

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Український державний університет науки і технологій

Кафедра «Управління та експлуатація рухомого складу»

В авторській редакції

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Навчально-методичні рекомендації
до курсового та дипломного проектування

Електронне видання

ДНІПРО
2025

УДК 629.424.3:621.436

Д 23

Упорядники:

Б. Є. Боднар, Д. В. Бобирь

Схвалено Групою забезпечення якості освітньої програми
273.1.06 «Локомотиви та локомотивне господарство»

Протокол № 1 від 29.08.2025

Д 23 Двигуни внутрішнього згоряння. Навчально-методичні рекомендації до курсового та дипломного проектування // упоряд.: Б. Є. Боднар, Д. В. Бобирь; Укр. держ. ун-т науки і технологій. Електрон. вид. Дніпро : УДУНТ, 2025. 39 с.

Навчально-методичні рекомендації призначені для використання студентами спеціальності І7 «Залізничний транспорт» ОПП «Локомотиви та локомотивне господарство» під час курсового та дипломного проектування.

Методичні вказівки містять завдання, основні довідкові дані та методику виконання курсового проекту з дисципліни «Двигуни внутрішнього згоряння».

Іл. 10. Табл. 7. Бібліогр.: 15 назв.

© Боднар Б. Є. та ін., укладання, 2025

© Укр. держ. ун-т науки і технологій, 2025

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ	5
1. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА.....	11
2. ПОБУДОВА ІНДИКАТОРНОЇ ДІАГРАМИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ	19
3. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ	24
4. ВИЗНАЧЕННЯ СУМАРНОГО ОБЕРТАЛЬНОГО МОМЕНТУ ДВИГУНА.....	30
5. ВИЗНАЧЕННЯ ПИТОМИХ НАВАНТАЖЕНЬ, ЩО ДІЮТЬ НА ШАТУННУ ШИЙКУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА	35
6. ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ З РОЗРОБКИ ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ ПРОЄКТУ	37
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	38

ВСТУП

Дисципліна «Двигуни внутрішнього згоряння» є базовою складовою професійної підготовки здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності J7 «Залізничний транспорт», що підтверджено у чинних методичних матеріалах УДУНТ . Вона формує фундаментальні знання про принципи роботи, конструктивні особливості, теплотехнічні та газодинамічні процеси, а також експлуатаційні властивості дизельних двигунів, які становлять основу силових установок тепловозів і моторвагонного рухомого складу. Опанування дисципліни створює підґрунтя для подальшого вивчення фахових дисциплін локомотивного профілю й засвоєння виробничих функцій у локомотивних депо, сервісних центрах та підрозділах технічної діагностики.

Метою курсового проектування є формуванні у студентів системи компетенцій для розв'язання професійних задач з ефективного використання дизелів тепловозів, опанування методики та придбання навиків самостійного вирішення завдань проектування, розрахунку та оцінки техніко-економічних показників двигунів внутрішнього згоряння.

Структура навчально-методичних рекомендацій побудована таким чином, щоб забезпечити логічний перехід від базових характеристик дизеля до аналізу його робочих процесів. Видання містить методики розрахунку основних параметрів роботи дизеля, визначення витрат палива, повітря та газів, аналізу процесів наддування, кінематики руху поршня, побудови індикаторних діаграм і діаграм питомих навантажень. Такий підхід дозволяє не лише відтворювати теоретичні основи, а й виконувати реальні інженерні розрахунки, що повністю відповідає концепції практикоорієнтованого навчання у залізничній галузі. Рекомендації також містять вихідні та довідкові дані для розрахунків.

Видання безпосередньо сприяє досягненню визначених робочою програмою результатів навчання. Систематизовані визначення, схеми та роз'яснення дають змогу студенту відтворювати термінологію з теорії робочого процесу та конструкції ДВЗ. Опис компоновки, побудова індикаторної та векторної діаграм, аналіз вузлів і систем забезпечують здатність ідентифікувати агрегати та пояснювати їх призначення і принцип роботи. Розрахункові формули й покрокові методики дозволяють обчислювати основні характеристики складальних одиниць, досліджувати параметри та аналізувати їх вплив на техніко-економічні показники силової установки тепловоза. Обсяг і структура розрахункових завдань формують уміння порівнювати конструкції й характеристики різних систем, а також виконувати структурний аналіз і ес-

кізне проектування, що є необхідними компетентностями майбутніх фахівців локомотивного господарства.

Таким чином, ці навчально-методичні рекомендації спрямовані на гармонійне поєднання теоретичних знань та практичних інженерних навичок, забезпечують комплексне формування професійних компетентностей та відповідають змісту і вимогам освітньо-професійної програми підготовки фахівців у галузі локомотивного господарства.

Загальні вимоги до виконання курсового проєкту

Пояснювальна записка та креслення треба виконувати згідно з вимогами ЄСКД [1–8].

Виконуючи курсовий проєкт (КП), необхідно враховувати такі загальні вимоги:

- КП виконується на стандартних аркушах паперу (розміром 210×297 мм);
- пояснювальна записка виконується акуратно, без скорочення слів (крім традиційно прийнятих);

- розрахункові формули наводяться спочатку в загальному вигляді з використанням літерних символів, далі надається розшифровка літерних символів з одиницями виміру для величин, що мають вимір, потім у формулу підставляються числові значення величин та проставляється результат;

- у разі використання в розрахунках значень параметрів, таблиць, формул, прийнятих з довідкових матеріалів, слід посилатися на джерело інформації; список літератури, яка була використана під час роботи над КП, наводиться наприкінці роботи (автор, назва книги, місце видання, рік видання та кількість сторінок);

- матеріал КП подається з урахуванням прийнятої в технічній літературі термінології;

- графіки, схеми та ескізи виконуються на міліметровому папері й вшиваються поміж аркушами КП після першого згадування в тексті. Не дозволяється використовувати в КП рисунки, які вирізані або скопійовані з книг, журналів, інструкцій;

- аркуші КП, рисунки, таблиці та графіки обов'язково нумеруються;

- структура пояснювальної записки КП така:

- а) титульний аркуш (перша сторінка);

- б) завдання на КП;

- в) зміст;

- г) розділи КП;

- д) перелік літератури, що була використана для роботи над КП.

КП, що виконаний без урахування наведених вимог, а також не за своїми даними, не перевіряється і до захисту не допускається.

Виконуючи КП, студент повинен з розумінням використовувати формули, робити висновки після кожного розділу.

Завдання та вихідні дані до проєкту. Курсовий проєкт може бути розроблено тільки після виконання контрольної роботи [9], тому що вихідні дані для курсового проєкту пов'язані з контрольною роботою.

- Вихідні дані: D , S – діаметр циліндра та хід поршня, мм;
 n – частота обертання колінчастого вала, c^{-1} ;
 i – кількість циліндрів;
 τ – тактність;
 η_M – механічний ККД двигуна;
 φ – коефіцієнт продувки;
 λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Числові значення цих величин вибираються з табл. 1 – за останньою і передостанньою цифрою навчального шифру студента.

Таблиця 1

Основні вихідні дані до курсового проєкту

Параметр	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
τ	4	4	4	2	4	2	4	2	4	4
i	6	8	12	12	16	10	16	16	20	16
n	12,50	16,67	16,67	12,50	16,67	14,15	16,67	12,50	18,33	15,00
D	318	260	260	230	260	207	260	230	260	320
S	330	260	260	300	260	2x254	260	300	260	320
φ	1,05	1,05	1,05	1,5	1,05	1,5	1,05	1,5	1,05	1,05
η_M	0,84	0,82	0,82	0,77	0,85	0,81	0,86	0,81	0,87	0,88
	Передостання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
λ	1/4,0	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0	1/5,2	1/5,4	1/4,2	1/4,4

У курсовому проєкті з контрольної роботи використовуються також розрахункові дані: $s = f(\varphi)$ – залежність шляху, м, пройденого поршнем від кута повороту кривошипа; $j = f(\varphi)$ – залежність прискорення поршня, m/c^2 , від кута повороту кривошипа.

Додаткові вихідні дані до курсового проєкту обираються з табл. 2– 4, де в табл. 2 і 3 позначено:

- α – коефіцієнт надлишку повітря (циліндровий);
 p_K – тиск повітря в надувному колекторі, МПа;
 t_K – температура повітря в надувному колекторі, °С;
 ε , ε_v – геометрична та дійсна ступінь стиснення двигуна відповідно;
 p_z – найбільший тиск згоряння, МПа;
 γ – коефіцієнт залишкових газів;
 ξ_z – коефіцієнт виділення теплоти;

M_{Π} – маса поршня в зібраному стані, кг;

$M_{\text{Ш}}$ – маса шатуна в зібраному стані, кг;

$\gamma_{\text{Ц}}$ – кут між осями циліндрів V-подібного двигуна, градуси.

У всіх варіантах завдання на курсовий проєкт прийняти:

– склад дизельного пального у частках маси: $C = 0,87$; $H = 0,126$;
 $O = 0,004$;

– нижча теплота згоряння дизельного пального $H_{\text{и}} = 42500$ кДж/кг.

Вихідні дані для виконання курсового проєкту **обов'язково наводяться** на початку пояснювальної записки.

Зміст курсового проєкту. Пояснювальна записка окрім вихідних даних повинна містити такі розділи:

1. Основні паспортні техніко-економічні характеристики двигуна-прототипа із зазначенням особливостей його загального компонування та конструкції основних вузлів та деталей.

2. Розрахунок основних параметрів робочого процесу двигуна.

3. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми робочого процесу та опрацювання її з метою визначення середнього індикаторного тиску аналітичним та графічним методами.

4. Розрахунок та побудова діаграми питомих сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі двигуна.

5. Розрахунок та побудова залежності обертового моменту на колінчастому валу двигуна від кута його повороту.

Графіки, зазначені в пунктах 2, 3 і 4, виконуються на міліметровому папері формату А3 (А4).

Графічна частина курсового проєкту складається із креслення на форматі А1 вузла двигуна відповідно до індивідуального завдання, погодженого з керівником курсового проєкту.

Питання для самоконтролю

1. Які основні техніко-економічні показники характеризують дизель?
2. Які конструктивні параметри найбільше впливають на економічність і потужність?
3. Чому паспортні характеристики є базою для подальших розрахунків?
4. Як змінюються основні показники при зміні режимів роботи дизеля?

Основні вихідні дані до курсового проєкту

Варіант	Параметр	Підваріант										Марка дизеля
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0	α	1,80	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,01	2,05	2,10	ПД1М
	p_K , МПа	0,142	0,145	0,150	0,155	0,160	0,151	0,156	0,160	0,166	0,172	
	t_K , °C	50	55	60	65	70	50	55	60	65	70	
1	α	1,80	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,980	2,01	2,05	2,10	6Д49 (880)
	p_K , МПа	0,150	0,160	0,170	0,174	0,170	0,176	0,180	0,170	0,180	0,190	
	t_K , °C	40	55	70	75	65	70	75	50	65	75	
2	α	1,80	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,01	2,05	2,10	2-2Д49 (1470)
	p_K , МПа	0,180	0,185	0,190	0,173	0,195	0,189	0,180	0,185	0,197	0,197	
	t_K , °C	65	70	75	40	75	60	40	45	60	55	
3	α	1,80	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,00	2,05	2,10	14Д40
	p_K , МПа	0,180	0,182	0,190	0,192	0,197	0,202	0,191	0,196	0,202	0,207	
	t_K , °C	50	50	60	60	65	70	45	50	55	55	
4	α	1,80	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,01	2,05	2,10	1А-5Д49 (2200)
	p_K , МПа	0,195	0,201	0,205	0,216	0,210	0,225	0,214	0,220	0,227	0,221	
	t_K , °C	50	55	65	70	55	75	55	60	65	50	

Закінчення табл. 2

Варіант	Параметр	Підваріант										Марка дизеля
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
5	α	1,80	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,01	2,05	2,10	10Д100
	p_K , МПа	0,199	0,205	0,212	0,218	0,225	0,214	0,220	0,227	0,235	0,244	
	t_K , °С	50	55	60	65	70	50	55	60	65	70	
6	α	1,80	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,01	2,06	2,1	2А-5Д49 (2940)
	p_K , МПа	0,257	0,264	0,272	0,280	0,271	0,292	0,287	0,300	0,310	0,320	
	t_K , °С	50	55	60	65	50	70	60	70	75	80	
7	α	1,80	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,01	2,05	2,1	11Д45
	p_K , МПа	0,192	0,197	0,202	0,208	0,214	0,205	0,210	0,216	0,223	0,230	
	t_K , °С	50	55	60	65	70	50	55	60	65	70	
8	α	1,80	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,01	2,05	2,1	1Д49 (4410)
	p_K , МПа	0,271	0,284	0,297	0,302	0,314	0,295	0,303	0,312	0,323	0,335	
	t_K , °С	50	60	70	75	80	55	60	65	70	75	
9	α	1,80	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,01	2,05	2,1	Д56 (проект) (4400)
	p_K , МПа	0,197	0,206	0,216	0,222	0,228	0,214	0,224	0,234	0,281	0,232	
	t_K , °С	50	60	70	75	80	55	65	75	80	60	

Таблиця 3

Додаткові вихідні дані до курсового проєкту

Параметр	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ε	12,5	12,5	12,5	15,7	12,2	18,6	11,5	15,7	12,5	12,0
ε_v	–	–	–	13,5	–	15,1	–	13,5	–	–
γ	0,02	0,03	0,03	0,10	0,03	0,06	0,03	0,10	0,04	0,03
p_z	7,0	9,5	11,5	10,0	11,5	10,0	13,0	11,2	13,5	10,0
ξ_z	0,82	0,82	0,82	0,80	0,82	0,80	0,82	0,80	0,82	0,80
M_{II}	54	32	32	46,2	32	35,5	32	46,2	32	60
M_{III}	98	60	60	54,3	60	38,4	60	54,3	60	110
Розташування циліндрів	Рядне	V-подібне	V-подібне	V-подібне	V-подібне	Зустрічний рух поршнів	V-подібне	V-подібне	V-подібне	V-подібне

Таблиця 4

Порядок роботи циліндрів і двигун-зразок (п – правий ряд, л – лівий ряд)

Варіант (за табл. 1)	Двигун-зразок		$\gamma_{ц}, ^\circ$	Порядок роботи циліндрів
	заводська марка	позначення за ДСТУ		
0	ПД1	6ЧН31,8/33	–	1-3-5-6-4-2
1	6Д49	8ЧН26/26	42	1л-4п-2л-3п-4л-1п-3л-2п
2	2-2Д49	12ЧН26/26	42	1л-6п-5л-2п-3л-4п-6л-1п-2л-5п-4л-3п
3	14Д40	12ДН23/30	45	1л-1п-6л-6п-2л-2п-4л-4п-3л-3п-5л-5п
4	1-5Д49	16ЧН26/26	42	1п-4л-5п-2л-7п-6л-3п-1л-8п-5л-4п-7л-2п-3л-6п-8л
5	10Д100	10ДН20,7/2x25,4	–	1-6-10-2-4-9-5-3-7-8
6	2-5Д49	16ЧН26/26	42	1п-4л-5п-2л-7п-6л-3п-1л-8п-5л-4п-7л-2п-3л-6п-8л

Закінчення табл. 4

Варіант (за табл. 1)	Двигун-зразок		$\gamma_{ц}, ^\circ$	Порядок роботи циліндрів
	заводська марка	позначення за ДСТУ		
7	11Д45	16ДН23/30	45	1л, 8л-1п, 8п-4л, 5л-4п, 5п-2л, 7л-2п, 7п-3л, 6л- 3п, 6п
8	1Д49	20ЧН26/26	42	1п-4л-7п-9л-2п-5л-6п- 8л-3п-1л-10п-7л-4п-2л- 9п-6л-5п-3л-8п-10л
9*)	Д56	16ЧН32/32	60	1п-4л-5п-2л-7п-6л- 3п-1л-8п-5л-4п-7л- 2п-3л-6п-8л

*) як зразок конструкції можна взяти двигун марки ЧН26/26.

1. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА

Першим завданням – є визначення тиску й температур робочого тіла в циліндрі двигуна для характерних точок індикаторної діаграми та встановлення закономірностей зміни цих параметрів у проміжних точках. Індикаторна діаграма являє собою графічну залежність тиску p в надпоршневому об'ємі циліндра від об'єму V та кута φ повороту колінчастого вала двигуна [10]. Характерними точками розрахункової індикаторної діаграми чотиритактного і двотактного двигунів (рис. 1) є:

- a – початок стиснення робочого тіла;
- c – кінець стиснення і початок згоряння;
- z – кінець згоряння і початок розширення;
- b – кінець розширення робочого тіла.

У чотиритактному двигуні (див. рис. 1, a) точки a і b відповідають найбільшому об'єму циліндра V_a , що визначається при положенні поршня в нижній мертвій точці (н.м.т.); у двотактного двигуна (див. рис. 1, b) точки a і b відповідають найбільшому корисному об'єму циліндра V_a .

Точка c завжди відповідає найменшому об'єму циліндра V_c , що визначається положенням поршня у верхній мертвій точці (в.м.т.); для двигуна з поршнями, що рухаються зустрічно один одному, точка c відповідає внутрішній об'ємній мертвій точці положення поршнів (в.о.м.т.).

Визначаємо об'єми циліндра, що відповідають точкам a , b і c індикаторної діаграми.

Робочий об'єм циліндра, m^3 ,

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S. \quad (1)$$

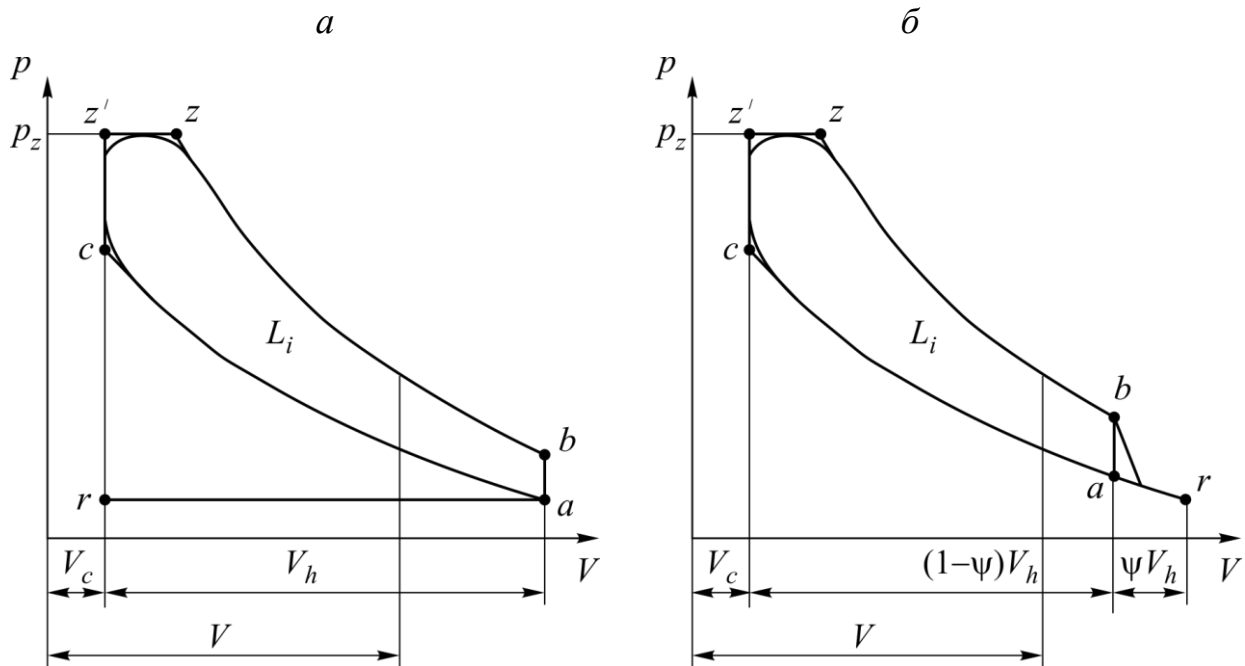


Рис. 1. Розрахункові індикаторні діаграми двигунів у координатах p - V :
а) чотиритактного; б) двотактного

Для двотактного двигуна з поршнями, що рухаються зустрічно один одному (табл. 1, варіант 5), замість S необхідно підставити подвійний хід поршня ($2 \times 0,254$) м.

Геометричний ступінь стиснення ε є відношення найбільшого надпоршневого об'єму циліндра V_{\max} до найменшого V_{\min} , тобто

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}. \quad (2)$$

Дійсний ступінь стиснення ε_v є відношення об'єму циліндра, відповідного положенню поршня в момент закриття органів газорозподілу (клапанів чи щілин), до найменшого об'єму циліндра

$$\varepsilon_v = \frac{V_c + V_h(1 - \psi)}{V_c}. \quad (3)$$

З виразу (2) визначаємо об'єм камери стиснення

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}. \quad (4)$$

Для двотактного двигуна частка втраченого ходу ψ при реалізації процесів газообміну визначається зі співвідношення, що пов'язує геометричний ε і дійсний ε_v ступінь стиснення

$$1 - \psi = \frac{\varepsilon_v - 1}{\varepsilon - 1}. \quad (5)$$

Визначення геометричного ε і дійсного ε_v ступенів стиснення справедливі як для чотиритактного, так і для двотактного двигунів.

У двотактного двигуна значна частка ходу поршня витрачається на процеси газообміну, тому фактичний початок процесу стиснення збігається з моментом закриття органів газорозподілу (точка a на рис. 1, b), якому відповідає об'єм V_a , не збігається з н.м.т. [11].

У чотиритактного двигуна зазвичай впускний клапан теж закривається із запізненням після н.м.т. Але після закриття впускного клапана в процесі стиснення, коли поршень рухається від н.м.т. до в.м.т., прохідний переріз швидко зменшується. Тому умовно приймають, що в чотиритактного двигуна початок процесів стиснення збігається з н.м.т. (точка a на рис. 1, a).

Таким чином, об'єми, що відповідають точкам a і b , визначаються:

- для чотиритактного двигуна: $V_a = V_b = V_c + V_h$;
- для двотактного двигуна: $V_a = V_b = V_c + (1 - \psi) \cdot V_h$.

У ході розрахунку робочого процесу вживається багато емпіричних коефіцієнтів, тому відповідність між експериментальними і розрахунковими даними буде суттєво залежати від вибору цих коефіцієнтів.

Тиск на початку стиснення за експериментальними даними приймають:

- для чотиритактного двигуна – $p_a \approx (0,9 \dots 0,96) p_K$;
- для двотактного двигуна – $p_a \approx (0,95 \dots 1,05) p_K$.

Коефіцієнтом залишкових газів γ називають відношення кількості залишкових газів M_Γ до свіжого заряду, тобто $\gamma = M_\Gamma / M_1$.

Температура робочого тіла на початку стиснення

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T + \gamma T_\Gamma}{1 + \gamma}, \quad (6)$$

де T_K – температура повітря перед впускними органами дизеля, К;

$$T_K = t_K + 273.$$

Згідно з експериментальними даними [12] $\Delta T = 10 \dots 15$ К, а T_Γ приймається в межах:

- для чотиритактного дизеля – 800...900 К;
- для двотактного дизеля – 700...800 К.

Коефіцієнтом наповнення η_v називають відношення дійсної кількості повітря, що надходить у циліндр на початку стиснення, до тої кількості, яка могла б поміститися в робочому об'ємі V_h (для чотиритактного двигуна) або корисному об'ємі $(1-\psi)V_h$ (для двотактного двигуна) при параметрах повітря, що відповідають параметрам повітря перед впускними органами: тиск p_k і температура T_k .

Коефіцієнт наповнення для чотиритактного двигуна визначається з виразу

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a T_k}{p_k T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}. \quad (7)$$

Для двотактного двигуна в цьому виразі замість геометричного ступеня стиснення ε підставляють дійсний ступінь стиснення ε_v .

Коефіцієнт наповнення для двотактного двигуна, віднесений до робочого об'єму циліндра, визначається як

$$\eta_{vh} = \eta_v (1 - \psi).$$

З виразу (7) видно, що коефіцієнт наповнення чотиритактного і двотактного двигунів враховує параметри робочого тіла на початку стиснення (p_a, T_a) .

Тиск і температура робочого тіла в кінці стиснення (точка c) визначаються як

$$p_c = p_a \varepsilon_{(v)}^{n_1}; \quad (8)$$

$$T_c = T_a \varepsilon_{(v)}^{n_1 - 1}, \quad (9)$$

де $\varepsilon_{(v)}$ – ступінь стиснення геометричний ε (для чотиритактного двигуна) або дійсний $\varepsilon_{(v)}$ (для двотактного двигуна);

n_1 – середній показник політропи стиснення.

За експериментальними даними $n_1 = 1,36 \dots 1,38$ [13]. Величина n_1 в основному залежить від інтенсивності охолодження циліндра та його газощільності: менші значення n_1 приймаються при інтенсивному охолодженні і меншій газощільності.

Параметри кінця згоряння (точка z) характеризуються тиском p_z і температурою t_z . Перед тим як визначити температуру t_z , необхідно знайти деякі характерні величини, що стосуються процесу згоряння.

Теоретично необхідна кількість повітря L_0 в кіломолях для згоряння 1 кг пального визначена в контрольній роботі.

Кількість газів M_0 в кіломолях, що утворюється під час згоряння 1 кг пального заданого складу з теоретично необхідною кількістю повітря ($\alpha = 1$),

$$M_0 = C / 12 + H / 2 + 0,79L_0,$$

де C , H – вміст вуглецю і водню у пальному (згідно із завданням).

Кількість повітря M_1 в кіломолях, що витрачається на згоряння 1 кг пального,

$$M_1 = \alpha \cdot L_0,$$

де α – циліндровий коефіцієнт надлишку повітря для згоряння.

Кількість продуктів згоряння M_2 в кіломолях, що утворюється під час згоряння 1 кг пального із заданим коефіцієнтом надлишку повітря

$$M_2 = M_0 + (\alpha - 1) \cdot L_0.$$

Об'ємні частки газів r_0 і надлишкового повітря r_α в продуктах згоряння

$$r_0 = M_0 / M_2; \quad r_\alpha = 1 - r_0.$$

Коефіцієнт молекулярної зміни під час згоряння пального

$$\mu_0 = M_2 / M_1.$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu = (\mu_0 + \gamma) / (1 + \gamma). \quad (10)$$

Ступінь підвищення тиску під час згоряння пального

$$\lambda_z = p_z / p_c. \quad (11)$$

Температура робочого тіла наприкінці процесу згоряння t_z визначається з рівняння згоряння пального

$$(R_\mu + c_{vmz}) \cdot t_z = \frac{1}{\mu} \left[\frac{\xi_z H_i}{M_1 (1 + \gamma)} + c_{vmc} \cdot t_c + \lambda_z R_\mu T_c \right] - 273 R_\mu, \quad (12)$$

де $R_\mu = 8,314$ – універсальна газова стала, кДж/(кг·К);

c_{vmz} – середня молярна теплоємність при постійному об'ємі для продуктів згоряння в точці z , кДж/(кг·°С);

ξ_z – коефіцієнт ефективного виділення тепла до точки z ;

H_i – нижча теплота згоряння пального;

c_{vmc} – середня молярна теплоємність при постійному об'ємі для повітря й залишкових газів у точці c , кДж/(кг·°С);

t_c, T_c – температури робочого тіла в точці c , °С, К.

Для визначення теплоємностей робочого тіла c_{vm} , кДж/(кг·°С), використовують їх залежності від температури t

– повітря

$$c_{vm1} = 20,455 + 3,095 \cdot 10^{-3}t - 3,137 \cdot 10^{-7}t^2;$$

– «чистих» продуктів згоряння ($\alpha = 1$)

$$c_{vm0} = 21,991 + 4,929 \cdot 10^{-3}t - 6,783 \cdot 10^{-7}t^2.$$

У ці формули значення температур t ($^{\circ}\text{C}$) підставляють для тих точок (c або z), для яких визначають теплоємності.

Теплоємності c_{vmc} і c_{vmz} визначають із співвідношень (відповідно $t = t_c$ і $t = t_z$)

$$c_{vmc} = (c_{vm1} + \gamma c_{vm0}) / (1 + \gamma); \quad (13)$$

$$c_{vmz} = r_{\alpha} c_{vm1} + r_0 c_{vm0}. \quad (14)$$

Враховуючи, що c_{vmz} залежить від температури t_z , рівняння (11) розв'язують методом послідовних наближень зі збіжністю $|\Delta t| \leq 25$ [14].

Приклад. Вихідні дані: $\xi_z = 0,80$; $\gamma = 0,03$; $T_c = 900 \text{ К}$ (627°C);
 $\lambda_x = 1,6$; $r_{\alpha} = 0,484$; $r_0 = 0,516$; $\mu = 1,03$; $M_1 = 0,99$.

Виконуємо розрахунки для $t = t_c$:

$$c_{vm1} = 20,455 + 3,095 \cdot 10^{-3} \cdot 627 - 3,137 \cdot 10^{-7} \cdot 627^2 = 22,27 \text{ кДж/(кг}\cdot^{\circ}\text{C)};$$

$$c_{vm0} = 21,991 + 4,929 \cdot 10^{-3} \cdot 627 - 6,783 \cdot 10^{-7} \cdot 627^2 = 24,81 \text{ кДж/(кг}\cdot^{\circ}\text{C)};$$

$$c_{vmc} = (22,27 + 0,03 \cdot 24,81) / (1 + 0,03) = 22,4 \text{ кДж/(кг}\cdot^{\circ}\text{C)}.$$

Позначимо праву частину рівняння (11) через “ D ”, тоді

$$D = \frac{1}{1,03} \cdot \left[\frac{0,8 \cdot 41500}{0,99 \cdot (1 + 0,03)} + 22,4 \cdot 627 + 1,6 \cdot 8,314 \cdot 900 \right] - 273 \cdot 8,314 = 56030.$$

Прийmemo **перше наближення**: $t_{z1} = 1500^{\circ}\text{C}$.

Виконуємо розрахунки для $t = t_{z1}$:

$$c_{vm1} = 20,455 + 3,095 \cdot 10^{-3} \cdot 1500 - 3,137 \cdot 10^{-7} \cdot 1500^2 = 24,39 \text{ кДж/(кг}\cdot^{\circ}\text{C)};$$

$$c_{vm0} = 21,991 + 4,929 \cdot 10^{-3} \cdot 1500 - 6,783 \cdot 10^{-7} \cdot 1500^2 = 17,86 \text{ кДж/(кг}\cdot^{\circ}\text{C)};$$

$$c_{vmz} = 0,484 \cdot 24,39 + 0,516 \cdot 17,86 = 26,05 \text{ кДж/(кг}\cdot^{\circ}\text{C)}.$$

Тоді

$$t_z = \frac{D}{R_{\mu} + c_{vmz}} = \frac{56030}{8,314 + 26,05} = 1630^{\circ}\text{C}.$$

Перевіряємо збіжність: $|\Delta t| = |t_z - t_{z1}| = 1630 - 1500 = 130 > 25$, тобто збіжність результатів не забезпечується.

Прийmemo **друге наближення**: $t_{z2} = 1630$ °C.

При $t = t_{z2} = 1630$ °C розрахунки дають такі результати: $c_{vmz} = 26,4$ кДж/(кг·°C); $t_z = 1615$ °C; $|\Delta t| = 15$, тобто збіжність забезпечується.

Після визначення температури: $T_z = 1615 + 273 = 1888$ К – обчислюємо ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda_z T_c}. \quad (15)$$

Ураховуючи, що згідно з визначенням $\rho = V_z/V_c$, то об'єм $V_z = \rho V_c$.

Задане значення p_z і розрахункові значення T_z і V_z повністю визначають параметри і положення точки z в координатах „тиск p – об'єм V ”.

Тиск p_b і температура T_b робочого тіла в кінці процесу розширення (точка b) визначаються із співвідношень:

$$\delta_{(v)} = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\varepsilon_{(v)}}{\rho}; \quad (16)$$

$$p_b = p_z \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2}}; \quad (17)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2-1}}, \quad (18)$$

де $\delta_{(v)}$ – ступінь подальшого розширення ($\delta_{(v)} = \delta$ – при $\tau = 4$ і $\delta_{(v)} = \delta_v$ – при $\tau = 2$) [15];

n_2 – середній показник політропи розширення газів у циліндрі ($n_2 = 1,26 \dots 1,28$) [15].

Геометрична інтерпретація середнього індикаторного тиску: він відповідає висоті прямокутника, основою якого служить робочий V_h (для чотиритактного двигуна) або корисний $(1-\psi) \cdot V_h$ (для двотактного двигуна) об'єм циліндра, а площа прямокутника при цьому рівновелика площі індикаторної діаграми L_i .

Розрахунковий середній індикаторний тиск (МПа) визначається за формулою:

$$p_{ip} = \frac{p_c}{\varepsilon_{(v)} - 1} \cdot \left[\lambda_z (\rho - 1) + \frac{\lambda_z \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{(v)}^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (19)$$

Середній індикаторний тиск дійсного циклу p_i менше розрахункового p_{ip} внаслідок заокруглень у точках c , z' , z індикаторної діаграми і в кінці розширення, тому

$$p_i = \varphi_{\Pi} \cdot p_{ip},$$

де φ_{Π} – коефіцієнт повноти діаграми.

З експериментальних даних [10] коефіцієнти повноти індикаторних діаграм знаходяться в діапазоні значень:

- для чотиритактних двигунів $\varphi_{\Pi} = 0,97 \dots 0,99$;
- для двотактних двигунів:
 - з прямоточно-щілинною продувкою $\varphi_{\Pi} = 1,0$;
 - з прямоточно-клапанною продувкою $\varphi_{\Pi} = 0,97 \dots 0,99$.

Для двотактного двигуна середній індикаторний тиск, обчислений для корисного робочого об'єму циліндра $(1 - \psi) \cdot V_h$, необхідно віднести до всього робочого об'єму V_h , тобто

$$p_i = \varphi_{\Pi} p_{ip} (1 - \psi).$$

Індикаторна потужність двигуна в кіловатах

$$N_i = 2 \cdot 10^3 \frac{p_i V_h i n}{\tau}, \quad (20)$$

де V_h – робочий об'єм циліндра, м³.

Індикаторним ККД η_i (у циліндрі) називають відношення кількості теплоти, перетвореної в механічну роботу, до витраченої кількості теплоти.

Для чотиритактного двигуна

$$\eta_i = 8,314 \frac{\alpha L_0 p_i T_k}{H_i \eta_v p_k}. \quad (21)$$

Для двотактного двигуна у формулі (21) замість η_v підставляють η_{vh} .

Питома індикаторна витрата пального, кг/(кВт·год),

$$b_i = \frac{3600}{H_i \eta_i}. \quad (22)$$

Ефективну потужність N_e , кВт, ефективний коефіцієнт корисної дії η_e і ефективну питому витрату пального b_e , кг/(кВт·год), визначаємо з виразів:

$$N_e = N_i \eta_M; \quad (23)$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_M; \quad (24)$$

$$b_e = b_i / \eta_M. \quad (25)$$

Значення η_M задано в табл. 1.

Годинна витрата пального дизелем, кг/год,

$$B = b_e N_e. \quad (26)$$

Витрата повітря дизелем, кг/год,

$$G_{\Pi} = \varphi \alpha L'_0 B, \quad (27)$$

де φ – коефіцієнт продувки циліндра (табл. 1).

Кількість відпрацьованих газів, кг/год,

$$G_{\Gamma} = (1 + \varphi \alpha L'_0) B. \quad (28)$$

Питання для самоконтролю

1. Що розуміють під робочим процесом дизельного двигуна?
2. Які етапи включає ідеальний робочий цикл дизеля?
3. Як визначити початкові параметри циклу?
4. Як обчислюють ступінь стисання та чому він важливий?
5. Як визначають температуру та тиск у точці a ?
6. Які припущення приймаються при розрахунку стиснення?
7. Як впливає залишковий газ на робочий процес?
8. Як визначають параметри у точці z (максимальний тиск)?
9. Чому важливо оцінювати вплив наповнення циліндрів на робочий процес?
10. Як визначають середній індикаторний тиск?

2. ПОБУДОВА ІНДИКАТОРНОЇ ДІАГРАМИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

Індикаторна діаграма будується в координатах „тиск p – об’єм V ” (див. рис. 1).

По осі абсцис відкладаються обчислені раніше об’єми V_c , V_h , V_a , $\psi \cdot V_h$, що відповідають положенню характерних точок індикаторної діаграми.

По осі ординат відкладаються обчислені раніше значення тиску, що відповідають характерним точкам індикаторної діаграми (точки a , c , z , b).

Для чотиритактного двигуна (рис. 1, а) в процесі наповнення циліндра повітрям (лінія $r-a$) і випуску відпрацьованих газів (лінія $b-a-r$) умовно приймаємо, що тиск по лінії $r-a$ зберігається постійним, при цьому $p_r = p_a$. Для двотактного двигуна (рис. 1, б) процес газообміну відображають лінією $b-r-a$, при цьому теж умовно приймають, що $p_r = p_a$.

Далі необхідно визначити координати проміжних точок політроп стиснення $a-c$ і розширення $z-b$. Для цього виразимо значення тиску p точок цих політроп при заданому поточному об'ємі V :

– політропа стиснення

$$p = p_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_1}; \quad (29)$$

– політропа розширення

$$p = p_z \frac{1}{(V/V_z)^{n_2}}, \quad (30)$$

де V_a, V_z – об'єми, що відповідають точкам a і z ;

n_1, n_2 – середні показники політроп стиснення і розширення.

Задавшись послідовно значеннями поточного об'єму V , визначити з наведених співвідношень тиск p .

При заданому куті повороту колінчастого вала φ поточний об'єм (m^3) для двигуна з одним поршнем у циліндрі

$$V = V_c + F_{\Pi} S, \quad (31)$$

де V_c – об'єм камери стиснення, m^3 ;

F_{Π} – площа поперечного перерізу циліндра, m^2 ;

S – переміщення поршня від положення в.м.т., m .

Для двигуна з поршнями, що рухаються зустрічно (табл. 1, варіант 5), необхідно у вираз (31) замість S підставляти S_{Σ} , що враховує зміну об'єму при переміщенні двох поршнів. Для спрощення розрахунків і з дотриманням достатньої точності можна прийняти, що $S_{\Sigma} = S$.

Для побудови індикаторної діаграми й виконання надалі відповідних динамічних розрахунків усі обчислення звести в таблицю, складену за формою табл. 5, з такими значеннями (порядково):

- стовпчик 1 – кут φ повороту колінчастого вала від 0° до 180° через кожні 5° ;
- стовпчик 2 – переміщення поршня S (сумарне переміщення поршнів – для двигуна з поршнями, що рухаються зустрічно);

Розрахунок політроп стиснення і розширення

φ°	$S, \text{ м}$	$F_{\Pi} S, \text{ м}^3$	$V, \text{ м}^3$	Стиснення			Розширення		
				$\frac{V_a}{V}$	$\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1}$	$p, \text{ МПа}$	$\frac{V}{V_z}$	$\left(\frac{V}{V_z}\right)^{n_2}$	$p, \text{ МПа}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

- стовпчик 3 – добуток $F_{\Pi} \cdot S$, тобто дані стовпчика 2 множать на площу поршня F_{Π} ;
- стовпчик 4 – поточний об'єм циліндра V , визначений з виразу (31) як сума об'єму V_c з даними стовпчика 3 (очевидно, що при $\varphi=0^\circ$ $V=V_c$, а при $\varphi=180^\circ$ – $V=V_c+V_h$);
- стовпчик 5 – відношення об'ємів V_a/V ; для двотактного двигуна обмежитися тільки значенням $V_a/V \geq 1$, для чотиритактного двигуна це відношення дотримується при всіх φ ;
- стовпчик 6 – значення $(V_a/V)^{n_1}$, де n_1 – прийнятий у розрахунку середній показник політропи стиснення; відношення об'ємів V_a/V обчислено в стовпчику 5;
- стовпчик 7 – поточний тиск p на лінії стиснення, отриманий за формулою (29) шляхом перемноження тиску p_a на дані стовпчика 6;
- стовпчик 8 – відношення об'ємів V/V_z , де V береться зі стовпчика 4, а V_z визначено в розрахунку робочого циклу; з рис. 1 очевидно, що необхідно обмежитися тільки відношенням об'ємів $V/V_z \geq 1$, а значення об'єму $V \leq V_a$;
- стовпчик 9 – значення $(V/V_z)^{n_2}$, де n_2 – прийнятий у розрахунках середній показник політропи розширення; відношення об'ємів V/V_z обчислено в стовпчику 8;
- стовпчик 10 – поточний тиск p на лінії розширення, одержуваний за формулою (30) шляхом ділення тиску p_z на дані стовпчика 9.

Під час заповнення табл. 5 необхідно враховувати такі очевидні положення, що впливають з рис. 1:

- якщо $\varphi = 0$ (в.м.т.), то в стовпчику 7 тиск $p = p_c$;
- якщо $V \leq V_z$, то в стовпчику 10 тиск $p = p_z$; для двотактного двигуна при $V \geq V_a$ тиск $p = p_a$, а для чотиритактного це співвідношення дотримується тільки при $\varphi = 180^\circ$ (н.м.т.).

За значеннями об'ємів V (стовпчик 4) і тиску p (стовпчик 7) будується лінія стиснення індикаторної діаграми, а за даними стовпчиків 4 і 10 – лінія розширення.

За індикаторною діаграмою визначається середній індикаторний тиск p_i . Для цього визначається площа F_i індикаторної діаграми, що розташована між лініями розширення і стиснення, тобто в контурі $a - c - z' - z - b - a$. Площа F_i в масштабі пропорційна роботі газів за цикл L_i .

Для обчислення площі F_i відрізок l ділиться на 10 рівних частин (рис. 2) і визначається величина ординат (відрізків) $y_0, y_1 \dots y_{10}$, що перебувають між лініями стиснення і розширення.

Приблизне значення площі, мм^2 , визначається за формулою трапецій

$$F_i = \frac{l}{10} \left(\frac{y_0 + y_{10}}{2} + y_1 + y_2 + \dots + y_9 \right), \quad (32)$$

де l і y приймається за рис. 3 в міліметрах.

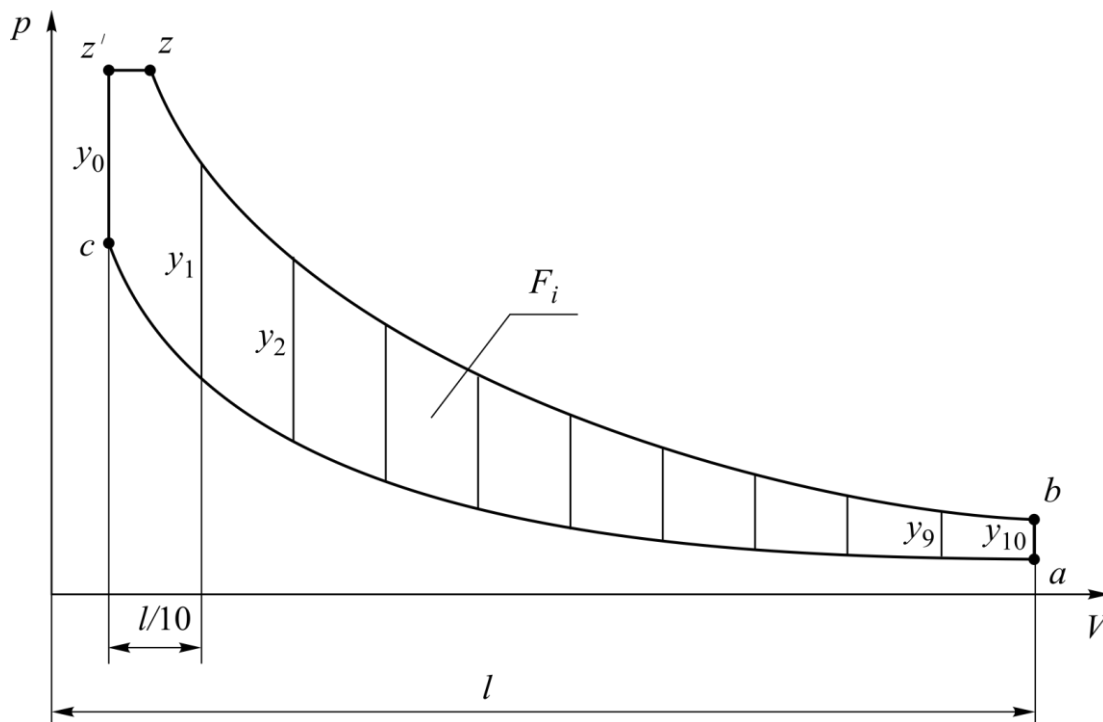


Рис. 2. Визначення площі індикаторної діаграми графічним способом

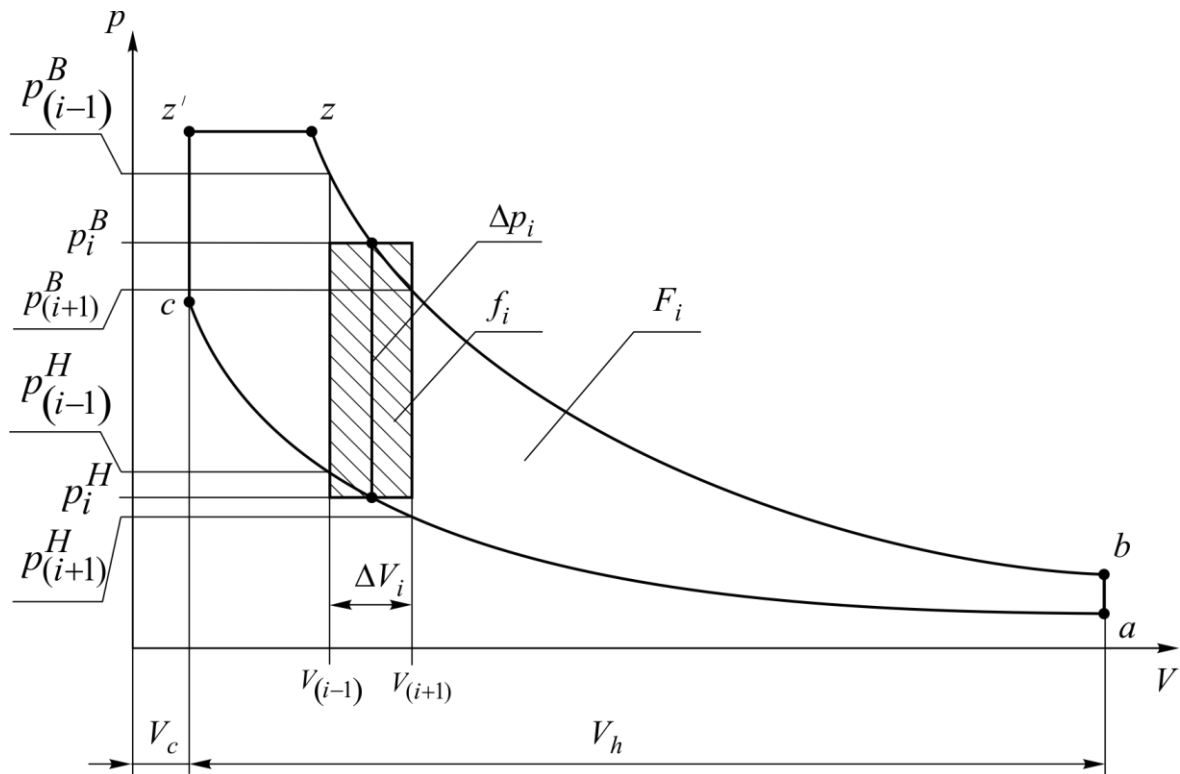


Рис. 3. Схема визначення площі індикаторної діаграми з використанням ПЕОМ

Середня висота прямокутника, мм, площею F_i з основою l буде

$$y_m = \frac{F_i}{l}.$$

Якщо на індикаторній діаграмі масштаб тиску відповідає величині m_p , МПа/мм, то середній індикаторний тиск, МПа,

$$p_i = y_m \cdot m_p.$$

Визначене з індикаторної діаграми значення p_i повинно бути близьким до розрахункового, знайденого за формулою (19), що вказує на правильність побудови індикаторної діаграми. Допускається незбіг цих значень у межах $\pm 0,02$ МПа [13].

Більш оперативним є спосіб визначення площі індикаторної діаграми F_i з використанням ПЕОМ. Геометрична інтерпретація цього способу подана на рис. 3.

Площу індикаторної діаграми з достатньою точністю можна подати як суму елементарних прямокутників $F_i = \sum_{i=1}^k f_i$, що розташовуються між верхньою ($z' - z - b$) і нижньою ($c - a$) межами індикаторної діаграми.

Площа елементарного i -го прямокутника:

$$f_i = b_i \cdot h_i = (\Delta V_i \cdot \Delta p_i) = (V_{(i-1)} - V_{(i+1)}) \cdot (p_i^B - p_i^H) = \\ = (V_{(i-1)} - V_{(i+1)}) \cdot \left(\frac{p_{(i-1)}^B + p_{(i+1)}^B}{2} - \frac{p_{(i-1)}^H + p_{(i+1)}^H}{2} \right),$$

де складові математичного виразу відповідають позначенням рис. 3.

Середній індикаторний тиск, визначений за даним методом, складе

$$p_i = \frac{F_i}{V_h} = \frac{\sum_{i=1}^i f_i}{V_h}.$$

Необхідно зазначити, що величина параметра i , тобто кількість елементарних прямокутників, залежить від дискретності зміни в розрахунках такого аргументу як φ . Використання ПЕОМ дозволяє (майже без збільшення обсягу виконуваної студентом роботи) застосувати дискретність зміни кута повороту φ рівної 5° , 3° і навіть 1° .

Питання для самоконтролю

1. Що таке індикаторна діаграма та яку інформацію вона відображає?
2. Як визначають характерні точки індикаторної діаграми?
3. У чому різниця між теоретичною та реальною індикаторною діаграмою?
4. Як формується залежність p – V протягом циклу?
5. Як визначити середній індикаторний тиск графічним методом?
6. Як впливає фаза згоряння на форму діаграми?
7. Що таке поліотропні процеси та як вони відображаються на діаграмі?
8. Як побудова індикаторної діаграми допомагає діагностувати двигун?
9. Чому важливо правильно визначати масштаб тиску та об'єму?
10. Як визначають корисну роботу циклу за індикаторною діаграмою?

3. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

Деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ) підпадають під дію сил тиску газів усередині циліндра, сил інерції частин, що рухаються поступово і

обертально, сил тертя на поверхні відносного ковзання та сил опору зі сторони споживача енергії.

Знання сил і моментів необхідно для розрахунку деталей на міцність, аналізу надійності та довговічності вузлів і деталей двигуна в експлуатації, оцінки зрівноваженості двигуна, визначення можливості виникнення недопустимих коливальних явищ та інше.

Під час визначення діючих сил і моментів доцільно знаходити їх питомі значення, тобто віднесені до 1 м^2 площі поршня. Для визначення величини повної сили або моменту необхідно помножити питому силу або момент на площу поршня, виражену в метрах квадратних.

Розглянемо та проаналізуємо зміну питомих сил і моментів, діючих в кривошипно-шатунному механізмі, залежно від кута повороту кривошипа (колінчастого вала).

Сумарна питома сила p_{Σ} , МПа, прикладена в центрі поршневого пальця (рис. 4), визначається як алгебраїчна сума двох сил

$$p_{\Sigma} = p_{\Gamma} + p_j, \quad (33)$$

де p_{Γ} – питома сила тиску газів на поршень;

p_j – питома сила інерції мас деталей, що рухаються поступово.

Додатними вважаються питомі сили, що спрямовані від поршня в сторону колінчастого вала.

Питома сила тиску газів p_{Γ} залежить від тиску газів на поршень зі сторони камери згоряння p і тиску газів зі сторони кривошипної камери (зі сторони картера) p_0 , тобто

$$p_{\Gamma} = p - p_0, \quad (34)$$

де $p_0 \approx 0,1$ МПа.

Залежність величини тиску газів у циліндрі p від кута повороту кривошипа φ задана індикаторною діаграмою.

Питомі сили інерції мас, що рухаються поступово, визначаємо за формулою

$$p_j = -10^{-6} \left(\frac{M_{\Sigma\Pi}}{F_{\Pi}} \right) \cdot j, \quad (35)$$

де $M_{\Sigma\Pi}$ – маса частин, що рухаються поступово;

F_{Π} – площа поршня, м^2 ;

j – прискорення поршня залежно від кута φ (приймається за даними контрольної роботи).

Маса $M_{\Sigma\Pi}$ включає масу комплекту поршня M_{Π} (поршень, вставка, палець, поршневі кільця та інше) і частину маси шатуна, що бере участь в поступальному русі, тобто $M_{\Sigma\Pi} = M_{\Pi} + M_{\text{шп}}$.

Масу шатуна умовно ділимо на дві частини. Одну з них $M_{\text{шп}}$ вважаємо зосередженою на осі поршневого пальця й відносимо до частин, що рухаються поступально, а другу $M_{\text{шв}}$ – зосередженою на осі кривошипа й відносимо до обертальних частин. Розподіл мас проводимо за правилами розкладення рівнодіючої на дві паралельні сили:

$$M_{\text{шп}} = M_{\text{ш}} \frac{l_c}{L}; \quad M_{\text{шв}} = M_{\text{ш}} \frac{L-l_c}{L},$$

де L – довжина шатуна між центрами верхньої і нижньої головок;

l_c – відстань від центра маси шатуна до центра кривошипної головки.

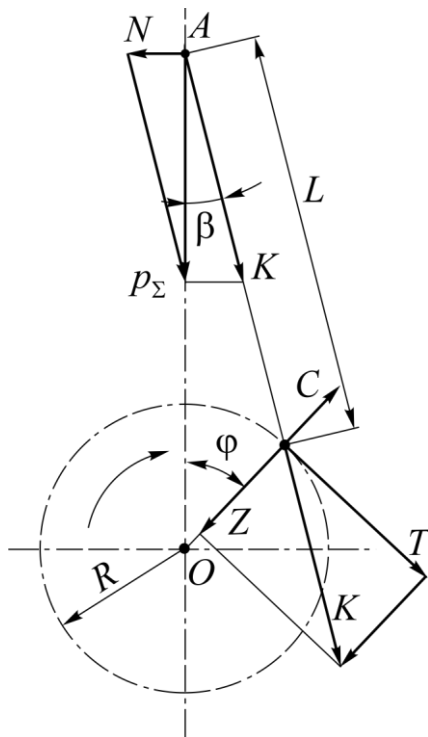


Рис. 4. Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі ДВЗ

Для наближених розрахунків приймаємо, що

$$l_c / L \approx 0,3; \quad (L-l_c) / L \approx 0,7.$$

Тоді величини в рівнянні (36):

– площа поршня $F_{\Pi} = \pi D^2 / 4$ (D – діаметр циліндра, м);

– маса частин, що рухаються поступально

$$M_{\Sigma\Pi} \approx M_{\Pi} + 0,3M_{\text{ш}};$$

– постійний множник

$$a = -10^{-6} M_{\Sigma\Pi} / F_{\Pi}. \quad (36)$$

Питому силу p_{Σ} (див. рис. 4) розкладаємо на силу K , що діє вздовж осі шатуна, і силу N , спрямовану нормально до осі циліндра. У свою чергу силу K , перенесену в центр шатунної шийки вала, розкладаємо на тангенціальну силу T , діючу перпендикулярно кривошипу колінчастого вала, і нормальну силу Z , спрямовану вздовж кривошипа.

З рис. 4 отримаємо такі вирази для визначення питомих сил:

$$N = p_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg}\beta; K = p_{\Sigma} \cdot \frac{1}{\cos\beta}; \quad (37)$$

$$T = p_{\Sigma} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}; Z = p_{\Sigma} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}.$$

Значення тригонометричних функцій у правих частинах виразів (37) залежно від кута повороту колінчастого вала φ і відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ наведені в додатку або за його відсутності – розраховуються самостійно.

Обчислення питомих сил рекомендується звести в таблицю, складену за формою табл. 6, де до стовпчиків 7, 9, 11 і 13 заносимо значення тригонометричних функцій, а до стовпчиків 8, 10, 12 і 14 – значення питомих сил, що обчислюються за формулами (37), причому значення сили p_{Σ} беремо із стовпчика 6.

Таблиця 6

Розрахунок питомих сил

φ°	p , МПа	p_r , МПа	j , м/с ²	p_i , МПа	p_{Σ} , МПа	$\operatorname{tg}\beta$	N , МПа	$\cos\beta$	K , МПа	$\sin(\varphi+\beta)/\cos\beta$	T , МПа	$\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$	Z , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0													
5													
10													
∴													

У табл. 6:

- стовпчик 1 – значення кута φ повороту колінчастого вала від в.м.т. через 3° в інтервалі $0...720^{\circ}$ для чотиритактного двигуна і в інтервалі – $180...+180^{\circ}$ – для двотактного ($-180...0^{\circ}$ – такт стиснення, $0...+180^{\circ}$ – такт розширення). Для отримання стрибка тиску на індикаторних діаграмах кути повороту 360° (для чотиритактного) і 0° (для двотактного) обраховувати двічі: для тиску p_c і для тиску p_z ;
- стовпчик 2 – тиск p газів на поршень залежно від φ ; беремо з табл. 5 відповідно до такту (стиснення – стовпчик 7, розширення – стовпчик 10); для тактів випуску і впуску чотиритактного двигуна

- і процесів випуску, продувки і дозаряджування двотактного двигуна приблизно приймаємо $p = p_a$; суміщаємо кут $\varphi = 0^\circ$ з початком такту впуску для чотиритактного двигуна і початком такту згоряння-розширення для двотактного двигуна;
- стовпчик 3 – значення p_Γ , що визначаються за формулою (34), тобто від даних стовпчика 2 віднімати p_0 ;
 - стовпчик 4 – значення прискорення поршня j (з урахуванням знака);
 - стовпчик 5 – значення p_j , що обчислюються за формулою (35), тобто дані стовпчика 4 множимо на постійний множник a (формула (36));
 - стовпчик 6 – значення p_Σ , що обчислюються за формулою (33), тобто алгебраїчно додаємо дані стовпчиків 3 і 5.

На рис. 5–7 наведено приклади графіків залежності відповідних питомих сил N , K , T і Z від кута φ повороту колінчастого вала чотиритактного двигуна, значення яких розраховані в табл. 6. Масштаби кутів і сил по осях координат приймаємо такі самі, як і при побудові питомих сил p_Γ , p_j і p_Σ (див. рис. 5).

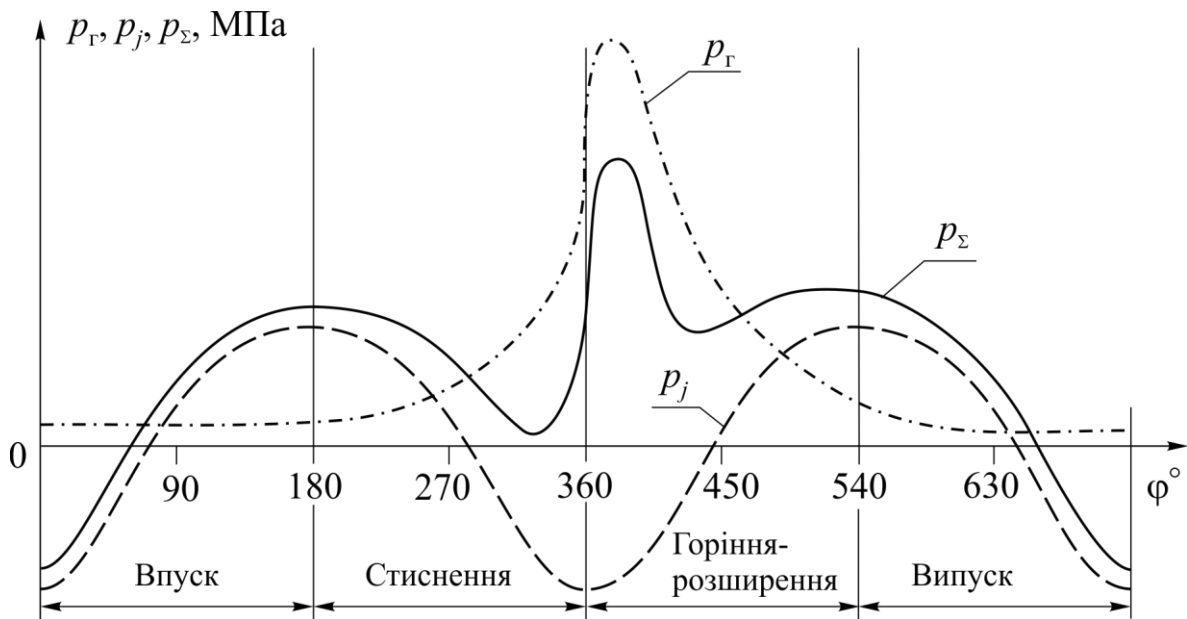


Рис. 5. Залежність питомих сил p_Γ , p_j і p_Σ від кута φ для чотиритактного двигуна

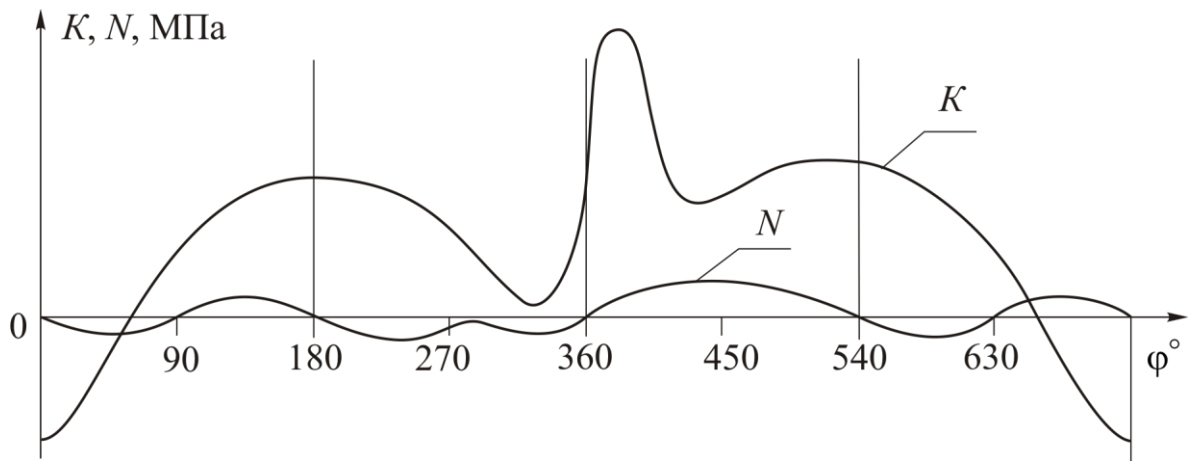


Рис. 6. Залежність питомих сил K і N від кута φ для чотиритактного двигуна

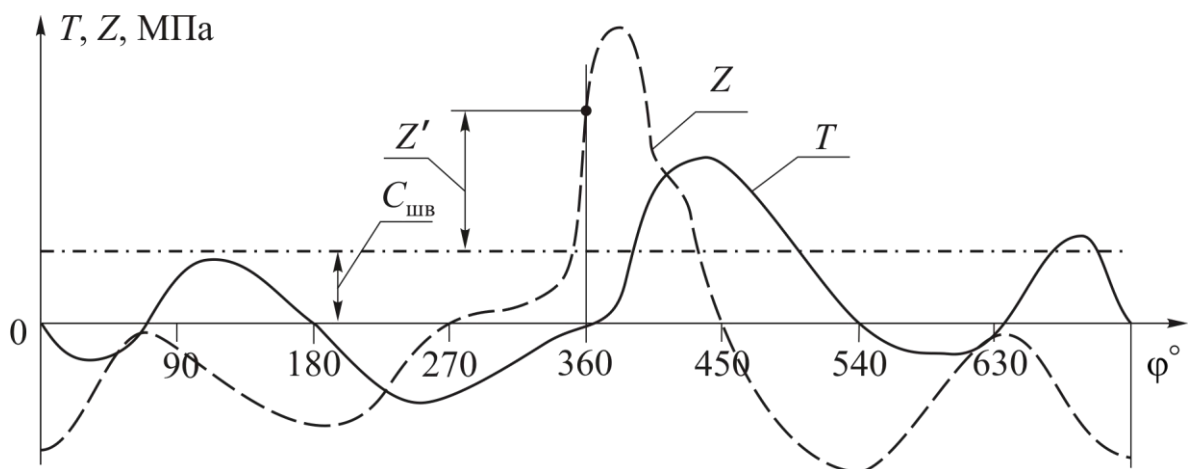


Рис. 7. Залежність питомих сил T і Z від кута φ для чотиритактного двигуна

Тангенціальна сила T створює на валу двигуна обертальний момент $M = TRF_{\Pi}$, що змінюється за величиною і навіть знаком залежно від кута повороту кривошипа. Підсумовування обертальних моментів окремих циліндрів багатоциліндрового двигуна проводиться за певним алгоритмом.

Крім питомих сил T і Z на шатунну шийку діє питома відцентрова сила $C_{\text{шв}}$ від маси шатуна, що обертається. Сила $C_{\text{шв}}$ постійна і спрямована від центру колінчастого вала по радіусу кривошипа. Цю силу при заданій частоті обертання вала визначаємо за формулою

$$C_{\text{шв}} = 10^{-6} \cdot \frac{M_{\text{шв}}}{F_{\Pi}} R \omega^2 \approx \frac{0,7 M_{\text{шп}}}{F_{\Pi}} R \omega^2,$$

де $\omega = 2\pi \cdot n$ – кутова швидкість обертання вала, рад/с;

$R = S/2$ – радіус кривошипа;

n – частота обертання вала, с^{-1} .

Питання для самоконтролю

1. Які сили діють у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ)?
2. Як визначають інерційні сили першого та другого порядку?
3. Що таке тиск газів і як він враховується при побудові діаграми?
4. Як визначається сила на поршні?
5. Які компоненти формують повну силу в шатуні?
6. Як визначають радіальну та тангенціальну складові сили?
7. Чому діаграма питомих сил важлива для оцінки навантаження деталей?
8. Як кінематика КШМ впливає на величину інерційних сил?
9. Як знайти максимальні значення сил у циклі?
10. Яке практичне значення має діаграма питомих сил?

4. ВИЗНАЧЕННЯ СУМАРНОГО ОБЕРТАЛЬНОГО МОМЕНТУ ДВИГУНА

Тангенціальна сила T_i створює обертальний момент на i -му кривошипі колінчастого вала двигуна, і його величина в кілоньютонах на метр може бути визначена за формулою

$$M_i = 10^3 T F_{\Pi} R,$$

де T – питома тангенціальна сила (її значення вибираються для кута φ з таблиці 6 або відповідного графіка цієї сили, рис. 6);

F_{Π} – площа поршня, м²;

R – радіус кривошипа, м.

У багатоциліндровому двигуні сумарний обертальний момент $M_{\text{дв}}$, що діє на фланці відбору потужності, не є величиною постійною, а являє собою складну функцію від кута повороту колінчастого вала двигуна і визначається сумою обертальних моментів окремих циліндрів M_i , що діють на даний момент часу, тобто для конкретного кута φ .

Для рядних двигунів підсумовування M_i виконується з тих міркувань, що для забезпечення рівномірності обертального моменту кут між черговими спалахами в циліндрах двигуна повинен вибиратися як

$$\Delta\varphi_{\text{сп}} = \frac{180\tau}{i}. \quad (38)$$

Виходячи із цих же вимог, таким самим призначається кут заклинки кривошипів вала $\Delta\varphi_{кр}$. Черговість повторення однакових процесів у різних циліндрах визначається порядком роботи циліндрів двигуна.

Графік обертального моменту, що створюється на валу кожним окремим циліндром у межах робочого циклу, приймається однаковим для всіх циліндрів, тому графік сумарного обертального моменту двигуна може бути отриманий алгебраїчним підсумовуванням графіків M_i відповідно кількості циліндрів, кожний з яких зрушено відносно попереднього графіка на кут $\Delta\varphi_{СП}$.

Сумарний обертальний момент двигуна $M_{дв}$ є періодичною функцією з кутовим періодом $\Delta\varphi_{СП}$, тому немає необхідності робити підсумовування M_i на кутовому інтервалі, що відповідає всьому робочому циклу (720° – для чотиритактних чи 360° – для двотактних), а досить зробити його в інтервалі $0^\circ \dots \Delta\varphi_{СП}$.

Крім того, враховуючи, що обертальний момент $M_i = 10^3 T_i F_{П} R$ являє собою добуток змінної величини T_i на числову сталу ($10^3 F_{П} R$), то й результат ($M_i = 10^3 T F_{П} R$) буде також змінною величиною, що залежить від кута φ .

Вид графіка $M_i = f(\varphi)$ буде точно таким самим, як і вид $T_i = f(\varphi)$. Іншими словами, графік $T_i = f(\varphi)$ вже сам по собі є графіком $M_i = f(\varphi)$, але тільки зображеним в іншому масштабі.

Це дає підставу вважати, що з метою одержання графіка $M_{дв} = f(\varphi)$ необхідно підсумувати зі зрушенням на кут $\Delta\varphi_{СП}$ графіка питомих тангенціальних сил $T_i = f(\varphi)$ і сумарну криву вважати графіком $M_{дв} = f(\varphi)$, визначивши попередньо новий масштаб побудови по осі ординат ($\mu_{M_{дв}}$).

Для тепловозних дизелів марки 10Д100 величину обертального моменту при побудові графіка необхідно збільшувати у два рази.

Будуючи графік $M_{дв} = f(\varphi)$ для *V-подібних двигунів*, приймаємо, що індикаторні діаграми й кінематика КШМ правого й лівого рядів циліндрів, а отже, і графіки залежностей питомих сил T , однакові. Тому спочатку визначаємо діючу на кожний кривошип сумарну питому тангенціальну силу $T_{л,п}$ від лівого й правого циліндрів, що працюють на цей кривошип, а потім ці графіки підсумуємо відповідно кількості кривошипів зі зрушенням щораз графіка $T_{л,п}$

відносно попереднього на кут, що залежить від кута заклинки кривошипів $\Delta\varphi_{кр} = \Delta\varphi_{сп}$.

Сумарна питома сила $T_{л,п}$, що виникає на кожному кривошипі від спільної роботи лівого й правого циліндрів, сполучених з розглянутим кривошипом, визначається з урахуванням зрушення в часі (за кутом повороту) робочих процесів у цих циліндрах.

В V-подібних двигунах цей кут залежить від порядку роботи двигуна, від кута заклинки кривошипів $\Delta\varphi_{кр}$ і від кута розвалу рядів циліндрів $\gamma_{ц}$.

Наведемо кілька прикладів визначення цього кута.

Приклад 1. Чотиритактний 8-циліндровий V-подібний дизель має такий порядок роботи 1Л-4П-2Л-3П-4Л-1П-3Л-2П і кут розвалу циліндрів $\gamma_{ц} = 42^\circ$. З порядку роботи видно, що чотири циліндри лівого ряду мають порядок роботи 1Л-2Л-4Л-3Л (рис. 8, а). Колінчастий вал має чотири коліна й для забезпечення рівномірності обертального моменту чергові спалахи повинні виникати через кутовий інтервал $\Delta\varphi_{сп} = 180 \cdot \tau / i = 180 \cdot 4 / 4 = 180^\circ$. З цією ж метою під таким самим кутом заклинені й кривошипи колінчастого вала, тобто $\Delta\varphi_{кр} = 180^\circ$.

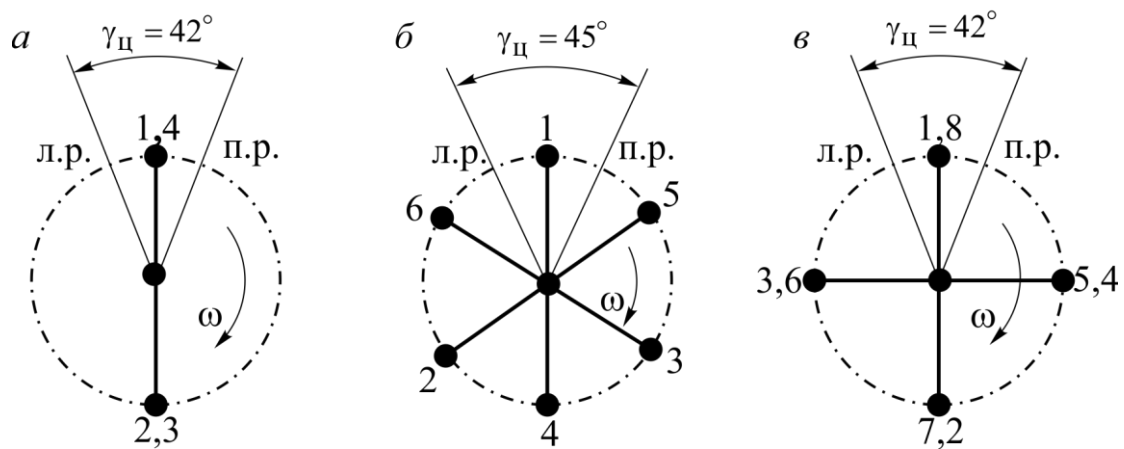


Рис. 8. Схеми для визначення зсуву кута між робочими процесами V-подібних двигунів

Кривошипи першого та четвертого циліндрів збігаються за напрямком. Спалах у першому правому циліндрі відповідно до порядку роботи двигуна відбувається після спалаху в четвертому лівому циліндрі. Спалахи в першому лівому й четвертому лівому циліндрах розділяє кутовий інтервал $180^\circ \cdot 2 = 360^\circ$, крім того, після спалаху в четвертому лівому циліндрі й до моменту спалаху в першому правому циліндрі пройде ще час, що відповідає повороту колінчастого вала на кут розвалу осей циліндрів $\gamma_{ц} = 42^\circ$.

Таким чином, кут зрушення фаз у роботі лівого й правого циліндрів першого кривошипа складе $\Delta\varphi = 180 \cdot 2 + \gamma_{\text{ц}} = 360 + 42 = 402^\circ$.

Приклад 2. Двотактний 12-циліндровий V-подібний двигун має порядок роботи 1Л-1П-6Л-6П-2Л-2П-4Л-4П-3Л-3П-5Л-5П (рис. 8, б) і кут розвалу $\gamma_{\text{ц}} = 45^\circ$. Колінчастий вал має шість колін. Кут між черговими спалахами в лівому ряді $\Delta\varphi_{\text{сп}} = 180 \cdot \tau / i = 180 \cdot 2 / 6 = 60^\circ$.

Кривошипи також повинні бути розташовані під кутом $\Delta\varphi_{\text{кр}} = 60^\circ$. Спалах у першому правому циліндрі відбувається після спалаху в першому лівому. Тоді кут зрушення фаз у роботі цих циліндрів $\Delta\varphi = \gamma_{\text{ц}} = 45^\circ$.

Приклад 3. Чотиритактний 16-циліндровий V-подібний дизель має порядок роботи 1П-4Л-5П-2Л-7П-6Л-3П-1Л-8П-5Л-4П-7Л-2П-3Л-6П-8Л і кут розвалу $\gamma_{\text{ц}} = 42^\circ$. Колінчастий вал такого двигуна має вісім колін. У кожному ряді чергові спалахи відбуваються через $\Delta\varphi_{\text{сп}} = 180 \cdot 4 / 8 = 90^\circ$. Кривошипи вала заклинені також під кутом $\Delta\varphi_{\text{кр}} = 90^\circ$ і відповідно до порядку роботи циліндрів лівого ряду 1Л-5Л-7Л-3Л-8Л-4Л-2Л-6Л схема розташування їх буде відповідати рис. 8, в. Спалах у першому правому циліндрі відбувається після спалаху у восьмому лівому циліндрі. Кривошипи першого та восьмого циліндрів збігаються за напрямком, тому зрушення фаз у роботі правого циліндра стосовно лівого складе $\Delta\varphi = 90 \cdot 4 + 42 = 402^\circ$.

Значення параметрів зсуву кутів спалаху та інших технічних параметрів наведено в табл. 7.

Таблиця 7

Параметри зсуву кутів спалаху між циліндрами

Марка дизеля	Заводська марка	Тип дизеля	τ	i	$\gamma_{\text{ц}},^\circ$	$\Delta\varphi_{\text{кр}},^\circ$	$\Delta\varphi_{\text{сп}},^\circ$
6ЧН 31,8/33,0	ПД1М	рядний	4	6	—	120	120
10ДН 20,7 / (2×25,4)	10Д100	рядний, ЗРП	2	10	—	36	36
16ДН 23/30	11Д45	V-подібний	2	16	45	90	45
12ДН 23/30	14Д40	V-подібний	2	12	45	60	45
8ЧН 26/26	6Д49	V-подібний	4	8	42	180	402
12ЧН 26/26	2-2Д49	V-подібний	4	12	42	120	402
16ЧН 26/26	2-5Д49	V-подібний	4	16	42	90	402
20ЧН 26/26	1Д49	V-подібний	4	20	42	72	402

Після визначення кута зрушення фаз у роботі лівого й правого циліндрів, що працюють на один кривошип, будуємо сумарну питому силу $T_{л,п}$. Для цього на координатну систему $T - \varphi$ у раніше прийнятих масштабах μ_p й μ_φ переноситься раніше побудована питома сила T , яку вважаємо за питому силу $T_{л}$ лівого циліндра. На цю ж координатну систему наноситься питома сила $T_{п}$ шляхом зсуву координат графіка $T_{л}$ назад на кут зрушення фаз у роботі правого циліндра стосовно лівого, тобто на кут $\Delta\varphi_{сп}$. Графіки $T_{л}$ та $T_{п}$ алгебраїчно сумуємо, одержуючи графік сумарної питомої тангенціальної сили $T_{л,п}$.

У межах робочого циклу для кожного кривошипа V-подібного двигуна такі графіки будуть однаковими, але процеси, що відповідають їм, відбуватися будуть зі зсувом на кут, рівний повороту кривошипа на величину кута заклинки кривошипів $\Delta\varphi_{кр}$.

Для одержання сумарного обертального моменту двигуна необхідно алгебраїчно підсумувати графіки $T_{л,п}$ відповідно кількості кривошипів вала, кожний з яких зміщується відносно попереднього на кут $\Delta\varphi_{кр}$.

Одержаний після такого додавання сумарний графік буде являти собою в масштабі графік сумарного обертального моменту двигуна $M_{дв}$. Він також буде періодичною функцією з періодом $\Delta\varphi_{кр}$. Тому, як і для рядних двигунів, цілком достатньо зробити підсумовування графіків $T_{л,п}$ за кількістю кривошипів, але тільки в межах кутів повороту колінчастого вала від $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = \Delta\varphi_{кр}$. Підсумовування графіків тангенціальних сил доцільно робити в табличній формі. Типовий вид графіка обертального моменту двигуна показаний на рис. 9.

Питання для самоконтролю

1. Що таке обертальний момент і як він формується в дизельному двигуні?
2. Як визначають тангенціальну складову сили на кривошипі?
3. Яким чином залежність моменту пов'язана з індикаторною діаграмою?
4. Чому обертальний момент є нерівномірним протягом циклу?
5. Як визначають моменти для різних кутів повороту колінчастого вала?
6. Як будують графік момент–кут?
7. Які фактори впливають на динаміку зміни моменту?
8. Що таке приведений обертальний момент?

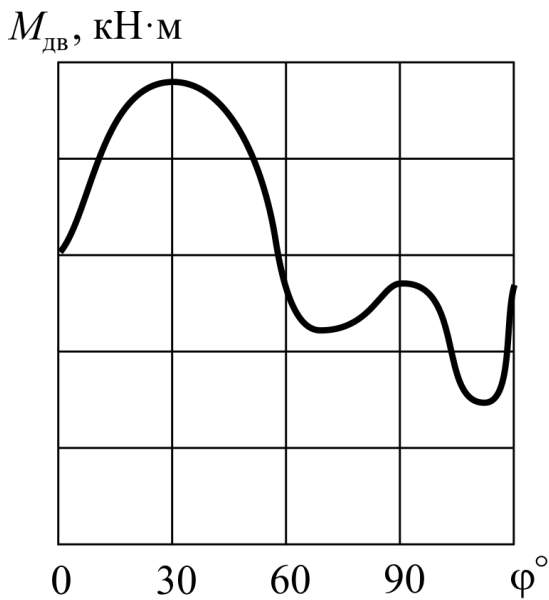


Рис. 9. Приклад можливого вигляду графіка сумарного обертового моменту дизеля

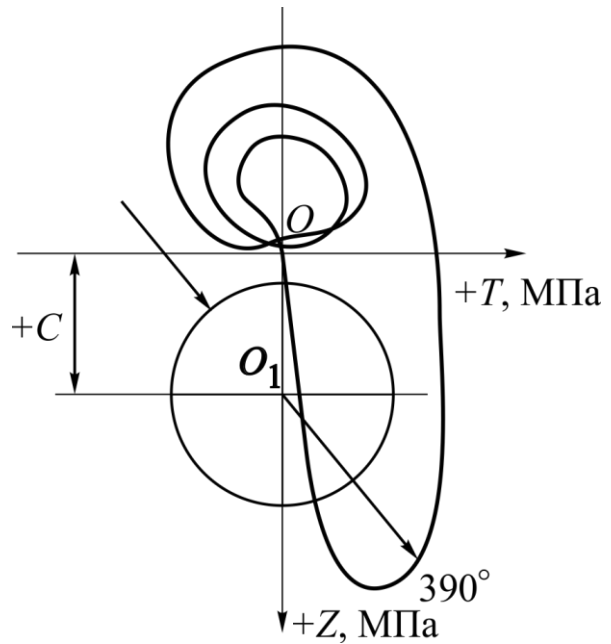


Рис. 10. Приклад можливого вигляду графіка векторної діаграми питомих сил, діючих на шатунну шийку колінчастого вала дизеля

9. Як результати розрахунку моменту використовуються при проектуванні двигуна?

10. Чому важливо враховувати нерівномірність моменту при роботі багатопіліндрового двигуна?

5. ВИЗНАЧЕННЯ ПИТОМИХ НАВАНТАЖЕНЬ, ЩО ДІЮТЬ НА ШАТУННУ ШИЙКУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА

На шатунну шийку колінчастого вала однорядного двигуна діють питомі сили: тангенціальна T , радіальна Z і відцентрова C від обертової частини маси шатуна.

Завдання полягає у визначенні для кожного кута повороту колінчастого вала (у межах робочого циклу) величини й напрямку рівнодіючої трьох зазначених сил. Для вирішення цього завдання будується векторна діаграма в такому порядку.

Вибирається прямокутна система координат $T - Z$, пов'язана із кривошипом, з центром у точці O (поліс діаграми).

За додатний напрямок осі Z приймається напрямок униз, за додатний напрямок осі T – напрямок вправо (рис. 10). У цій координатній системі для кожного кута повороту кривошипа виконується попарно геометричне додавання сил T й Z . Кінець вектора рівнодіючої цих сил позначаємо маркером й надписується кут ϕ , якому він відповідає. Значення сил T й Z беруться з раніше побудованих графіків; масштаб сил також зберігається колишнім.

На рис. 10 наведено типовий вигляд графіка векторної діаграми сил, діючих на шатунну шийку колінчастого вала дизеля з побудовою вектора питомої сили для кута повороту колінчастого вала $\varphi = 390^\circ$.

Побудова ведеться в межах кутового інтервалу, рівного тривалості робочого циклу двигуна – через кожні 15° . З'єднуючи плавною кривою послідовно всі відзначені маркери, одержимо векторну діаграму. Якщо із центра O провести вектор у будь-яку точку побудованої діаграми, то він за величиною й напрямком дасть рівнодіючу двох сил T й Z для даного кута повороту колінчастого вала.

Однак на шатунну шийку вала крім сил T й Z діє ще сила C . Вона постійна за величиною й спрямована уздовж радіуса кривошипа від центра обертання, тобто збігається з від'ємним напрямком сили Z . Для урахування дії сили C із точки O діаграми в додатному напрямку осі Z відкладемо відрізок OO_1 , рівний у масштабі побудови величині відцентрової сили C . Точка O_1 буде являти собою новий полюс діаграми. Якщо тепер з полюса O_1 провести вектор у будь-яку точку діаграми, то він за величиною й напрямком дасть рівнодіючу трьох сил (T , Z і C) для даного кута φ .

У V-подібному двигуні на шатунну шийку діють сили $T_{\text{Л}}$, $Z_{\text{Л}}$ від лівого й $T_{\text{П}}$, $Z_{\text{П}}$ від правого циліндрів, сполучених з даним кривошипом, а також відцентрова сила C . Побудова векторної діаграми навантажень на шатунну шийку в такому двигуні аналогічна розглянутій для рядного двигуна, але, на відміну від попередньої, у координатній системі $T - Z$, пов'язаній із кривошипом, потрібно попарно відкладати відповідні значення сумарних сил $T_{\text{Л,П}}$ та $Z_{\text{Л,П}}$, визначених з урахуванням зрушення фаз у роботі лівого й правого циліндрів.

Для двигуна із поршнями, що рухаються зустрічно, побудову векторної діаграми необхідно зробити для шатунної шийки нижнього колінчастого вала. У цьому зв'язку на точках векторної діаграми потрібно вказувати кут $\varphi_{\text{Н}}$, що відраховується по нижньому валу. Це зауваження необхідно враховувати, тому що раніше побудовані графіки сил T й Z для такого двигуна визначені з використанням шкали φ , тому побудова векторної діаграми виконується з використанням уже наявних графіків сил T й Z .

Векторна діаграма навантажень на шатунну шийку дає поняття про навантаженість шийки по ділянках її кола і з її допомогою може бути зроблена якісна (але не кількісна) оцінка характеру зношування шийки в експлуатації.

За розгорнутою за кутом повороту колінчастого вала діаграмою навантажень на шатунну шийку виконується розрахунок шатунних підшипників колінчастого вала за максимальними і середніми питомими тисками і підбір антифрикційного матеріалу підшипників.

Питання для самоконтролю

1. Які сили діють на шатунну шийку колінчастого вала в процесі роботи дизельного двигуна?
2. Що таке інерційні сили першого та другого порядку й як вони впливають на навантаження шийки?
3. Як розраховується нормальна сила, що діє на шатун у різних положеннях кривошипа?
4. У чому різниця між радіальною та тангенціальною складовими сили, прикладеної до шатунної шийки?
5. Як визначити максимальні та мінімальні питомі навантаження на шийку протягом циклу роботи двигуна?
6. Які геометричні параметри КШМ найбільше впливають на величину питомих навантажень?
7. Як впливає частота обертання колінчастого вала на інерційні та сумарні сили?
8. Як визначають небезпечні кути повороту кривошипа щодо перевантаження шатунної шийки?
9. Чому важливо враховувати знак тангенціальної сили при аналізі навантаження шийки?
10. Як визначити миттєву величину питомого тиску в зоні контакту шатунної шийки та вкладиша підшипника?

6. ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ З РОЗРОБКИ ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ ПРОЄКТУ

Графічна частина проєкту включає креслення поперечного перерізу дизеля по одному з циліндрів при рядном їхньому розташуванні й по двох – при V-подібному розташуванні, складального креслення одного з найважливіших вузлів дизеля (або графічного матеріалу до дослідної частини проєкту), а також робочого креслення деталі дизеля.

Посібниками при розробці поперечного перерізу дизеля повинні служити альбоми, каталоги, креслення тепловозних дизелів, технічна література, що містить опис і аналіз розглянутих конструкцій.

На поперечному перерізі повинні бути показані деталі кістяка дизеля, їхнього з'єднання, деталі кривошипно-шатунного й газорозподільного механізмів, повітряні ресивери й вихлопні колектори, основні елементи пальної апаратури.

Під час виконання графічної частини курсового проекту варто керуватися вимогами [1–8], а також розділами цих навчально-методичних рекомендацій.

Креслення дизеля або його вузлів бажано виконувати на ПЕОМ з використанням сучасних САПР.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. ДСТУ 2.104:2006. Єдина система конструкторської документації. Основні написи. Київ : Держспоживстандарт України, 2007. 27 с.
2. ДСТУ 2.301:2004. Єдина система конструкторської документації. Формати. Київ : Держспоживстандарт України, 2005. 12 с.
3. ДСТУ 2.303:2004. Єдина система конструкторської документації. Лінії креслення. Київ : Держспоживстандарт України, 2005. 16 с.
4. ДСТУ 2.304:2006. Єдина система конструкторської документації. Шрифти креслярські. Київ : Держспоживстандарт України, 2007. 20 с.
5. ДСТУ 2.306:2006. Єдина система конструкторської документації. Позначення графічних матеріалів. Київ : Держспоживстандарт України, 2007. 10 с.
6. ДСТУ 2.307:2005. Єдина система конструкторської документації. Нанесення розмірів і граничних відхилень. Київ : Держспоживстандарт України, 2006. 28 с.
7. ДСТУ 2.701:2006. Єдина система конструкторської документації. Схеми. Види і типи. Загальні вимоги. Київ : Держспоживстандарт України, 2007. 18 с.
8. ДСТУ 2.604:2005. Єдина система конструкторської документації. Креслення ремонтні. Загальні вимоги. Київ : Держспоживстандарт України, 2006. 22 с.
9. Бобирь Д. В. Двигуни внутрішнього згоряння : навчально-методичні рекомендації до виконання контрольної роботи // упоряд. : Д. В. Бобирь, Д. М. Кислий; Укр. держ. ун-т науки і технологій. Електрон. вид. Дніпро : УДУНТ, 2025. 22 с.
10. Abbey W. W. The Diesel That Did It: General Motors' FT Locomotive. Bloomington : Indiana University Press, 2022. 220 с. ISBN 978-0-253-06278-9.
11. Indian Railways Board. An Introductory Handbook on WDG4G Diesel Locomotive. New Delhi : Indian Railways, 2022. [Електронний ресурс]. URL: https://indianrailways.gov.in/railwayboard/uploads/directorate/eff_res/CAMTECH/An%20Introductory%20Handbook%20on%20WDG4G%20Diesel%20Locomotive_Final.pdf
12. An introductory handbook on WDG4G diesel locomotive : [Електронний ресурс] : training manual. – Jamalpur : Indian Railways Institute of Mechanical & Electrical Engineering, 2022. – 1 електрон. ресурс (PDF). – Режим доступу: <https://rdso.indianrailways.gov.in/works/uploads/File/An%20Introductory%20hand%20book%20on%20WDG4G%20Diesel%20Locomotive.pdf>
13. INSA Lyon. Département Génie énergétique et environnement. Machines thermiques S2 : [Електронний ресурс] : fiche d'unité d'enseignement / INSA Lyon. Villeurbanne, 2021. Режим доступу: https://scolpeda.insa-lyon.fr/f/ects?_lang=fr&id=53657
14. Rojas Peña, O. Tema 4. Motores 2021. V2 : [Електронний ресурс] : motor de combustión interna / O. Rojas Peña. 2021. Режим доступу: <https://es.scribd.com/document/553615764/Tema-4-Motores-2021-V2-1>
15. DAF Conseil. Catalogue formations PL, VI, CAR & BUS 2022 : [Електронний ресурс]. 2022. Режим доступу: <https://www.dafconseil.com/>

Навчально-методичне видання

Боднар Борис Євгенович
Бобирь Дмитро Валерійович

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Навчально-методичні рекомендації
до курсового та дипломного проектування

Експертний висновок склав канд. техн. наук, доц. Дмитро КИСЛИЙ

Зареєстровано НМВ УДУНТ (№ 1.848 від 27.11.2025)

В авторській редакції

Комп'ютерна верстка Д. В. Бобирь
Фахівець з цифрового видавництва

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 2,29. Обл.-вид. арк. 2,25.
Зам. № 3

Видавець: Український державний університет науки і технологій
вул. Лазаряна, 2, ауд. 1201, м. Дніпро, 49010.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 7709 від 14.12.2022

Адреса видавця та дільниці оперативної поліграфії:
вул. Лазаряна, 2, Дніпро, 49010