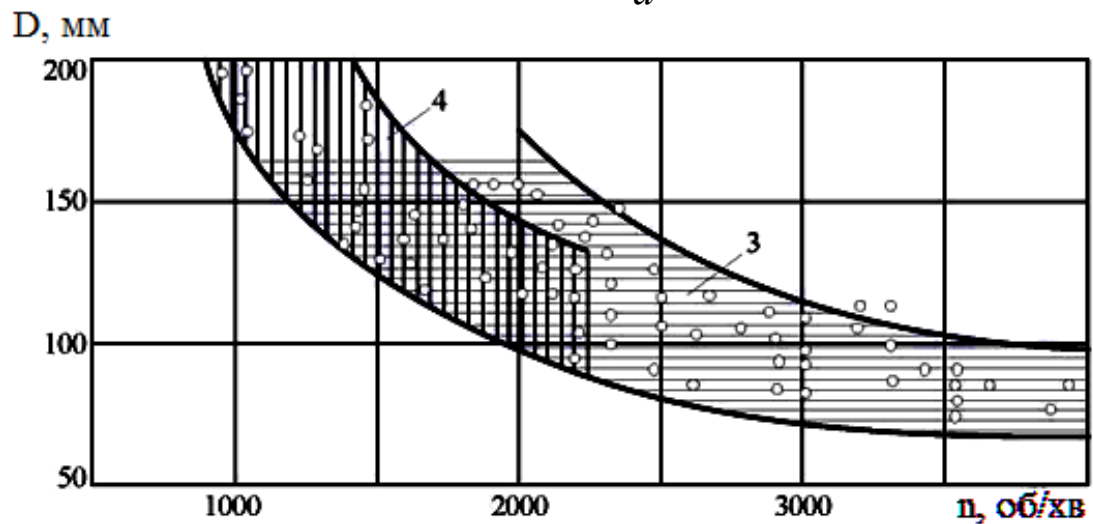
Крапки на графіках відповідають реальним двигунам, ступінь концентрації точок вказує на перевагу вибору розмірів циліндра при заданій частоті обертання. Верхні межі заштрихованої області відносяться до короткохідних ($S/D = 0,8...0,9$), а нижні – до довгохідним ($S/D = 1,1 ... 1,2$) двигунам [1-4]. При 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



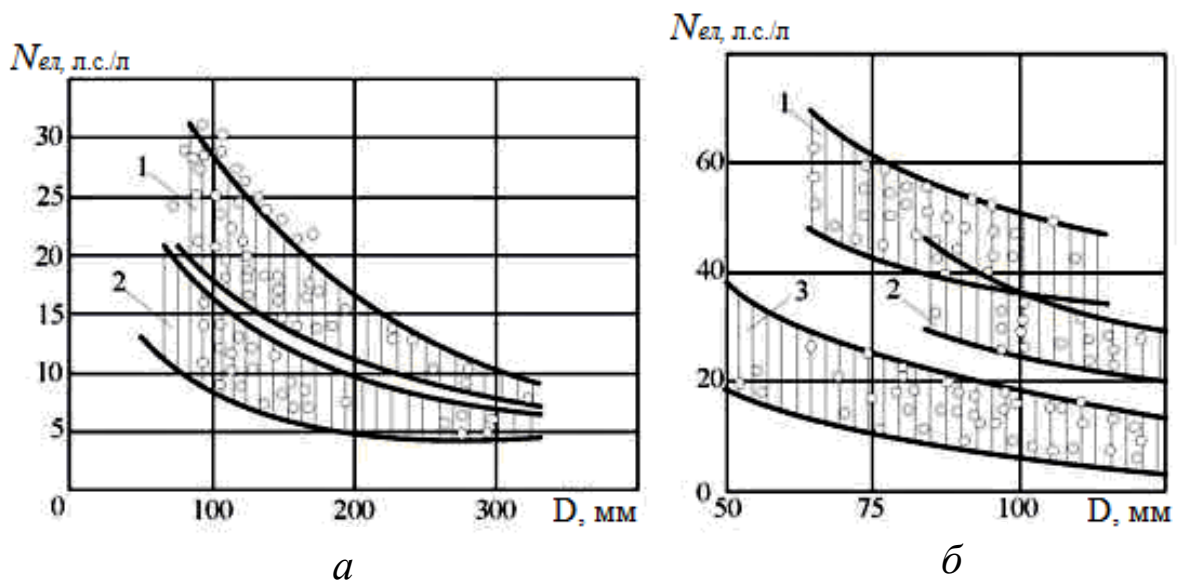
б

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 $N_{el.}$, використовуючи відомий діаметр циліндра D , доцільно використовувати графіки $N_{el.} = f(D)$ (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 $N_{e.H}$ необхідну кількість циліндрів i можна знайти за формулою:

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

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

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

$$N_{e.L} = \frac{N_{e.H}}{V_h}.$$

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 турбонадува, 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 упрскуванням 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 $\eta_i = 0,28 \dots 0,38$;
- 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 $\eta_m = 0,7 \dots 0,85$;
- для газових двигунів $\eta_m = 0,75...0,85$;
- для дизелів без наддува $\eta_m = 0,7 \dots 0,82$;
- для дизелів з наддувом $\eta_m = 0,8 \dots 0,9$.

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

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),

$H_u = 98220 \text{ кДж/м}^3$, $r = 0$,

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

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 ($\mu_B = 28,96 \text{ кг/кмоль}$).

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 згорання 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 $\alpha \geq 1$:

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

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

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

- для дизельних двигунів:

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

- для бензинових і газових двигунів:

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

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

$$\Delta M = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n \cdot H_m \cdot O_r .$$

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,

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

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

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

$\omega_{вп}$ – 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 $(\beta^2 + \zeta_{\text{вн}}) = 2,5 \dots 3,5$;
- для бензинових двигунів та газових $(\beta^2 + \zeta_{\text{вн}}) = 3,0 \dots 4,0$.

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

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

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

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:

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

де $m C_v$ – середня мольна теплоємність повітря при постійному об'ємі,

кДж/(кмоль-град);

$m C_p$ – 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 м^3 палива, слід помножити на 22,4 (обсяг одного кіломолю палива становить $22,4 \text{ м}^3$). 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 $0,80 \dots 0,85$, 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 $n_2 = 1,25 \dots 1,30$.

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 A, B, C – отримані чисельні значення.

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

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

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 , K,

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

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

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

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, K,

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

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, K.

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 згоряння 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.

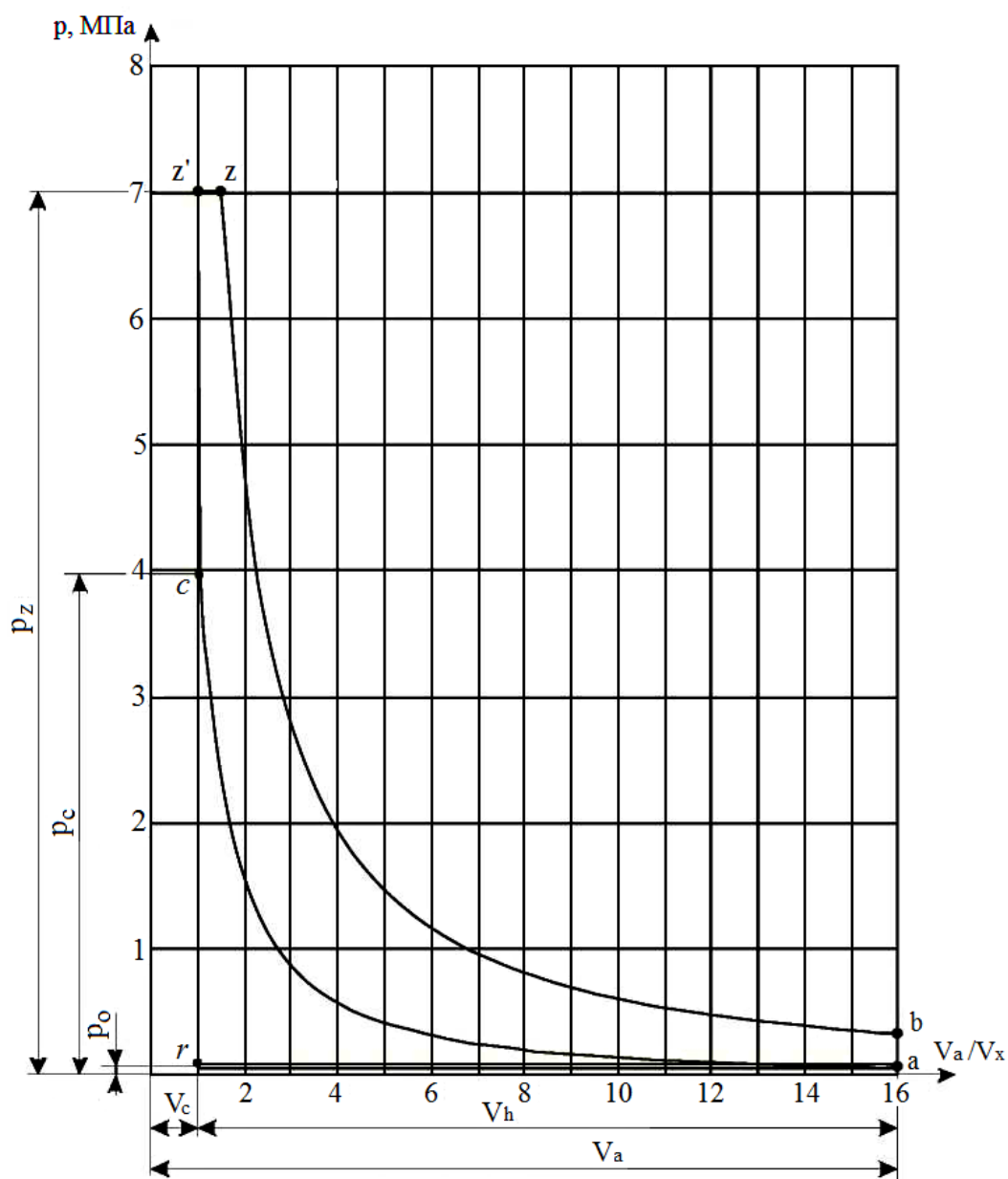


Рисунок 3.1 – Теоретична індикаторна діаграма дизеля

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.

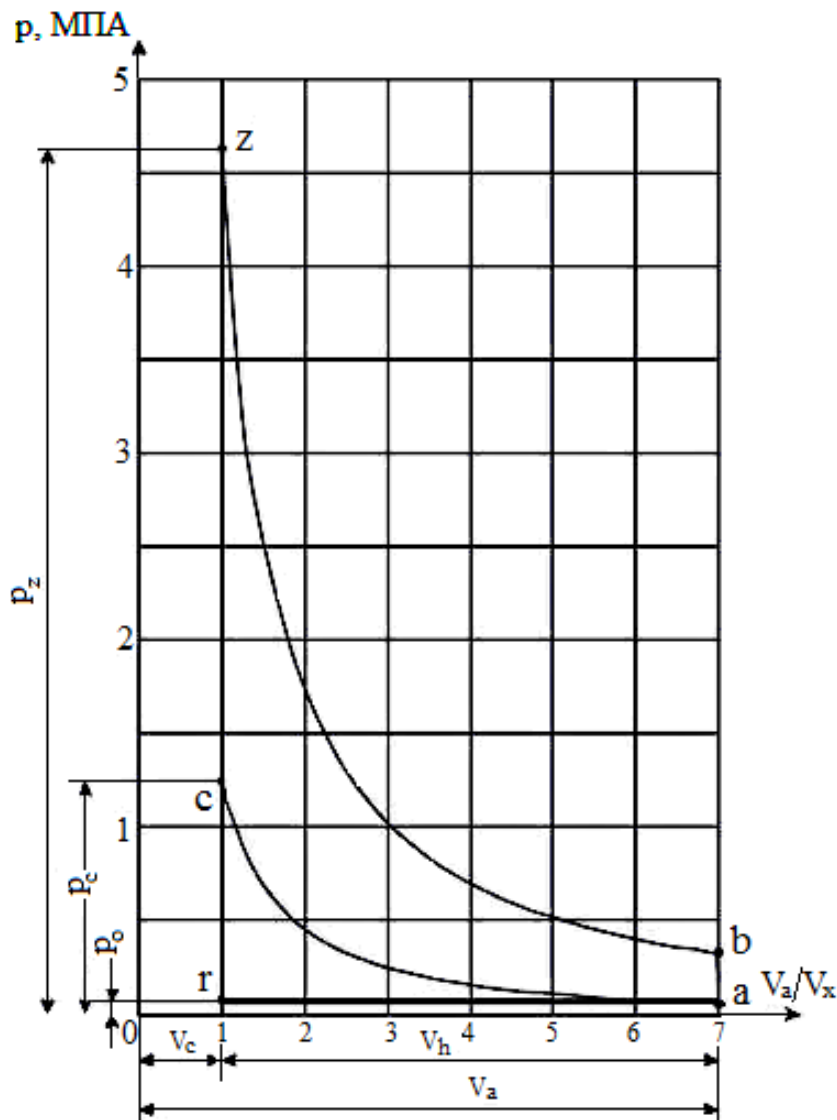


Рисунок 3.2 – Теоретична індикаторна діаграма двигуна з іскровим запалюванням

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

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

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

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

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 економичності 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)

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot p_i}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v} .$$

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, $г/кВт \cdot год$,

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

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

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

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

$$q_i = V_i \cdot H_u \cdot$$

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

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

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:

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

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 проектованого двигуна і порівняння його з прототипами визначаються такі показники:

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

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

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

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

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

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

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?

Практична робота 4. Побудова теоретичних характеристик двигунів

З метою подальшого тягового розрахунку трактора або динамічного розрахунку автомобіля, за результатами теплового розрахунку двигуна будуються відповідні типу двигуна теоретичні характеристики: регуляторна характеристика дизеля або швидкісна характеристика двигуна з іскровим запалюванням. Вихідними даними для їх побудови є: тип двигуна (з займанням від стиснення або з іскровим запалюванням); номінальна потужність $N_{ен}, кВт$; номінальна частота обертання $n_n, хв^{-1}$; питома витрата палива на номінальному режимі роботи двигуна $g_{е.н}, г/кВт·год$, годинна витрата палива на номінальному режимі роботи двигуна $G_{Тн}, кг/год$; (для двигунів на газовому паливі відповідно $V_{е.н}, м^3/кВт·год$ і $G_{Тн}, м^3/год$).

Характеристики будуються при налагодженні всережимного регулятора дизеля на максимальну подачу палива, а для двигунів з іскровим запалюванням – при роботі з повністю відкритою дросельною заслінкою. Приклади оформлення графіків та розташування масштабних шкал наведено на рисунках 4.1–4.4. При виборі масштабів необхідно намагатися зберегти на графіках подібне розташування кривих.

За результатами тих самих розрахунків (випробувань) регуляторна характеристика дизеля може бути подана у вигляді різних графіків:

$(M_k, N_e, G_T, g_e) = f(n)$ – регуляторна характеристика дизеля в функції від частоти обертання (її також називають швидкісною характеристикою дизеля на регуляторі), рисунок 4.1;

$(n, M_k, G_T, g_e) = f(N_e)$ – регуляторна характеристика дизеля – основна (будується в функції від ефективної потужності), рисунок 4.2;

$(n, N_e, G_T, g_e) = f(M_k)$ – регуляторна характеристика дизеля в функції від крутного моменту, рисунок 4.3.

Основна регуляторна характеристика дизеля $f(N_e)$ використовується для аналізу роботи дизеля на регуляторі (регуляторні гілки тут розтягнуті), для визначення експлуатаційної паливної економічності двигуна, експлуатаційної оціночної питомої витрати палива тощо.

Регуляторна характеристика дизеля в функції від частоти обертання $f(n)$ є найважливішою характеристикою для автомобільних дизелів, на основі якої будується динамічна характеристика автомобіля з дизельним двигуном.

Регуляторна характеристика дизеля в функції від крутного моменту $f(M_k)$ є важливою при побудові тягових характеристик тракторів (тягачів), для автомобільних дизелів не будується.

Побудова теоретичних регуляторних характеристик починається з побудови регуляторної характеристики функції від частоти обертання.

1 Побудова регуляторної характеристики в функції від частоти обертання. Регуляторна характеристика в функції від частоти обертання – швидкісна характеристика дизеля на регуляторі $(M_k, N_e, G_T, g_e) = f(n)$ будується у такій послідовності (див. рисунок 4.1):

1) вибираються масштаби для побудови графіка. Масштаб по осі абсцис (масштаб частоти обертання) вибирають, орієнтуючись на значення номінальної частоти обертання колінчастого вала двигуна n_k , яка відома за умови, максимальної частоти обертання колінчастого вала на холостому ході $n_{x \max}$ і частоти обертання вала при максимальному крутному моменті $n_{Mk \max}$.

Значення максимальної частоти обертання вала на холостому ході визначається за формулою, xv^{-1} ,

$$n_{x \max} = (2 + \delta_p)n_H / (2 - \delta_p) \cong (1 + \delta_p)n_H,$$

де δ_p – ступінь нерівномірності регулятора (у сучасних дизелів $\delta_p = 0,03...0,07$).

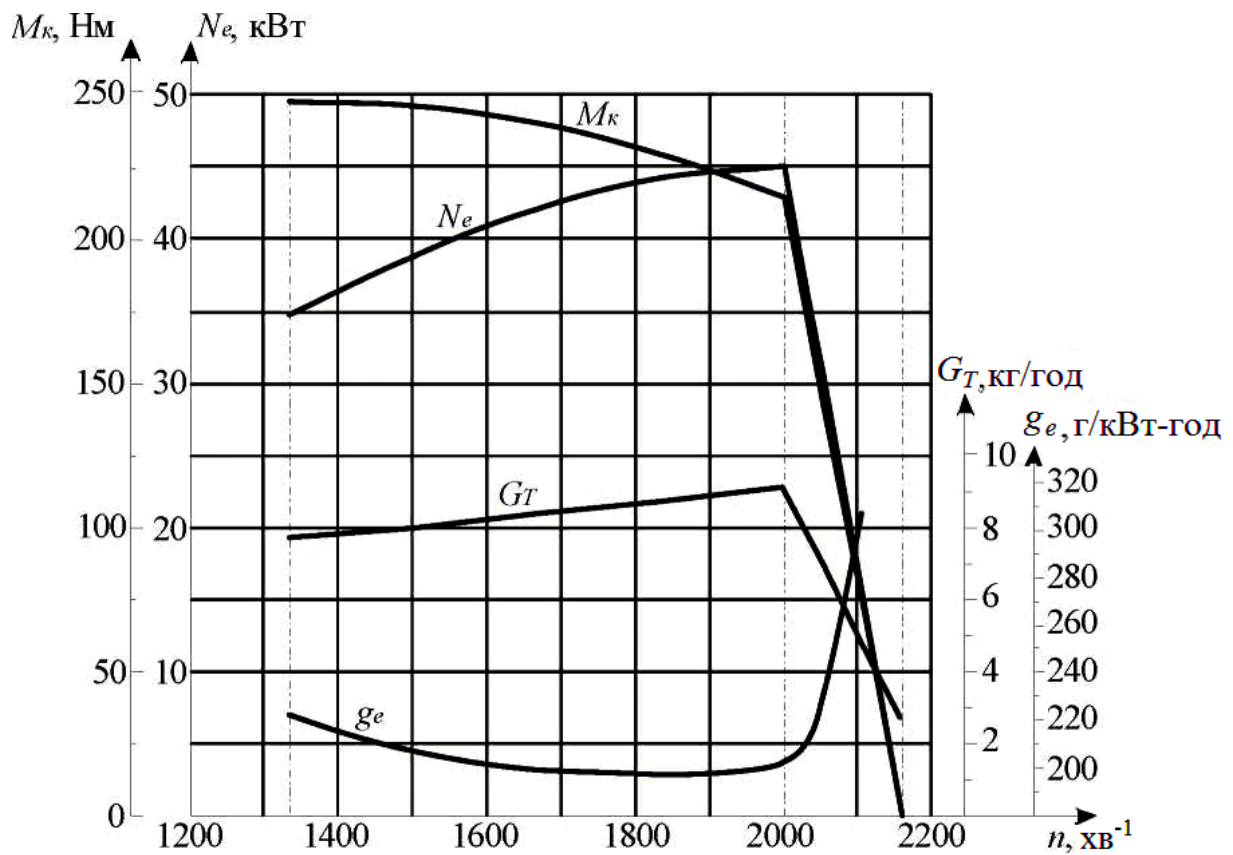


Рисунок 4.1 – Теоретична регуляторна характеристика дизеля – $f(n)$
(швидкісна характеристика на регуляторі)

Частота обертання вала при максимальному крутному моменті, хв^{-1} ,

$$n_{M_{k \max}} = n_H / K_{об} ,$$

де $K_{об}$ – коефіцієнт пристосовності двигуна за частотою обертання; у сучасних двигунах ($K_{об} = 1,5 \dots 1,7$).

Орієнтуючись на рекомендоване розташування кривих (рисунок 4.1), а також на номінальні значення $M_{к.н}$, $N_{е.н}$, $G_{т.н}$, $g_{е.н}$ вибираються інші масштаби, при цьому значення крутного моменту на номінальному режимі визначається за формулою, N_m ,

$$M_{к.н} = \frac{9550 \cdot N_{е.н}}{n_H} .$$

На осі абсцис відмічаються три характерні точки, що відповідають n_n , $n_{x \max}$, $n_{Mk \max}$, через які проводяться вертикальні допоміжні (штрихпунктирні) лінії;

2) перед побудовою графіка готується таблиця для розрахунків, до якої заносяться вже відомі чисельні значення величин (таблиця 4.1).

Значення $n_1, n_2 \dots n_i$ приймаються довільно рівномірно в діапазоні частот від n_n до $n_{Mk \max}$. Число i має бути не менше 4. Для значень частот в цьому діапазоні (включаючи $n_{Mk \max}$) за емпіричною залежністю розраховуються відповідні значення крутних моментів і заносяться до таблиці 4.1, $H \cdot m$,

$$M_i = M_{k.n} \cdot \left[0,42 + 2,15 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right) - 1,57 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right)^2 \right]. \quad (4.1)$$

Таблиця 4.1 – Чисельні значення величин регуляторною характеристики

$n, \text{хв}^{-1}$	$M_k, \text{Нм}$	$Ne, \text{кВт}$	$G_T, \text{кг/год}$	$g_e, \text{г/(кВт}\cdot\text{год)}$
$n_{x \max}$	0	0		$\rightarrow \infty$
n_n	$M_{k.n}$	$Ne.n$	$GT.n$	$g_e.n$
n_1				
n_2				
n_i				
$n_{Mk \max}$				

За результатами розрахунку визначається значення коефіцієнта пристосовності дизеля по моменту:

$$K_M = M_{k.\max} / M_{k.n}.$$

Значення K_M має бути не менше 1,12. За значенням M_k і відповідним значенням n в діапазоні від n_1 до $n_{Mk \max}$ розраховуються значення ефективної потужності за формулою, кВт,

$$N_e = \frac{M \cdot n}{9550} .$$

Результати заносяться до таблиці 4.1. За даними таблиці будуються коректорні гілки кривих $M_k = f(n)$ і $N_e = f(n)$, а регуляторні гілки цих кривих зображуються у вигляді прямих ліній, що з'єднують точки $M_k = 0$ при $n_{Mk \max}$ з $M_{k,n}$ і $N_e = 0$ при $n_{Mk \max}$ з $N_{e,n}$ відповідно;

3) для побудови залежності $G_T = f(n)$ визначаються значення G_T на характерних режимах. Так, на номінальному режимі n_n , *кг/год*,

$$G_{T,n} = g_{T,n} \cdot N_{e,n} / 10^3 . \quad (4.2)$$

При роботі на максимальному швидкісному режимі $n_x \max$, *кг/год*,

$$G_{T,x} = (0,22 \dots 0,27) \cdot G_{T,n} ,$$

на режимі $M_{k \max}$ ($n_{Mk \max}$), *кг/год*,

$$G_{T.Mk.\max} = 1,1 \cdot G_{T,n} \cdot K_M / K_{об} .$$

Отримані значення заносяться до таблиці 4.1, у вибраному масштабі відкладаються на графіку і умовно з'єднуються прямими лініями. До таблиці 4.1 також заносяться значення G_T , відповідні n_1 , $n_2 \dots n_i$, які визначаються безпосередньо з графіка, що побудований.

Значення питомої витрати палива g_e для цих швидкісних режимів визначаються за формулою, *г/кВт·год*,

$$g_e = G_T \cdot 10^3 / N_e . \quad (4.3)$$

Отримані значення також заносяться до таблиці 4.1. За цими даними на графіку будується коректорна гілка залежності $g_e = f(n)$.

На регуляторній ділянці у діапазоні від n_l до $n_{Mk \max}$ крива $g_e = f(n)$ починається з $g_{e,n}$ і далі зі зменшенням навантаження асимптотично прагне до нескінченності. На регуляторній характеристиці у функції від частоти обертання її можна побудувати наближено, розрахувавши одну-дві проміжні точки за формулою (4.3), прийнявши вихідні дані безпосередньо з графіка.

2 Побудова регуляторної характеристики у функції від ефективної потужності. На графіку (див. рисунок 4.2) у прийнятому масштабі послідовно нанести залежності $(n, M_k, G_T, g_e) = f(N_e)$. Всі дані для побудови брати з таблиці 4.1. Характерні точки це: холостий хід $N_e=0$; номінальний режим $N_e = N_{e,n}$; потужність при $M_{k \max}$.

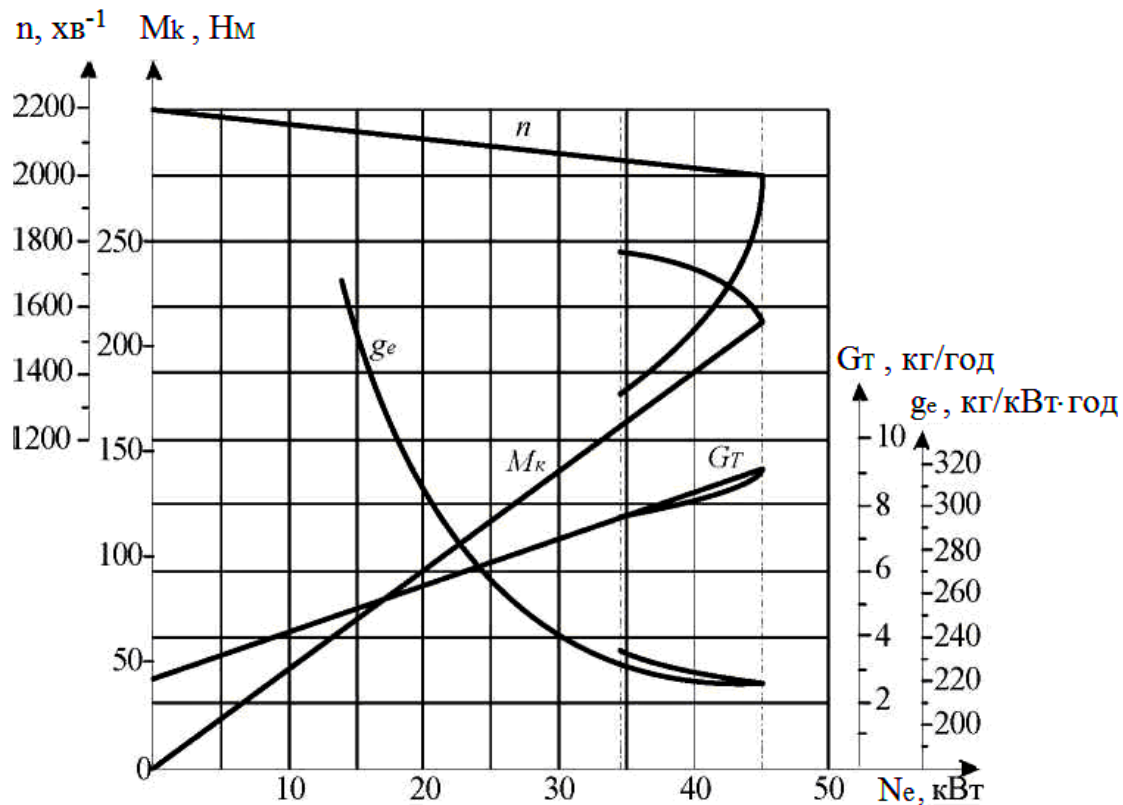


Рисунок 4.2 – Теоретична регуляторна характеристика дизеля – $f(N)$

Регуляторна гілка $g_e = f(n)$ будується у діапазоні $(0,4 \dots 1,0)N_e$. Значення g_e розраховуються за формулою (4.3) в трьох-чотирьох обраних точках. Значення G_T і N_e приймають з графіка.

За регуляторною характеристикою у функції від ефективної потужності для оцінки паливної економічності двигуна в експлуатації визначається експлуатаційна оціночна питома витрата палива, $г/кВт\cdot год$,

$$g = \frac{\sum_{i=1}^i g_{e,i}}{i},$$

де $g_{e,i}$ – значення питомої витрати палива на регуляторній гілці характеристики у діапазоні від 50 до 100 % номінальної потужності через рівні проміжки ($i \geq 10$).

3 Побудова регуляторної характеристики в функції від крутного моменту. Регуляторна характеристика в функції від крутного моменту будується тільки при тяговому розрахунку трактора. На графіку (рисунок 4.3) в прийнятому масштабі будуються залежності $(n, N_e, G_T, g_e) = f(M_k)$. Дані для побудови відповідних залежностей брати з таблиці 4.1. Характерними точками характеристики є : $M_k=0$ (холостий хід), $M_{k,n}$ і $M_{k,max}$.

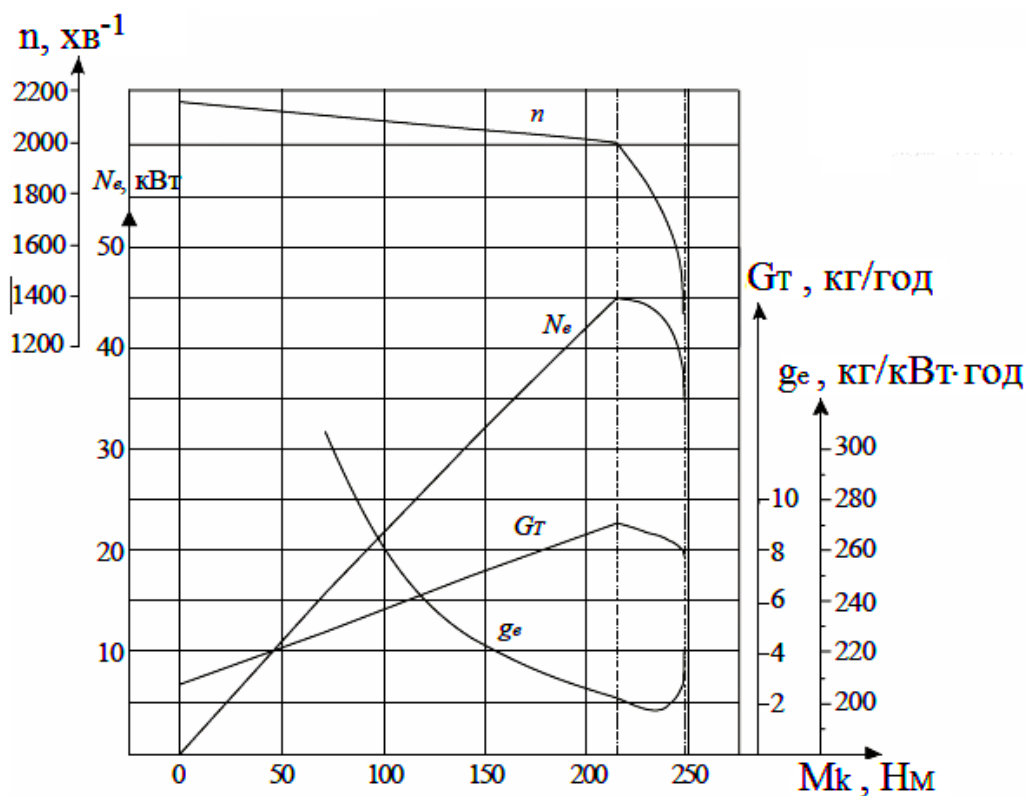


Рисунок 4.3 – Теоретична регуляторна характеристика дизеля – $f(M_k)$

Регуляторна гілка $g_e = f(n)$ будується аналогічно її побудові на графіку регуляторної характеристики в функції від ефективної потужності.

4 Теоретична швидкісна характеристика двигуна з іскровим запалюванням. Теоретична зовнішня швидкісна характеристика ($M_k, N_e, G_T, g_e = f(n)$) будується тільки при динамічному розрахунку автомобіля, який обладнаний іскровим запалюванням.

Рекомендоване розташування кривих та масштабних шкал подано на рисунку 4.4.

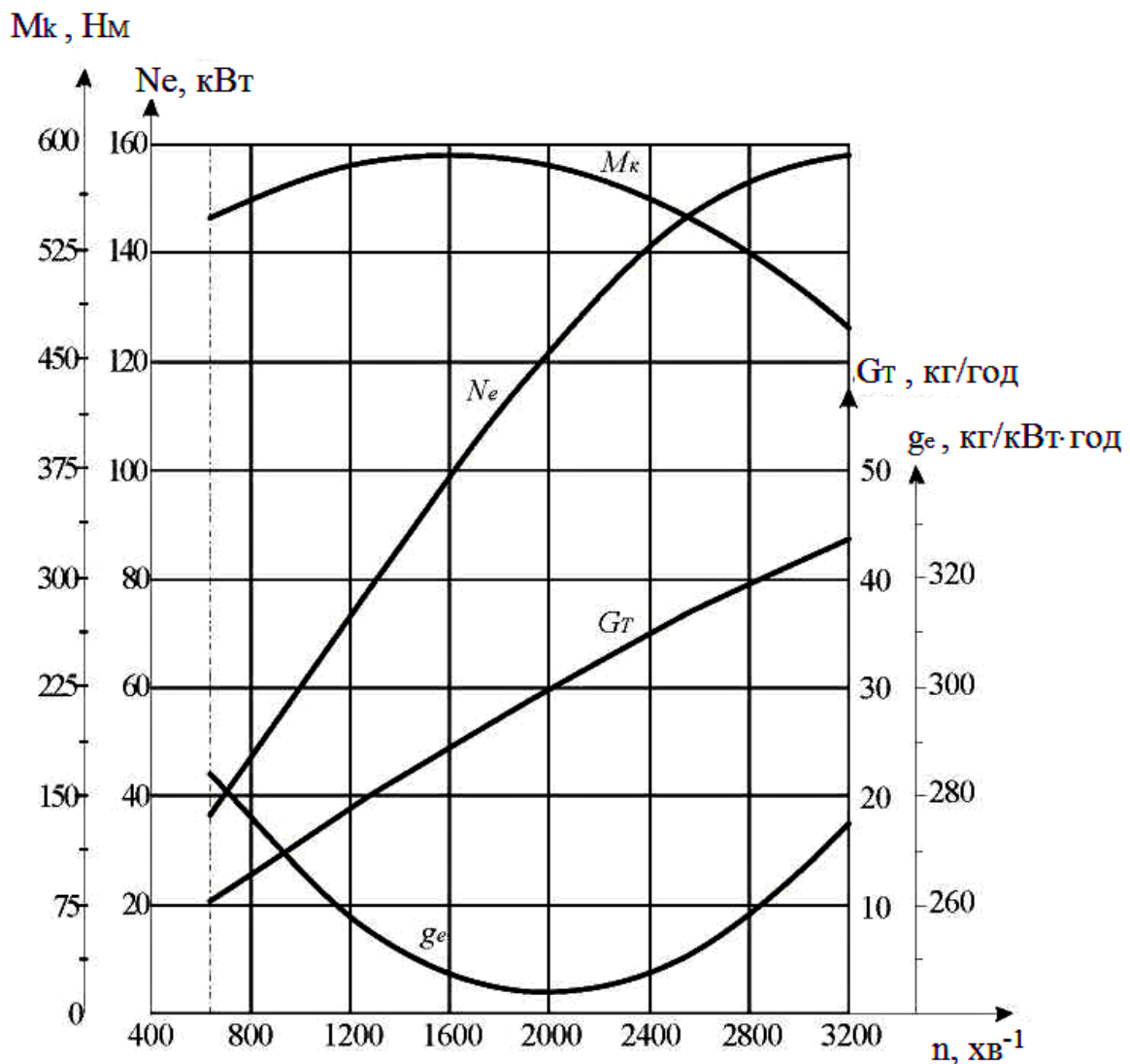


Рисунок 4.4 – Теоретична зовнішня швидкісна характеристика бензинового двигуна

Характерними режимами є: частоти обертання при максимальному крутному моменті і при максимальній потужності; частота обертання при мінімальній питомій витраті палива.

Вихідними даними для побудови залежностей $N_e = f(n)$ і $g_e = f(n)$ є значення $N_{e.n}$ (згідно індивідуального завдання) і отримане при тепловому розрахунку двигуна значення $g_{e.n}$. Значення N_e і g_e для різних швидкісних режимів розраховуються за емпіричними формулами, $г/кВт\cdot год$, і, $кВт$,

$$g_e = g_{ei} \left[1,3 - 1,1 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right) + 0,8 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right)^2 \right];$$

$$N_e = N_{en} \left[-0,2 + 2,0 \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right) - 0,8 \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \right].$$

Результати розрахунків (чотири-п'ять значень в діапазоні $n/n_n = 0,2 \dots 1,0$) заносяться в задалегідь підготовлену таблицю, однакову за формою з таблицею 4.1. Значення M_k і G_T розраховуються за формулами відповідно (4.1) і (4.2) – для режимів, відмінних від номінального без індексу «н» та також заносяться в таблицю, за даними якої будується шукана характеристика.

Питання для самоконтролю до практичної роботи 4

1. Для яких цілей використовується основна регуляторна характеристика дизеля $f(N_e)$?
2. З чого починається побудова теоретичних регуляторних характеристик ?
3. Як визначити частоту обертання вала при максимальному крутному моменті?
4. За якою формулою можна визначити значення крутного моменту на номінальному режимі?
5. Як визначити значення питомої витрати палива g_e для швидкісних режимів ($г/кВт\cdot год$)?
6. Як визначити за значенням M_k (крутний момент) і відповідним значенням n (частота обертання вала) величину ефективної потужності?

Практична робота 5. Динамічний розрахунок двигуна

Мета динамічного розрахунку двигуна – визначення сил і моментів, що навантажують деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ) та визначення необхідного моменту інерції та маси маховика. Розрахунок виконується стосовно центрального КШМ. Правила знаків для сил та моментів, що діють у КШМ, подано на рисунку 5.1.

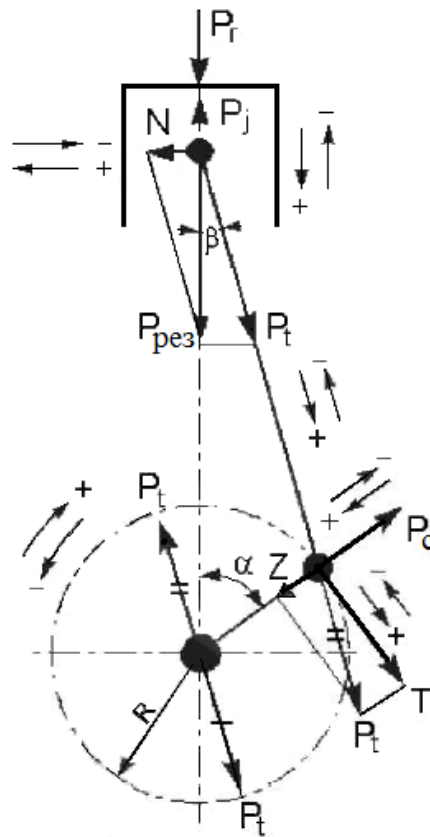


Рисунок 5.1 – Схема сил і правила знаків

1 *Визначення сил, діючих на поршень і поршневий палець.* На поршень і поршневий палець діють сили тиску газів P_r і сили інерції P_j мас КШМ, що рухаються зворотно-поступально [1, 3, 4, 5].

Сила тиску газів визначається за формулою, H ,

$$P_r = \frac{\pi \cdot D^2}{4} (p_x - 0,1) \cdot 10^6, \quad (5.1)$$

де p_x – поточне значення тиску газів по індикаторній діаграмі, МПа;

D – діаметр циліндра, м.

Для подальших розрахунків треба визначити силу P_{Γ} в функції від кута α повороту колінчастого вала.

При центральному КШМ зв'язок між різними точками індикаторної діаграми і вказаними кутами може бути встановлений графічним способом. Під віссю абсцис діаграми (рисунок 5.2) будується півколо з центром O радіусом R , що дорівнює половині відрізка Vh . Праворуч по горизонталі від центра півкола відкладається відрізок, що дорівнює $R \cdot \lambda / 2$ (у тому самому масштабі). Де λ – стала постійна двигуна (відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна), задана у вихідних даних. З кінця цього відрізка O' проводиться декілька променів під кутами $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \dots$ до горизонталі до перетину з півколо. Проекції кінців цих променів на окремі гілки індикаторної діаграми вказують, які значення тиску p_x відповідають тим або іншим кутам повороту колінчастого валу.

На ділянці графіка $0 \dots 180^\circ$ (такт впуску) $p_x = p_a = \text{const}$. Найбільш точне значення $p_x = f(\alpha)$ може бути визначено аналітично відповідно до прийнятого кроку розрахунку по куту повороту кривошипа $\Delta\alpha$. На тактах стискання-розширення для різних значень α послідовно визначають шляхи поршня S_x , м, і поточне значення об'єму циліндра V_x , м³.

$$S_x = R \left((1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda(1 - \cos 2\alpha)}{4} \right);$$

$$V_x = V_c + \frac{\pi \cdot D^2}{4} S_x = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} + \frac{\pi \cdot D^2}{4} S_x .$$

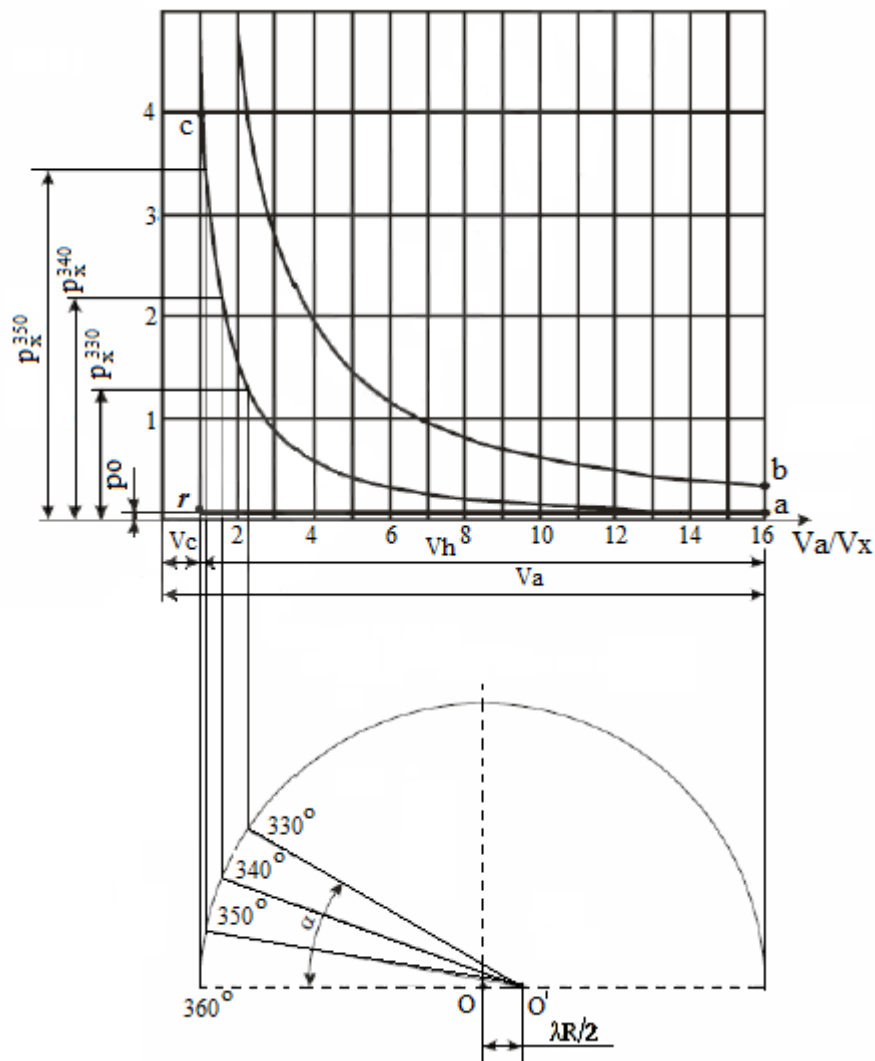


Рисунок 5.2 – До визначення тиску $p_x = f(\alpha)$

На ділянці графіка $180^0 \dots 360^0$ (такт стискання), МПа,

$$p_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1} .$$

На ділянці графіка $360^0 \dots 540^0$ (такт розширення), МПа,

- при $V_x < V_z$, $p_x < p_z$;

- при $V_x > V_z$, $p_x = p_z (V_z / V_x)^{n_2}$;

Також, m^3 ,

$$V_a = V_h + V_c ;$$

$$V_z = \rho \cdot V_c .$$

У бензинових двигунів $\rho=1$, а $V_z=V_c$. Підраховані за формулою (5.1) значення газової сили P_r при різних кутах повороту колінчастого валу через прийнятий крок заносяться до таблиці 5.1. Рекомендується приймати крок кута повороту колінчастого валу 30° – в інтервалі від 0° до 330° і від 390° до 720° , а в інтервалі від 330° до 390° (процес згоряння) – крок 10° .

Сила інерції рухомих мас кривошипно-шатунного механізму, що рухається зворотно-поступально, H ,

$$P_j = P_{j.I} + P_{j.II} ,$$

де $P_{j.I}$ – сила інерції першого порядку, період зміни якої дорівнює одному обороту колінчастого валу (360°);

$P_{j.II}$ – сила інерції другого порядку, період зміни якої дорівнює $1/2$ обороту колінчастого валу, тобто (180°):

$$P_{j.I} = -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha ; \quad (5.2)$$

$$P_{j.II} = -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha . \quad (5.3)$$

З урахувань правила знаків, H ,

$$P_j = -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) . \quad (5.4)$$

Маса деталей КШМ m , що рухаються зворотно-поступально (входить до рівнянь (5.2) – (5.4)), можна визначити за формулою, $кг$,

$$m = m_n + 0,275 \cdot m_{ш} ,$$

де m_n – маса поршневого комплекту, $кг$;

$m_{ш}$ – маса шатуна, $кг$.

Значення m_n і $m_{ш}$ у розрахунках приймають, орієнтуючись на дані таблиці 5.1 залежно від діаметра циліндра D .

Кутова частота обертання колінчастого валу приймається при номінальному швидкісному режимі двигуна, тобто:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_n}{30} .$$

Таблиця 5.1 – Технічні данні двигунів

Дизелі			Бензинові		
D	m_n *	$m_{ш}$ **	D	m_n *	$m_{ш}$ **
100<D<110	1,4...1,6	1,5...1,8	70<D<80	0,1...0,5	0,7 ... 0,9
110<D<120	1,5...1,8	1,6...2,0	80<D<90	0,5 ... 0,7	0,9...1,2
120<D<130	1,6...1,9	1,8...2,4	90<D<100	0,7 ... 1,2	1,3...1,6
130<D<150	1,8...2,2	2,0...3,0	100<D<110	1,2...1,5	1,5...1,8
*Чим більше значення D / S , тим менше m_n ;					
** Чим більше значення $\lambda = R / l$, тим менше $m_{ш}$.					

Результати розрахунків сил $P_{j,I}=f(\alpha)$, $P_{j,II}=f(\alpha)$, $P_j=f(\alpha)$ записуються до таблиці 5.2 і будуються графіки, що подані на рисунку 5.3.

Для розгортання індикаторної діаграми, побудови графіка газової сили, сил інерції і результуючої сили допускається застосування графічних методів. За необхідністю результати заносяться до зведеної таблиці (додаток Б).

Таблиця 5.2 – Результати динамічного розрахунку

α , град	Сили, Н									
	P_{Γ}	P_{jI}	P_{jII}	P_j	$P_{рез}$	P_t	T	Z	P_c	$R_{ш}$

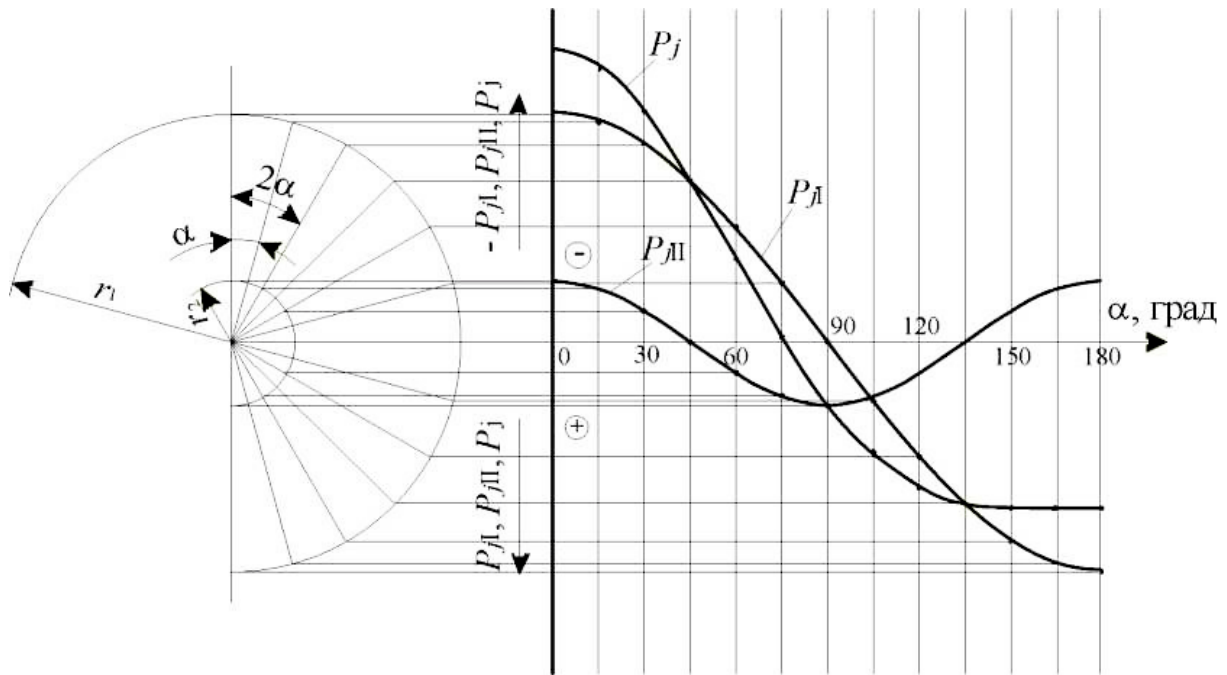


Рисунок 5.3 – Діаграма сил $P_{j,I}$, $P_{j,II}$, P_j

Для графічного визначення сил інерції $P_{j,I}$, $P_{j,II}$, P_j мас, що рухаються зворотно-поступально, необхідно виконати операції, які вказані нижче. Сила інерції є добуток маси деталей, що рухаються зворотно-поступально, на прискорення, яке для кінематичних схем ДВЗ дорівнює:

- для сил інерції першого порядку ($-m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha$);
- для сил інерції другого порядку ($-m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha$).

При цьому:

- амплітуда зміни сил інерції першого порядку дорівнює ($m \cdot R \cdot \omega^2$) з періодом 2π ;
- амплітуда сил другого порядку дорівнює ($2m \cdot \lambda \cdot R \cdot \omega^2$) з періодом зміни вдвічі менше, тобто π .

Таким чином, зі спільного центру O (рисунок 5.3) проводимо два півкола відповідних радіусів:

$$r_1 = m \cdot R \cdot \omega^2 ;$$

$$r_2 = \lambda \cdot m \cdot R \cdot \omega^2 = \lambda \cdot r_1 .$$

Далі будуємо ряд променів під кутами $\alpha, 2\alpha, \dots$ до вертикалі. Вертикальні проєкції відрізків променів, що перетинають перше коло, дають, в прийнятому масштабі, значення сил P_{jI} при відповідних кутах повороту колінчастого валу, а проєкції тих променів, що перетинають друге коло, – значення сил P_{jII} при кутах повороту колінчастого валу, відповідно вдвічі менших.

Проводимо далі через центр **O** горизонтальну лінію та відкладаємо на ній, як на осі абсцис, значення α кутів повороту колінчастого валу за робочий цикл (від 0^0 до 720^0).

На точках перетину зазначених вище проєкцією з ординатами, що проходять через відповідні значення кутів, на осі абсцис будуємо криві P_{jI} і P_{jII} . Шляхом підсумовування ординат кривих P_{jI} і P_{jII} отримуємо криву результуючої сили інерції P_j . Значення результуючої сили (рисунок 5.4) визначаються, з урахуванням правила знаків, за формулою, H ,

$$P_{рез} = P_{Г} + P_{j}.$$

2 Визначення сил, діючих на шатунну шийку колінчастого валу. На шатунну шийку діють дві сили (рисунок 5.1): спрямована вздовж шатуна сила P_t , як складова сили $P_{рез}$, що прикладена до поршневого пальця; відцентрова сила інерції P_C , що утворюється редукованою до кривошипної частиною маси шатуна. Геометрична сума сил P_t і P_C дає результуючу силу $R_{ш}$, що діє на шатунну шийку від одного циліндра.

Сили P_t і P_C підраховуються за формулами:

$$P_t = \frac{P_{рез}}{\cos\beta},$$

з урахуванням правила знаків

$$P_c = -0,725 \cdot m_{ш} \cdot R \cdot \omega^2 ,$$

де β – кут відхилення осі шатуна від осі циліндра при повороті колінчатого вала на кут α ($\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha)$).

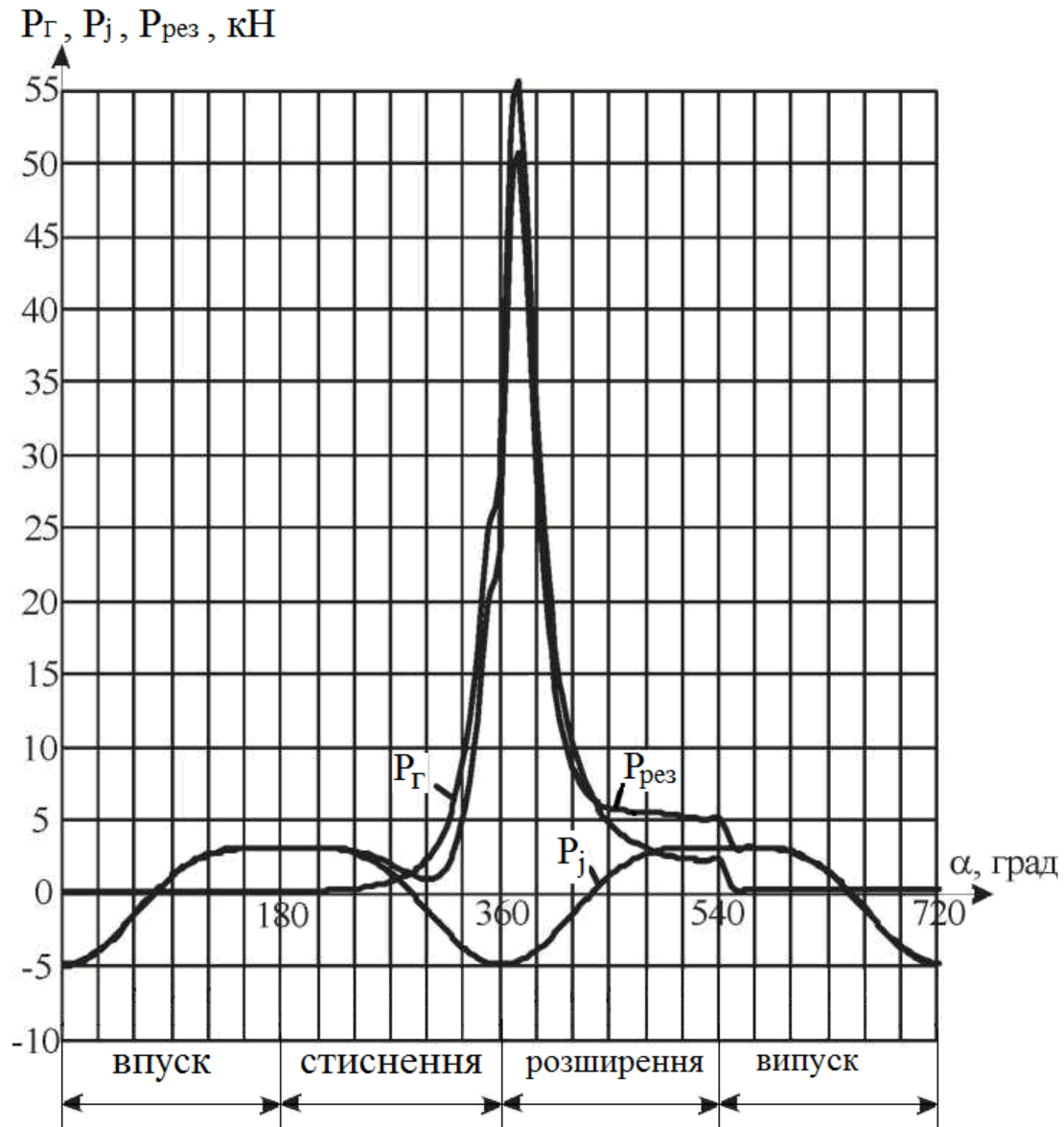


Рисунок 5.4 – Графік сил, що діють на поршневий палець
(зведений графік сил P_j , $P_Г$, $P_{рез}$)

Сила P_t розкладається на дві складові: силу Z , спрямовану по радіусу кривошипа, і тангенціальну силу T , перпендикулярну радіусу кривошипа, H ,

$$T = P_{\text{рез}} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (5.5)$$

$$Z = P_{\text{рез}} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (5.6)$$

Сила T на плечі, що дорівнює радіусу кривошипа R , створює крутний момент на валу двигуна. Сила T і крутний момент вважаються позитивними, якщо їх напрямок збігається з напрямком обертання колінчастого валу.

Значення тригонометричних величин, що входять до формул (5.5) та (5.6) для різних значень кутів α повороту колінчастого валу та λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, наведені у таблицях (див. додаток А, В).

Сила $R_{\text{ш}}$ розраховується за формулою, H ,

$$R_{\text{ш}} = \sqrt{(Z + P_c)^2 + T^2}.$$

За результатами розрахунків будується графік сумарної сили $R_{\text{ш}}$, яка навантажує шатунну шийку (рисунок 5.5).

Отримані значення шуканих сил при різних кутах повороту колінчастого валу заносяться до таблиці 5.2. У даній практичній роботі необхідно привести приклади розрахунку сил для одного-двох значень α .

При побудові на кожному графіку сил має бути нанесена типова масштабна сітка із зазначенням значень параметрів по осі абсцис і осі ординат.

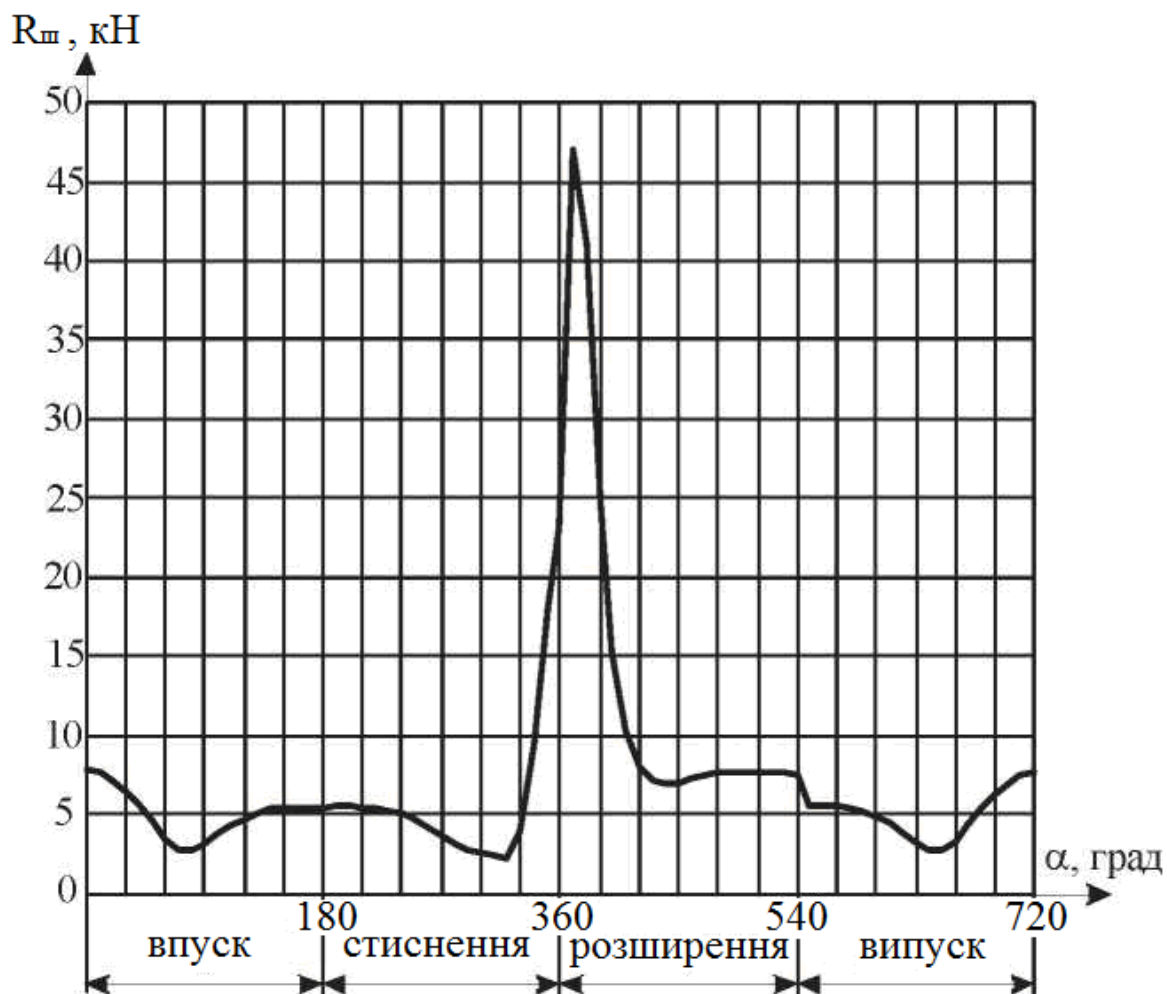


Рисунок 5.5 – Графік сили R_m , що діє на шатунну шийку

3 *Розрахунок моменту інерції і параметрів маховика.* Будується графік тангенціальної сили $T = f(\alpha)$, що діє на шатунну шийку колінчастого валу від одного циліндра за робочий цикл (рисунок 5.6). Значення сили T при різних кутах повороту колінчастого валу беруться з попередніх розрахунків.

Визначається середня ордината, mm ,

$$\rho = \frac{\sum F_{\text{пол}} - \sum F_{\text{отр}}}{l_d},$$

де $\sum F_{\text{пол}}$ – сумарна площа всіх ділянок діаграми, що розташовані над віссю абсцис, mm^2 ;

$\Sigma F_{отр}$ – сумарна площа всіх ділянок діаграми, що розташовані під віссю абсцис, $мм^2$;

l_d – довжина діаграми, $мм$.



Рисунок 5.6 – Графік тангенціальної сили одноциліндрового двигуна

Для багатociліндрового двигуна будується графік сумарної тангенціальної сили, прикладеної до колінчастого валу від усіх (i) циліндрів. Довідкові дані для побудови графіка сумарної тангенціальної сили наведено у додатку Г, а на рисунках 5.7...5.9 наведено приклади графіків тангенціальної сили чотиритактних двигунів.

При побудові графіка сумарної тангенціальної сили рядного двоциліндрового двигуна (рисунок 5.7) на загальний графік тонкими лініями наносяться графіки сил 1-го і 2-го циліндрів, що зміщені по осі абсцис на 180° (порядок роботи циліндрів 1-2-0-0). Ординати обох графіків алгебраїчно складаються і будується крива сумарної тангенціальної сили $T_{сум}=f(\alpha)$ [6].

При побудові графіка $T_{\text{сум}}=f(\alpha)$ для рядного трициліндрового двигуна наносяться графіки $T_{\text{сум}}=f(\alpha)$ від кожного з трьох циліндрів, зміщених відносно один одного на 240° .

Для рядних чотирициліндрових двигунів на графіку (рисунок 5.8) в інтервалі кутів повороту $0^\circ \dots 180^\circ$ наносяться криві тангенціальних сил, прикладених до чотирьох шийок валу (зміщені за фазою на 180°) [5].

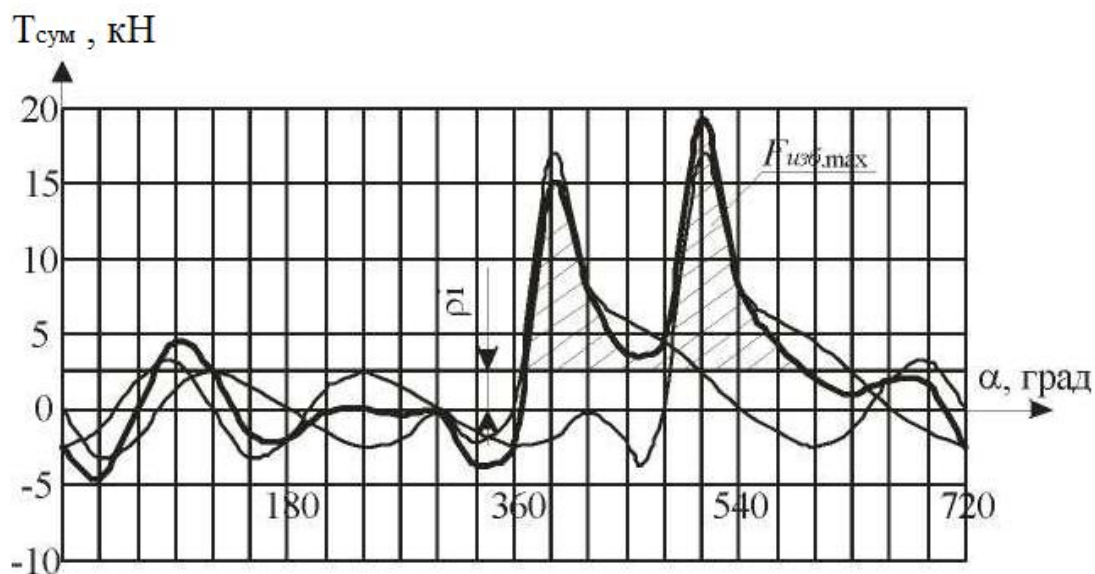


Рисунок 5.7 – Графік сумарної тангенціальної сили двоциліндрового двигуна

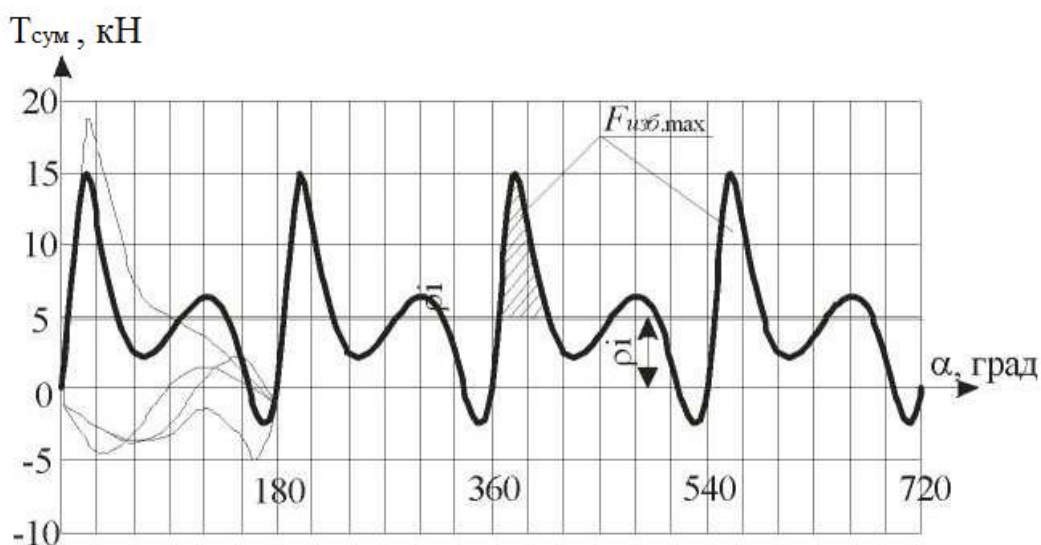


Рисунок 5.8 – Графік сумарної тангенціальної сили чотирициліндрового двигуна

У зазначеному інтервалі шляхом алгебраїчного підсумовування визначаються значення і будується крива сумарної тангенціальної сили. В інтервалах кутів повороту $180^0 \dots 360^0$ повторюється крива тільки сумарної тангенціальної сили.

Аналогічно будується графік сумарної сили для рядних шестициліндрових двигунів, при цьому підсумовування тангенціальних сил від шести циліндрів здійснюється в інтервалі кутів повороту $0^0 \dots 120^0$ (наноситься на графік зі зміщенням по фазі на 120^0). В інтервалі кутів $120^0 \dots 240^0$ на графіку повторюється крива тільки сумарної сили.

Для V-подібних двигунів спочатку будується графік сумарної тангенціальної сили, прикладеної до шийки колінчастого валу від лівого і правого циліндрів (рисунок 5.9,а). Побудова графіка аналогічна побудові графіка сумарної тангенціальної сили двоциліндрового рядного двигуна. При цьому зсув по фазі графіків лівого та правого циліндрів залежить від кута розвалу циліндрів (див. додаток Г).

Графік сумарної тангенціальної сили для V-подібних двигунів (рисунок 5.9, б) будується шляхом алгебраїчного підсумовування тангенціальних сил, прикладених до всіх шийок валу (див., наприклад, чотирициліндровий рядний двигун, рисунок 5.8). Інтервал підсумовування по куту поворота колінчастого валу (періодичність зміни сумарної сили) та кількість суміщених (сумарних) графіків для різних двигунів наведені у додатку Г.

Для багатоциліндрових V-подібних двигунів (особливо для двигунів з нерівномірним чергуванням робочих ходів – спалахів), рекомендується табличний метод визначення значень сумарної тангенціальної сили. Для цього складається таблиця (див. таблицю 5.3), до якої для кожного значення кута повороту кривошипа першого циліндра заносяться відповідні значення тангенціальної сили кожного циліндра в такому порядку.

До стовпця T_1 заносяться значення тангенціальної сили одного (першого) циліндра, отримані в результаті попереднього розрахунку. До

стовпця T_2 для другого циліндра заносяться ті самі значення, але зміщені по куту (фазі), який легко визначається за відомим порядком роботи циліндрів та куту (кутам) чергування спалахів у циліндрах. Аналогічно заносяться значення тангенціальних сил для всіх інших циліндрів. Після заповнення таблиці для кожного значення α підраховується значення сумарної сили T_Σ та будується графік $T_\Sigma = f(\alpha)$ (див. рисунок 5.9).

Таблиця 5.3 – Значення сумарної тангенціальної сили і її складових

α , рад	Тангенціальні сили, H	
	$T_1, T_2, T_3 \dots T_i$	ΣT

Після побудови графіка сумарної тангенціальної сили багатоциліндрового двигуна визначається середня ордината ρi , мм (див. методику визначення середньої ординати від одного циліндра), яка визначає середнє значення сумарної тангенціальної сили:

$$T_{\text{сум.ср}} = \rho i \cdot \mu_1,$$

де μ_1 – прийнятий масштаб по осях ординат ($\mu_1 = T / l_k$);

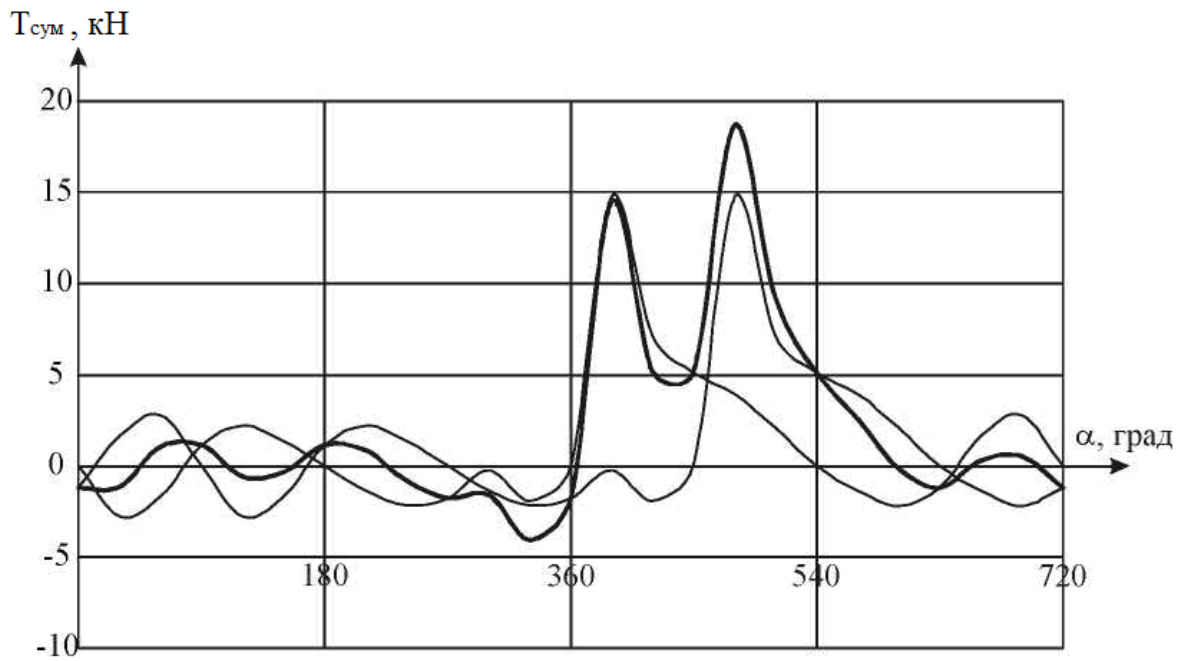
l_k – висота діаграми, мм.

За величиною ρi перевіряється правильність побудови графіка сумарної тангенціальної сили та виконання всього динамічного розрахунку двигуна. Побудова виконана правильно, якщо:

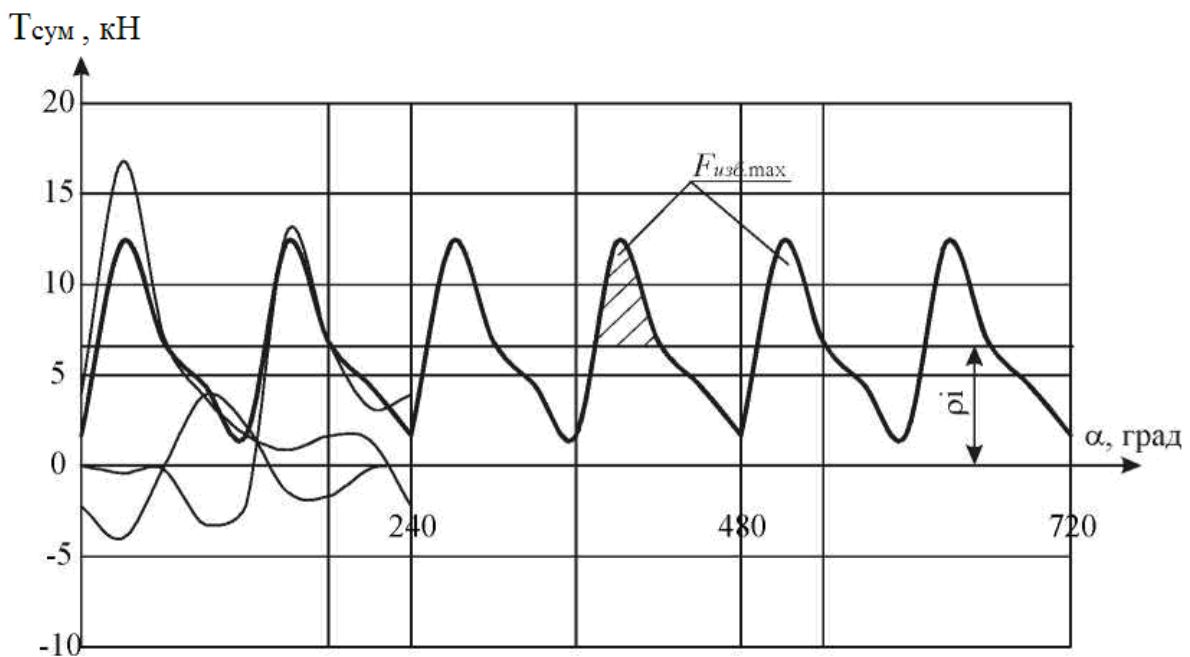
$$\rho i \cdot \mu_1 \cdot R \cdot \eta_m \cdot n_H / 9550 = N_{\text{е.н}}$$

де R – радіус кривошипа, мм;

μ_m – механічний ККД двигуна, що приймається при визначенні його основних параметрів.



a



б

Рисунок 5.9 – Графіки тангенціальної сили багатопциліндрового двигуна:

a – лівого і правого циліндрів (зсув по фазі 90^0);

б – сумарна сила (період зміни 240^0)

Похибка не повинна перевищувати 3...4 %. Ордината ρ_i відкладається на графіку сумарної тангенціальної сили (рисунки 5.6–5.9).

Величина сумарної тангенціальної сили, помножена на радіус кривошипа ($T_{\text{сум}}R$), є індикаторним обертаючим моментом M_i . Змінні значення $T_{\text{сум}}$ при різних кутах повороту колінчастого валу α викликають коливання індикаторного обертаючого моменту M_i відносно середнього значення індикаторного обертаючого моменту $M_{\text{ісс}}$, визначеного по величині $T_{\text{сум.ср}}$. Отже, кутова швидкість колінчастого валу ω періодично змінюється ($\omega = f(\alpha)$). Нерівномірність обертання колінчастого валу двигуна характеризується ступенем нерівномірності ходу δ .

$$\delta = \frac{\omega_{\text{min}} - \omega_{\text{max}}}{\omega_{\text{ср}}},$$

де ω_{min} , ω_{max} – мінімальне і максимальне значення кутової швидкості колінчастого валу за цикл, с^{-1} ;

$\omega_{\text{ср}}$ – середнє значення кутової швидкості за цикл, с^{-1} .

Обертальний момент двигуна в кожен мить врівноважується моментом опору $M_{\text{сопр}}$, що прикладається до колінчастого валу, і моментом сил інерції всіх мас, що рухаються.

При розрахунках момент опору вважають постійним і рівним середньому значенню індикаторного крутного моменту двигуна, а зміною середнього приведенного моменту інерції нехтують. Тоді коливання швидкості колінчастого вала будуть обумовлені тільки відхиленням миттєвого значення M_i від середнього значення $M_{\text{ісс}}$. Таким чином, коли обертаючий момент M_i більше значення $M_{\text{сопр}} = M_{\text{ісс}}$, двигун здійснює надмірну роботу $L_{\text{изб}}$, Нм, що визначається за формулою:

$$L_{\text{изб}} = I_0 \cdot \delta \cdot \omega^2,$$

де I_0 – момент інерції всіх мас, наведених до осі колінчастого валу.

Робота $L_{\text{изб}}$ пропорційна площі $F_{\text{изб}}$ на графіку сумарної тангенціальної сили (рисунки 5.6–5.9). Отже, визначив площу $F_{\text{изб}}$, мм², планиметруванням або підрахунком кількості клітинок на цьому майданчику, якщо графік $T_{\text{изб}}=f(\alpha)$ побудован на міліметровому папері, робота $L_{\text{изб}}$ визначається за формулою:

$$L_{\text{изб}} = \mu \cdot F_{\text{изб}} ,$$

де $\mu=\mu_1/\mu_2$ – масштаб площі, Нм/мм².

Для чотиритактних двигунів масштаб по осі абсцис, м/мм,

$$\mu_2 = \frac{4\pi \cdot R}{l_D}$$

де R – радіус кривошипа, м;

l_D – довжина діаграми $T_{\text{сум}}=f(\alpha)$, мм.

Задаючись величиною ступеня нерівномірності обертання (для автомобільних двигунів $\delta = 0,02\dots 0,03$, для тракторних двигунів $\delta = 0,005\dots 0,015$), визначається необхідний момент інерції маховика, кг·м²,

$$I_M = \frac{0,8 \cdot L_{\text{изб}}}{\delta(\pi \cdot n_H / 30)^2} .$$

За величиною I_M , кг·м², знаходиться маса маховика. Для маховика, виконаного у вигляді диска, маса визначається за формулою, кг,

$$m_M = \frac{4 \cdot I_M}{D_M^2}$$

де D_M – діаметр диска маховика, м.

Залежно від типу та призначення двигуна діаметр диска D приймається в межах 0,3...0,6 м. Діаметр диска повинен бути таким, щоб забезпечувалася необхідна поверхня тертя дисків зчеплення. Тракторні дизельні двигуни, як правило, мають більший, ніж автомобільні двигуни, діаметр маховика.

Питання для самоконтролю до практичної роботи 5

1. Які сили діють на поршень і поршневий палець?
2. За якою формулою визначається сила тиску газів?
3. Як визначити об'єм циліндра?
4. Як визначити силу інерції рухомих мас кривошипно-шатунного механізму, що рухається зворотно-поступально?
5. За якою формулою визначається кутова частота обертання колінчастого валу двигуна?
6. Як визначити середнє значення сумарної тангенціальної сили?
7. Що є індикаторним обертаючим моментом M_i ?
8. Чим характеризується нерівномірність обертання колінчастого валу двигуна ?
9. Чим врівноважується обертальний момент двигуна?
10. Який повинен бути діаметр диска маховика ?

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

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних занять
та самостійних робіт з дисципліни
«АВТОМОБІЛІ І ТРАКТОРИ»

Відповідальний за випуск Євтушенко А. В.

Підписано до друку 08.02.2023 р.

Умовн. друк. арк. 3,25. Тираж . Замовлення № .

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,

61050, Харків-50, майдан Фейсбаха,7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.